

ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

2'2009

Издание основано Национальным техническим университетом
"Харьковский Политехнический Институт" в 2002 году

Госиздание

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

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор

А.П. Марченко, *д. т. н., проф.*

Заместители главного редактора

С.В. Епифанов, *д. т. н., проф.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

И.В. Рыкова, *к. т. н.*

С.А. Алехин, *к. т. н.*

У.А. Абдулгасис, *д. т. н., проф.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *к. т. н., доц.*

Д.О. Волонцевич, *д. т. н., доц.*

А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

В.Г. Дьяченко, *д. т. н., проф.*

С.А. Ерощенко, *д. т. н., проф.*

А.И. Крайнюк, *д. т. н., проф.*

А.С. Куценко, *д. т. н., проф.*

В.И. Мороз, *д. т. н., проф.*

В.И. Пелепейченко, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

А.Н. Пойда, *д. т. н., проф.*

А.П. Строков, *д. т. н., проф.*

Б.Г. Тимошевський, *д. т. н., проф.*

И.И. Тимченко, *к. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

Н.Д. Чайнов, Л.Л. Мягков, А.Х. Володин,

Н.С. Маластовский

Сопряженная задача теплообмена при определении температурного поля крышки цилиндра среднеоборотного дизеля. 3

Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгасис

Оптимизация параметрических характеристик термодинамического регенеративного цикла Н-дизеля с использованием энергоносителя на основе гидроксида алюминия. 7

А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко

Определение ресурса воздухоохладителей компрессорных установок с использованием имитационного моделирования. 12

А.А. Хандримайлов, В.Г. Солодов

Численная модель сжимаемого вязкого турбулентного течения во впускных каналах и цилиндрах поршневых двигателей.

Часть II. Верификация. 16

С.Ю. Белик, И.В. Парсаданов

Результаты моделирования механических потерь в дизеле с газотурбинным наддувом. 20

В.В. Коробко, С.В. Коробко

Численное моделирование процессов в переходнике датчика кислорода и в выпускном коллекторе ДВС. 23

М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко,

В.А. Курмас

Математична модель процесу впуску в бензиновому двигуні з різними способами регулювання навантаження та ступеня стиску. 27

А.В. Грицюк

Новые возможности разделенной топливной системы непосредственного действия для улучшения показателей малолитражного дизеля. 32

Р.А. Варбанец

Моделирование рабочего процесса судовых дизелей в системе мониторинга D4.0H. 35

А.А. Тропина

Влияние электродинамических свойств разряда на формирование начального очага пламени. 41

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

В.Т. Турчин, В.О. Пильов, В.В. Матвеевко, І.Г. Омельченко

Підвищення економічності методу прогнозування ресурсної міцності поршнів двигунів енергетичних установок різного технологічного призначення. 46

А.П. Марченко, М.В. Прокопенко, В.О. Пильов, В.В. Шпаковский,

І.Г. Пожидаев

Дослідження впливу матеріалу гільзи швидкохідного дизеля на її температурний стан. 51

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21

НТУ «ХПИ», кафедра ДВС

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89

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

dvs@kpi.kharkov.ua

<i>А.П. Строков, А.М. Левтеров, А.Н. Авраменко</i>	
Расчетная оценка теплонпряженного состояния гильзы цилиндра форсированного транспортного дизеля	53
<i>В.Н. Доценко, И.Н. Москаленко</i>	
Математическая модель движения поршня ДВС с учетом гидродинамических сил и моментов, возникающих в смазочном слое между поршнем и цилиндром	57
<i>А.И. Крайнюк, С.В. Алексеев, А.А. Крайнюк</i>	
Система наддува ДВС с глубоким охлаждением наддувочного воздуха	59
<i>А.А. Лисовал</i>	
Выбор параметров регулирования газовой турбины автомобильного дизеля	65
<i>А.А. Прохоренко</i>	
Алгоритм электронного управления топливоподачей дизеля с системой Common Rail. Теоретические основы . . .	69
<i>О.В. Триньов, В.Т. Коваленко, С.В. Обозний, В.П. Куць, О.М. Клименко</i>	
Оцінка механічних напружень у випускних клапанах методами тензометрії	74
<i>А.А. Зотов</i>	
Разработка и научное обоснование методических подходов при проектировании поршней современных легкотопливных двигателей внутреннего сгорания	78
<i>В.Д. Суховерхов, А.Д. Стахурский, О.А. Македонський, С.А. Алёхин, Н.В. Клименко, Г.В. Щербаненко</i>	
Моторное масло для форсированных транспортных двигателей	83
<i>Е.Б. Медведев, Л.Ш. Шустер</i>	
Определение эффективной теплопроводности биметаллического центрального электрода свечи зажигания ДВС . 86	
<i>Н.И. Радченко, А.А. Андреев</i>	
Использование теплоты уходящих газов для охлаждения наддувочного воздуха судовых малооборотных дизелей 90	

ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС

<i>И.П. Васильев</i>	
Методика оценки ущерба, наносимого отработавшими газами ДВС при использовании в качестве топлива метана	94
<i>И.В. Парсаданов, А.П. Поливянчук</i>	
Оценка влияния гальваноплазменного покрытия поршня на выбросы твердых частиц с отработавшими газами дизеля	97

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

<i>В.И. Алехин, А.В. Белогуб, А.П. Марченко, О.В. Акимов</i>	
Компьютерно-интегрированное моделирование литейных процессов в автомобильных поршнях на основе конструкторско – технологической методики проектирования деталей ДВС	101

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

<i>О.К. Безюков, В.А. Жуков, О.В. Жукова</i>	
Формализация процессов старения охлаждающих жидкостей ДВС	105
<i>А.Н. Горбенко</i>	
Аналитическая оценка эксплуатационной устойчивости автобалансировки ротора на основе точного решения частной задачи	109

ИСПЫТАНИЯ ДВС

<i>В.В. Шпаковский</i>	
Результаты реостатных испытаний дизелей с поршнями, прошедшими гальваноплазменную обработку поверхности	115
<i>Н.А. Крестлинг, В.В. Попов</i>	
Экспериментальное исследование судового двигателя 12ЧНСП15/18 энергетической установки судна портового флота	117
РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ	120

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2009. – №2. –133 с.

Всеукраинский научно-технический журнал по вопросам усовершенствования конструкций, эксплуатации, технологии производства и расчетов двигателей внутреннего сгорания. Материалы статей были рекомендованы Программным комитетом XIV Международного конгресса двигателестроителей к открытой публикации в журнале и приняты редакционной коллегией.

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 9 от 24.07.2009 г.

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2009.

УДК 621.436

*Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, Л.Л. Мягков, канд. техн. наук, А.Х. Володин, асп.,
Н.С. Маластовский, асп.*

СОПРЯЖЕННАЯ ЗАДАЧА ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ КРЫШКИ ЦИЛИНДРА СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

По мере форсирования поршневых двигателей неизменно актуальным остается вопрос обеспечения рационального теплового режима образующих камеру сгорания деталей. Поскольку повышение удельных показателей происходит в основном за счет интенсификации рабочих процессов, то увеличивающиеся тепловые потоки в стенки камеры сгорания приводят к повышению их тепловой напряженности и, иногда, к преждевременному выходу из строя двигателя. Существуют различные методы повышения работоспособности теплонапряженных деталей, в частности использование теплоизоляционных покрытий [1] или альтернативных материалов [2]. Однако наиболее эффективными применительно к крышкам цилиндров являются меры по интенсификации теплообмена на теплоотдающих поверхностях.

Поскольку при работе в условиях пониженных температур происходит снижение показателей двигателя, то эффективная с точки зрения теплообмена конструкция должна обеспечить оптимальный тепловой режим. Она должна предотвратить повреждение и вследствие перегрева, и не допускать значительных колебаний температуры на переходных тепловых режимах.

Проведение экспериментов позволяет оценить то или иное конструкторское решение. Однако для ускорения создания новых конструкций, снижения затрат, повышения эффективности производственного процесса в настоящее время при определении тепловой эффективности вариантов, с последующим выбором наилучшего, целесообразно использовать методы численного моделирования [3].

Режимы теплообмена в крышке цилиндров

В полостях охлаждения форсированных дизелей, как правило, реализуется режим смешанного теплообмена. При этом в наиболее термонагруженных зонах имеет место, как вынужденная конвекция, так и пузырьковое кипение (рис. 1). В этой связи при

реализации поверхностного кипения в полости охлаждения авторы [4,5] выделяют, по меньшей мере, два положительных момента:

- значительное увеличение плотности теплового потока при минимальном росте температуры поверхности;
- возможность регулировать теплообмен в зависимости от характеристик системы охлаждения и свойств теплоносителя в достаточно широком диапазоне.

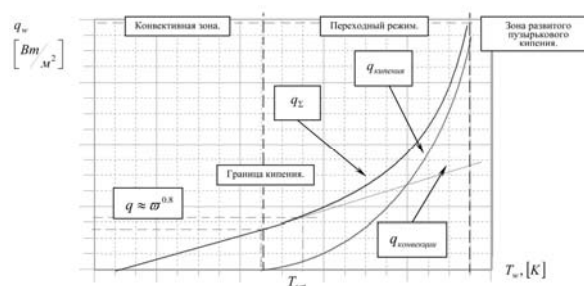


Рис.1. Распределение теплового потока

Рост температуры теплоотдающей поверхности приводит к изменению структуры газовой фазы — происходит переход от пузырькового кипения к пленочному, характеризующемуся снижением воспринимаемого теплового потока. При этом незначительное приращение температуры охлаждаемой поверхности может привести к локальному перегреву конструкции.

Во всех случаях оптимизации теплового режима крышки цилиндров, интенсификация циркуляции охлаждающей жидкости при работе двигателя, является эффективным инструментом в руках конструктора, который позволяет увеличивать конвективную составляющую теплового потока. В работе [5] экспериментально получены результаты влияния скорости движения на тепловой поток в охлаждающую жидкость (рис.2).

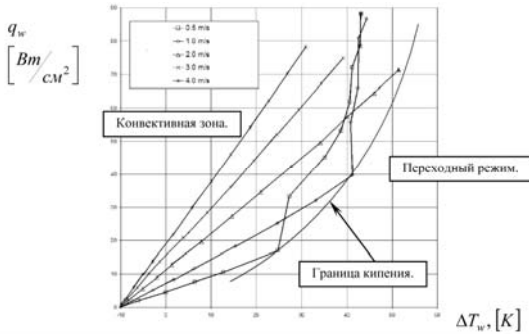


Рис. 2. Зависимость плотности теплового потока от перегрева теплоотдающей поверхности при различных скоростях циркуляции

Наличие отложений и чистота охлаждаемой поверхности крышки значительно влияют на режим и интенсивность теплоотдачи [6,7]. Степень шероховатости определяет число центров парообразования, которое учитывается при определении составляющих теплового потока, связанных с испарением жидкости и движением пузырьков пара в тепловом пограничном слое [8].

Расчетное значение температуры чистой охлаждаемой поверхности за счет отложений, продуктов окисления, коррозии металлов, неметаллических примесей, возникающих в процессе производства и эксплуатации, повышается с $145^0 [C]$ до $200^0 [C]$ и выше [9].

При незначительном недогреве жидкости до равновесной температуры, присутствующая газовая фаза влияет на структуру потока (рис. 3).

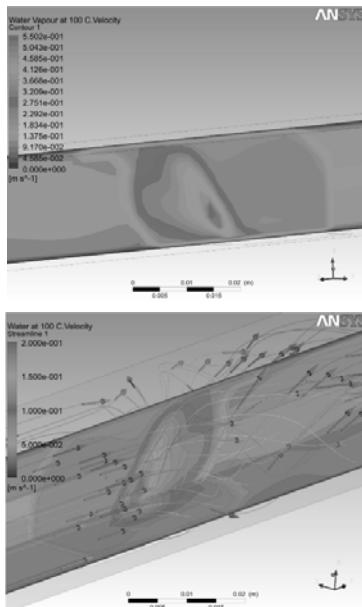


Рис. 3. Изменение структуры потока вследствие интенсивного парообразования

Современные пакеты прикладных программ численного анализа не позволяют смоделировать переход от пузырькового кипения к пленочному, что объясняется трудностями, связанными с изменением морфологии потока [10]. В этой связи численное определение критического теплового потока так же вызывает затруднение. Однако в двигателестроении необходимые расчеты с успехом может быть выполнены [11], если правильно оценить границу перехода, используя дополнительные эмпирические соотношения.

Математическая модель

Движение мультифазной жидкости описывается следующими уравнениями [12]:

- уравнение неразрывности для фазы α :

$$\frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \cdot \rho_\alpha) + \nabla \cdot (r_\alpha \cdot \rho_\alpha \cdot U_\alpha) = \sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta}$$

где $\sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta}$ - массовый поток, приведенный к единице объема за счет фазового перехода,

- уравнение сохранения количество движения:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \cdot \rho_\alpha \cdot U_\alpha) + \nabla \cdot (r_\alpha \cdot (\rho_\alpha \cdot U_\alpha \otimes U_\alpha)) \\ - \nabla \cdot (r_\alpha \cdot \mu_\alpha \cdot (\nabla U_\alpha)) = -r_\alpha \cdot \nabla p_\alpha + \\ \sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta} \cdot U_\alpha - \Gamma_{\beta\alpha} \cdot U_\beta) + S_M \end{aligned}$$

где $\sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta} \cdot U_\alpha - \Gamma_{\beta\alpha} \cdot U_\beta)$ - изменение импульса системы за счет межфазового массового перехода, S_M - дополнительный источниковый член, возникающий из-за разности плотностей жидкости и газа, определяется как $(\rho_l - \rho_{void}) \cdot g$.

- уравнение сохранения тепловой энергии:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(r_\alpha \cdot \rho_\alpha \cdot h_\alpha) + \nabla \cdot (r_\alpha \cdot (\rho_\alpha \cdot U_\alpha \cdot h_\alpha - \lambda_\alpha \cdot \nabla T)) = \\ \text{гип:} \\ = Q_\alpha + \sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta} \cdot h_{\beta S} - \Gamma_{\beta\alpha} \cdot h_{\alpha S}) \end{aligned}$$

где $\sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta} \cdot h_{\beta S} - \Gamma_{\beta\alpha} \cdot h_{\alpha S})$ - теплоперенос за счет фазового перехода.

Теплоперенос от одной фазы в другую определяется следующим уравнением:

$$Q_{\alpha\beta} = \alpha_{\alpha\beta} \cdot A_{\alpha\beta} \cdot (T_\alpha - T_\beta).$$

При теплопереносе от газа в жидкость используется модель Ранза – Маршалла, в соответствии с которой число Нуссельта определяется как:

$$Nu = 2 + 0.6 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.3},$$

где $Re = \frac{\rho_\alpha \cdot |U_\alpha - U_\beta| \cdot d_\beta}{\mu_\alpha}$ - число Рейнольдса при

обтекании пузырька.

Массовый поток $\Gamma_{\alpha\beta}$ определяется как:

$$\Gamma_{\alpha\beta} = m_{\alpha\beta} \cdot A_{\alpha\beta}$$

где $m_{\alpha\beta} = \frac{q_{\alpha\beta} + q_{\beta\alpha}}{H_{\beta S} - H_{\alpha S}}$ - массовый поток вещества,

приведенный к поверхности пузырька.

Для моделирования турбулентности используется модель Вилкокса, в соответствии с которой записаны уравнения для турбулентной кинетической энергии и диссипации турбулентной кинетической энергии:

$$\rho \cdot \nabla \cdot (\bar{u} \cdot k_t) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k_t \right] + P_k - \beta \cdot \rho \cdot k \cdot \varpi$$

$$\rho \cdot \nabla \cdot (\bar{u} \cdot \varpi) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varpi} \right) \nabla \varpi \right] + \alpha \cdot \frac{\varpi}{k} \cdot P_k - \beta \cdot \rho \cdot \varpi^2$$

Проведение численного эксперимента

Для проведения расчета создана твердотельная модель нижней части крышки цилиндра двигателя и обозначены соответствующие зоны (рис.4).

В качестве инструмента численного моделирования использовался пакет прикладных конечно-объемных программ – ANSYS-CFX.

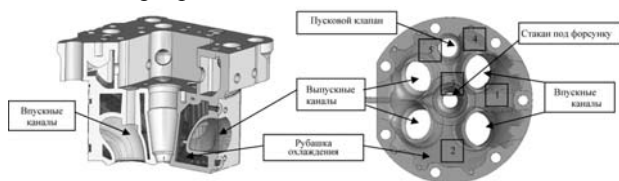


Рис. 4. Твердотельная модель крышки цилиндра (а) и схема днища крышки цилиндра (б)

Для точного задания граничных условий со стороны тепловоспринимающей поверхности произведена локализация осредненного по поверхности коэффициента теплоотдачи в соответствии с результатами, полученными в работе [13], для двигателей типа ЧН 30/38 (рис.5).

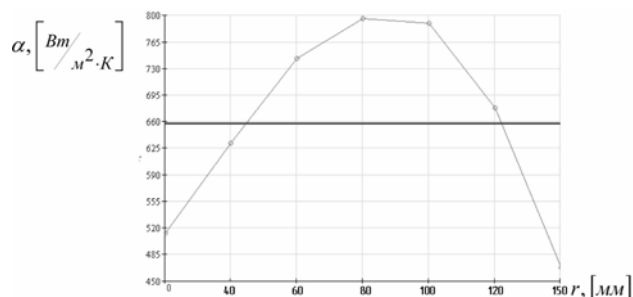


Рис.5. Среднее и локальные значения коэффициента теплоотдачи со стороны камеры сгорания вдоль радиуса цилиндра двигателя ЧН 30/38

Локализация проводилась с учетом равенства суммарного теплового потока в соответствии с зависимостью:

$$\alpha_{cp} \cdot F_{крышки} = \sum_{i=1}^6 \alpha_i \cdot F_i$$

Конечно-элементная модель состоит из 1500 тыс. тетраэдральных элементов, на основании которых производится дискретизация основных уравнений в контрольных объемах (рис. 6).

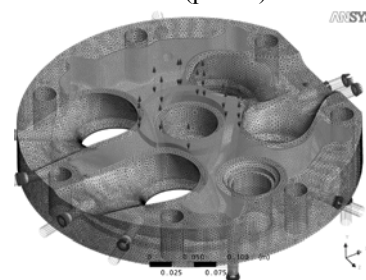


Рис.6. Конечно-элементная сетка расчетной области

В ходе расчета получены: поле скоростей, распределение давления в полости охлаждения и температурное поле крышки цилиндра.

На движение жидкости сказалось изменение направления ее подвода, что можно отчетливо наблюдать вблизи входных каналов, в частности в зоне перемычки выпускной клапан - пусковой (рис. 7).

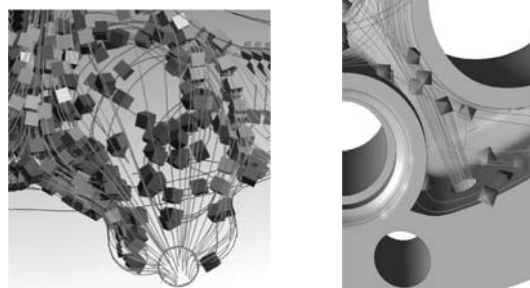


Рис. 7. Структура потока в зоне «5»

Горизонтальный подвод жидкости (рис. 8) позволяет интенсифицировать движение в области как выпускных, так и впускных каналов, что ведет к увеличению конвективной составляющей теплового потока, пропорциональной скорости [14]. В зоне же перемычки выпускной клапан - пусковой клапан отмечается некоторый застой, обуславливающий снижение притока более холодной жидкости и приводящий к локальному повышению температуры.

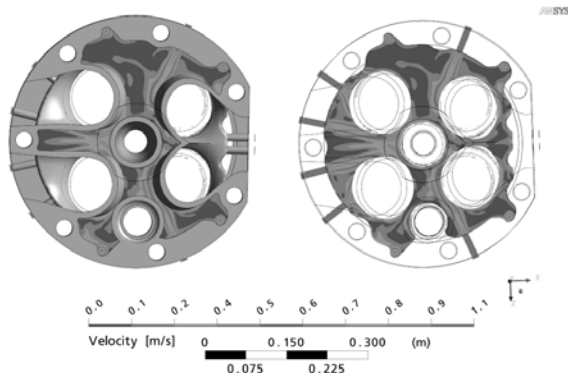


Рис. 8. Распределение скорости (м/с) на высоте 37мм от тепловоспринимающей поверхности

Наиболее термонагруженным участком является перемычка между выпускными клапанами, что объясняется высокими температурными нагрузками не только со стороны камеры сгорания, но и со стороны выпускных каналов, где средняя температура за цикл составляет 800 [K] (рис. 9).

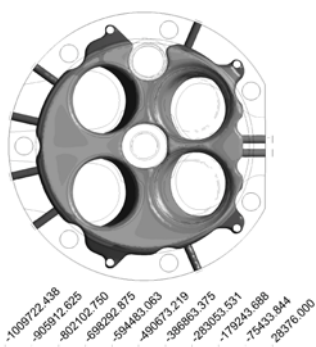


Рис. 9. Распределение плотности теплового потока $[Wm/m^2]$ по тепловоспринимающей поверхности

В эксперименте термопары располагались «эшелонировано», со стороны огневой поверхности на глубине 2,6 мм, а со стороны охлаждения – на глубине 3 мм при толщине днища крышки $h=14$ мм (рис. 10). На рис. 11 и в таблице проведено сопоставление экспериментальных данных с расчетными значениями температур.

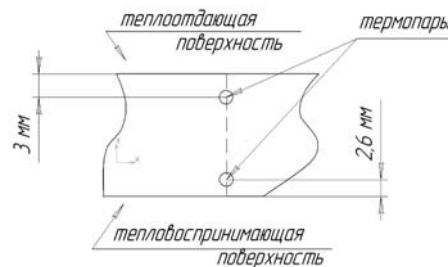


Рис. 10. Расположение термопар

Ориентировочно, значения температур на исследуемых поверхностях будут равны:

$$T_{огн.} [K] = T' [K] + (T'' [K] - T''' [K]) \cdot \frac{2,6 [мм]}{8,4 [мм]} - \text{со стороны огневого днища};$$

$$T_{охл.} [K] = T''' [K] - (T' [K] - T'' [K]) \cdot \frac{3,0 [мм]}{8,4 [мм]} - \text{со стороны охлаждения.}$$

Таблица. Значения температуры в точках [°C]

Номер группы термопар		1	2	3	4
Эксперимент	Огневое днище	401	320	360	366
	Теплоотдающая поверхность	230	176	204	211
Расчет	Огневое днище	369	265	341	374
	Теплоотдающая поверхность	150	130	136	179

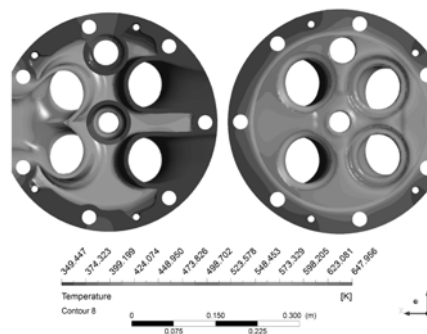


Рис. 11. Температурное поле крышки цилиндра

Хотя на практике стремятся избежать перехода в режим кипения, в случае его возникновения возможно определить плотность теплового потока первого кризиса. В частности наиболее используемой является зависимость С.С. Кутателадзе [15]:

$$q_{кр} = k \cdot r \cdot \sqrt{\rho_v} \cdot \sqrt[4]{g \cdot \sigma \cdot (\rho_f - \rho_v)} \cdot \left[1 + 0,065 \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_v} \right)^{0,8} \cdot \frac{c_p \cdot \Delta t}{r} \right],$$

$$q_{кр} = 0,223 \cdot 10^7 [Bm/M^2]$$

Максимальный тепловой поток в перемычке составил $q = 1.009 \cdot 10^6 [Bm/M^2]$.

Заключение

В ходе проведенной работы определено температурное поле крышки цилиндра судового двигателя. Выполненная модификация позволила изменить структуру потока жидкости в полости охлаждения. Определены зоны смешанного теплообмена, включающие как конвективную составляющую теплового потока, так и составляющую, возникающую за счет испарения жидкости с поверхности. Результаты расчета сопоставлены с результатами проводившегося ранее физического эксперимента.

Показана эффективность применения численного моделирования при решении задач определения температурного поля крышек цилиндров в сопряженной постановке.

Список литературы:

1. Оболонный И.В. Исследование влияния контактного теплообмена в элементах головок цилиндров дизелей на их тепловую напряженность: дис... канд. техн. наук / И.В. Оболонный. – М., 1991. – 213с. 2. Dawson S. *Compacted Graphite Iron: Mechanical and Physical Properties for Engine Design*, VDI Conference on Materials in Powertrain (Werkstoff und Automobilantrieb), Dresden, Germany, (October 1999). 3. Xu X. *The integration of CAD/CAM/CAE based on multi model technology in the development of cylinder head* / Xu X., Weiss Ul. // *International Journal of Automotive Technology*. – Vol. 3. – No. 2. – pp. 47-52 (2002). 4. Lee H. S. *A Study on Convection and Boiling Heat -Transfer Modes in a Standard Engine Cooling System* / H. S. Lee and L. W. Cholewczynski // *SAE VTMS6. – Brighton. – UK. – 2003*. 5. Andrew T. o'Neill. *Ex-*

perimental determination of convection boiling curves for water and ethylene glycol in rectangular channel with localized heating / Andrew T. o'Neill // *Western Michigan University Kalamazoo. – Michigan. – 2005*. 6. Gopinath R. Warriar. *Heat Transfer and Wall Heat Flux Partitioning During Subcooled Flow Nucleate Boiling* / Gopinath R. Warriar, Vijay K. Dhir // *Journal of Heat Transfer. – DECEMBER 2006. – Vol. 128. – p. 1243-1256*. 7. Колтин И.П. Отложения на теплоотдающих поверхностях деталей камеры сгорания как одно из препятствий форсирования ДВС / И.П. Колтин // *Двигателестроение. – 1981. - №12. – с.9-10*. 8. Бундин А.А. Расчет рельефа накипи и ее учет при решении температурных задач головки и гильзы цилиндра / А.А. Бундин // *Двигателестроение. – 1986. – №7. – с.18-20*. 9. Иващенко Н.А. Расчетное исследование теплового состояния днища крышки цилиндра дизеля / Н.А. Иващенко, Ю.И. Сазонов // *Теплонапряженность поршневых двигателей: Межвуз. Тематический сб. – 1979 – №8. – с.41-45*. 10. Frank Th. "Multiphase Flow Modeling and Simulation with Application to Water-Vapor Flows Through Fuel Rod Bundles of Nuclear Reactors" *Workshop on Modeling and Measurements of Two-Phase Flows and Heat Transfer in Nuclear Fuel Assemblies Division of Nuclear Reactor Technology, School of Engineering Sciences, KTH, Stockholm, Sweden, 10-11 October 2006*. 11. Zieher F. *Thermal Mechanical Fatigue Simulation of Cast Iron Cylinder Heads* / F. Zieher, F. Langmayr, A. Jelatancev, K. Wieser // *SAE 2005 World Congress. – 2005. – p.12*. 12. Blazek, J. *Computational fluid dynamics: principles and applications*. Elsevier Science, – 2001. – p.440. 13. Руссинковский С.Ю. Моделирование теплового состояния крышек цилиндров высокофорсированных транспортных дизелей на тепловом стенде: дис... канд. техн. наук / С.Ю. Руссинковский. – М., 1986. – 221с. 14. Мяжков Л.Л. Моделирование теплового состояния крышки цилиндра дизеля с учетом течения жидкости в полости охлаждения / Мяжков Л.Л., Маластовский Н.С. // *Труды 16 школы семинара под руководством академика РАН А.И.Леонтьева Санкт-Петербург, 21-25 мая 2007г. – 2007. т.2. 578с. (с. 174-178)*. 15. Исаченко В.П. *Теплопередача [2-е изд., доп.] / Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. – М: Атомиздат, 1979. – 415с.*

УДК. 629.113

Г.П. Подзноев, канд. геол.-мин. наук, У.А. Абдулгасис, д-р техн. наук

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО РЕГЕНЕРАТИВНОГО ЦИКЛА Н-ДИЗЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЯ НА ОСНОВЕ ГИДРИДА АЛЮМИНИЯ

Постановка проблемы

Осознание неизбежности грядущего истощения природных запасов углеводородного сырья определяет бурную активизацию исследований по разработке технологий альтернативного энергообеспечения транспорта. В автомобильном секторе практиче-

ски большинство производителей признало перспективность водорода в качестве возобновляемого универсального и высокоэффективного энергоносителя, активно разрабатывая концептуальных моделей авто на водородном топливе. Водород привлекает неисчерпаемостью своих природных ресурсов и безу-

пречной экологичностью, не нарушая природный кругооборот в системе «вода → (водород + кислород) → вода».

Практически энергетические корпорации вкладывают огромные средства в престижные водородные программы, а ряд мировых авто- производителей уже имеют по несколько опытных концепткаргов. Так, По данным интернет-сайтов "Дженерал моторс" намечает массовое производство альтернативных автомобилей. "Тойота" продает водородные авто малыми партиями. Германско-американский "Даймлер-Крайслер" испытал концепт автомобиль пятого поколения Nesaг-5.

В качестве автомобильного топлива водород может использоваться в двух видах силовых установок: в топливных элементах, которые вырабатывают ток для питания электродвигателей, или непосредственно в двигателях внутреннего сгорания. В последнем случае (BMW 750hL) преимущество состоит в том, что двигатели могут работать на любом из двух видов топлива - на бензине или водороде, позволяя эффективнее использовать существующую производственную и коммуникационную инфраструктуру. Работая в водородном режиме, двенадцатицилиндровый двигатель этой модели с рабочим объемом 6,0 литров развивает мощность в 260 л.с. и максимальный крутящий момент 390 Нм при 4 300 мин⁻¹, разгоняясь с места до 100 км/ч за 9,5 секунд. Водородный бак вмещает около 8 кг сжиженного водорода, отдельный бензиновый бак имеет объем 74 л.

Фирма «Ford» установила на модели Focus C-MAX водородный ДВС (H₂ ICE). В качестве основы был использован 2,3-литровый четырехцилиндровый 110-сильный (82 кВт) бензиновый двигатель. Сжатый водород размещался под давлением 350 бар в трех баках общим объемом 119 литров (2,75 кг) что позволяло автомобилю пройти 200 км.

Более эффективными считаются водородные системы с топливными элементами (ТЭ), поскольку КПД у них вдвое больше, чем у ДВС, и, следовательно, они обеспечивают вдвое больший пробег на каждый килограмм водорода.

GM оснастила модель Chevrolet Equinox Fuel Cell мощными электромоторами и никель-металлогидридными тяговыми аккумуляторами, заряжаемыми от топливных элементов мощностью 93 киловатта. Водород хранится в углепластиковых баллонах под давлением до 700 атм. Одной заправки

Equinox Fuel Cell (а это всего 4,2 килограмма водорода) хватает на 320 километров пробега.

Аналогично сконструированы модели Honda Civic FCX и DM Hy-Wire, с водородом, помещенным в специальные сверхпрочные баллоны объемом 150–160 дм³ под давлением 35 МПа. Масса H₂ при этом составляет всего 4,5–4,9 кг (570 МДж), способных обеспечить всего 400–450 км пробега.

Компанией Suzuki разработан новый концепт SX4-FCV на ТЭ. на основе внедорожника Suzuki SX4. Водород хранится в жидком виде в специальном баке. Дополнительным источником питания служит небольшой конденсатор, в котором хранится восстановленная тормозная энергия для использования во время разгона. Двигатель имеет мощность 92 л.с. и может проехать без дозаправки до 250 км при максимальной скорости 150 км/ч.

Как следует из приведенного выше краткого обзора, водород прочно вошел в приоритеты концепции развития технологии автомобильного производства. В совокупности финансирование этих проектов уже превысило \$15 млрд. и планируется дальнейшее увеличение ассигнований на проработку всей звеньевой системы технологической, производственной и коммуникационной структуры. По ориентировочным данным на это потребуется не менее \$600–700 млрд. в ближайшие 10–15 лет

В то же время водород как энергоноситель, несмотря на все свои теплотехнические и экологические преимущества, обладает весьма серьезными проблемами, практически неразрешимыми в разработанных концепциях. Самая серьезная из них - емкость топливного бака. Водород обладает весьма низкой объемной энергоемкостью и плотностью. Поэтому для его хранения и перевозки необходимо поддерживать очень высокое давление или весьма низкие температуры, что мало приемлемо для автомобильных двигателей. Водород весьма взрывоопасен в смеси с кислородом воздуха и наличие под сиденьем его сжатого до 35 МПа заряда, с взрывным потенциалом около 90 кг в тротиловом эквиваленте, психологически весьма опасно в современном неуравновешенном мире.

Пути решения проблемы

Одним из наиболее перспективных путей решения проблемы представляется использование ряда гидридов металлов. Наиболее интересен в этом отношении гидрид алюминия (AlH₃), в условном

объеме которого (150 дм³) содержится 22,2 кг водорода с энергопотенцией около 2665 МДж [1]. Набольший энергосвыход получается при гидролизе АН₃. При этом из его первоначального объема в 150 дм³ АН₃ можно получить уже 44,4 кг газообразного Н₂ с энергопотенцией 5370 МДж, что выше таковой для 150 дм³ бензина (5060 МДж). Кроме этого при гидролизе выделяется значительное количество тепловой энергии (16,0–18,0 МДж/кг АН₃, или около 3700 МДж в варианте 150 дм³ АН₃). Таким образом, полный энергопотенциал АН₃ может достигать 9000 МДж, что в 1,8 раза выше адекватного по объему бензина или в 15,8 раза выше, для сжатого до 35 МПа водорода [1]. В работе [2] рассмотрен идеальный термодинамический цикл Концепт-ДВС Н-Дизель, в который перед адиабатным сжатием введен предварительный процесс гидролиза АН₃ оборотной водой, получаемой при конденсации пара отходящих газов. Обратная вода к тому же регенерирует тепло отработанных газов, позволяя приближать цикл Н-Дизеля к регенеративному циклу Карно.

В работе [3] проведен расчет основных термодинамических характеристик и параметров идеального цикла Н-Дизеля с гидридом алюминия в качестве базового энергоносителя, показавший значительное увеличение количества полезной работы и термического КПД цикла при более мягких параметрических состояниях рабочего тела в цилиндре

Задачи исследований

В задачу проведенных исследований входило математическое моделирование идеализированного цикла Н-Дизеля, с целью оптимизации его основных параметрических характеристик и уровня их адекватности традиционному циклу Дизеля. Упрощенное моделирование проводилось по стандартной схеме, как и для традиционных идеальных циклов ДВС. За основу термодинамического расчета принята масса АН₃ (0,1268 г.), близкая по тепловыделению дизельному топливу за один полный термодинамический цикл (0,114 г) и равная по тепловому эквиваленту 5000 Дж. Из указанной пропорции до 40 % теплоты (1958 Дж) в цикле Н-Дизеля получается за счет гидролиза АН₃ и 60 % (3042 Дж) - при сгорании водорода.

В первой серии расчетов основной задачей ставилось количественное определение температуры и давления в точках смены термодинамических процессов, выводимой теплоты, термического КПД и

полезной работы цикла в зависимости от значений основных задаваемых характеристик - степени сжатия (в вариантах обычной для ДВС размерности - 10, 15, 20 и 25), и количества добавочной воды на гидролиз АН₃ в вариантах с 2,0; 3,0; 4,0; 5,0 и 6,0 граммами на одну порцию энергоносителя. Также определено количество теплоты вводимой в процесс за счет гидролиза. На основании сравнения рассчитанных моделей были выбраны наиболее оптимальные по основным параметрическим характеристикам варианты (отмечены жирным шрифтом в табл. 1).

Результаты исследований

Как следует из приведенных в табл. 1 результатов первой серии термодинамических расчетов, прослеживается ряд достаточно определенных тенденций в зависимости термодинамических параметров от вводимых в процесс Н-Дизеля технологических характеристик степени сжатия (в вариантах обычной для ДВС - размерности 10, 15, 20 и 25), и количества добавочной воды). воды на гидролиз АН₃ в вариантах с 2,0; 3,0; 4,0; 5,0 и 6,0 граммами на одну порцию энергоносителя. Также определено количество теплоты вводимой в процесс за счет гидролиза. На основании сравнения рассчитанных моделей были выбраны наиболее оптимальные по основным параметрическим характеристикам варианты (отмечены жирным шрифтом в табл. 1).

Температура в цикле Н-Дизеля перед адиабатным сжатием существенно отличается повышенным значением в сравнении с циклом дизеля вследствие ввода теплоты гидролиза вместе с паро-водородной фазой. Для варианта 1 с введением в цикл 2 г добавочной воды температура рабочего тела достигает 870⁰К против стандартных 298 для Дизеля (вариант 0), устойчиво снижаясь при увеличении количества добавочной воды. Но даже в условно граничном варианте с 6-ю граммами вводимой воды ее значение почти в два раза превышает стандартный вариант. Подобная особенность Н-Дизеля является ключевым фактором существенного увеличения термического КПД цикла. Кроме этого повышенная температура в начале цикла способствует более высокому ее значению и в конце адиабатного сжатия, повышая скорость и полноту сгорания топливной смеси. Температура паро-водородной смеси (аналог сжатого воздуха в обычном Дизеле) в каждом подварианте закономерно возрастает при повышении степени сжатия и снижается при увеличении массы подаваемой воды, оставаясь выше таковой обычного Дизеля.

Таблица 1. Численные значения параметрических характеристик Н-Дизеля в зависимости от степени сжатия и количества подаваемой воды

цикл	Дизель	Н-Дизель								
вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	
H ₂ O		2,0 г				3,0 г				
ε	17	10	15	20	25	10	15	20	25	
q ₁	5083	4899	4899	4899	4899	4932	4932	4932	4932	
ρ	2,642	1,323	1,29	1,269	1,254	1,291	1,26	1,241	1,227	
t ₂	298,0	870	870	870	870	703	703	703	703	
t ₃	850,0	1609	1771	1882	1973	1335	1471	1570	1648	
t ₄	2246	2130	2282	2388	2475	1724	1853	1949	2023	
t ₅	1096	1267	1106	1050	1009	933	874	832	801	
p ₂	1,0	2,9	2,9	2,9	2,9	2,36	2,36	2,36	2,36	
p ₃₋₄	48,5	54,2	69,1	126,4	165,2	44,8	74,0	105,4	138,5	
p ₅	3,68	4,0	3,7	3,5	3,4	3,13	2,9	2,8	2,7	
q ₂	1995	1267	941	719	544	1252	918	688	520	
η _t	0,607	0,741	0,808	0,853	0,889	0,746	0,814	0,861	0,895	
Работа	3084	3632	3958	4180	4355	3677	4014	4244	4412	
цикл	Н-Дизель									
вариант	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
H ₂ O	4 г				5 г			6 г		
ε	10	15	20	25	10	15	20	25	20	25
q ₁	4949	4949	4949	4949	4959	4959	4959	4959	4967	4967
ρ	1,263	1,234	1,217	1,204	1,24	1,314	1,197	1,186	1,169	1,181
t ₂	613	613	613	613	555	555	555	555	515	515
t ₃	1180	1304	1393	1467	1078	1192	1278	1346	1198	1265
t ₄	1490	1608	1696	1766	1336	1447	1531	1596	1415	1479
t ₅	790	743	710	684	699	658	631	608	577	557
p ₂	2,1	2,1	2,1	2,1	1,86	1,86	1,86	1,86	1,73	1,73
p ₃₋₄	39,6	65,7	93,6	123,2	36,1	59,9	85,7	116,7	80,5	106,1
p ₅	2,6	2,5	2,4	2,3	2,3	2,2	2,1	2,1	1,9	2,1
q ₂	1208	881	653	476	1189	841	621	432	590	400
η _t	0,756	0,822	0,868	0,904	0,76	0,83	0,875	0,913	0,881	920
Работа	3741	4068	4295	4473	3770	4116	4339	4527	4377	4569

Для более эффективных вариантов с подаваемой водой 5 и 6 г разница температур рабочего тела достигает 650-750⁰К, что свидетельствует как о пониженном термическом напряжении в рабочем цилиндре, так и об относительно меньших потерях тепла через стенки цилиндра. Еще выше различие между обычным Дизелем и Н-Дизелем при сравнении температур отработанных газов, почти вдвое меньшая для Н-Дизеля в вариантах с подачей добавочной воды на гидролиз в количестве 5 - 6 г (варианты 16-18).

В целом термодинамический цикл Н-Дизеля характеризуется значительно более мягкими термическими условиями работы цилиндра с меньшими теплотерями через его стенки. В последнем случае существенно упрощается система охлаждения двигателя, в которой практически отпадает необходимость при включении ее в систему регенерации теплоты путем

пропускания конденсатной воды через водяную «рубашку» ДВС.

Давление в цикле Н-Дизеля в противовес температуре имеет более высокие значения практически во всем диапазоне задаваемых технологических характеристик, что и определяет более высокую мощность цикла по выполняемой работе. Особенно значительно повышается давление при степени сжатия более 20 и подаче добавочной воды на гидролиз менее 5 г, (варианты со значением выше 110-120 МПа). Оптимальным диапазоном величины давления и определялись наиболее номинально эффективные варианты, которые условно принимались в диапазоне 90-110 МПа. В общем виде более высокие давления в данном случае обусловлены его повышением перед адиабатным сжатием.

Термический КПД цикла Н-Дизеля для всех

вариантов расчета существенно превышает таковой традиционного Дизеля, устойчиво возрастая при увеличении степени сжатия и количества подаваемой на гидролиз воды.

Выполняемая работа аналогично термическому КПД устойчиво повышается при увеличении степени сжатия, количества добавочной воды, уменьшении значения степени предварительного расширения и снижения выводимой теплоты.

Во второй серии расчетов, в диапазоне наиболее оптимальных сочетаний параметров, определялось влияние на основные параметры и характеристики цикла Н-Дизеля степени регенерации теплоты. По выбранным оптимизированным вариантам первой серии проведены уточнения параметрических характеристик по той же методике, с учетом выводимой из цикла после адиабатного расширения и совершения полезной работы, количества теплоты. Для последней предусматривалось возвращение на

стадию гидролиза с помощью добавочной воды, получаемой при конденсации отходящей парогазовой фазы, с последующим прохождением через противоточный трубчатый теплообменник, где вода нагревается за счет теплоты отходящих газов.

Расчетные данные (табл. 2) показывают, что адекватно количеству вводимой регенерируемой теплоты, происходит увеличение значений всех параметрических характеристик цикла в соответствующих вариантах с сохранением выявленных по первой серии расчетов закономерностей. При этом по оптимальному сочетанию термодинамических параметров, значений термического КПД и совершаемой работы можно выделить два наиболее эффективных варианта (Р-6 и Р-7) для цикла Н-Дизеля с регенерацией теплоты, ограничиваемых степенью сжатия 20-25 при количестве добавочной воды в пределах 4-6 г.

Таблица 2. Численные значения параметрических характеристик Н-Дизеля в зависимости от степени сжатия, количества подаваемой воды и регенерируемой теплоты

Цикл	Н-Дизель									
	Вариант	Р-1	Р-2	Р-3	Р-4	Р-5	Р-6	Р-7	Р-8	Р-9
ε		15			20					25
H ₂ O		2	3	4	2	3	4	5	6	6
q _{реген.}		700	700	700	500	500	500	500	450	300
q ₁		5561	5606	5629	5372	5413	5434	5448	5408	5260
ρ		1,239	1,219	1,201	1,234	1,212	1,195	1,178	1,166	1,6
t ₂		1051	835	716	1000	798	686	616	562	549
t ₃		2072	1699	1487	2111	1743	1530	1396	1202	1331
t ₄		2568	2071	1786	2605	2113	1827	1645	1506	1544
t ₅		1252	980	827	1152	906	767	680	616	583
p ₂		3,5	2,8	2,4	3,4	2,7	2,3	2,1	1,9	1,84
p ₃₋₄		104,4	85,5	74,5	141,8	117,1	102,5	93,8	87,3	111,8
p ₅		3,7	3,3	2,8	3,9	3,0	2,6	2,1	1,8	1,96
q ₂		818	799	765	608	585	545	525	515,8	353
η_t		0,853	0,858	0,864	0,887	0,892	0,900	0,904	0,905	0,933
Работа		4744	4807	4864	4763	4828	4889	4923	4892	4907

Выводы и рекомендации

Проведенные исследования однозначно показали более высокую эффективность Н-Дизеля. при практически полном его соответствии условиям и режимам работы традиционного Дизеля, что позволяет в принципе создать систему, работающую как на водороде, так и на дизтопливе. Это позволит в определенной мере сохранить существующую инфраструктуру транспортного сектора экономики.

Упрощенный расчет показывает, что при условно принятой единичной топливной порции диз-

топлива 0,114 г (0,143 см³) и совершаемой при этом работе 3083 Дж адекватное этому количеству гидроксида алюминия по величине совершаемой работе в вариантах Р4 и Р5 составит 0,08 г. При условной топливной емкости 150 дм³ в ней будет сосредоточено 120 кг дизтоплива или 217 кг AlH₃, энергетическая емкость которых по одинаково выполняемой работе (369,9 МДж/час при 2000 оборотах двигателя в мин) составит соответственно 3245 и 8362 МДж. Таким образом, при одинаковой топливной емкости автомобиль на дизтопливе проработает около 9 часов (750 км), а

на гидриде алюминия – 22 часа (1800 км), что тем более эффективнее в сравнении с концепцией со сжатым водородом даже в варианте с ТЭ. Кроме этого нет необходимости в значительной перестройке существующей производственной инфраструктуры.

Следующий этап исследований должно стать разработки проекта экспериментального стенда, конструктивно отображающего дизельный модуль, способный работать как на углеводородном, так и алюмогидридном энергоносителе. Параллельно необходимы дополнительные опытно-экспериментальные исследования по разработке эффективной технологии получения алюмогидрида.

УДК 66.045.1:621.5

А.Н. Ганжа, канд. техн. наук, Н.А. Марченко, канд. техн. наук

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕСУРСА ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Введение. В различных отраслях промышленности, энергетике, агропромышленном комплексе широко используется компрессорное оборудование. Такие установки предназначены для производства сжатого воздуха, других технических газов, а также используются в качестве силовых агрегатов для перекачивания природного газа и других веществ. Компрессорные установки и станции являются одними из наиболее энергоёмких агрегатов. Как известно, для снижения затрат электроэнергии или топлива, потребляемых компрессорами, используется многоступенчатое сжатие среды с промежуточным ее охлаждением в теплообменных аппаратах – воздухоохладителях [1]. На компрессорных станциях для обеспечения требуемых параметров и качества сжатой среды кроме промежуточных устанавливаются также предвключенные и концевые воздухоохладители. Охлаждающей средой может быть, как атмосферный воздух, так и другие газы, циркуляционная, сетевая вода и другие вещества. При охлаждении атмосферным воздухом теплота, отведенная от сжимаемой среды, в основном бесполезно рассеивается непосредственно в атмосферу, способствуя ее тепловому загрязнению. При охлаждении циркуляционной водой эта теплота также сбрасывается через системы оборотного охлаждения (водоемы, градирни) в окружающую среду. В последнее время с появлением когенерации большое внимание уделяется

Список литературы:

1. Подзноев Г.П. Металлогидридные системы энергообеспечения транспорта / Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгасис. // Двигатели внутреннего сгорания. - 2007. – С. 32-36.
2. Подзноев Г.П. Возможности повышения эффективности термодинамического цикла Дизеля путем использования альтернативного энергоносителя / Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгасис // Двигатели внутреннего сгорания. - № 1. - 2007. – С. 87-91.
3. Подзноев Г.П. Термодинамические особенности регенеративного цикла Н-дизеля с использованием энергоносителя на основе гидрида алюминия / Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгасис // Двигатели внутреннего сгорания. - №.2. - 2007. – С. 13-17.

глубокой утилизации всех сбросных тепловых потоков от энергетических установок. Для компрессоров наиболее рационально отводить теплоту от охлаждаемого воздуха посредством нагрева сетевой воды, и далее использовать ее на технологические или коммунально-бытовые нужды.

Постановка задачи. В стационарных компрессорных установках широко используются кожухотрубчатые воздухоохладители с перекрестным током теплоносителей, которые komponуются из гладких или высокоэффективных оребренных труб. Такие теплообменники имеют низкую компактность, большие массогабаритные показатели, но они более простые и дешевые по сравнению с другими аппаратами. В процессе эксплуатации воздухоохладители компрессорных установок подвергаются загрязнению как с наружной, так и с внутренней стороны. В аппаратах воздушного охлаждения (АВО) загрязнение поверхностей происходит в основном с наружной стороны и зависит от чистоты атмосферного воздуха. В этом случае часть энергии, вырабатываемой компрессором или потребляемой извне, идет на привод вентилятора. При охлаждении циркуляционной или сетевой водой загрязнение поверхностей происходит в большинстве случаев с внутренней стороны, т.е. со стороны воды. Как правило, качество циркуляционной или сетевой воды низкое, что приводит к загрязнению или полному загромождению

отдельных труб. В процессе эксплуатации количество заглушенных трубок, как правило, растет с нижней части, что снижает эффективность воздухоохладителей, и, в итоге приводит к полному его заглушению и вынужденному отключению по воде. Частичное или полное заглушение поверхностей теплообмена воздухоохладителей приводит к росту температуры воздуха на входе в следующую ступень компрессора, увеличению потребляемой мощности, росту гидравлического сопротивления аппарата, уменьшению расхода, ухудшению качества и параметров нагреваемой воды. Поэтому разработка методов и средств, позволяющих определять эффективность воздухоохладителей в процессе эксплуатации, а также их ресурс, является актуальной задачей в условиях дороговизны и дефицита топливно-энергетических ресурсов и важной задачей в энергосбережении.

Решение. Загрязнение и заглушение отдельных труб теплообменника в процессе эксплуатации зависит от множества факторов: случайных отклонений качества воды и ее загрязнения продуктами стояночной коррозии и др., случайных отклонений в структуре поверхности труб, случайных отклонений в технологии изготовления аппарата, количества остановов и пр. Процесс загрязнения начинается, как правило, с нижней части и постепенно заполняет всю поверхность (см. рис. 1).

Так как процесс загрязнения носит преимущественно случайный характер, то для его анализа целесообразно использовать методы имитационного моделирования [2]. Для этого генерируется распределение случайных величин, характеризующих загрязнение и влияющих на распределение расхода воды в каждом ряду труб: сужение диаметра на входе, длина загрязненного участка, количество полностью заглушенных труб в каждом ряду. Так как загрязнение продвигается снизу аппарата, то максимальные значения случайных величин уменьшаются от нижнего не полностью заглушенного ряда к верхнему. В расчете задается количество полностью заглушенных рядов снизу.

Следующим шагом расчета является определение расходов и скоростей воды в каждом ряду труб с учетом случайного количества полностью заглушенных труб. Местные сопротивления на входе в каждый ряд определяются с учетом имитируемых величин сужения диаметра на входе и длины загрязнен-

ного участка по зависимостям из [3]. Так как в этом случае течение воды внутри труб представляет собой сложную гидравлическую структуру, то для расчета распределения расходов используются алгоритмы теории графов [4].



а) загрязненный



б) вышедший из строя

Рис. 1. Трубные решетки воздухоохладителя

После определения расходов и скоростей воды в каждом ряду труб производится тепловой расчет аппарата. Целью такого расчета является определение количества отведенной от воздуха теплоты или температуры воздуха на выходе из охладителя. Для решения поставленной задачи используется разработанный авторами алгоритм дискретного расчета сложного перекрестноточного аппарата. Составленная обобщенная расчетная схема такого аппарата представлена на рис. 2.

Для упрощения процедуры определения эффективности теплообменников со сложной смешанной схемой тока и неравномерным (дискретным) распределением параметров поверхности и теплоносителей авторами была предложена методика и алгоритм дискретного расчета, где элементами, из которых скомпонован теплообменник (см. рис. 2, вид А), являются простейшие схемы однократного перекрест-

ного течения с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу. Следует отметить, что большинство традиционных подходов к дискретному расчету предусматривает разбивку поверхности на

большое число элементов (конечных разностей), где, как правило, не учитываются особенности движения сред в элементах.

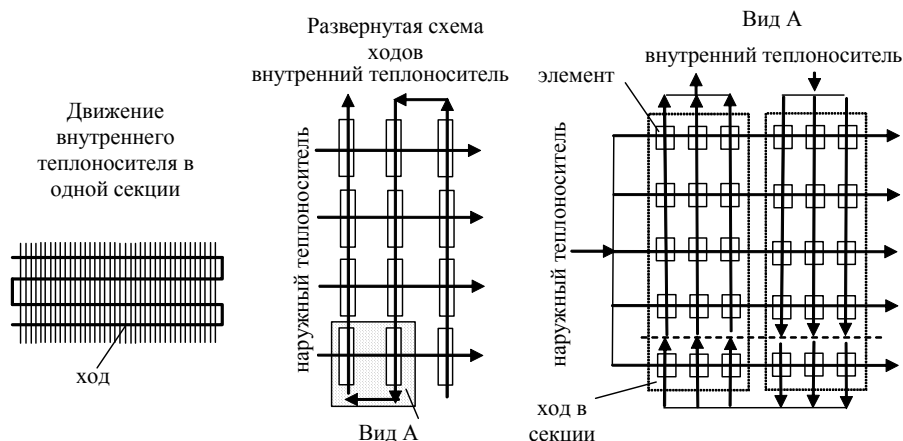


Рис. 2. Расчетная схема для теплового расчета воздухоохладителя

В предложенной методике эффективность каждого перекрестноточного элемента из рис. 2 и температуры теплоносителей на выходе из элементов будут выражаться следующим образом [5, 6]:

$$P_3 = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_{23}}} + \frac{R_3}{1 - e^{-R_3 \cdot NTU_{23}}} - \frac{1}{NTU_{23}}}; \quad (1)$$

$$t_{n_{23}} = t_{n_{13}} + P_3(t_{r_{13}} - t_{n_{13}}) \text{ и} \\ t_{r_{23}} = t_{r_{13}} - P_3 R_3(t_{r_{13}} - t_{n_{13}}), \quad (2)$$

где "э" – индекс, обозначающий, что параметры определяются в элементе; "1" – вход среды, "2" – выход среды; "н" и "г" – нагреваемый и греющий теплоносители; R и NTU_2 – отношение водяных эквивалентов и число единиц переноса теплоты к нагреваемому теплоносителю [5, 6], $R = \frac{W_n}{W_r}$, $NTU_2 = \frac{K \cdot F}{W_n}$,

где K и F – коэффициент и площадь теплопередачи.

Авторами были получены такие зависимости для определения локальных температур теплоносителей (средних в элементе):

$$\overline{t_{n_3}} = t_{n_{13}} + \mathfrak{G}_{n_3}(t_{r_{13}} - t_{n_{13}}) \text{ и} \quad (3)$$

$$\mathfrak{G}_{n_3} = P_3 \cdot \left(\frac{1}{1 - e^{-NTU_{23}}} - \frac{1}{NTU_{23}} \right) \text{ и}$$

$$\mathfrak{G}_{r_3} = P_3 \cdot \left(\frac{R_3}{1 - e^{-R_3 \cdot NTU_{23}}} - \frac{1}{NTU_{23}} \right). \quad (4)$$

По этим температурам определяются средние температуры теплоносителей во всем аппарате, чем решается известная проблема с их нахождением.

В алгоритме предусмотрено, что повторение гидравлического и теплового расчета происходит до достижения допустимой сходимости по перепаду давлений и тепловой производительности.

В качестве примера рассмотрен промежуточный воздухоохладитель двухступенчатого компрессора с такими расчетными параметрами: расход воздуха – 500 м³/мин (10,04 кг/с); расход циркуляционной воды – 70 кг/с; давление воздуха после КНД – 0,25 МПа; давление циркуляционной воды – 0,8 МПа; температура воздуха после КНД – 130 °С; температура циркуляционной воды после обратной системы охлаждения – 30 °С. Один ход аппарата состоит из неоребранных труб длиной 1 м с наружным диаметром 28 мм, внутренним диаметром 24 мм, шероховатостью 0,6 мм. Число ходов по воздуху – 4. Шаг разбивки труб в пучке – 40 мм. Количество труб по наибольшей диагонали шестиугольника – 21 шт., количество шестиугольников в пучке – 10. Площадь наружной поверхности – 114 м².

Сгенерированное случайное распределение сужения диаметров на входе, длин загрязненных участков, количества полностью заглушенных труб в каждом ряду и соответствующее ему распределение скоростей воды из гидравлического расчета приведено на рис. 3. Распределение температур воздуха и воды из теплового расчета аппарата приведено на рис. 4.

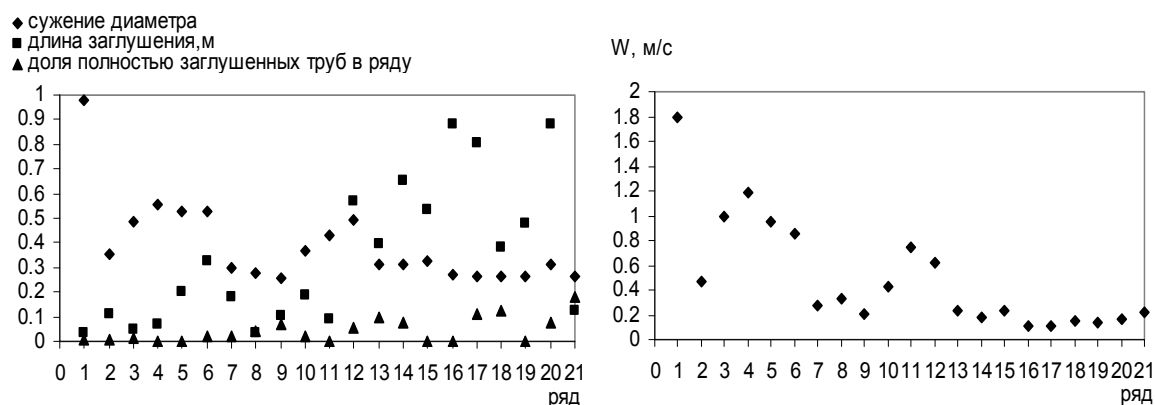


Рис. 3. Случайное распределения параметров загрязнения труб на входе и соответствующее распределение скоростей воды

Как видно из результатов расчета в загрязненном аппарате присутствует неравномерность распределения скоростей и температур нагреваемой воды по рядам труб, а распределение температур воздуха носит относительно равномерный характер. В чистом теплообменнике вклад в неравномерность распределения вносит наличие начальных тепловых и гидравлических участков. В итоге в чистом аппарате температура воздуха на выходе будет 37,5 °С, а в

загрязненном – 41,8 °С. Дальнейшее загрязнение будет приводить к полному заглужению нижних рядов и росту температуры воздуха на выходе, скоростей в верхних рядах, гидравлическому сопротивлению теплообменника. Сопротивление аппарата будет влиять на общий напор сети, куда он включен, и, следовательно – будет уменьшаться подача воды, которую обеспечивает насос.

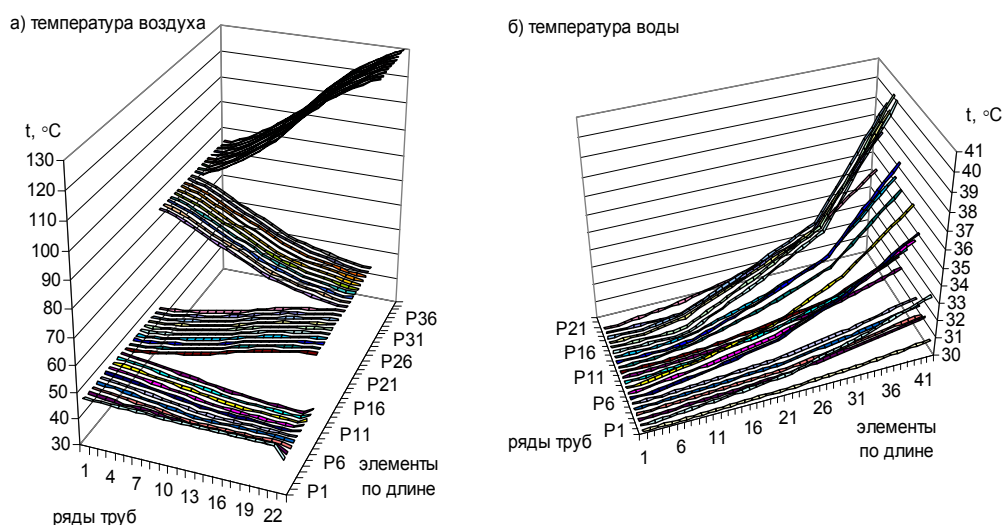


Рис. 4. Распределение температур воздуха и воды

Поэтому расчеты по определению ресурса и эффективности воздухоохладителя следует вести в комплексе с насосным оборудованием и гидравлическим расчетом сети или системы обратного водоснабжения. Время ресурса аппарата определяется методами имитационного моделирования интенсивности накопления дальнейших загрязнений и полного заглужения труб или по зависимостям из [7].

Выводы. Разработанные методы и средства позволяют получить распределение локальных тепло-

вых и гидравлических параметров в воздухоохладителе с учетом неравномерности распределения загрязнений. Распределение загрязнений и заглужения труб генерируется методами имитационного моделирования, так как носит преимущественно случайный характер. Некоторые известные зависимости и факторы дают возможность определить места преимущественного образования загрязнений. Имитационное моделирование, направленное на генерирование интенсивности образования загрязнений, с

учетом характера известных зависимостей накопления отложений от параметров (скоростей, температур, состава воды и пр.) позволяет прогнозировать ресурс теплообменника. В дальнейшем подобные расчеты воздухоохлаждателей целесообразно проводить в комплексе с гидравлическими расчетами водяной сети, насосного оборудования, электродвигателей и компрессора, для которых обычно используются элементы системного анализа.

Список литературы:

1. Стационарные газотурбинные установки / под ред. Л.В. Арсеньева, В.Г. Тырышкина. – Л.: Машиностроение,

1989. – 543 с. 2. Кельтон В. Имитационное моделирование / В. Кельтон, А. Лоу. – СПб.: Питер; Киев: Издательская группа ВНУ, 2004. – 847 с. 3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с. 4. Берж К. Теория графов и ее применение / К. Берж – М.: ИЛ, 1962. – 319 с. 5. Кейс В.М. Компактные теплообменники / В.М. Кейс, В.М. Лондон – М.: Энергия, 1967. – 223 с. 6. Ганжа А.Н. Исследование эффективности воздухоохлаждателей компрессорных установок / А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 9. – С. 32-37. 7. Кучеренко Д.И. Обратное водоснабжение (Системы водяного охлаждения) / Д.И. Кучеренко, В.А. Гладков. – М.: Стройиздат, 1980, – 168 с.

УДК 612.43.013

А.А. Хандримайлов, инж., В.Г. Солодов, д-р техн. наук

ЧИСЛЕННАЯ МОДЕЛЬ СЖИМАЕМОГО ВЯЗКОГО ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ ВО ВПУСКНЫХ КАНАЛАХ И ЦИЛИНДРАХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. Часть II. ВЕРИФИКАЦИЯ

Введение

Данная статья посвящена численному моделированию нестационарных сжимаемых вязких турбулентных течений в элементах впускных систем поршневых двигателей. В статье представлен численный метод и постановка задачи о расчете сжимаемого вязкого турбулентного течения газа в элементах впускных систем, цилиндрах и камерах сгорания поршневых двигателей на основе развития программного обеспечения **MTFS** [1, 2]. Целью работы является тестирование метода на данных ЛДА эксперимента [3].

Математическая модель расчетной области и процесса.

Рассматривается газодинамическая задача о впуске и последующем сжатии рабочей смеси в цилиндре ДВС. Основные геометрические параметры модели представлены на рис.1.

Для определения положения поршня и клапана в зависимости от угла поворота коленчатого вала задаются соответствующие кинематические законы движения, которые определяются частотой вращения кривошипа и его начальным углом поворота. Положение поршня (рис.1) определяется по формуле:

$$S_{\varphi} = L + R(1 - \cos \varphi) - \sqrt{L^2 - R^2 \cdot \sin^2 \varphi},$$

где φ – угол поворота коленчатого вала (п.к.в.), L – длина шатуна, S – ход поршня, R – радиус кривошипа. Перемещение клапана задается в виде зависимости величины подъема клапана от угла п.к.в. ($h_{\text{кл}} = f(\varphi)$).

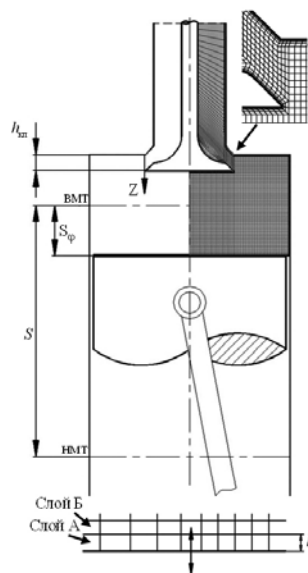


Рис. 1. Схема и пример сеточного описания расчетной области

Сеточная модель является гексаэдральной со сгущением вблизи твердых границ расчетной области; высота минимальной ячейки пограничного слоя составляет $\sim 10^{-5}$ м. Сеточная модель разделена на

несколько подобластей: область с неизменяемой сеткой; подвижная сеточная область, которая перемещается по заданному закону; область с деформирующейся сеткой. Принцип деформирования сетки во времени основан на послойном изменении путем сжатия/растяжения, либо объединения/разделения параллельных слоев ячеек, прилегающих к подвижной границе. Для подвижных границ вводится характерная высота слоя ячеек h_0 . Слой ячеек, прилегающий к подвижной границе (слой А на рис.1), разделяется или объединяется с соседним слоем (слой Б на рис.1) в зависимости от высоты h слоя А.

При движении подвижной границы в сторону расширения сеточной области (рис. 1) условие разделения слоя А: $h \geq 1.5h_0$. При делении образуются два слоя ячеек: с высотой $0.5h_0$ около подвижной границы и с высотой h_0 . При движении подвижной границы в сторону сжатия сеточной области слой А объединяется со слоем Б при условии: $h < 0.5h_0$. Пересчет узлов достигается линейной интерполяцией вдоль осевой координаты.

Численный метод интегрирования уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу-Фавру, изложен в части I данной работы.

Моделирование турбулентности осуществляется вычислением формируемых при осреднении рейнольдсовых турбулентных напряжений с помощью моделей турбулентности. При применении гипотезы Буссинеска о разделении вязких касательных напряжений на ламинарную и турбулентную части использовались однопараметрическая модель вихревой вязкости Спаларта-Аллмараса (SA) [4], и двухпараметрическая модель турбулентных напряжений Ментера (SST) [5], отражающая механизм переноса рейнольдсовых напряжений. Опыт применения этих моделей для течений в элементах впускных систем кратко изложен в [6].

Дифференциальное уравнение переноса турбулентной вязкости SA и два дифференциальных уравнения SST подобны по форме осредненным уравнениям Навье-Стокса, и поэтому интегрируется модификацией той же разностной схемы с использованием рассмотренного алгоритма.

Численная трактовка источников членов модели SST определяет устойчивость счета по данной модели. Рекомендации по этому вопросу изложены в обзоре [6]. Их реализация несущественно отличается

от приемов, которые рекомендованы для аппроксимации источников членов модели SA.

Граничные условия формулируются на основе известной физически обусловленной каналовой постановки [7], при которой выставляются стационарные распределения полных параметров потока на входных границах расчетной области. Твердые стенки предполагаются адиабатическими; на них задается условие прилипания с учетом подвижности части границ [7].

Для модели SA на входной границе расчетной области задается значение турбулентной вязкости, которое для входных потоков может составлять доли значения молекулярной вязкости. На выходе ставится условие равенства нулю произведения турбулентной вязкости. На стенках значение турбулентной вязкости полагается равным нулю. В модели SST на стенках значение кинетической энергии турбулентности принимается равным нулю. Значение частоты турбулентных пульсаций определяется из асимптотического соотношения [5].

Устойчивость алгоритма и ускорение сходимости. Схема имеет второй порядок аппроксимации по времени и пространственным координатам. Явная часть численной схемы ограничена обычным условием Куранта для разностного оператора, где полный временной шаг вычисляется по вкладам конвективной и диффузионной составляющих:

$$\Delta t = CFL \cdot \Delta t_c \Delta t_d / (\Delta t_c + \Delta t_d).$$

Конвективная составляющая шага вычисляется по собственным значениям якобиевых матриц, а диффузионная составляющая определяется числом Прандтля и вязкостью газа в соответствии с критерием Неймана.

$$\Delta t_c = 1/(\lambda_\xi + \lambda_\eta + \lambda_\zeta),$$

$$\Delta t_d = 1/[const \cdot \kappa \mu (\xi_0^2 + \eta_0^2 + \zeta_0^2) / (\rho Pr)].$$

Шаг интегрирования по псевдовремени ограничен $\Delta \tau < (2/3)\Delta t$. Для расчета нестационарных задач должна быть обеспечена сходимость итераций по псевдовремени в рамках временного шага. Оптимальный выбор физического временного шага и величины итерационного параметра зависит от применения и величины параметра обусловленности, что в свою очередь определяется физическим содержанием задачи.

Аппроксимация вычислительной области. Организация и параллелизация алгоритма. Опи-

сание области течения основывается на построении твердотельной модели расчетной области с неструктурированной доменной сеточной архитектурой [1, 2], на основе которой производится декомпозиция области на пучки одномерных нитей, составленных из гексаэдральных ячеек трех семейств, соответствующих направлениям локальной сеточной системы координат. Такое представление сеточного разбиения обеспечивает реализацию экспоненциально сгущающихся сеток, обтягивающих без перекрытий все твердые поверхности для аккуратного описания пограничного слоя, позволяет эффективно и экономично обрабатывать трехмерные расчетные области с произвольной конфигурацией границ, упрощает реализацию интерфейса геометрических и газодинамических данных в другие форматы.

Ниточная организация обработки трехмерного набора ячеек допускает возможность эффективной параллелизации вычислений [6]. Для реализации параллельных вычислений создается набор индивидуальных подпроцессов, каждый из которых оперирует одновременно с пропорциональным количеством нитей выбранного семейства. Данная стратегия эффективно использует произвольное число процессоров и реализуется на любой платформе.

Верификация численного метода в условиях установившегося течения

Верификация в условиях установившегося течения проводится путем сопоставления результатов расчетов с данными [3]. Эксперимент проведен методом лазерной анемометрии газового потока с заявленной погрешностью результатов 3%.

Оссимметричная модель (рис. 1) представляет собой область прямого подводящего канала, клапанной щели и цилиндра. Геометрические параметры модели: диаметр впускного канала 27 мм, диаметр тарелки клапана 33 мм, диаметр цилиндра 75 мм, угол наклона фаски клапана 45° . Подвижная граница поршня заменялась выходной проницаемой границей на расстоянии трех диаметров цилиндра от плоскости головки, на которой выставлялись соответствующие граничные условия.

Мощность сеточной модели составляла ~ 180 тыс. ячеек. Сетка являлась гексаэдральной (рис. 1) с организацией сгущения вблизи твердых границ расчетной области $y^+ \leq 0.3$. В качестве граничных условий задавались полное давление и температура на входной и выходной границах модели. Использо-

вались модели турбулентности Спаларта-Аллмараса и SST модель Ментера.

Предметом исследования данного раздела является структура газового течения в клапанной щели. Расчеты проведены для различных величин подъема клапана ($h_{кл}$).

Результаты исследования. На рис. 2 представлено сопоставление расчетных и экспериментальных данных по величине радиальной скорости на выходе клапанной щели (Z на рис. 1). На рис. 3 показана зависимость массового расхода (G , кг/ч) от величины подъема клапана ($h_{кл}$, мм) при фиксированном перепаде давления. Графики пульсаций скорости на выходе клапанной щели представлены на рис. 4.

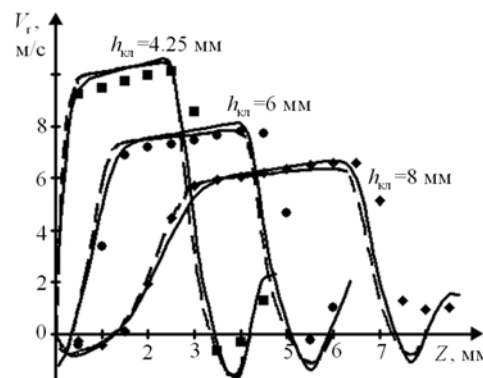


Рис. 2. Профили радиальной скорости течения на выходе клапанной щели (■, ●, ▲ – эксперимент; — – расчет, модель SA; - - - расчет, модель SST)

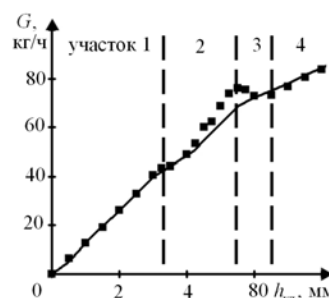


Рис. 3. Зависимость массового расхода от величины подъема клапана (■ – эксперимент; — – расчет)

Авторы экспериментальной работы [3] выделяют четыре участка изменения наклона кривой массового расхода (рис. 3). Появление или исчезновение зон отрыва потока в клапанной щели характеризуется сменой участка на графике массового расхода (рис. 3). На расчетной кривой участки 2, 3 выражены менее четко по сравнению с экспериментальными данными.

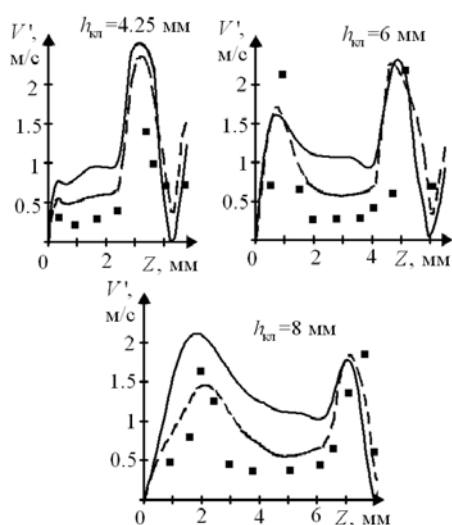


Рис. 4. Профили пульсаций скорости на выходе клапанной щели (■ – эксперимент; — – расчет, модель турбулентности SA; - - - расчет, модель турбулентности SST)

Анализ результатов сопоставления с экспериментальными данными показал, что SST модель дает лучшее разрешение турбулентных пульсаций по сравнению с моделью турбулентности SA.

Верификация численного метода в условиях нестационарного течения

Ниже проводится тестирование численного метода в условиях нестационарного течения на данных опытов [3].

Модель исследования являлась осесимметричной с прямым подводящим каналом (рис. 1). Геометрические параметры модели прежние при ходе поршня 94 мм, длине шатуна 188 мм. Сопоставление выполнено на выходе клапанной щели (направление Z на рис.1) и внутри цилиндра в радиальном направлении (r) от оси к стенке цилиндра на расстоянии 15 мм от плоскости головки.

Сетка являлась гексаэдральной с организацией сгущения вблизи твердых границ ($y^+ \leq 0.3$). Мощность сеточной модели при положении поршня в верхней мертвой точке (ВМТ) составляла ~ 10 тыс. ячеек, и увеличивалась по мере движения поршня к нижней мертвой точке (НМТ). В качестве начальных условий для расчета задавались полное давление и температура в расчетной области модели, соответствующие опытным данным [3]. На входной границе подводящего канала задавались постоянные давление и температура торможения.

Результаты исследования даны на рис.5 и 6. На рис.5 представлены профили радиальной скорости на выходе клапанной щели для различных величин подъема клапана. Профили осевых и радиальных компонент скорости в цилиндре для $h_{\text{кл}} = 6$ мм даны на рис.6.

Согласно результатам сопоставления расчетных и экспериментальных данных наблюдаются различия в значениях скорости в ядре течения через клапанную щель.

Сравнительные графики (рис. 5) показывают, что относительная погрешность по величине скорости в клапанной щели уменьшается с увеличением скорости потока. В расчетах течения, приближенного к условиям реального двигателя, скорость потока на порядок выше и погрешность в определении поля скоростей незначительна. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных по профилям осевой и радиальной компонент скорости в цилиндре (рис. 6) указывает на их удовлетворительное соответствие.

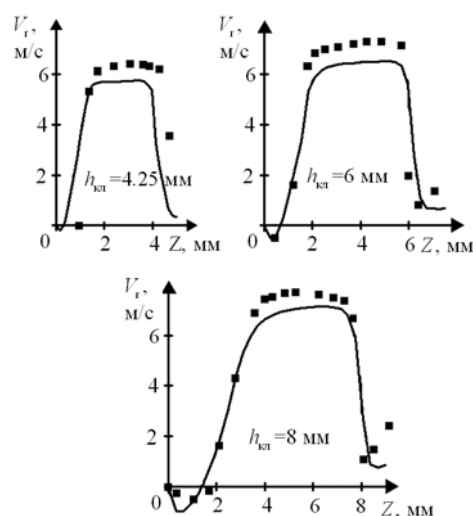


Рис. 5. Профили радиальной скорости на выходе клапанной щели (■ – эксперимент, — – расчет)

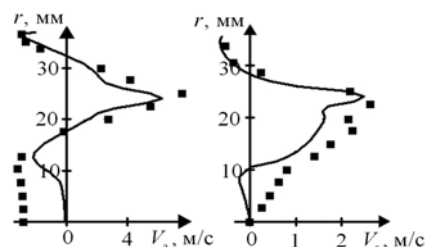


Рис. 6. Профили осевой (V_a) и радиальной (V_r) скорости в цилиндре (■ – эксперимент, — – расчет)

Заключение

В работе изложен опыт авторов в области численного моделирования сжимаемых вязких турбулентных течений в элементах трактов впуска, камерах сгорания и цилиндрах поршневых двигателей с использованием программного комплекса **MTFS**.

Продемонстрированы возможности технологии в моделировании газодинамических процессов подготовки воздушнотопливной смеси. Показано, что моделирование вязкого турбулентного течения в областях со сложной геометрией границ, развитыми отрывами и большой относительной поверхностью стенок позволяет получать количественно адекватные эксперименту результаты. Развитием данной работы может быть имплементация модели струи топлива в КС дизелей и разработка модели воспламенения смеси.

Авторы высоко оценивают плодотворные дискуссии последних лет с профессором J. Whitelaw (London Royal College), докторами Ю. Стародубцевым (ХНАДУ), Р. Spalart (Boeing).

Список литературы:

1. Солодов В.Г. Солвер для решения трехмерных нестационарных задач внутренней газодинамики / В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев. // Вестник ХГАДТУ. – 2000. - Вып. 12,13. – С. 103-105.
2. Солодов В.Г. Научно-прикладной программный комплекс **MTFS**[®] для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы. / В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев // Сертификат гос. регистр. авторских прав. - УГААСП. - #5921. - 07.16.2002.
3. Bicen A.F. Steady and unsteady air flow through an intake valve of a reciprocating engine / A.F. Bicen, C. Vafidis, J.H. Whitelaw // 2nd Winter Annual Meeting ASME. – 1984. – P. 47 – 55.
4. Spalart P.R. A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows / P.R. Spalart., S.R. Allmaras // AIAA Paper 92-0439. – 1992. - 21 p.
5. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications/ F.R. Menter // AIAA Journal. - 1994. - №8. - P. 1598-1605.
6. Солодов В.Г. Численное моделирование сжимаемых вязких турбулентных течений во впускных каналах и цилиндрах поршневых двигателей / В.Г. Солодов, А.А. Хандримайлов // Аэрогидродинамика: проблемы и перспективы. – 2006. – Вып.2. – С. 212–233.
7. Ferziger J. Computational Methods for Fluid Dynamics / J. Ferziger, M. Peric. – Springer. – 1999. – 389 p.

УДК 621.432.018.2

С.Ю. Белик, асп., И.В. Парсаданов, д-р техн. наук

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ДИЗЕЛЕ С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ

Введение

Оценка резервов совершенствования показателей ДВС связана с определением индикаторных показателей и механических потерь. Индикаторные показатели характеризуют уровень доведенности рабочего процесса, механические потери – уровень доведенности конструктивных элементов двигателя.

Индикаторные показатели определяют экспериментальным или расчетным методами. Экспериментальный метод связан с индицированием изменения давления в цилиндре (обычно в одном) двигателя с последующим расчетом индикаторной работы, индикаторного КПД и удельного индикаторного расхода топлива. Погрешность определения индикаторных показателей при усреднении результатов измерений связана с погрешностью датчиков давления и ВМТ и допущением, что индикаторные процессы во всех цилиндрах тождественны. Соответственно, погрешность определения индикаторных показателей

совместно с погрешностью определения при испытаниях эффективных показателей сказывается на точности оценки механических потерь.

Расчетный метод применяется, как правило, для определения индикаторных показателей двигателя на режиме номинальной мощности с использованием ряда эмпирических коэффициентов, полученных в результате обработки множества индикаторных диаграмм. Поэтому погрешность определения индикаторных показателей расчетным методом находится на уровне экспериментального метода.

Применение методов математического моделирования к решению задач определения механических потерь в двигателе до настоящего времени не подтвердило свою эффективность из-за множества влияющих факторов, изменения их значения, разнообразия причин, вызывающих эти изменения. За исключением моделирования одной из составляющих механических потерь – насосных потерь, результаты

расчета которых удовлетворительно соотносятся с результатами эксперимента при высоком уровне доведенности механизма газораспределения, впускной и выпускной систем двигателя.

Указанные причины приводят к необходимости экспериментального определения закономерностей изменения потерь, связанных с трением в узлах двигателя и на привод вспомогательных агрегатов, однако вследствие сложности таких исследований и отсутствия единой методики эксперимента данные получаются трудно сопоставимыми, а иногда и противоречивыми. К тому же, как показывает опыт исследовательских работ, абсолютные значения механических потерь в двигателях одного и того же конструктивного исполнения, определенные по единой методике, могут отличаться, более чем на 5 %.

Механические потери, определенные по одной методике, в двигателях, особенно с газотурбинным наддувом, отличающихся компоновочной схемой, конструкцией деталей, диаметром цилиндра и ходом поршня, числом цилиндров и поршневых колец, вспомогательными агрегатами, значительно отличаются по величине (до 25 %), однако имеют общий характер изменения механических потерь, например, от частоты вращения коленчатого вала [1].

Цель и задачи исследований

В работах [2, 3, 4] приведены результаты исследований дизеля с газотурбинным наддувом и предложена модель для вычисления механических потерь на любом режиме работы двигателя с учетом влияющих факторов. К влияющим факторам отнесены скорость поршня, давление и температура наддувочного воздуха, противодействие газов на выпуске, отношение цикловой подачи топлива к плотности наддувочного воздуха, степень сжатия, температуры охлаждающей жидкости и смазочного масла.

Целью данной работы является моделирование механических потерь в дизеле с газотурбинным наддувом с учетом влияющих факторов, также показать преимущества и возможности практического применения предложенной модели.

Методики и результаты исследований

Исходные данные для моделирования механических потерь в двигателе получены в результате исследований, проведенных на экспериментальном одноцилиндровом дизеле 1ЧН13/11,5, оборудованном системами для имитации газотурбинного наддува и укомплектованном деталями и узлами, опреде-

ляющими условия протекания рабочего процесса развернутого дизеля 6ЧН 13/11,5. При переносе данных проведенных исследований на развернутый дизель 6ЧН 13/11,5 приняты усредненное по результатам многочисленных исследований значение индикаторного КПД на режиме номинальной мощности 0,47 и режиме максимального крутящего момента 0,46, а также допущение, что индикаторные КПД экспериментального одноцилиндрового и развернутого дизеля равны.

В результате был получен коэффициент увеличения механических потерь в одноцилиндровом дизеле по отношению к развернутому $k = P_{мод} / P_{мр0} = 1,52$.

Разница в механических потерях определяется более высокими приведенными к одному цилиндру значениями потерь на привод подкачивающих топливного и масляного насосов, шестерен механизма газораспределения, привода топливного насоса, вариаторов, наличием трех опор коленчатого вала.

На рис. 1 приведены плоскости изменения механических потерь дизеля 6ЧН13/11,5, определенные с помощью предложенной многофакторной модели и формуле, рекомендованной для этого типа двигателей [5].

$$P_{м.п.} = a + b \frac{n}{n_{ном}}, \quad (1)$$

где $a = 0,06, b = 0,15$

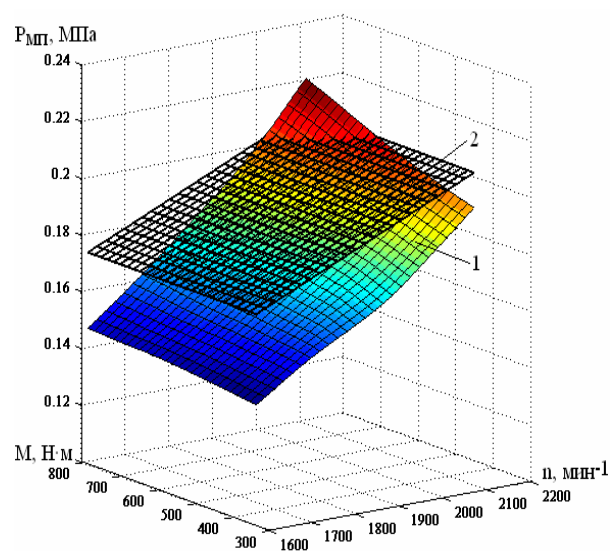


Рис. 1. Изменение механических потерь в дизеле 6ЧН13/11,5 в диапазоне возможных режимов его работы: 1 – зависимость полученная в результате моделирования, 2 – зависимость полученная по формуле (1)

Как видно из графика, формула (1) позволяет с определенной точностью найти механические потери дизеля при номинальной частоте вращения (наиболее точна на режиме $0,75 N_{e \text{ ном}}$. Вместе с тем она учитывает изменения механических потерь, связанных с изменением нагрузки и скорости поршня.

На рис. 2 показан пример применения результатов моделирования дизеля 6ЧН13/11,5 на другом дизеле – 6ЧН12/14. Условные механические потери дизеля 6ЧН12/14, определенные по методике ГОСТ18509-88 при равных частотах вращения выше. С учетом этого, а также особенностей изменения влияющих факторов по нагрузочным характеристикам в диапазоне частот вращения коленчатого вала 1000...2000 мин⁻¹ определены механические потери дизеля 6ЧН12/14.

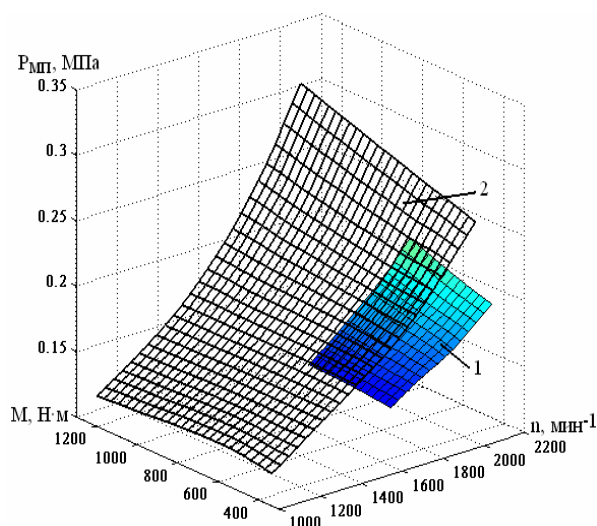


Рис. 2 Изменения механических потерь дизелей:
1 – 6ЧН13/11,5, 2 – 6ЧН12/14

Результаты моделирования механических потерь дают возможность определять значения индикаторных показателей на всех возможных режимах его работы без индцирования двигателя, по эффективным показателям, определенным в результате стендовых испытаний.

Результаты расчетов индикаторного КПД дизеля 6ЧН12/14 приведены на рис. 3.

Кроме анализа совершенства рабочего процесса в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов многофакторное моделирование может быть применено при диагностировании, когда алгоритм диагностирования основан на мониторинге основных показателей двигателей [6], и при разра-

ботке алгоритма электронного управления подачей топлива в двигатель с учетом степени его прогрева (температур охлаждающей жидкости и смазочного масла).

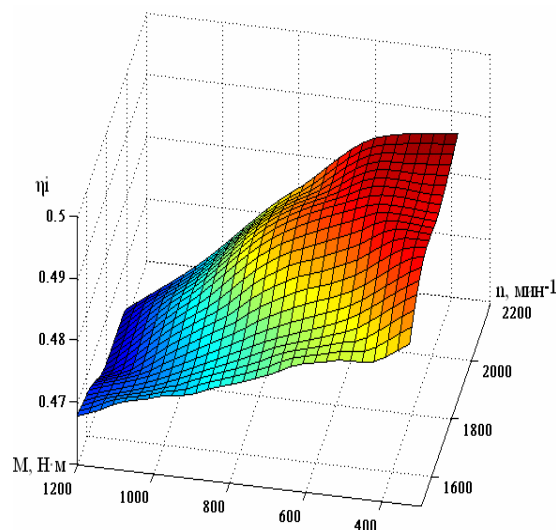


Рис. 3. Изменение индикаторного КПД дизеля 6ЧН12/14 в диапазоне рабочих режимов

С использованием предложенной модели были построены плоскости изменения механических потерь в дизеле, в зависимости от температур охлаждающей жидкости и смазочного масла, показанные на рис. 4. Диапазон изменения температур от 50 до 90 °С.

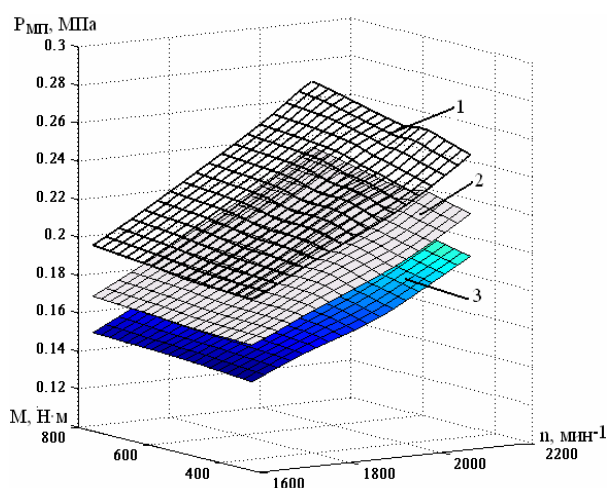


Рис. 4 Изменение механических потерь в дизеле в зависимости от температур охлаждающей жидкости и смазочного масла:

1 – $t_m, t_{ож}=50^{\circ}\text{C}$, 2 – $t_m, t_{ож}=70^{\circ}\text{C}$, 3 – $t_m=90^{\circ}\text{C}$,
 $t_{ож}=85^{\circ}\text{C}$

Выводы

В результате проведенного моделирования механических потерь в дизеле с газотурбинным наддувом установлено:

1 Предложенная многофакторная модель позволяет, с достаточной точностью, определить механические потери в двигателе, в диапазоне рабочих режимов по данным стендовых испытаний.

2 Предлагаемый метод позволяет определять индикаторные показатели на всех возможных режимах работы двигателя, как в эксплуатации, так и при стендовых испытаниях по доводке двигателей.

3 Данный метод может быть применен при диагностировании двигателя, в том случае если диагностирование основано на мониторинге его основных показателей.

Список литературы:

1. *Тракторные дизели: Справочник*/ Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян и др.; под общ. ред. Б.А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981.-535с.
2. И.В. Парсаданов Многофакторный анализ потерь на трение в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом / И.В. Парсаданов, С.Ю. Белик // *Двигатели внутреннего сгорания*. – №1. – 2005. – с. 106-110 с.
3. Парсаданов И.В., Белик С.Ю. Оценка насосных потерь в автотракторном дизеле с газотурбинным наддувом / И.В. Парсаданов, С.Ю. Белик // *Вестник НТУ «ХПИ»*. – №33. – 2007. – 136-139 с.
4. Парсаданов И.В. Многофакторный анализ механических потерь в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом / И.В. Парсаданов, С.Ю. Белик // *Двигатели внутреннего сгорания*. – №1. – 2008. – 34-37 с.
5. Дяченко В.Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія / Дяченко В.Г. – Харків: НТУ «ХПИ», 2008. – 488с.
6. Сівих Д.Г. Обґрунтування та реалізація методів експлуатаційного моніторингу та автоматизованого діагностування автотракторних дизелів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / Д.Г. Сівих. – Харків, 2008, 20 с.

УДК 629: 621.431

В.В. Коробко, канд. техн. наук, С.В. Коробко, инж.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ПЕРЕХОДНИКЕ ДАТЧИКА КИСЛОРОДА И В ВЫПУСКНОМ КОЛЛЕКТОРЕ ДВС

Введение

Современные высокооборотные ДВС оснащены инжекторными системами впрыска топлива. Эти системы комплектуются микропроцессорными блоками управления – ECU, которые должны обеспечивать оптимальное смесеобразование и момент зажигания смеси. Работа управляющих блоков обеспечивается системой датчиков, которые фиксируют параметры ДВС, окружающей среды, состав отходящих газов.

Контролер ECU, согласно своей программы, анализирует поступающую информацию и управляет впрыском топлива и зажиганием смеси. В случае отказа (полного или частичного) одного либо нескольких датчиков характеристики ДВС неизбежно ухудшаются, что ведет к перерасходу топлива, потере мощности или отказу двигателя.

Цель и постановка задачи

Характерным отказом для современных высокофорсированных ДВС с турбонаддувом является преждевременный выход из строя лямбда зонда. Этот датчик работает в очень напряженных условиях, которые отличаются высокой температурой газов, нередко превышающей 1100 °К – 1300 °К, наличием в потоке продуктов неполного сгорания топли-

ва, частиц масла. Это и есть основные причины преждевременного выхода его из строя и постепенного изменения характеристик.

Современные, датчики кислорода надежно работают при температурах от 600 °К до 900 °К, но имеют ограниченный ресурс при температурах не выше 1100 °К. При низких температурах газов, до 600 °К, в режиме прогрева двигателя, рабочая температура чувствительного элемента может обеспечиваться встроенным электрическим подогревателем.

Чувствительность и скорость реагирования датчиков кислорода в условиях перегрева существенно снижаются [3], что ведет к некорректной работе системы, управляющей смесеобразованием (рис. 1).

В результате перегрева датчика характеристики двигателя, особенно при максимальных нагрузках, ухудшаются.

Частичное изменение выходных параметров лямбда-зонда диагностируется сложно, так как двигатель сохраняет свою работоспособность, а тестирование проводится не на режимах максимальных нагрузок. Работа двигателя с некорректно работающим датчиком ведет к росту расхода топлива, снижению ресурса двигателя, загрязнению катализатора.

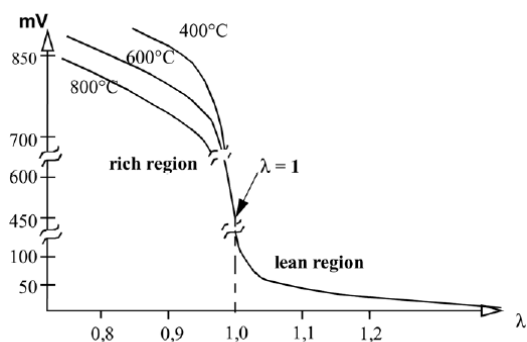


Рис.1 Влияние температуры газов на уровень выходного сигнала узкополосного лямбда-зонда

Необходимо отметить, что некоторые производители датчиков кислорода стали оснащать их дополнительными колпачками, которые должны предохранить сенсор от перегрева и загрязнений. Защиту от загрязнений они обеспечивают, но как средство от чрезмерного перегрева такие колпачки малоэффективны [4].

Цель работы - путем численного моделирования гидродинамических и теплофизических параметров потока определить оптимальную конструкцию переходника, который может защитить зонд от перегрева, не ухудшая его характеристики – чувствительность и быстродействие.

Вариант решения задачи

Для защиты датчиков от перегрева предлагается использовать переходники. Возможные варианты конструкций этих переходников показаны на рис. 2. Эти детали устанавливаются в выпускном коллекторе двигателя (рис. 3). Датчик кислорода монтируется непосредственно в тело переходника.

Переходник может иметь развитую внешнюю оребренную поверхность, за счет которой обеспечивается теплоотвод, снижающий температуру газов, омывающих поверхность датчика. Переходники должны удовлетворять ряду требований:

- Обеспечить требуемый уровень теплоотвода;
- Иметь хорошую «продуваемость», так как датчик должен реагировать на состав уходящих газов с минимальной задержкой;
- Быть технологичными при монтаже и изготовлении.

Переходники отличаются друг от друга формой и расположением внутренних каналов, которые организуют движения газов в полостях. Лучшей конструкцией будет та, которая обеспечит хороший газо-

обмен у поверхности лямбда-зонда и снизит максимальную температуру газов у поверхности до уровня 900 °К.



Рис.2. Варианты переходников (разрезы)

Для предварительной оценки свойств переходников и отбора наиболее рациональных конструкций было проведено численное моделирование гидродинамических и тепловых процессов в газораспределительном коллекторе и объеме переходника.

Компьютерная модель позволила изучить процессы в коллекторе и во внутренних полостях переходников в тех областях, где физический эксперимент крайне затруднен.



Рис. 3. Колено газораспределительного коллектора

В качестве объекта исследований был взят выпускной коллектор автомобильного двигателя с газотурбинным наддувом, объемом 1999 см³. Двигатель оборудован полным комплектом штатных датчиков, блоком ECU, расходомером воздуха с расширенными функциями, широкополосными лямбда-зондами, катализатором.

Методика моделирования

В данной работе был использован CFD пакет FLOW VISION, предлагаемый фирмой ТЕСИС [2]. Этот программный продукт обладает рядом отличительных свойств, существенно облегчающих реше-

ние исследовательских и инженерных задач, а именно:

- модели исследуемых каналов и теплообменных поверхностей строятся с помощью CAD\CAM систем - SOLID WORKS, INVENTOR, и др.;
- готовые 3-D модели импортируются в среду Flow Vision благодаря использованию файлов форматов «*.wrl» или «*.stl».
- CFD пакет обеспечивает автоматическое построение расчетной сетки и ее последующую автоматическую адаптацию как у поверхности тел, так и в расчетном объеме;
- удобные и мощные функции для последующего анализа полученной расчетной информации.

Такие свойства пакета Flow Vision позволяют создавать эффективные и производительные вычислительные модели для научных исследований и инженерной работы.

В ходе пробных расчетов были уточнены параметры расчетной модели, которые позволили оптимизировать расчет (временной шаг, условия адаптации расчетной сетки по параметрам) [1].

При моделировании гидродинамических процессов принимались следующие допущения и граничные условия:

- решалась 3-D модель нестационарного турбулентного потока полностью сжимаемой жидкости, использована k-ε модель турбулентности;

- рабочая среда - продукты сгорания;
- на входе задавалась массовая скорость газов.

Температурные условия для данной задачи являются определяющими. В первом приближении были заданы следующие параметры:

- температура газов на входе 1073 °К;
- температура стенок коллектора задавалась 873 °К, температура тела переходника 673 °К (приняты на основании экспериментов);
- материал коллектора - чугун, материал переходника - жаропрочная сталь;
- на поверхности зонда задан нулевой тепловой поток.

Иными словами, принимаем допущения, что температура датчика равна температуре газового потока, датчик и его элементы не оказывают влияние на температуру потока.

Температуру газа формируют входные условия, граничные условия на поверхности коллектора и переходника. Данное допущение представляется

достаточно физичным, если принять во внимание малую толщину защитного кожуха зонда, его массу и теплоемкость.

Так на первом этапе исследований изучалась ситуация в оригинальном коллекторе с зондами типа LSU4.2, разных модификаций, которые оснащаются двумя защитными колпачками, а также с зондом OZAS-S2, который имеет один защитный колпачок.

Второй этап посвящен детальному рассмотрению гидродинамических и тепловых процессов в газовыпускном коллекторе и внутренней полости переходников, в зоне непосредственного контакта газов с чувствительным элементом датчика.

Анализ полученных результатов

На рис. 4а и рис. 4б показаны результаты моделирования течений в коллекторе и полости датчиков кислорода различной конструкции.

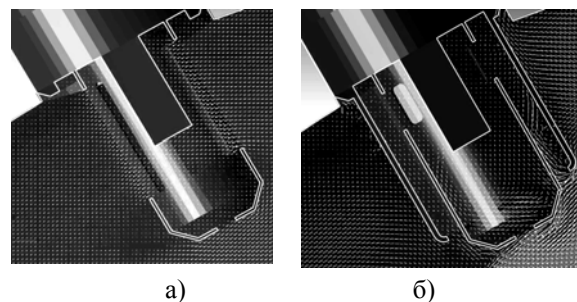


Рис. 4. Поля скорости в коллекторе и полости зонда типа OZAS-S2 (а) и зонда типа LSU4.2 (б)

Расчеты проводились для разных расходов газов (оборотов двигателя), при этом во всех случаях картина процессов была подобной приведенной на рис 4, а именно:

1. Зона повышенного давления располагается непосредственно перед датчиком. Область максимальной скорости потока смещена к внутренней части канала.
2. Поток с максимальной температурой омывает рабочую зону датчика.
3. Максимальная скорость газа во внутренней полости зонда LSU4 d2 не превышает 10 – 20 % от средней скорости потока в коллекторе. Меньшие значения наблюдаются в модификациях зондов с малыми размерами отверстий для прохода газов.
4. В полости зонда OZAS®-S2, с одним защитным колпачком, скорости потока достигают 20-25 % от средней скорости потока в коллекторе.

Следствием такой ситуации может быть быстрый перегрев чувствительного элемента датчика при

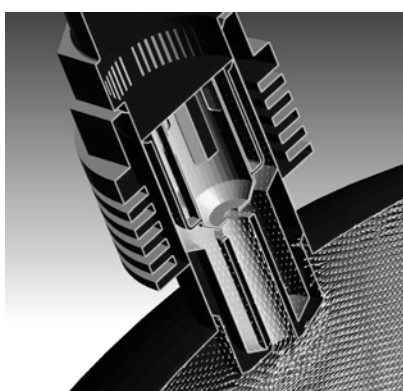
высоких нагрузках двигателя. Кроме этого зонды расположены в зоне максимально вероятной для попадания загрязняющих частиц (масло из турбонагнетателя, несгоревшее топливо, влага), которые будут отбрасываться туда под действием массовых сил.

Использование переходников должно существенно изменить условия для работы датчиков. В ходе исследований были просчитаны варианты различных конструкций переходников, что позволило лучше понять пути для создания оптимальных конструкторских решений.

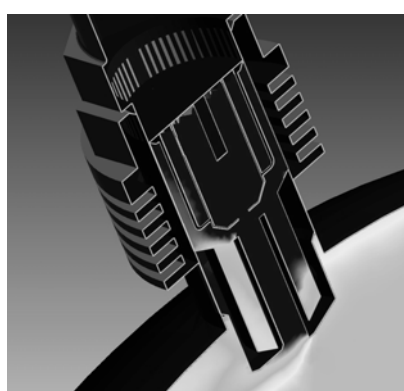
Так на рис. 5 и рис. 6 показаны результаты численного моделирования процессов в коллекторе и

объеме переходников для двух конструкций, которые можно считать показательными.

Эти переходники оказали меньшее сопротивление потоку в коллекторе по сравнению с другими вариантами. При этом в переходнике 2 скорости газа в его внутренних полостях, в зоне чувствительного элемента зонда были сопоставимы по величине с скоростями при штатной установке датчика кислорода. При этом температуры потока, омывающего зонд, уменьшились на 150 – 200 градусов. Уровень снижения температур газа у поверхности зонда может быть оптимизирован путем изменения геометрии ребренной части переходника.

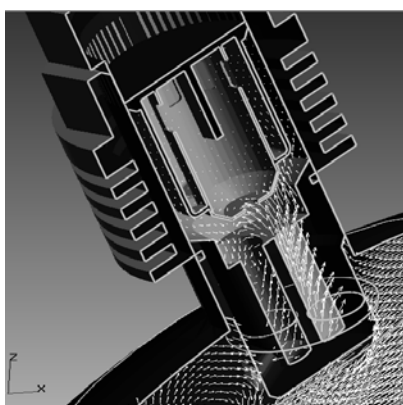


а)

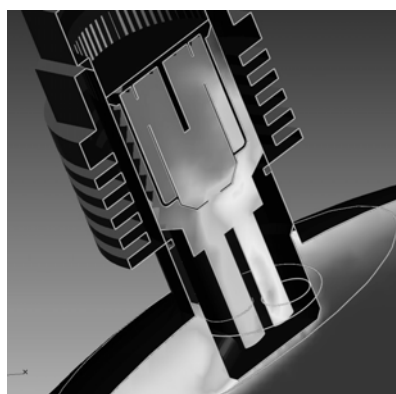


б)

Рис 5. Поле скоростей - а, и поле температуры – б, в полости переходника 1



а)



б)

Рис 6. Поле скоростей – а, и поле температуры – б, в полости переходника

Использование численной модели позволяет глубже изучить физику процессов в газовыпускном коллекторе и переходниках и учесть особенности гидродинамики потока при их проектировании.

Так входные отверстия переходника 2 расположены в зоне с максимальным давлением потока, а выходные в зоне пониженного давления. Это позволяет существенно улучшить газообмен во внутренних полостях переходников и датчиков. Внутренние

каналы оптимизированных переходников обеспечивают скорости газов в зоне чувствительного элемента зонда на уровне не ниже 15% – 20% от величины средней скорости газов в выпускном коллекторе ДВС.

Такие скорости потока достаточны для сохранения достигнутого сейчас времени реагирования зонда на изменение состава газовой смеси, так как близки к скоростям потока во внутренних полостях

серийных зондов при их штатном расположении в коллекторе. В качестве примера можно привести зонды типа LSU4 d3, которые оснащены двойными защитными колпачками и имеют малые размеры отверстий для прохода газов.

Заключение

1. Использование переходников для установки лямбда-зондов в коллекторах высокофорсированных ДВС позволит избежать их перегрева при максимальных нагрузках двигателя. Температуры газов у чувствительного элемента зонда могут быть снижены на 150 – 250 градусов благодаря теплоотводу через тело переходника.

2. Переходники обеспечивают защиту поверхности зонда от загрязнений, поэтому их рационально использовать с относительно недорогими зондами, не имеющими двойных защитных колпачков.

3. Расчеты показали, что скорость газов во внутренней полости зонда, при его установке в переходнике, может составлять 15% – 20% от средней скорости потока в канале. Такие же скорости газов

имеют место в полостях некоторых датчиков, при штатном размещении в коллекторе.

4. Численная модель, реализованная с помощью CFD пакета Flow Vision, дала возможность оптимизировать конструкции переходников и определить направления для дальнейших экспериментальных исследований и инженерных разработок.

5. Эффективность предлагаемого конструктивного решения и результаты численного моделирования подлежат экспериментальной проверке.

Список литературы:

1. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен / Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. – М.: Мир, 1990. – 384 с.
2. Система моделирования движения жидкости и газа FlowVision. Версия 2.3 Руководство пользователя. – М.: ООО «Tecus», 2006. – 311 с.
3. Installation Instructions for 30-2301 Single O2 Sensor Controller. 2006. - ADVANCED ENGINE MANAGEMENT. INC. [WWW.URL](http://www.aempower.com). [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.aempower.com>.
4. Fast response air-to-fuel ratio measurements using a novel device based on a wide band lambda sensor. S Regitz et al 2008. Meas. Sci. Technol. 19 075201 (10pp) doi: [10.1088/0957-0233/19/7/075201](https://doi.org/10.1088/0957-0233/19/7/075201).

УДК 621.43.056

М.І. Міщенко, д-р техн. наук, В.Г. Заренбин, д-р техн. наук, Т.М. Колеснікова, інж., Ю.В. Юрченко, асп., В.А. Курмаз, студ.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ВПУСКУ В БЕНЗИНОВОМУ ДВИГУНІ З РІЗНИМИ СПОСОБАМИ РЕГУЛЮВАННЯ НАВАНТАЖЕННЯ ТА СТУПЕНЯ СТИСКУ

Вступ

Для рішення проблеми зниження витрати палива й викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами автомобільних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) багато закордонних двигунобудівних фірм й організацій ведуть теоретичні й дослідно-конструкторські роботи зі створення двигунів з різними способами регулювання ступеня стиску й навантаження двигуна. Більшість із відомих на сьогодні технічних рішень у цьому напрямку торкають базовий силовий механізм двигуна - кривошипно-шатунний механізм (КШМ). Однак традиційний КШМ не може кардинально вирішити задачу регулювання ступеня стиску й навантаження двигуна, не порушуючи балансу між паливною економічністю з одного боку, і з іншого боку - вартістю й масогабаритними показниками двигуна.

У результаті багаторічних науково-дослідних робіт, проведених в АДІ ДонНТУ, створений безша-

тунний бензиновий двигун із кривошипно-кулісним механізмом (ККМ) [1], у якому реалізований змінний ступінь стиску.

Автори даної статті представили спільне дослідження з виконання теоретичних розрахунків процесу впуску чотиритактного бензинового двигуна з різними способами регулювання ступеня стиску й навантаження.

Постановка задачі

Вивченню процесів газообміну ДВЗ присвячена велика кількість робіт відомих авторів: А.С. Орліна, М.Г. Круглова, М.С. Ховаха, Н.М. Глаголева, І.М. Леніна, Р. Бенсона, Г. Ліста, О. Лутца й інших. В останні роки роботи з вивчення процесів у впускних системах одержали подальший розвиток у зв'язку із широким використанням у практиці дослідницьких робіт ЕОМ. До таких досліджень можна віднести роботи В.Г. Дяченко [2], С.А. Глаговського [3], Т.М. Колеснікової [4] й інших.

У цих дослідженнях вирішуються багато важливих теоретичних і практичних проблем. Однак зазначені роботи ускладнюють можливість розрахункового визначення оптимальних (з погляду забезпечення максимального наповнення циліндра свіжим зарядом) параметрів впускного трубопроводу при різних способах регулювання ступеня стиску й навантаження двигуна.

Мета роботи - розробка математичної моделі

одного з елементів впускної системи, а саме - впускного трубопроводу стосовно до чотиритактного бензинового двигуна зі змінним ступенем стиску й різними способами регулювання навантаження.

Модель впускного трубопроводу

Розглянемо розрахунковий впускний трубопровід 2 (рис.1), у якому розташовані дросельна заслінка 3 і дифузор 1. У двигуні із впорскуванням палива дифузор відсутній.

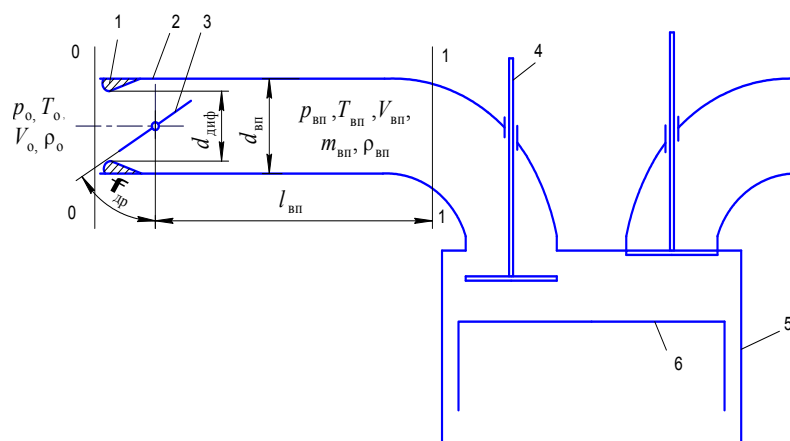


Рис. 1. Розрахункова модель впускної системи двигуна:
1 – дифузор; 2 – впускний трубопровід; 3 – дросельна заслінка;
4 – впускний клапан; 5 – циліндр; 6 – поршень

Виберемо в розглянутому впускному трубопроводі два характерних перерізи: переріз 0 – 0 вибираємо на достатній відстані від вхідного отвору впускного трубопроводу, де швидкість повітря може бути прийнята рівною нулю $v_0 = 0$, а тиск дорівнює атмосферному p_0 ; переріз 1 – 1 приймаємо безпосередньо перед впускним клапаном.

Кінцевим розрахунком впускного трубопроводу є визначення параметрів потоку свіжого заряду: тиску $p_{вп}$ і температури $T_{вп}$ перед впускним клапаном (на вході в циліндр) у функції навантаження, ступеня стиску, частоти обертання вала двигуна та підігріву суміші у впускному трубопроводі. Величини $p_{вп}$ і $T_{вп}$ являють собою середні (умовні) термодинамічні параметри у впускному трубопроводі в момент початку впуску. Це завдання вирішуємо методами термодинаміки й газодинаміки.

З курсу термодинаміки відомо, що при дроселюванні ентальпія ідеального газу не змінюється, тому, приймаючи повітря за ідеальний газ, можна вважати, що температура його до дроселювання й після нього залишається незмінною. Виходячи зі сказаного, на ділянці трубопроводу між перерізом 0 – 0 і

дросельною заслінкою температуру повітря будемо вважати рівній температурі на вході в карбюратор T_0 . На ділянці ж між дросельною заслінкою й перерізом 1 – 1 відбувається підігрів від стінок впускного трубопроводу суміші, що утворилася в карбюраторі, до температури $T_{вп}$.

На підставі обробки експериментальних даних [5, 6], отримана апроксимуюча залежність підігріву суміші у впускному трубопроводі в момент її надходження в циліндр від ступеня дроселювання

$$\left. \begin{aligned} \Delta T_{вп} &= -3,2 \cdot 10^{-3} \varphi_{др}^2 + 12, & 0 \leq \varphi_{др} \leq 25; \\ \Delta T_{вп} &= -12 \lg \varphi_{др} + 26,77528, & 25 \leq \varphi_{др} \leq 100 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де $\Delta T_{вп}$ – підігрів свіжого заряду у впускному трубопроводі, К; $\varphi_{др}$ – кут відкриття дросельної заслінки, %.

Автори роботи [5] експериментально встановили, що температура суміші перед впускним клапаном з ростом частоти обертання колінчастого вала змінюється незначно. Тому в розрахунках зв'язок температури у впускному трубопроводі з навантаженням двигуна будемо визначати залежністю (1). При

цьому не враховується залежність $T_{вп} = f(n)$ і зневажається зниження температури $T_{вп}$ внаслідок випару палива у впускному трубопроводі. Останнє допущення можна пояснити тим, що в порівнюваних між собою двигунах передбачається однаковий склад горючої суміші.

Тиск суміші у впускному трубопроводі

Тиск суміші на вході в циліндр (перед впускним клапаном) дорівнює

$$P_{вп} = P_0 - \Delta p_{вп} \quad (2)$$

Тут $\Delta p_{вп}$ – сумарні втрати тиску у впускному трубопроводі між перерізами 0 – 0 і 1 – 1

$$\Delta p_{вп} = \Delta p_{труб} + \Delta p_{др} + \Delta p_{диф}, \quad (3)$$

де $\Delta p_{труб}$, $\Delta p_{др}$, $\Delta p_{диф}$ – втрати тиску від гідравлічних опорів відповідно в трубопроводі, дросельній заслінці й дифузори.

Таким чином, основним завданням при аеродинамічному розрахунку впускної системи на ділянці між перерізами 0 – 0 і 1 – 1 є визначення втрат тиску, які обчислюються для елементів карбюратора ($\Delta p_{др}$, $\Delta p_{диф}$) і впускного трубопроводу ($\Delta p_{труб}$).

Втрати тиску на ділянці потоку між перерізами 0 – 0 і 1 – 1 включають два види: 1) втрати від гідравлічних опорів по довжині потоку й 2) від місцевих опорів. На розглянутій ділянці впускного трубопроводу є два місцевих опори, а саме: дифузор карбюратора й дросельна заслінка.

Втрати тиску на тертя по довжині впускного трубопроводу між дросельною заслінкою й перерізом 1 – 1 обчислюють по формулі Дарсі [7].

$$\Delta p_{труб} = \lambda_{вп} \frac{l_{вп}}{d_{вп}} \rho_{вп} \frac{v_{вп}^2}{2}, \quad (4)$$

де $\lambda_{вп}$ – коефіцієнт Дарсі, що характеризує опір руху потоку по довжині впускного трубопроводу; $l_{вп}$ – довжина розглянутої ділянки потоку у впускному трубопроводі; $d_{вп}$ – внутрішній діаметр трубопроводу; $v_{вп}$ – середня по перерізі швидкість руху заряду у впускному трубопроводі; $\rho_{вп}$ – середня густина заряду в трубопроводі.

Універсальною формулою коефіцієнта опору тертя, що враховує одночасно число Рейнольдса й шорсткість стінок, є формула А.Д. Альдшуля [7]

$$\lambda_{вп} = 0,11 \left(\frac{68}{Re_{вп}} + \frac{\kappa_{ш}}{d_{вп}} \right)^{0,25}, \quad (5)$$

де $Re_{вп}$ – число Рейнольдса у трубопроводі.

Дросельна заслінка

Зв'язок відкриття дросельної заслінки $\phi_{др}$ із навантаженням двигуна, обумовленим відносно величиною λ_N , і частотою обертання n вала двигуна може бути визначена на підставі експериментальних даних існуючих бензинових ДВЗ. На рис. 2 наведені графіки сімейства кривих $\phi_{др} = f(\lambda_N, n)$, осереднених методом найменших квадратів для ряду двигунів. Як видно, графіки подібні до кривих, що відповідають рівнянню загального виду $y = x^{m(n)}$, і мають точки сходу в полюсі P і кінці координат. Показник степеня має вигляд $m = B \cdot z^a$.

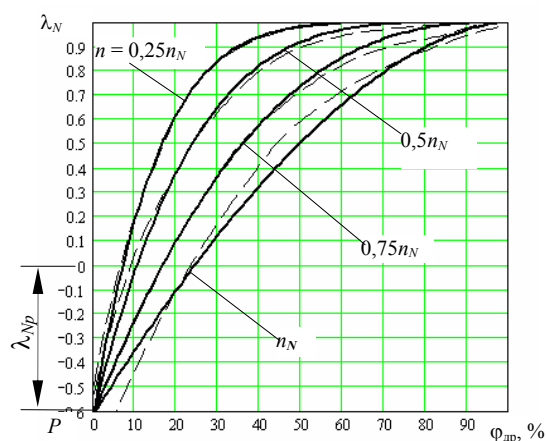
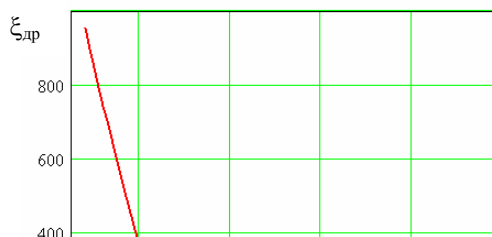


Рис. 2. Сімейство по частоті обертання n :
 - - - з дослідних даних бензинових чотиритактних ДВЗ;
 — з розрахункових даних за рівнянням (6);
 λ_N – відносне навантаження; $\phi_{др}$ – кут відкриття дросельної заслінки; n_N – частота обертання при номінальній потужності;
 λ_{Np} – середньоарифметичний полюс

У нашій випадку шукана емпірична залежність λ_N від $\phi_{др}$ і n представлена системою рівнянь

$$\begin{cases} \lambda_N = 1 - A(100 - \phi_{др})^{m_{др}}; \\ m_{др} = B(n_N - n)^a + m_{дрN}; \\ A = \frac{1 - \lambda_{Np}}{100^{m_{др}}}, \end{cases} \quad (6)$$

де A – змінне число, що залежить від частоти обертання вала й кута відкриття дросельної заслінки; B – постійна величина; λ_{Np} – середньоарифметичний полюс, дорівнює ординаті точки P ; $m_{дрN}$ – показник степеня при номінальній частоті обертання n_N ; $m_{др}$ – показник степеня, що залежить від частоти обертання колінчастого вала.



$$\Delta p_{др} = \sigma_{др} c_0 \frac{v_{ВП}^2}{2}. \quad (9)$$

Швидкість свіжого заряду у впускному трубопроводі може бути знайдена з рівняння витрати газу

$$v_{ВП} = \frac{4G_{вх}}{\rho d_{ВП}^2 c_{ВП}}. \quad (10)$$

Тут секундна масова витрата повітря $G_{вх}$ через впускний трубопровід для чотиритактного двигуна визначається для часткового навантаження та різних ступенях стиску.

Дифузор карбюратора

Для визначення місцевих втрат $\xi_{диф}$ будемо розглядати дифузор карбюратора, що складає із двох частин: конфузора – труба, що постійно звужується (ПЗТ) і власно дифузора – труба, що поступово розширюється (ПРТ).

Втрати тиску в ПРТ дорівнюють сумі місцевих втрат (на розширення) і втрат на тертя по довжині l_d

$$\Delta p_d = \Delta p_{расш} + \Delta p_{l_d}. \quad (11)$$

Втрати при розширенні потоку можна знайти по формулі Борда [8], виведеної на підставі рівняння Бернуллі й теореми імпульсу сил,

$$\Delta p_{расш} = c_0 \frac{(v_{диф} - v_{ск})^2}{2},$$

де $v_{диф}$ – швидкість повітря на вході в ПРТ (у мінімальному перерізі дифузора карбюратора); $v_{ск}$ – швидкість потоку на виході із ПРТ (у змішувальній камері карбюратора).

У формулі для $\Delta p_{расш}$ винесемо за дужки $\frac{v_{диф}^2}{2}$

й одержимо вид формули Вейсбаха для циліндричного трубопроводу

$$\Delta p_{расш} = \sigma_{расш} c_0 \frac{v_{диф}^2}{2}. \quad (12)$$

Тут коефіцієнт місцевого опору віднесений до швидкості $v_{диф}$ і дорівнює

$$\sigma_{расш} = \left(1 - \frac{v_{ск}}{v_{диф}}\right)^2.$$

З огляду на рівняння нерозривності

$$\sigma_{расш} = \left[1 - \left(\frac{d_{диф}}{d_{ск}}\right)^2\right]^2,$$

або

Рис. 3. Залежність місцевого опору $\xi_{др}$ від кута відкриття дросельної заслінки $\phi_{др}$

Величина λ_{Np} являє собою середньоарифметичне значення полюсів λ_{Npi} експериментальних кривих

$$\lambda_{Np} = \frac{1}{n_{кр}} \sum_{i=1}^n \lambda_{Npi},$$

де $n_{кр}$ – число дослідних кривих $\lambda_N = f(\phi_{др}, n)$.

Положення дросельної заслінки при холостому ході двигуна і різних частотах обертання вала

$$\phi_{др0} = 100 - A \frac{1}{m_{др}}, \% \quad (7)$$

У бензиновому двигуні з кількісним регулюванням навантаження місцевий опір $\xi_{др}$ є функцією кута відкриття дросельної заслінки $\phi_{др}$. Задаючись рядом значень кута $\phi_{др}$ і визначаючи дослідним шляхом відповідні значення коефіцієнта місцевого опору $\xi_{др}$, була отримана емпірична залежність $\xi_{др} = f(\phi_{др})$ для експериментального двигуна

$$\left\{ \begin{array}{l} \xi_{др1-2} = 16,932(28,57 - \phi_{др})^{1,3} + 90, \\ 0 \leq \phi_{др} \leq 28,57\%; \\ \xi_{др2-3} = 5,327 \cdot 10^{-3} (57,14 - \phi_{др})^{6,3} + 10,8, \\ 28,57 < \phi_{др} \leq 57,14\%; \\ \xi_{др3-4} = 1,279 \cdot 10^{-3} (100 - \phi_{др})^{2,4} + 0,24, \\ 57,14 < \phi_{др} \leq 100\%. \end{array} \right. \quad (8)$$

Крива, побудована по отриманій залежності (7), наведена на рис.3 і являє собою характеристику ділянки впускного трубопроводу між дифузorzом і перерізом 1–1 при різних $\phi_{др}$.

Втрати тиску свіжого заряду в дросельній заслінці визначаємо по відомій формулі Вейсбаха [7]

$$\sigma_{\text{расш}} = \kappa_{\text{см}} \left[1 - \left(\frac{d_{\text{диф}}}{d_{\text{ск}}} \right)^2 \right]^2, \quad (13)$$

де $\kappa_{\text{см}}$ – коефіцієнт зм'якшення удару потоку, що залежить від кута конусності ПРТ $\alpha_{\text{д}}$.

Згідно [8], при куті $\alpha_{\text{д}} < 20^\circ$ величина $\kappa_{\text{см}} \approx \sin \alpha_{\text{д}}$, тоді формула (10) для визначення втрат тиску на розширення в дифузорі прийме остаточний вид

$$\Delta p_{\text{расш}} = \sin \beta_{\text{д}} \left[1 - \left(\frac{d_{\text{диф}}}{d_{\text{ск}}} \right)^2 \right]^2 c_0 \frac{v_{\text{диф}}^2}{2}. \quad (14)$$

Тут швидкість у мінімальному перерізі дифузора обчислюється зі співвідношення

$$v_{\text{диф}} = v_{\text{вп}} \left(\frac{d_{\text{вп}}}{d_{\text{диф}}} \right)^2. \quad (15)$$

Втрати тиску на тертя по довжині ПРТ визначаємо по формулі [8]

$$\Delta p_{l_{\text{д}}} = \frac{l_{\text{д}}}{16 \sin \frac{\beta_{\text{д}}}{2}} \left[1 - \left(\frac{d_{\text{диф}}}{d_{\text{ск}}} \right)^4 \right] c_0 v_{\text{диф}}^2. \quad (16)$$

Тут коефіцієнт Дарсі обчислюється по формулі А.Д. Альтшуля для середнього діаметра дифузора $d_{\text{ср}} = 0,5(d_{\text{ск}} + d_{\text{диф}})$ й шорсткості $\kappa_{\text{ш}}$

$$l_{\text{д}} = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}_{\text{диф}}} + \frac{\kappa_{\text{ш}}}{d_{\text{ср}}} \right)^{0,25}, \quad (17)$$

де $\text{Re}_{\text{диф}}$ – число Рейнольдса в дифузорі.

Загальні втрати тиску в конфузорі визначаємо по формулі

$$\Delta p_{\text{конф}} = \sigma_{\text{конф}} c_0 \frac{v_{\text{диф}}^2}{2}, \quad (18)$$

де загальний коефіцієнт місцевого опору для конфузора можна визначити з вираження [9]

$$\sigma_{\text{конф}} = \sigma_{\text{суж}} \left[1 - \left(\frac{d_{\text{диф}}}{d_{\text{ск}}} \right)^2 \right] + \sigma_{\text{тр}}. \quad (19)$$

Тут $\xi_{\text{суж}}$ – коефіцієнт, що враховує втрати тиску на звуження, залежить від кута конусності конфузора $\alpha_{\text{к}}$ й відношення $l_{\text{к}}/d_{\text{диф}}$; $\xi_{\text{тр}}$ – коефіцієнт, що враховує втрати тиску на тертя в конфузорі.

Як показує аналіз, у розрахунках конфузора можна округлено прийняти $\xi_{\text{тр}} = 0,003$.

Сумарні втрати тиску в дифузорі карбюратора

$$\Delta p_{\text{диф}} = \Delta p_{\text{д}} + \Delta p_{\text{конф}}. \quad (20)$$

Висновки та напрями подальших досліджень

Розроблена математична модель для впускного трубопроводу забезпечує можливість аналізу впливу навантаження двигуна й ступеня стиску на параметри процесу впуску й, в остаточному підсумку, на показники термодинамічного циклу.

Для моделювання реальної роботи двигуна необхідно мати точні дані про зв'язок відкриття дросельної заслінки з відносним навантаженням, ступенем стиску й частотою обертання колінчастого вала при заданих термодинамічних і гідравлічних параметрах впускної системи. У представленій моделі були використані дані існуючих ДВЗ, а також результати експериментів, виконаних авторами статті.

У подальших дослідженнях необхідно вивчити вплив способів регулювання навантаження двигуна й ступеня стиску, а також вплив зміни як параметрів циклу, так і параметрів процесу впуску.

Список літератури:

1. Исследование и разработка экспериментального образца бесшатунного бензинового двигателя с переменной степенью сжатия: Отчет о НИР / Н. Мищенко, В. Новокрещенов, А. Химченко / Донецкий государственный технический университет. Автомобильно-дорожный институт. – № з/р 0197U009344. – Горловка, 1999. – 88 с.
2. Дьяченко В.Г. Газообмен в двигателях внутреннего сгорания: Учеб. пособие. / Дьяченко В.Г. – К.: УМК ВО, 1989. – 204 с.
3. Глаговский С.А. Использование динамических явлений во впускном тракте для улучшения показателей автомобильного карбюраторного двигателя: автореф. дис. на соиск. науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / С.А. Глаговский. – М., 1973. – 27 с.
4. Колеснікова Т.М. Математична модель процесу впуску в чотиритактному бензиновому двигуні з регульованим ступенем стиску / Т.М. Колеснікова // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч.1.: сб. наук. праць. – К.: НТУ, 2007. – Випуск 15. – С. 145 – 149.
5. Ленин И.М. Системы топливоподачи автомобильных и тракторных двигателей / Ленин И.М., О.И. Малашкин, Г.И. Самоль и др. – М.: Машиностроение, 1976. – 287 с.
6. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы / [Н.Х.Дьяченко, А.К. Костин, Б.П. Пугачев и др.]; под ред. Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1974. – 552 с.
7. Гидравлика и гидропривод / [Н.С. Гудилин, Е.М. Кривенко, Б.С. Маховиков и др.] – [3-е изд.] – М.: Изд-во Московского государственного горного университета, 2001. – 520 с.
8. Калицун В.И. Основы гидравлики и аэродинамики / В.И. Калицун, Е.В. Дроздов – М.: Стройиздат, 1980. – 247 с.
9. Гидравлика и гидропривод / [Г. Гейер, В.С. Дулин, А.Г. Боруменский и др.] – М.: Недра, 1970. – 302с.

УДК 621.436.03

А.В. Грицюк, канд. техн. наук

НОВЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ РАЗДЕЛЕННОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МАЛОЛИТРАЖНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Достижение высоких топливно-экономических и экологических показателей в высокооборотном дизеле с непосредственным впрыскиванием топлива возможно только при обеспечении целого ряда обязательных условий. Подача и распыливание топлива в объеме камеры сгорания за ограниченное время, составляющее менее 0,001 секунды. Данное требование можно выполнить только при условии достижения высоких давлений впрыскивания на всех режимах работы дизеля [1]. С другой стороны, организация ступенчатого или двухфазного впрыскивания топлива позволяет снизить температуру рабочего тела в период сгорания, а также уменьшить скорость нарастания давления в цилиндре дизеля [2, 3].

Анализ публикаций

Наиболее эффективно поставленные задачи решаются при помощи топливной аппаратуры с электронным управлением [1 – 3]. Вместе с тем, разработан целый ряд конструкций и гидравлических схем топливных систем непосредственного действия, применение которых обеспечивает ступенчатую или двухфазную подачу топлива с давлением 80 МПа и выше [4 – 6].

В КП ХКБД применительно к ВМД серии дизелью4С88/82 (4ДТНА1) с непосредственным впрыскиванием топлива разработана новая разделенная топливная аппаратура (ТА), которая включает топлив-

ный насос высокого давления (ТНВД) с диаметром плунжера 8 мм и максимальной скоростью плунжера 2,86 м/с и форсунку для двухфазного впрыскивания. В работах [7, 8] приведены результаты расчетного и экспериментального исследования данной ТА. На следующем этапе опытная ТА была испытана на одноцилиндровом дизельном отсеке 1ДТА.

Цель и постановка задачи

Цель данной работы – определить влияние увеличения давления впрыскивания, и изменения закона подачи топлива на показатели работы высокооборотного малолитражного дизеля.

Для достижения данной цели предложена методика и проведены испытания одноцилиндрового отсека дизеля с модернизированной и штатной топливной аппаратурой. Именно это является задачей данной работы.

Объект и методика исследования

Одноцилиндровый дизельный отсек 1ДТА (параметры приведены в таблице 1) с непосредственным впрыскиванием топлива, оснащенный разделенной топливной аппаратурой, в состав которой входят топливный насос высокого давления с двумя вариантами профилей кулачковой шайбы, двумя вариантами диаметра плунжера, закрытые форсунки трех конструктивных схем: однопружинная, двухпружинная [6], форсунка с дифференциальным поршнем [7, 8].

Таблица 1. Параметры дизельного отсека

Тип двигателя	Четырехтактный с непосредственным впрыскиванием, исследовательский, без наддува
Диаметр цилиндра,	88 мм
Ход поршня	82 мм
Степень сжатия	18,5
Рабочий объем	$0,498 \times 10^{-3} \text{ м}^3$
Механизм газораспределения	2-х клапанный
Топливная аппаратура	Непосредственного действия: - с штатной закрытой однопружинной форсункой; - с двухпружинной форсункой; - с форсункой с дифференциальным поршнем
Привод оборудования, ТНВД	От дизеля

В период испытаний регистрировалось изменение давления в цилиндре дизеля и давления топлива P_{ϕ} на входе в форсунку, определялось положение верхней мертвой точки.

Как правило, определение действительного угла начала подачи и продолжительности впрыскивания топлива в цилиндр дизеля во время моторных испытаний производится при помощи регистрации перемещения иглы форсунки. Измерение перемещения иглы форсунки с дифференциальным поршнем (см. работу [7]) задача трудно выполнимая. Момент начала подачи топлива, а также продолжительность впрыскивания, возможно определить в процессе измерения давления топлива у штуцера форсунки P_{ϕ} . Расчетное исследование показало (см. рис. 1), что погрешность определения начала перемещения иглы форсунки по кривой давления топлива P_{ϕ} составляет не более 2 градусов п.к.в. Погрешность определения максимального давления впрыскивания P_a (давление в подигольной полости распылителя) составит при этом до 10 %. В дальнейшем, в ходе безмоторных испытаний, результаты расчета подтвердились [5].

Измерение давления P_{ϕ} во время проведения моторных испытаний осуществлялось при помощи пьезодатчика Т6000, установленного в специальный адаптер. Увеличение объема топлива в линии высокого давления при этом составило 47 мм^3 или 18 %. Давление в цилиндре дизеля определялось пьезодатчиком фирмы AVL.

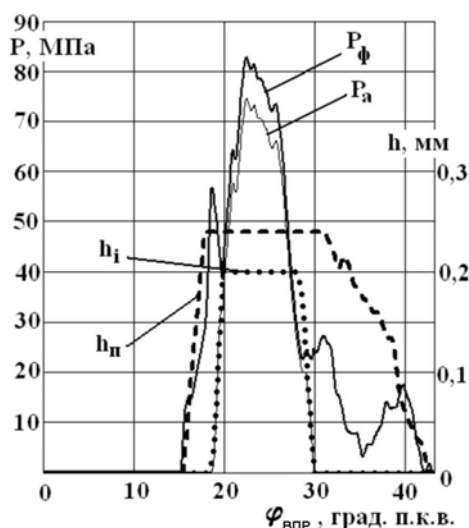


Рис. 1. Расчетная оценка достоверности определения характеристик топливоподачи форсунки с дифпоршнем ($n_{KB} = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $q_c = 25 \text{ мм}^3$): h_i , h_n – перемещение иглы и поршня

Результаты экспериментальных исследований

Реализуемый при использовании штатной ТА дизеля серии 4ДТНА уровень давления впрыскивания (рис. 2 кривая А) удовлетворяет условиям смесеобразования двигателя с разделенной камерой сгорания. При переходе на непосредственное впрыскивание топлива необходимо равномерно распределять топливо по объему камеры сгорания, улучшать качество распыливания топлива, ликвидировать локальные зоны с низким коэффициентом избытка воздуха и повышенными температурами сгорания, в которых происходит интенсивное образование оксидов азота. Поэтому вместе с оптимизацией камеры сгорания, положения и количества сопловых отверстий распылителя, впускной системы и др. необходимо повышать давление впрыскивания. Для обеспечения данного требования традиционной модернизации ТНВД – увеличения диаметра плунжера $d_{пл}$, увеличения скорости плунжера в период активного хода – явно недостаточно (см. рис. 2 кривая Б). Применение форсунки с дифференциальным поршнем обеспечивает увеличение давления P_{ϕ} до 87 МПа (см. рис. 2 кривая В) и сокращение впрыскивания с 22 до 15 градусов п.к.в.

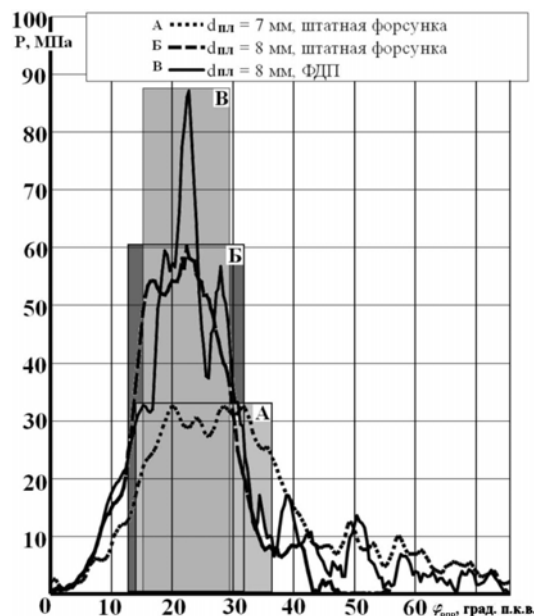


Рис. 2. Изменение давления P_{ϕ} в штатной и модернизированной ТА на режиме ($n_{KB} = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,66 \text{ МПа}$)

Зависимости на рис. 3 показывают изменение параметров дизеля при увеличении давления P_{ϕ} от 32

до 87 МПа на режиме $n_{КВ} = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,6 \text{ МПа}$. При этом при росте P_{ϕ} наблюдается сокращение продолжительности впрыскивания (рис. 2). Приведенные данные показывают, что с ростом давления P_{ϕ} наблюдается монотонное снижение расхода топлива g_e с 300 до 250 г/кВт ч, температура отработавших газов снижается с 570 до 475° С, максимальное давление сгорания p_z сначала растет с 10 до 12,4 МПа ($P_{\phi} = 60 \text{ МПа}$), а затем снижается, и при $P_{\phi} = 87 \text{ МПа}$ составляет 11,2 МПа.

Очевидно, что данное снижение давления p_z связано с полученным на данном режиме ступенчатым законом подачи топлива. Аналогичный характер изменения параметров при повышении давления P_{ϕ} получен и на других режимах работы дизеля без наддува.

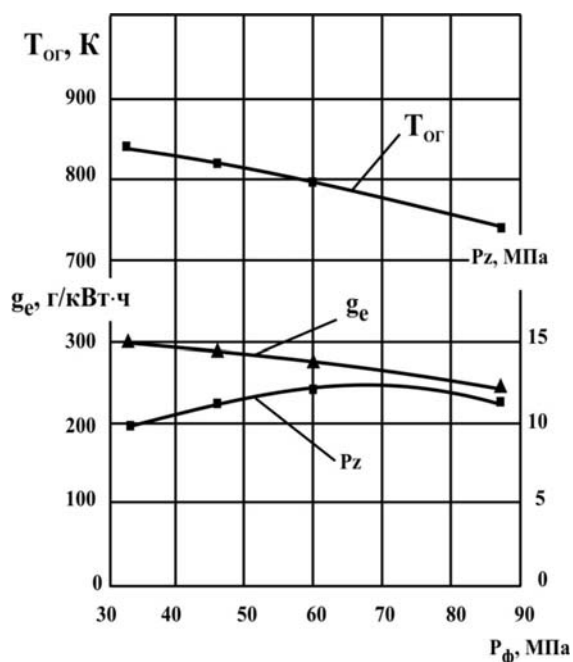


Рис. 3. Изменение параметров дизельного отсека ИДТА на режиме ($n_{КВ} = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,66 \text{ МПа}$) в зависимости от максимального давления P_{ϕ}

Дополнительным преимуществом применения форсунки с дифференциальным поршнем является увеличение давления впрыскивания без увеличения затрат мощности на привод топливного насоса высокого давления. В данном случае увеличение давления впрыскивания получено за счет использования волновых явлений в линии высокого давления ТА.

Сочетание конструктивных и регулировочных параметров форсунки для двухфазного впрыскива-

ния, применяемой во время моторных испытаний, по данным безмоторных испытаний обеспечивает двухфазную или ступенчатую подачу топлива на режимах холостого хода. Результаты моторных испытаний подтвердили эти данные. При работе дизеля без нагрузки в диапазоне частот вращения коленчатого вала n от 2000 мин^{-1} и менее форсунка с дифференциальным поршнем обеспечивает двухфазную подачу топлива (см. $\Theta_{ВПР1}$ и $\Theta_{ВПР2}$ на рис. 4). Причем с уменьшением $n_{КВ}$ наблюдается увеличение паузы между предварительной и основной подачей. При $n_{КВ} = 1200 \text{ мин}^{-1}$ эта пауза составляет 3,4 градуса п.к.в (см. рис. 5). Впрыскивание топлива при $n_{КВ} > 2000 \text{ мин}^{-1}$ осуществляется при ступенчатом переднем фронте нарастания давления впрыскивания.

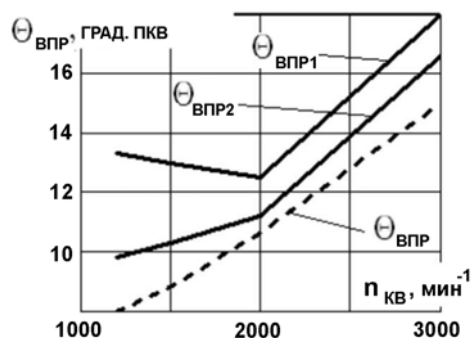


Рис. 4. Изменение действительного угла опережения впрыскивания топлива на холостом ходу: сплошная - модернизированная ТА; пунктирная - штатная ТА

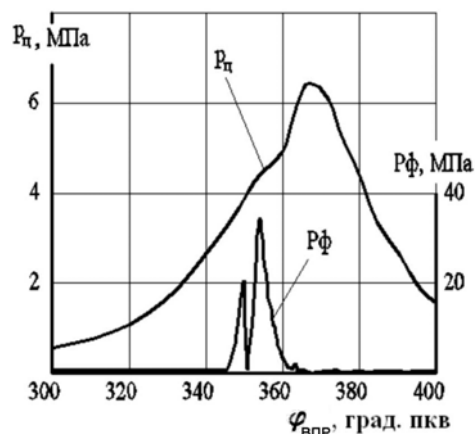


Рис. 5. Изменение давления P_{ϕ} и в цилиндре дизеля на режиме ($n_{КВ} = 1200 \text{ мин}^{-1}$, $q_u = 9,5 \text{ мм}^3$)

Изменение закона подачи топлива и повышение давления впрыскивания на холостом ходу приводит к снижению температуры отработавших газов $T_{ог}$ с 440 до 410 К, уменьшению расхода топлива с 12 до $8,5 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ (см. рис. 6).

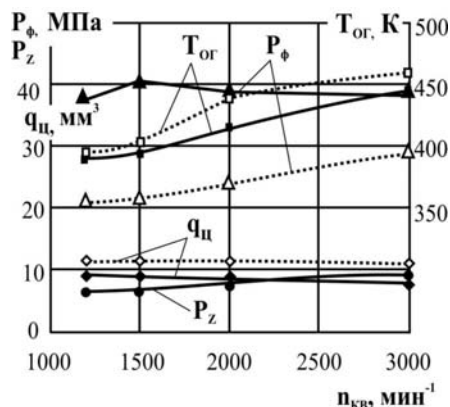


Рис. 6. Изменение параметров дизеля на холостом ходу:

сплошная — модернизированная ТА;
пунктирная — штатная ТА

Выводы

1. Исследования подтвердили эффективность предложенного способа модернизации топливной аппаратуры высокооборотного малолитражного дизеля путем установки форсунки с дифференциальным поршнем. На всех исследуемых режимах работы дизеля зафиксировано увеличение давления впрыскивания и изменение закона подачи топлива (однофазный на ступенчатый или двухфазный). Результаты данного исследования являются очередным шагом к внедрению электронного впрыскивания топлива на отечественном малолитражном дизеле серии 4ДТНА2 (ЧН8,8/8,2).

2. Повышение давления впрыскивания с 32 до 87 МПа за счет применения в топливной аппаратуре непосредственного действия форсунки с дифферен-

циальным поршнем обеспечивает снижение удельного эффективного расхода топлива одноцилиндровым дизелем с непосредственным впрыскиванием на 18,9 % на режиме ($n_{кв} = 3000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,66 \text{ МПа}$).

3. На режимах холостого хода в диапазоне частот вращения коленчатого вала дизеля 800 – 3000 мин^{-1} и цикловых подач 8 – 12 мм^3 форсунка с дифференциальным поршнем обеспечивает двухфазную подачу топлива в цилиндр дизеля и повышение давления впрыскивания с 21 МПа (штатная топливная аппаратура) до 36,5 МПа.

Список литературы:

1. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. - М.: Легион-Автодата, 2004. - 344 с.
2. Системы управления дизельными двигателями / Перевод с немецкого. - М.: ЗАО "КЖИ "За рулем", 2004. - 480 с.
3. Грехов Л.В. Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением / Л.В. Грехов. - М.: Легион - Автодата, 2007. - 176 с.
4. Грицюк А.В. Результаты разработок топливоподающей аппаратуры для высокооборотного дизеля / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, А.В. Денисов // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы XI междунар. науч.-практ. конф., 27 - 29 мая 2008 г.: Владимир. гос. ун-т. - Владимир, 2008. - С. 112 - 118.
5. Повышение давления впрыскивания в топливной системе высокооборотного дизеля при помощи МИД / А.Н. Врублевский, А.В. Денисов, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков // Вестник ХНАДУ. - 2006. - Вып. 32. - С. 50 - 54.
6. Оценка возможности ступенчатого впрыскивания топлива в цилиндр дизеля 4ДТНА с помощью двухпружинной форсунки / А.Н. Врублевский, А.В. Денисов, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков // Двигатели внутреннего сгорания. - 2006. - №2. - С. 79 - 84.
7. Разработка и исследование форсунки для двухфазного впрыскивания топлива в цилиндр высокооборотного дизеля / А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков, А.В. Денисов // Двигатели внутреннего сгорания. - 2006. - №2. - С. 97 - 101.
8. Результаты безмоторных испытаний форсунки для двухфазного впрыскивания топлива / А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, А.В. Денисов, Г.А. Щербаков, С.Б. Сафонов // Двигатели внутреннего сгорания. - 2007. - №2. - С. 43 - 47.

УДК 629.5.03-8

Р.А. Варбанец, канд. техн. наук

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ В СИСТЕМЕ МОНИТОРИНГА D4.0H

Введение

Эффективная эксплуатация судовых двигателей внутреннего сгорания (СДВС) базируется на посто-

янном эксплуатационном контроле основных, наиболее значимых параметрах рабочего процесса (ПРП). Под рабочим процессом подразумеваются

также процессы топливоподачи и газораспределения, как его неотъемлемые составляющие [1]. **Актуальность проблемы** эксплуатационного контроля или мониторинга рабочего процесса возрастает с повышением экологических требований (МАРПОЛ 73/78, Пр. VI [2]) и с переменной но, в конечном итоге, возрастающей стоимостью морских топлив MDO, IFO180, IFO380 и т.п. [3].

Математическое моделирование рабочего процесса позволяет анализировать эффективность текущего режима эксплуатации СДВС, производить оценку резерва его нагрузки и находить оптимальное сочетание настроечных параметров топливной аппаратуры (ТА) и механизма газораспределения (МГР).

Из математических моделей рабочего процесса можно особо выделить доступный в on-line программный комплекс «Дизель-РК» разработанный в МГТУ имени Н.Э.Баумана, автор - А.С.Кулешов [4]. Комплекс предоставляет широкие возможности для многофакторного анализа рабочего процесса ДВС и решения n- параметрических задач оптимизации. В процессе разработки системы эксплуатационного мониторинга и диагностики ПРП D4.0H автор статьи не раз пользовался замечательными возможностями «Дизель-РК», за что выражает благодарность А.С.Кулешову и его коллективу.

Особенностями эксплуатационного мониторинга и диагностики рабочего процесса судовых ДВС является наличие экспериментальных данных, сложность изменения рабочего режима (судно выполняет коммерческий рейс), необходимость оперативной оценки ситуации и принятия быстрых и эффективных решений по устранению неисправностей, отсутствие или высокая стоимость on-line режима доступа в интернет.

В связи с этим на кафедре СЭУ ОНМУ был разработан программно-аппаратный комплекс DEPAS D4.0H [1], позволяющий производить мониторинг и моделирование рабочего процесса с целью оперативной диагностики состояния ЦПГ, ТА и МГР в эксплуатационных условиях.

Определение ПРП в эксплуатации

Во время эксплуатации СДВС с помощью D4.0H для выбранного режима могут быть определены следующие параметры:

- среднее индикаторное давление $P_i \backslash \backslash \backslash MIP$;
- индикаторная мощность цилиндра $N_i \backslash \backslash P_i$;
- частота вращения коленчатого вала RPM ;

- максимальное давление сгорания в цилиндре:
 $p_Z, P_Z^{\min}, P_Z^{\max}(\phi P_Z) - p_{\max}, P_{\max}^{\min}, P_{\max}^{\max}(\phi P_{\max})$;

- максимальное давление сжатия P_{comp} ;

- давление на линии расширения $P_{exp}(P_{36^\circ})$;

- максимальная скорость повышения давления

$$v_m = \frac{\Delta p}{\Delta \phi}$$

- степень повышения давления

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_{comp}}$$

- давление и угол начала сгорания;

$$p_c'(\phi P_c')$$

- действительные и геометрические фазы топливоподачи $\alpha, \alpha^G, \phi_{INJ}, \phi_{INJ}^G$;

- период и угол задержки самовоспламенения топлива $\tau_D, \phi \tau_D$;

- фазы газораспределения

$$\phi_{in}^{op}, \phi_{in}^{cls}, \phi_{exh}^{cls}, \phi_{exh}^{op}$$

- давление в любой точке диаграммы - p_x ;

- данные спектрального анализа на базе FFT и анализ технического состояния ТА и МГР.

Сравнительный анализ указанных ПРП по цилиндрам позволяет определить степень неравномерности их нагрузки. Метод снижения разбаланса механических и тепловых напряжений между цилиндрами двигателя очевиден: устранение дефектов в работе ТА, МГР и ЦПГ, корректировка фаз топливоподачи и газораспределения и затем, - равномерное распределение цикловых подач топлива по цилиндрам.

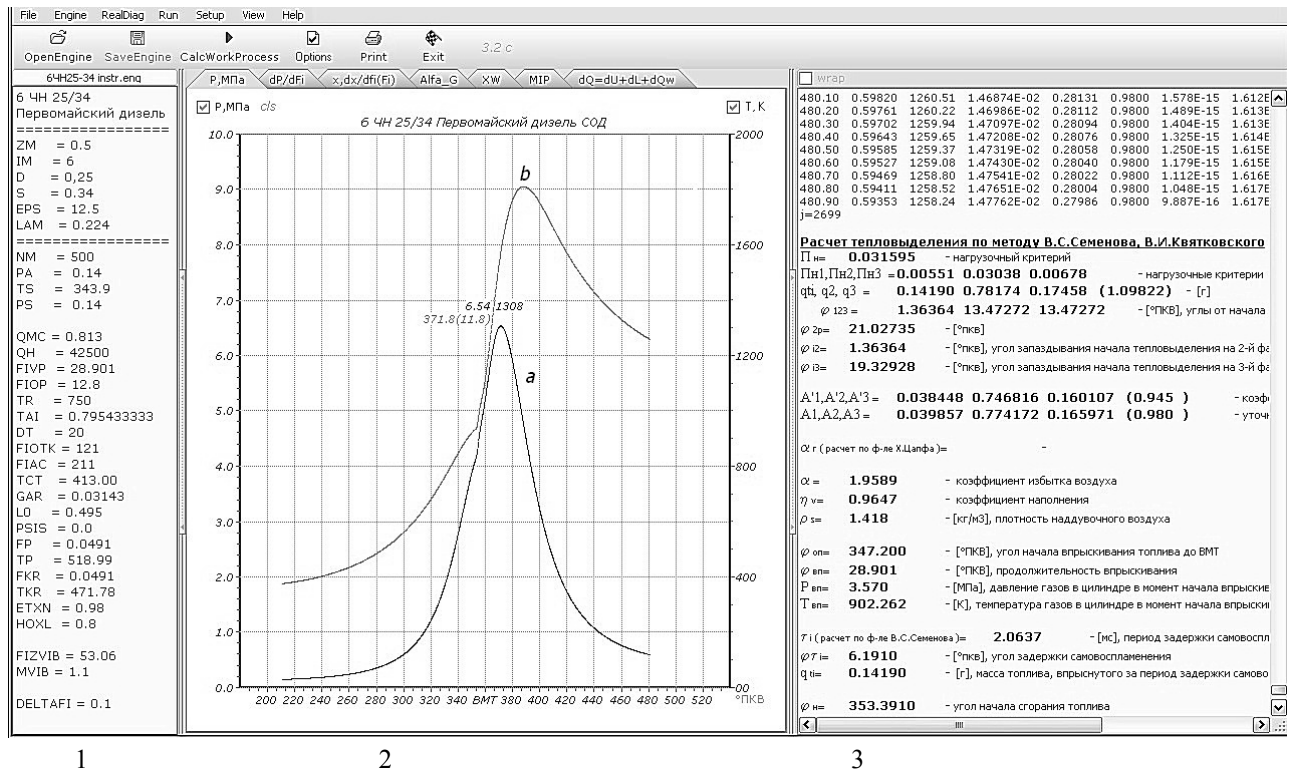
Математическая модель рабочего процесса

Модель рабочего процесса базируется на 1-м законе термодинамики (рис.1):

$$dQx = dU + pdV + dQw, \tag{1}$$

где dQx - теплота, выделенная при сгорании топлива, расходуется на совершение работы pdV , изменение внутренней энергии рабочего тела dU и передачу тепла через стенки цилиндра dQw .

Учет газообмена, работы турбокомпрессора и потерь тепла через стенку цилиндра сделан в соответствии с методикой, изложенной в лекциях профессора В.С.Семенова [5].



1 – исходные данные; 2 – расчетные диаграммы a : P(φ), b : T(φ) ; 3 – результаты моделирования

Для оценки скорости тепловыделения в цилиндре используется трехфазная модель В.С.Семенова - В.И.Квятковского (рис.2):

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{A_1}{\varphi_1} k_1 e^{-0,5k_1^2} + \frac{A_2}{\varphi_2} k_2 e^{-0,5k_2^2} + \frac{A_3}{\varphi_3} k_3 e^{-0,5k_3^2}, \quad (2)$$

где φ_i - угол задержки воспламенения топлива; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ - смещения максимумов скорости тепловыделения на каждой из трех фаз; A_1, A_2, A_3 - коэффициенты, определяемые с помощью нагрузочных критериев:

$$A_1 = \frac{181,4}{\Pi_n} \Pi_{H1}^2 \frac{\varphi_1}{\varphi_i};$$

$$A_2 = \frac{0,01}{\Pi_n} \Pi_{H2}^{0,5} \varphi_2;$$

$$A_3 = \frac{0,01}{\Pi_n} \Pi_{H3}^{0,5} \varphi_3;$$

В ряде случаев, когда не используется многофазная топливоподача, может быть использована модель тепловыделения И.И. Вибе [6]:

$$\frac{dx}{d\varphi} = 6,908 \frac{m+1}{\varphi_z} \left(\frac{\varphi - \varphi_{Pc'}}{\varphi_z} \right)^m \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi - \varphi_{Pc'}}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right], \quad (3)$$

где m, φ_z - показатель характера сгорания и условная продолжительность процесса тепловыделения по методу И.И. Вибе (рис.3).

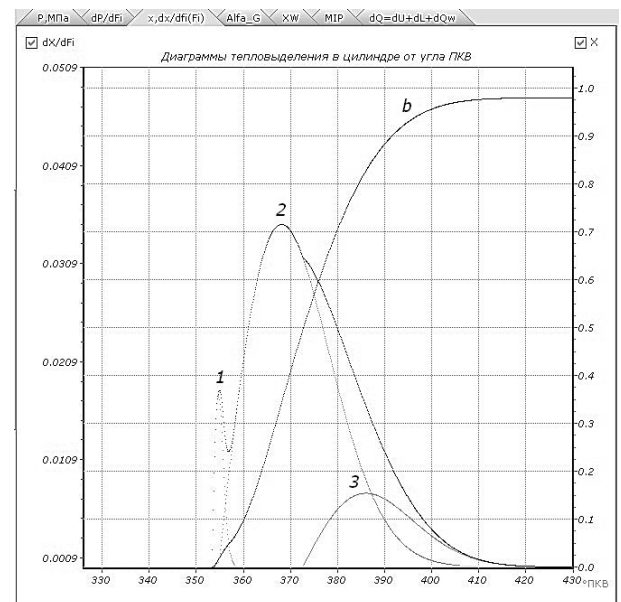


Рис.2. Кривые тепловыделения в цилиндре (расчет по методу В.С.Семенова) 1,2,3- скорость на первой, второй и третьей фазе; b – суммарная доля выделившейся теплоты

Расчет тепловыделения с использованием формулы И.И.Вибе (3) обеспечивает достоверность лишь при точной оценке показателя характера сгорания m и продолжительности тепловыделения φ_z . Определение m и φ_z для конкретного рабочего процесса удобно производить имея запись этого процесса в координатах $P(\varphi)$ с шагом дискретизации не более $\Delta\varphi=0,5^\circ$ ПКВ [1,3]. В этом случае с помощью безградиентного метода оптимизации Powell'64, минимизируется функционал (см. рис. 4):

$$Z = \sum \left[\frac{P_j - P(\varphi_j, m, \varphi_z)}{P_j} \right]^2 \Rightarrow \min . \quad (4)$$

Используя устойчивый алгоритм минимизации нелинейной функции, определяются значения m и φ_z так, чтобы добиться максимального совпадения расчетной и реальной диаграмм $P(\varphi)$ согласно требованиям взвешенного МНК.

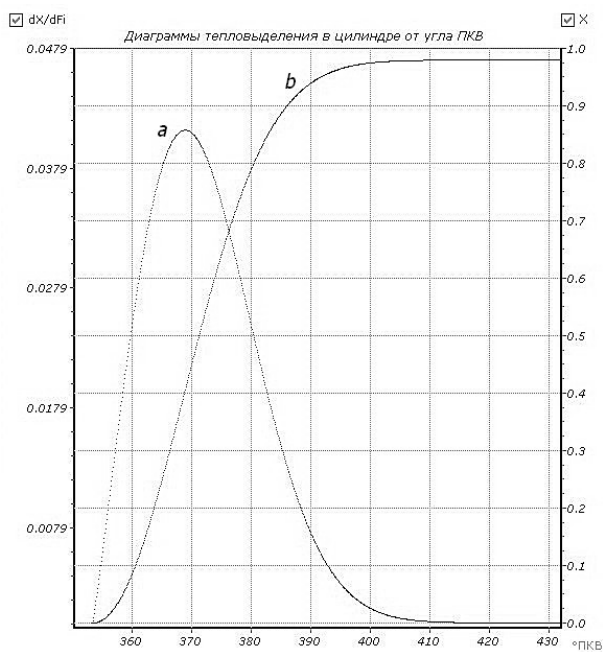


Рис.3. Скорость тепловыделения (a) и доля выделившейся теплоты (b) (расчет по методу И.И.Вибе)

Альтернативой метода И.И.Вибе является метод В.С.Семенова - В.И.Квятковского. Метод базируется на предположении о том, что наиболее общим видом кривой тепловыделения является кривая с тремя (в частных случаях с двумя или с одним) максимумами. Метод реализован с помощью нагрузочных критериев, которые непосредственно связаны с массами топлива, впрыснутого за период задержки

самовоспламенения и за весь процесс впрыска топлива. Указанные выше параметры m и φ_z фактически включены в расчетные уравнения посредством этих критериев.

С помощью метода В.С.Семенова - В.И.Квятковского можно произвести более точное моделирование тепловыделения и рабочего процесса. Использование трехфазной модели тепловыделения в цилиндре позволяет моделировать многофазный впрыск топлива (рис.2), реализованный в современных МОД и СОД. В этом случае метод Powell'64 используется для уточнения нагрузочных критериев $\Pi_H, \Pi_{H1}, \Pi_{H2}, \Pi_{H3}$. Начальные значения нагрузочных критериев рассчитываются по следующим зависимостям [5]:

$$\Pi_H = \frac{q_{11}}{\rho_s V_a};$$

$$\Pi_{H1} = \frac{q_\tau}{q_{11}};$$

$$\Pi_{H2} = \frac{q_2}{\rho_s V_a};$$

$$\Pi_{H3} = \frac{q_3}{\rho_s V_a},$$

где ρ_s - плотность надувочного воздуха; V_A - объем цилиндра в начале сжатия; q_τ - масса топлива, впрыснутого за период задержки самовоспламенения τ_i ; q_2, q_3 - массы топлива, сгоревшие на второй и третьей фазе процесса сгорания.

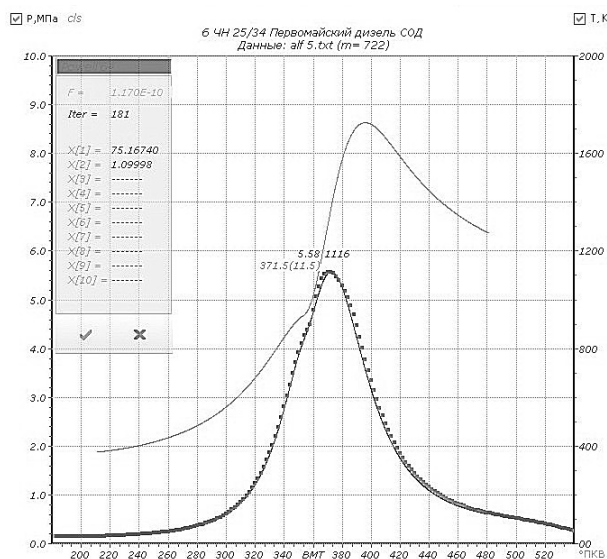


Рис.4. Минимизация функционала (4), определение параметров m и φ_z

Согласно методу Семенова - Квятковского задаются определенные взаимосвязи между отдельными фазами процесса тепловыделения, где каждое следующее смещение максимума скорости тепловыделения зависит от предыдущего:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= 0,3273Cm \cdot D/S; \\ \varphi_2 &= f(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_{inj}, P_H, P_{H1}), \\ \varphi_3 &= f(\varphi_2, Re). \end{aligned}$$

Кроме того, интервал между отдельными фазами тепловыделения также задается в виде эмпирических зависимостей [5].

Эти зависимости были составлены и проверены экспериментально для случаев однофазного впрыска топлива. В современных СДВС все чаще используется многофазный впрыск. Например, в некоторых моделях СОД Wartsila с технологией Low NOx, используется предвпрыск - предварительная запальная порция топлива [7]. В некоторых моделях МОД МС, МС-С используется технология многофазного впрыска топлива, которая позволяет повысить качество сгорания топлива и уменьшить токсичность выходящих газов за счет уменьшения задержки воспламенения и более качественного смесеобразования.

С использованием технологий RT-Flex и ME возможности управления топливоподачей еще более доступны. Управляемый впрыск топлива дает возможность не только варьировать фазы и длительность впрыска топлива в зависимости от нагрузки двигателя, но также в полной мере реализовывать многофазный впрыск по заранее выбранному закону.

В этом случае, изменение зависимостей, заложенных в методе В.С.Семенова - В.И.Квятковского позволяет решить задачу моделирования многофазного впрыска. В качестве начальных значений (условий) отдельных фаз впрыска можно принимать получаемые с помощью DEPAS D4.0H действительные углы топливоподачи $(\alpha_1, \alpha_2, \dots)$.

Затем, для уточнения $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ на текущем эксплуатационном режиме минимизируется функционал на участке от $\varphi_{Pc'}$ до 36° ПКВ за ВМТ:

$$Z = \sum \left[\frac{P_j - P(\varphi_j, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3)}{P_j} \right]^2 \Rightarrow \min. \quad (5)$$

В данном случае безградиентный метод оптимизации Powell'64 позволяет уточнить коэффициенты закона тепловыделения при многофазном впрыске топлива.

После корректировки закона тепловыделения окончательно уточняются нагрузочные критерии $P_H, P_{H1}, P_{H2}, P_{H3}$ и цикловая подача топлива. Для этого минимизируется функционал от следующих переменных:

$$Z = \sum \left[\frac{P_j - P(\varphi_j, q_{cycl}, P_{H1}, P_{H2}, P_{H3})}{P_j} \right]^2 \Rightarrow \min. \quad (6)$$

После уточнения q_{cycl} удельный индикаторный b_i и эффективный b_E расходы топлива определяются с помощью следующих, известных зависимостей:

$$\begin{aligned} b_i &= \frac{60 \cdot RPM \cdot q_{ци} \cdot i \cdot z}{N_i}; \\ b_E &= b_i / \eta_M, \end{aligned}$$

где $z = 0,5(1,0)$ для 4-х (2-х) тактных ДВС; i - количество цилиндров; η_M - механический к.п.д., определяемый на частичных режимах с помощью методики профессора Г.А.Конакова [3].

Необходимо отметить, что функционалы (3), (4) и (5) имеют несколько локальных минимумов, поэтому очень важным является удачный выбор начальных значений. Во многих случаях, в качестве начальных значений фаз $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ и критериев нагрузки $P_H, P_{H1}, P_{H2}, P_{H3}$ хорошо подходит предварительный расчет этих величин, заложенный в методе В.С.Семенова - В.И.Квятковского. Последующая минимизация функционалов (4), (5), (6) уточняет эти значения применительно к текущему эксплуатационному режиму СДВС.

Из решения уравнения (1), записанного в виде конечных разностей, и уравнения состояния газа получается система уравнений (7), решая которую итерационным методом, получаем основные расчетные диаграммы $P(\varphi), T(\varphi)$:

$$\begin{cases} P_{J+1} = \frac{q_{ци} Q_H \Delta x + M_J c_{VJ} T_J - 500 P_J (V_{J+1} - V_J) - \Delta Q_w}{0,5(V_{J+1} - V_J) + c_{VJ+1} V_{J+1} / R} \cdot 10^{-3} \\ T_{J+1} = \frac{P_{J+1} V_{J+1}}{R M_{J+1}} \\ \Delta x = 0,5 \left[\left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_J + \left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_{J+1} \right] \Delta\varphi \end{cases} \quad (7)$$

где: P_{J+1}, T_{J+1} - давление и температура в $J+1$ точке; Δx - доля теплоты, выделившейся на расчетном участке; $q_{ци}, Q_H$ - цикловая подача топлива и низшая теплота его сгорания; M_J, c_{Vj} - число молей и тепло-

емкость газа в цилиндре на расчетном участке; V_J, V_{J+1} - объемы цилиндра в начале и в конце расчетного участка; ΔQ_w - потеря теплоты в стенке цилиндра; $R = 8.31(44)$ Дж/(моль·К) - универсальная газовая постоянная (постоянная Менделеева).

Расчетная зависимость $P(\varphi)$ используется в процессе минимизации функционалов (4),(5),(6) при определении оптимального значения коэффициентов модели рабочего процесса.

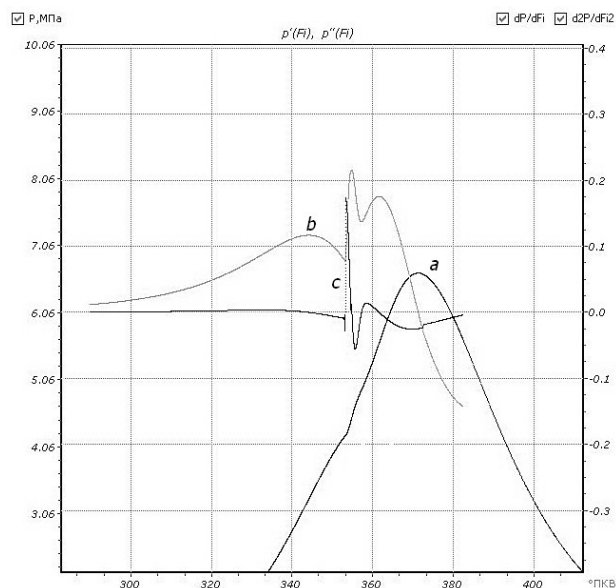


Рис.5. Диаграммы $a : P(\varphi), b : P'(\varphi), c : P''(\varphi)$

Расчетный модуль системы DEPAS D4.0H позволяет оценить ряд параметров рабочего процесса в цилиндрах СДВС. Для удобства оценки информация представлена в цифровом и графическом видах. Так например, одновременно с расчетом индикаторной диаграммы $P(\varphi)$, происходит расчет и отображение скорости и ускорения изменения давления в цилиндре: максимальная скорость повышения давления на первой фазе сгорания $v_m = dp/d\varphi_{\max}$ (рис.5, b) характеризует механическую нагрузку двигателя и ударные нагрузки на элементы кривошипно-шатунного механизма. По координате максимума второй производной (рис.5, c) оценивается момент начала сгорания топлива [1]:

$$\varphi P c' \approx \varphi \rightarrow (d^2 p / d\varphi^2)_{\max}$$

Необходимо отметить, что при расчете изохорных теплоемкостей Cv_J, Cv_{J+1} , используемых при определении внутренней энергии газа dU (1), в отличие от принятой ранее [5] однопараметрической линейной

зависимости $Cv' = f(T)$, используется более точная двухпараметрическая зависимость $Cv' = f(T, P)$.

Согласно [3], учет давления при расчете изохорной теплоемкости воздуха актуален в зоне низких и средних температур (до 800К). Именно в этом температурном диапазоне происходит процесс сжатия в цилиндре.

Таким образом, при расчете процесса сжатия переход на более сложную зависимость $Cv' = f(T, P)$ позволяет уточнить расчет рабочего цикла перед началом сгорания и получить более корректную модель рабочего процесса в целом. Для процесса сжатия, где различие в методах расчета максимально, процентная погрешность в определении Cv смеси воздуха и продуктов сгорания может быть определена

по формуле:

$$\Delta C_{см} = 100 \cdot \frac{[\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot [Cv'_{[1,2]} - Cv'_{[3,6]}]}{\gamma_r Cv'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot Cv'_{[3,6]}}$$

где α - коэффициент избытка воздуха;

γ_r - коэффициент остаточных газов;

Cv'' - теплоемкость продуктов сгорания.

В диапазоне температур и давлений процесса сжатия $\Delta C_{см} = 7 \dots 10 \%$.

Заключение

Математическое моделирование рабочего процесса позволяет анализировать эффективность текущего режима эксплуатации СДВС, производить оценку резерва его нагрузки и определять оптимальное сочетание настроечных параметров ТА и МГР. Наличие экспериментальных данных позволяет уточнять коэффициенты тепловыделения и определять эталонные модели на частичных нагрузочных режимах, а также моделировать последствия регулировки топливной аппаратуры и механизма газораспределения.

В качестве основного метода расчета тепловыделения выбран метод В.С.Семенова - В.И.Квятковского. Фазовые коэффициенты и нагрузочные критерии, используемые в нем, определяются с помощью процедуры нелинейного программирования, путем минимизации функционалов (5) и (6), при этом достигается высокая точность построения модели и может быть учтен многофазный впрыск топлива.

Применение более точной двухпараметрической зависимости для расчета изохорной теплоемко-

сти $C_v = f(T, P)$ позволяет уточнить расчет рабочего цикла перед началом сгорания.

Главной целью моделирования рабочего процесса в режиме реальной эксплуатации является уточнение расхода топлива и диагностика состояния основных узлов двигателя.

Список литературы:

1. Варбанец Р.А. Параметрическая диагностика дизелей SBV6M540 и Pegaso 9156 / Р.А. Варбанец // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2006. - №8(34). – с 144-148.
2. Приложение VI к МАРПОЛ 73/78. Правила предотвращения загрязнения атмосферы с судов // ЦНИИМФ: СПб, 2004.-80 с.
3. Варбанец Р.А. Моделирование рабочего процесса в задачах повышения эффективности эксплуатации

судовой дизельной энергетической установки / Р.А. Варбанец // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2008. – № 2. – с.18-22.

4. Кулешов А.С. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания / А.С. Кулешов, Л.В. Грехов. – М.: МГТУ, 2000. – 64 с.

5. Семенов В.С. Современные проблемы теории судовых дизелей / В.С. Семенов. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1991. – 112 с.

6. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей / И.И. Вибе. – М.: МАШГИЗ, 1962. – 271 с.

7. Wartsila: LOw NOx engines [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.wartsila.com> – 01.06.2009. Анализ последствий корректировки настроечных параметров ТА и МГР, а также изменения ПРП на частичных режимах, отличных от текущего режима эксплуатации возможен с помощью математической модели рабочего процесса.

УДК 537.523:538.4

А.А. Тропина, канд. ф.-м. наук

ВЛИЯНИЕ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ РАЗРЯДА НА ФОРМИРОВАНИЕ НАЧАЛЬНОГО ОЧАГА ПЛАМЕНИ

Введение

Как первый шаг в развитии процесса горения, процесс воспламенения оказывает огромное влияние на развитие начального очага пламени. Решение проблемы организации эффективного режима горения, обеспечивающего снижение вредных выбросов токсических веществ, образующихся при эксплуатации двигателей внутреннего сгорания (ДВС), напрямую связано с организацией устойчивого процесса воспламенения обедненной смеси на стадии формирования начального очага пламени. Поскольку экспериментальное исследование закономерностей формирования начального очага пламени в условиях высоких давлений в десятки атмосфер, характерных для процесса воспламенения в ДВС, является затруднительным, на первый план выходит численное моделирование.

Анализ последних публикаций

Разряд в межэлектродном промежутке зависит от многих параметров, таких как энергия искры, состав газа, тепловые потери, поле скоростей в окрестности свечи зажигания и т.д. Моделированию процесса искрового воспламенения посвящено достаточное количество работ. Среди последних работ можно отметить [1-5]. Так, в работе [1] исследовалась зависимость минимальной энергии искры от числа Дамкелера. Авторы ограничились рассмотре-

нием процесса искрового воспламенения при ламинарном течении газа и использовали достаточно упрощенную кинетическую схему. В работе [2] моделирование процесса воспламенения, инициированного искровым разрядом, и процесс развития начального очага пламени рассматривался на примере пропано-воздушной смеси. Авторы исследовали влияние энергии искры, тепловых потерь в электроды и стенки камеры сгорания на свойства начального очага пламени при атмосферном давлении и турбулентном течении газа. В работе [3] рассматривалась задача моделирования процесса искрового воспламенения в условиях, характерных для двигателей внутреннего сгорания. Авторы учли влияние турбулентного течения газа, однако практически пренебрегли химической кинетикой (6 реакций).

В работе [4] авторы приводят пример расчета искрового воспламенения и формирования начального очага пламени на основе зонной модели горения, используя упрощенную кинетическую схему, и рассматривая разряд как источник тепловой энергии. В работе [5] авторы представили модель искрового воспламенения с учетом детальной кинетической схемы процесса на примере метано-воздушной смеси, состоящей из 35 компонент, но при этом ограничили случаем ламинарного течения газа при атмосферном давлении.

Таким образом, до сих пор остаются неисследованными закономерности процесса воспламенения и формирования начального очага пламени в условиях турбулентного течения газа при высоких давлениях. При этом модель искрового воспламенения должна учитывать, как детальную химическую кинетику процесса, так и интенсивность турбулентного течения газа в сочетании с электродинамическими свойствами разряда.

Цель и постановка задачи

Целью исследования является определение основных закономерностей процесса воспламенения и формирования начального очага пламени обедненной метано-воздушной смеси в условиях высоких давлений.

Расчетная область осесимметричной задачи включает в себя два электрода, межэлектродное пространство (межэлектродное расстояние $d_0 = 1$ мм) и окружающую электроды область. Основная система уравнений включает в себя уравнения Навье-Стокса, уравнения переноса для многокомпонентной метано-воздушной смеси, уравнения для турбулентных напряжений Рейнольдса, уравнения Максвелла для определения напряженности электрического поля и уравнение переноса энтальпии. В силу своей громоздкости уравнения не приводятся.

В уравнение энергии помимо тепловыделения в ходе химических реакций включено дополнительное слагаемое $S = \sigma E^2$, учитывающее энергетический вклад разряда. Данные о переносных свойствах ионизированной метано-воздушной смеси являются ограниченными, однако большинство исследователей отмечает, что проводимость ионизированной метано-воздушной смеси и плазмы воздуха слабо отличаются друг от друга. В настоящей работе электрическая проводимость среды $\sigma = \sigma(p, T)$ представлялась аппроксимирующими полиномами, основанными на экспериментальных данных, приведенных в монографии [6].

Рассматривался процесс воспламенения обедненной метано-воздушной смеси, при этом начальный состав природного газа в смеси соответствовал составу ставропольского природного газа, состоящего из следующих компонент: CH_4 – 97.7%, C_3H_8 – 0.3%, C_2H_4 – 0.2%, CO_2 – 0.5%, N_2 – 1.3%. Моделирование кинетики воспламенения осуществлялось на основе детальной кинетической схемы высокотемпе-

ратурного горения метана GRI-MECH 3.0 [7], состоящей из 53 компонент и 325 реакций. Термодинамические и переносные свойства смеси рассчитывались с использованием программы CHEMKIN.

Обычно процесс искрового воспламенения делится на три фазы: 1) пробой межэлектродного промежутка и формирование искрового канала между электродами, 2) фаза дугового разряда 3) стадия перехода дугового разряда в тлеющий. В настоящей работе рассматривается эволюция плазменного канала и формирование начального очага пламени сразу же после завершения стадии пробоя. Таким образом, начальными условиями для задачи являются: радиус плазменного канала, температура и давление в этом канале, исходный состав плазмы в канале на момент воспламенения, а также исходный состав смеси и ее гидродинамические характеристики на момент воспламенения.

Предполагая, что после пробоя в течение нескольких наносекунд устанавливается локальное термодинамическое равновесие плазмы, начальные свойства плазменного канала можно рассчитать, пользуясь каналовой моделью дуги [6]. Уравнение Эленбааса-Геллера для распределения температуры по радиусу дуги в этом случае может быть проинтегрировано, что приводит к следующему выражению для температуры плазменного канала [6]:

$$T_c = \frac{I_0^2}{2\pi r_0^2 \sigma_c} \ln \frac{R}{r_0}, \quad (1)$$

где I_0 – сила тока, r_0 – радиус канала, σ_c – электропроводность смеси.

Гидродинамические характеристики смеси на момент воспламенения выбирались исходя из условий, соответствующих процессу воспламенения в двигателе внутреннего сгорания, работающем на природном газе. Основываясь на данных индикаторных диаграмм для двигателя MeM3-307, и, ориентировочно оценивая начальную интенсивность турбулентности на момент зажигания как $u' = 0,5v_p$ [8], где v_p – средняя скорость поршня, окончательно получим следующие начальные условия задачи:

— вне плазменного канала – обедненная метано-воздушная смесь с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,2$, $P_0 = 1,5$ МПа, $T_0 = 800$ °К;

— плазменный канал радиуса $r_c = 0,5$ мм с $T_c = 6000$ °К, $P_c = 2,5$ МПа, состав плазмы определяется на основе равновесных расчетов.

Расчет электрической дуги, образующейся после пробоя межэлектродного промежутка, осуществлялся непрерывным образом путем сращивания решения для распределения температуры и потенциала электрического поля в твердых телах (электродах) с решением задачи в плазменном канале. При этом в приэлектродных узлах вводилась, так называемая, “эффективная” проводимость, зависящая от термоэмиссионных свойств материала электрода и ионного тока. Основные детали организации вычислительного процесса и процедуры сопряжения приведены в работе [9].

В качестве граничных условий на всех твердых стенках задаются условия прилипания, равенство нулю первых производных от всех зависимых величин на оси симметрии и “мягкие” условия на всех внешних границах за исключением электродов. На внешней границе электродов ставятся специальные граничные условия вида:

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = -\frac{I(t)}{\sigma \cdot \pi \cdot r_c^2}, \quad T = 300 \text{ } ^\circ\text{K},$$

где $I(t)$ – электрический ток, значение которого моделируется ступенчатой функцией вида:

$$I(t) = \begin{cases} 6 \text{ A}, & t \leq 0,3 \text{ мкс} \\ 0,2 \text{ A} & 0,3 \text{ мкс} \leq t \leq 100 \text{ мкс} \\ 0 & t \geq 100 \text{ мкс} \end{cases}$$

Размеры вычислительной области 4×4 мм, минимальный шаг сетки $0,2$ мкм, количество ячеек 450000 , минимальный временной шаг (на первых итерациях) $\Delta t = 0,01$ мкс. Применялась процедура распараллеливания вычислений с применением экспоненциальных методов для решения уравнений, содержащих источники членов, связанные с химическими реакциями. Верификация модели проводилась путем сравнения данных моделирования процесса воспламенения стехиометрической метано-воздушной смеси и экспериментальных данных, приведенных в монографии [10]. Результаты сравнения, представленные на рис. 1, подтверждают адекватность полученных при моделировании результатов с вполне приемлемой точностью.

Результаты расчетов

На первой стадии процесса воспламенения свойства топливно-воздушной смеси определяются волной давления (рис.2), которая образуется в результате расширения плазменного канала. Этот процесс в сочетании с геометрией электродов полностью определяет характерное поле скоростей на первой стадии формирования очага пламени. Распространение волны сопровождается ее переходом от цилиндрической к сферической конфигурации (рис.2). При этом максимальное полное давление быстро убывает, что является характерным для цилиндрических волн. Можно отметить, что интенсивность такого снижения выше, а скорость распространения волны меньше, чем для случая искрового воспламенения при атмосферном давлении [2]. После этой начальной фазы формируется ядро пламени, в котором в течение всего времени существования плазмы поддерживается достаточно высокая температура ($T \approx 6000$ °К) (рис.3.).

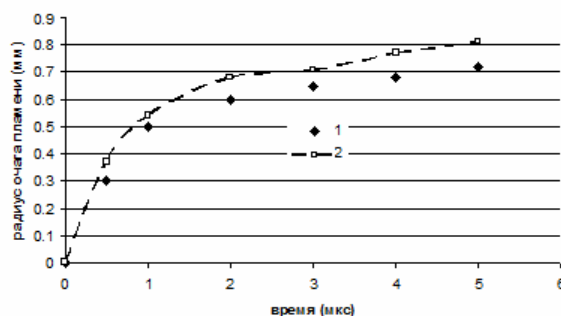


Рис.1. Развитие первоначального очага пламени: 1 – эксперимент по данным работы [10], 2 – расчетные данные

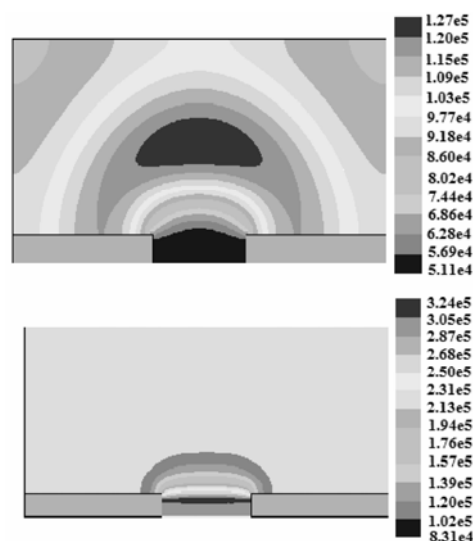


Рис.2. Волна давления:
внизу: $t = 0,1 \text{ мкс}$, вверху: $t = 2 \text{ мкс}$

Учет турбулентного течения газа и влияния турбулентности на скорость химических реакций приводит к существенному снижению максимальной температуры очага пламени. Известно, что в процессе охлаждения плазменного канала кинетическая энергия радиального течения трансформируется в энергию турбулентных пульсаций за исключением той ее части, которая переходит в тепло в результате диссипативных процессов.

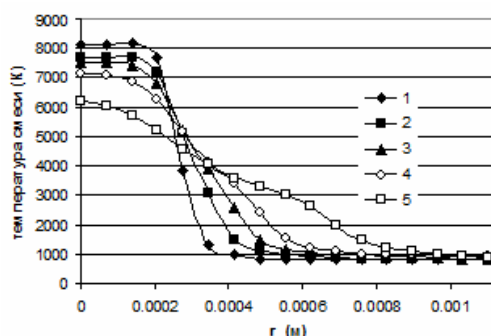


Рис. 3. Радиальные профили температуры смеси в различные моменты времени:

1 – $t = 0,2 \text{ мкс}$, 2 – $t = 0,5 \text{ мкс}$, 3 – $t = 0,8 \text{ мкс}$, 4 – $t = 1,5 \text{ мкс}$, 5 – $t = 5 \text{ мкс}$.

Турбулентное течение газа не только непосредственно влияет на процесс охлаждения искрового канала, и связанное с этим снижение концентраций реагирующих компонент, но и косвенно, за счет влияния турбулентности, на скорость химических реакций. Так, на рис.4 приведены профили температуры в центральном поперечном сечении между электродами для случая ламинарного течения газа при пренебрежении влиянием турбулентности на скорость химических реакций (кривые 2,4) и для случая турбулентного течения газа (кривые 1,2).

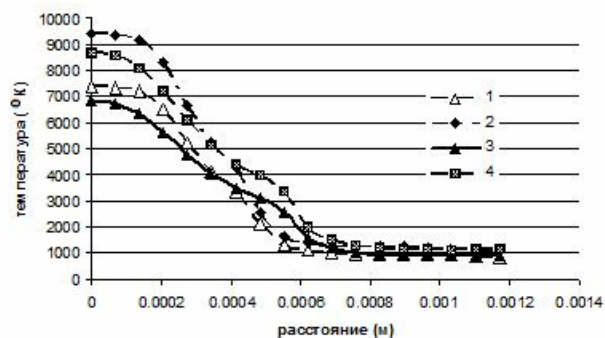


Рис. 4. Радиальные профили температуры смеси: 1, 2 – $t = 1 \text{ мкс}$; 3, 4 – $t = 3 \text{ мкс}$.

На рис. 5,6 представлены профили концентраций радикалов OH, O в том же сечении в различные моменты времени (обозначения на рис.3,5,6 совпадают). Можно отметить, что высокие концентрации радикалов наблюдаются не только в переходной области между плазменным каналом и окружающей свежей смесью, но и внутри самого плазменного канала, что является следствием процесса диссоциации продуктов сгорания. После прекращения подачи тока по максимальным значениям концентрации радикалов O, OH, HCO определяется положение фронта пламени.

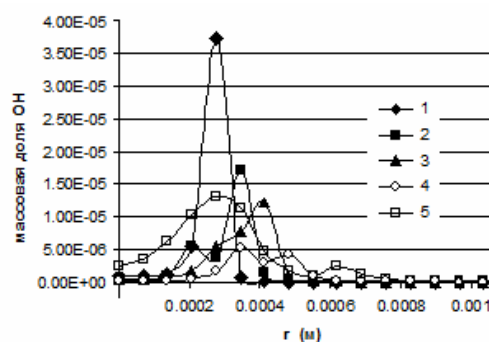


Рис.5. Радиальные профили концентрации радикала OH

Увеличение энергии искры, моделируемое в данном случае увеличением силы тока на первой стадии процесса, приводит к возрастанию температуры плазменного канала, что при прочих равных условиях вызывает увеличение концентрации оксидов азота и углерода.

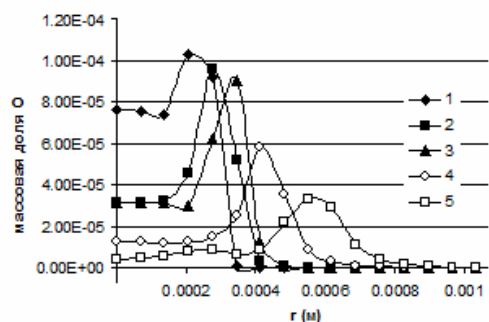


Рис.6. Радиальные профили концентрации радикала O

При этом на первоначальном этапе формирования очага пламени концентрация оксидов углерода максимальна в зоне фронта пламени, а максимальные значения концентрации оксидов азота достигаются в зоне плазменного канала. В отличие от случая искрового воспламенения при атмосферном давлении

нии высокое давление в камере сгорания, а также существование интенсивных вихревых образований возле кромок электродов, вызывает локальное затухание пламени в этих зонах при трансформации начального цилиндрического ядра пламени в сферическую форму. Было получено, что для рассматриваемого случая воспламенения обедненной метано-воздушной смеси, очаг пламени по истечении определенного промежутка времени затухает, и основной причиной такого гашения пламени является не только недостаточная энергия искры, но и интенсивное турбулентное течение газа.

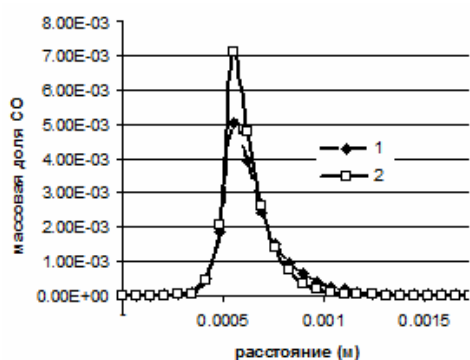


Рис. 7. Радиальные профили концентрации оксидов углерода при $t=4$ мкс: 1 – $I=6$ А, 2 – $I=10$ А

При увеличении мощности искры до насыщающей пламя не гаснет, но существенно возрастает как концентрация оксидов азота, так и оксидов углерода (рис. 7). В данной ситуации в качестве альтернативы более мощному искровому разряду можно использовать коротко-импульсные разряды, обеспечивающие генерацию радикалов OH, необходимых для развития цепной реакции горения (рис.5). Не вдаваясь в детали кинетической схемы процесса воспламенения наносекундным разрядом, которая должна включать реакции с участием колебательно- и электронно-возбужденных частиц, в первом приближении действие разряда можно заменить инъекцией радикалов OH в межэлектродную область. Такая организация разряда обеспечивает формирование начального очага пламени, минуя фазу распространения волны давления и обеспечивая снижение токсичности за счет увеличения полноты сгорания топлива. Распределение некоторых компонент смеси для этого случая представлено на рис.8, там же для сравнения приведены профили концентрации CO при воспламенении искровым разрядом.

Выводы

— Приведены результаты численного моделирования процесса воспламенения и формирования начального очага пламени обедненной метано-воздушной смеси в условиях высоких давлений.

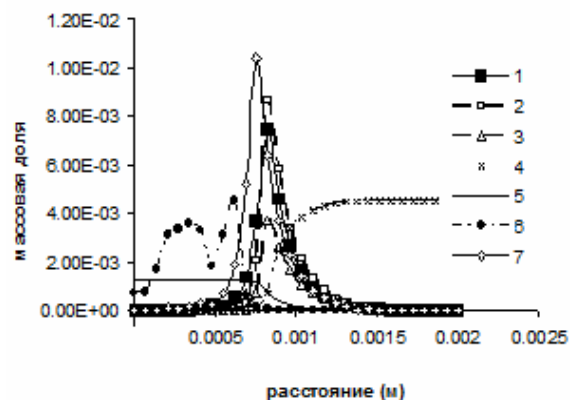


Рис. 8. Радиальные профили концентрации компонент смеси при $t=6$ мкс:
1 – CO; 2 – CH_3O ; 3 – $\text{CH}_2\text{O}/10$; 4 – $\text{CH}_4/10$;
5 – $\text{CO}_2/100$; 6 – $\text{O}/100$; 7 – CO при искровом разряде

— Отмечается существенное влияние интенсивности турбулентного течения в окрестности электродов, мощности искры и формы организации разряда на процесс воспламенения.

Работа проведена в рамках гранта МОН Украины 0107U001007 “Разработка теории управления процессами горения с помощью электрического поля”.

Список литературы:

1. Effect of thermal expansion on the minimum energy of gas ignition/ A. Yu. Krainov, V.A. Baimler // *Combustion Explosion and Shock Waves*. – 2002. – № 4. – P. 387–390.
2. Modeling the initial growth of the plasma and flame kernel/ H. Willems, R. Sierens // *Journal of Engineering for Gas Turbine Power*. – 2003. – Vol.125. – Issue 2. – P. 479–485.
3. Said R. Modeling of spark ignition in a premixed turbulent medium/ R. Said, S. Vincent, A. Burluka, R. Borghi // *SAE Paper*. – 961193. – 1996.
4. Andreassi L. Modeling the early stage of spark ignition engine combustion using the KIVA-3V incorporating ignition model / L. Andreassi, S. Gordiner, V. Rocco // *International Journal of Engine Research*. – 2003. – Vol. 4. – № 3. – P. 179–192.
5. Thiele M. Numerical simulation of spark ignition process including ionization / M. Thiele, S. Selle, U. Reidel, J. Warnatz // *Proceedings of the Combustion Institute*. – 2000. – Vol. 28. – P. 1177–1185.
6. Энгельшт В.С. Теория столба электрической дуги/ В.С. Энгельшт, В.Ц. Гурович, Г.А. Десятков. – Новосибирск: Наука СО, 1990. – 376 с.
7. Kinetic scheme of high temperature methane oxidation [электронный ресурс]/G.P. Smith, D.M. Golden, M. Frenklach. – Режим доступа http://www.me.berkeley.edu/gri_mec.
8. Тропина А.А. Влияние пульсационных характеристик заряда на процесс горения в камере сгорания ДВС / А.А. Тропина // *Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр.* – 2004. – Вып. 25. – С.

- 47–53. 9. Matveev I. Arc modeling in a plasmatron channel / I. Matveev, A. Tropina, S. Serbin, V. Kostyuk // *IEEE Trans. on Plasma Science*. – 2008. – Vol.36. – Issue 1. – P. 293–298.
10. Maly R. *Fuel economy in road vehicles powered by spark ignition engines*/ R. Maly. – New York: Plenum Press, 1984. – 306 p.

В.Т. Турчин, інж., В.О. Пильов, д.т.н., В.В. Матвєєнко, інж., І.Г. Омельченко, студ.

ПІДВИЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНОСТІ МЕТОДУ ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНІВ ДВИГУНІВ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК РІЗНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

На сучасному етапі розвитку двигунобудування у зв'язку з подальшим форсуванням двигунів та підвищенням теплонапруженості деталей камери згоряння (КЗ) суттєво ускладнюється проблема забезпечення заданого ресурсу цих деталей на стадії проектування. Це викликає необхідність переходу від концепції гарантованого забезпечення призначеного ресурсу для деталей, що зазнають впливу критичних величин температур і напружень, до концепції мінімізації запасів міцності таких деталей. Вказане передбачає застосування удосконалених математичних моделей (ММ) прогнозування ресурсної міцності. З іншого боку, ускладнення ММ не сприяє скороченню часу проектування. Тому актуальною постає проблема створення економічних методів прогнозування ресурсної міцності теплонапружених деталей КЗ.

На практиці прогнозування ресурсу деталей проводиться на основі використання теоретичних стаціонарних моделей експлуатації, які являють собою сукупність базових полігонів навантажень, частот обертання та наробітків двигуна на кожному представницькому режимі його експлуатації [1-5]. Проте, особливістю роботи двигунів більшості енергетичних установок є практично безперервна зміна експлуатаційних режимів. Це зумовлює динаміку термічних навантажень основних деталей КЗ та враховується відповідними нестационарними моделями експлуатації [4, 6-8].

Розробка нестационарних моделей виконується, наприклад, за методикою [4]. Порівняємо нестационарні моделі, що отримані для двигунів машин різного технологічного призначення. Стаціонарна модель експлуатації тракторного двигуна [2] складається з 19 базових полігонів. За нею отримано 17 теоретичних нестационарних процесів навантаження [9]. Базова стаціонарна модель експлуатації автомобільного двигуна за даними [5] складається з 27 полігонів, комбайнового – з 26. На їх основі можна отрима-

ти нестационарні моделі, що відповідно налічують 22 та 24 перехідні процеси [9]. Зрозуміло, що прогнозування ресурсної міцності потребує врахування накопичення пошкоджень в деталі, що розглядається, для сукупності усіх перехідних процесів нестационарної моделі. Це означає, що одержання теоретичних економічних моделей експлуатації з мінімізованою кількістю перехідних процесів являється актуальним для всіх типів машин.

Метою роботи є створення економічних нестационарних моделей експлуатації двигунів енергетичних установок різного технологічного призначення.

Отримання економічних моделей в роботі здійснено на основі застосування методу прогнозування ресурсної міцності деталей КЗ [4]. Дослідження ресурсної міцності здійснювалися для поршня дизеля 4ЧН12/14 у двох конструктивних варіантах – з галерейним та струминним масляним охолодженням. Питома потужність двигуна – 21,3 кВт/л.

На рис. 1,2 наведено середню швидкість накопичення пошкоджень d_{fsj} / \tilde{P}_j для кожного з перехідних процесів автомобільного, комбайнового та тракторного дизелів.

Тут d_{fsj} – абсолютна величина накопичених пошкоджень утоми і повзучості в зоні кромки камери згоряння поршня за сумарною сукупністю циклів j -го перехідного процесу, \tilde{P}_j – частка наробітку двигуна за сумарною сукупністю циклів j -го перехідного процесу. Розрахунковий момент руйнування відпові-

дає умові $\sum_{j=1}^{j=n} d_{fsj} = 1$, загальний відносний час ро-

боти за призначений ресурс $\sum_{j=1}^{j=n} \tilde{P}_j = 1$, де n – загальна кількість перехідних процесів у моделі.

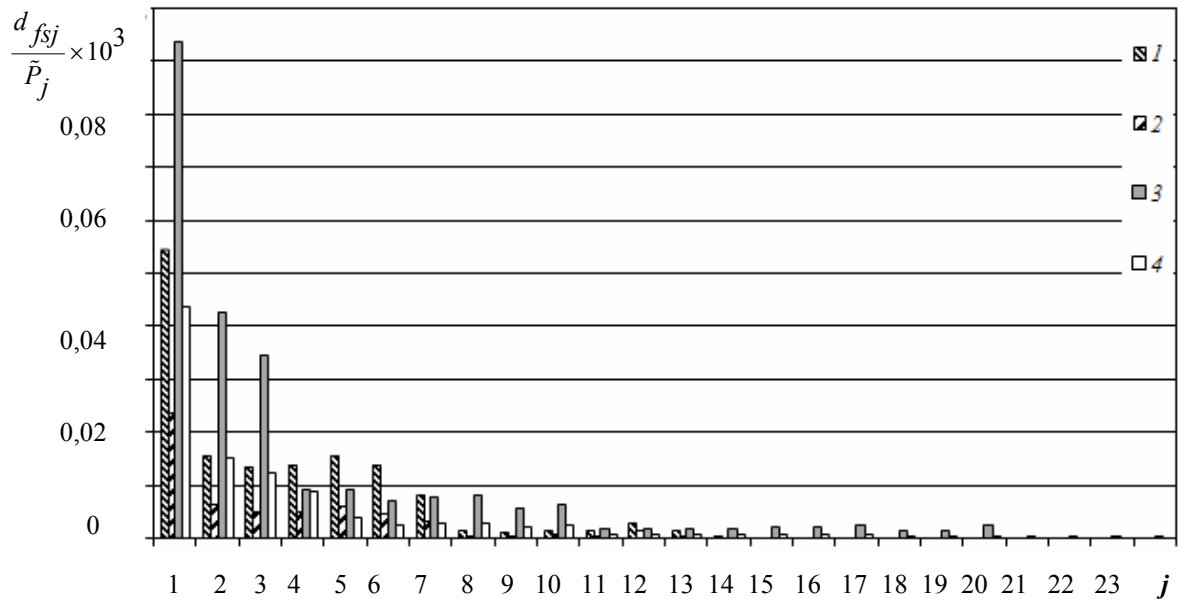


Рис. 1. Середня швидкість накопичення пошкоджень на кожному з j перехідних процесів нестационарного навантаження двигунів автомобільного та комбайнового призначення:

1 – автомобільний двигун, поршень з галерейним охолодженням; 2 – автомобільний двигун, поршень зі струминним охолодженням; 3 – комбайновий двигун, поршень з галерейним охолодженням; 4 – комбайновий двигун, поршень зі струминним охолодженням

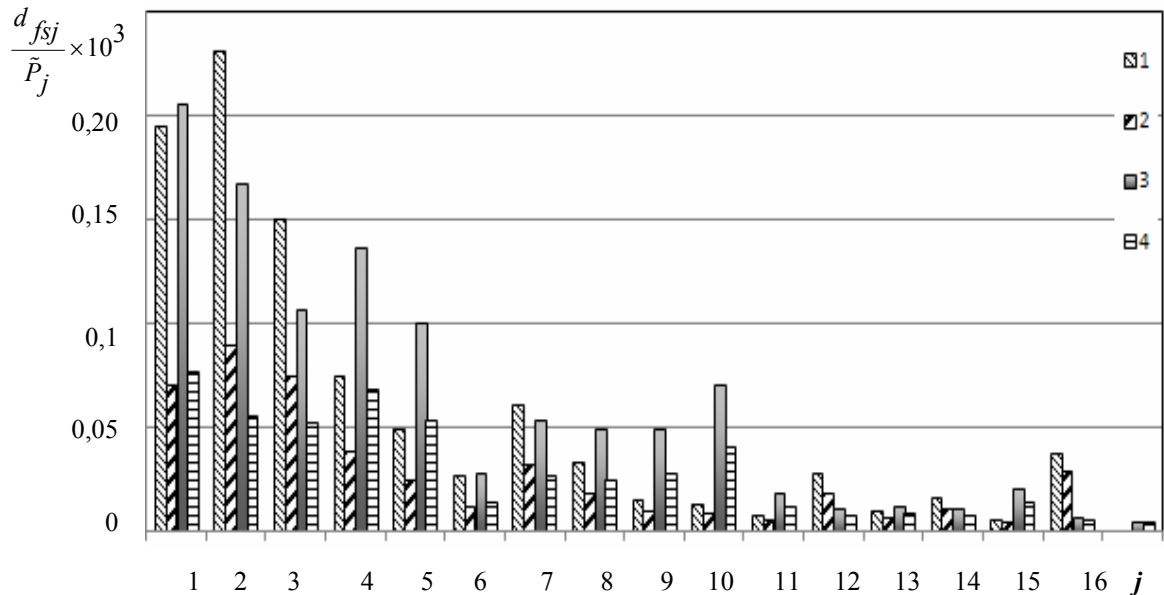


Рис. 2. Середня швидкість накопичення пошкоджень на кожному з j перехідних процесів нестационарного навантаження тракторних двигунів 3-ї та 4-ї категорій:

1 – тракторний двигун 3-ї категорії, поршень з галерейним охолодженням; 2 – тракторний двигун 3-ї категорії, поршень зі струминним охолодженням; 3 – тракторний двигун 4-ї категорії, поршень з галерейним охолодженням; 4 – тракторний двигун 4-ї категорії, поршень зі струминним охолодженням

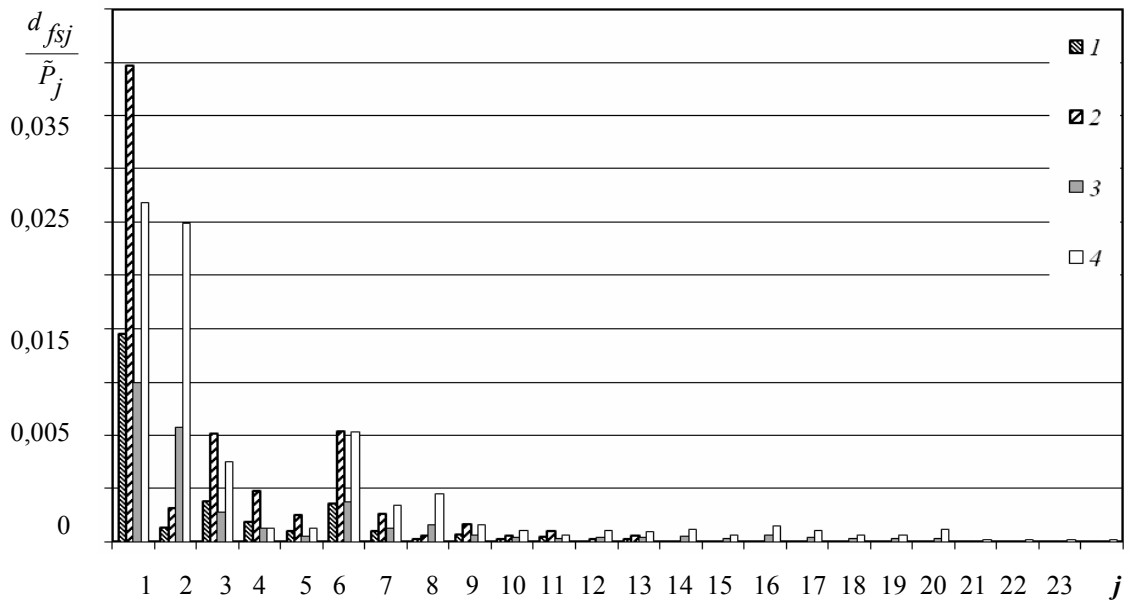


Рис. 3. Абсолютне значення накопичених пошкоджень на кожному з j перехідних процесів нестационарного навантаження двигунів автомобільного та комбайнового призначення:

- 1 – автомобільний двигун, поршень з галерейним охолодженням;
- 2 – автомобільний двигун, поршень зі струминним охолодженням;
- 3 – комбайновий двигун, поршень з галерейним охолодженням;
- 4 – комбайновий двигун, поршень зі струминним охолодженням

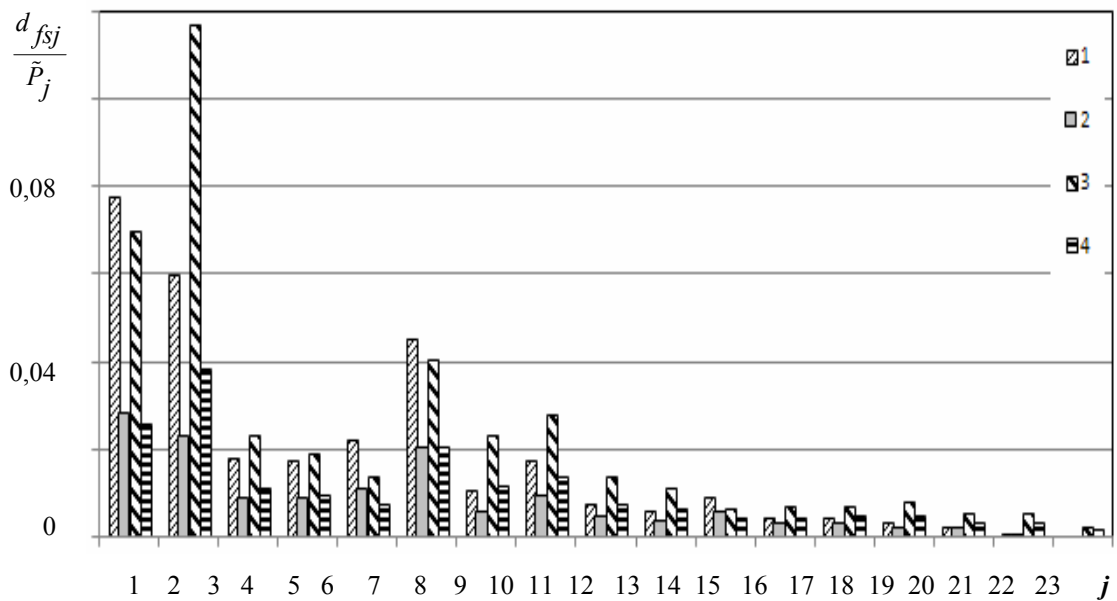


Рис. 4. Абсолютне значення накопичених пошкоджень на кожному з j перехідних процесів тракторних двигунів 3-ї та 4-ї категорій:

- 1 – тракторний двигун 3-ї категорії, поршень з галерейним охолодженням;
- 2 – тракторний двигун 3-ї категорії, поршень зі струминним охолодженням;
- 3 – тракторний двигун 4-ї категорії, поршень з галерейним охолодженням;
- 4 – тракторний двигун 4-ї категорії, поршень зі струминним охолодженням

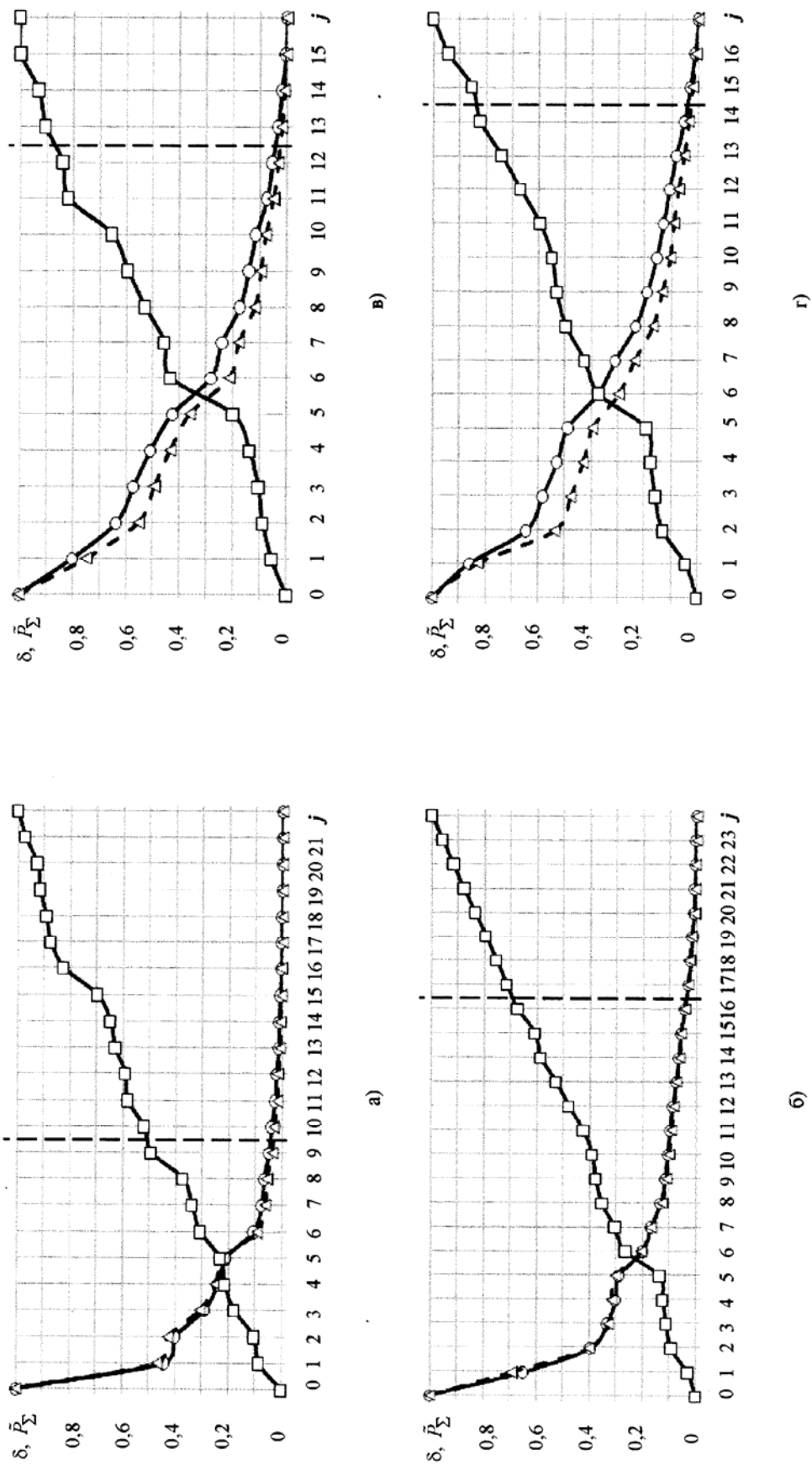


Рис. 5. Питомий внесок перехідних процесів у накопичення пошкоджень поршнів двигунів:
 а) автомобільного; б) комбайнового; в) тракторного 3-ї категорії; г) тракторного 4-ї категорії;
 o – δ для поршня з галереїним охолодженням; Δ – δ для поршня зі струмінним охолодженням; \square – сукупний набірток \bar{P}_{Σ}

З рис. 1,2 видно, що процес накопичення пошкоджень відбувається нерівномірно і мають місце режими, величина d_{fsj} / \tilde{P}_j на яких є значно меншою у порівнянні з іншими. Так для поршня автомобільного двигуна середня швидкість накопичення пошкоджень між перехідними процесами $j=1$ та $j=22$ відрізняється у 2800-4900 разів; для поршня комбайнового двигуна між процесами $j=1$ та $j=24$ – у 138-163 рази; для поршня тракторного двигуна 3-ї категорії між перехідними процесами $j=1$ та $j=16$ у 49-105 разів, для 4-ї категорії між цими процесами – у 21-50 разів. Важливо відмітити, що наробіток \tilde{P}_j за різними перехідними процесами є неоднаковий. Наприклад, для автомобільного двигуна найбільш і найменш тривалими є відповідно процеси $j=16$ та $j=12$. Наробіток на них дорівнює $\tilde{P}_{16}=0,127$, $\tilde{P}_{12}=0,02$, тобто відрізняється у 6 разів.

З урахуванням тривалості перехідних процесів на рис. 3,4 наведені абсолютні величини накопичених пошкоджень d_{fsj} . Видно, що внесок різних перехідних процесів у загальну величину накопичених пошкоджень $\sum_{j=1}^{j=n} d_{fsj}$ за ресурс $\sum_{j=1}^{j=n} \tilde{P}_j$ також є суттєво відмінним. Це означає, що частина не впливових режимів може бути відкинута практично без втрати точності результату.

Рисунок 5 відображає відносну величину пошкоджень δ , що накопичуються у перехідних процесах після k -го довільно обраного, та сукупний наробіток \tilde{P}_Σ у процесах від 1-го до k -го. Ці величини визначаємо за формулами:

$$\delta = 1 - \frac{\sum_{j=1}^{j=k} d_{fsj}}{\sum_{j=1}^{j=n} d_{fsj}}, \quad \tilde{P}_\Sigma = \sum_{j=1}^{j=k} \tilde{P}_j.$$

За своєю суттю величина δ являє похибку розрахунку накопичених пошкоджень, пов'язану з відкиданням усіх перехідних процесів, що слідує після k -го. На рис. 5 вертикальною лінією позначено умову $\delta=0,05$. Праворуч від неї розташовані режими, якими можна знехтувати, прийнявши умову $\delta \leq 0,05$.

При цьому отримуємо відносно зменшення часу розрахунків $1 - \sum_{j=1}^{j=k} \tilde{P}_j$. Ця величина для автомобільного

двигуна складає близько 0,5 (рис. 5а), комбайнового – близько 0,3 (рис. 5б), тракторних двигунів 3-ї та 4-ї категорій – близько 0,15 (рис. 5 в, г).

Таким чином, встановлено можливість відкидання незначущих перехідних процесів нестационарних моделей навантаження двигунів машин різного технологічного призначення. Відкидання таких процесів може призвести до економії часу розрахунку від 15 до 50%. Це є суттєвим резервом підвищення економічності методу, що удосконалюється, зі збереженням достатньо високої точності результату оцінки ресурсної міцності поршня.

Подальший напрям робіт пов'язаний з розробкою методик отримання економічних моделей експлуатації до проведення поданих в роботі розрахунків ресурсної міцності.

Список літератури:

1. Багиров Д.Д. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин / Д.Д. Багиров, А.В. Златопольский. – М.: Машиностроение, 1974. – 220 с.
2. Луцицкий Ю.В. Эксплуатационный расход топлива и метод его определения / Ю.В. Луцицкий, А.Г. Косулин // Двигатели внутреннего сгорания: Респ. междувед. научный научн.-техн. сб. – 1985. – Вып. 41. – С. 96-104.
3. Ажиппо Н.А., Балюк Б.К. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования / Н.А. Ажиппо, Б.К. Балюк // Двигателестроение. – 1985. – №8. – С.17-20.
4. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності / В.О. Пильов – Х.: НТУ „ХПИ”, 2001. – 332 с.
5. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов – Х.: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.
6. Поспишил Б. Прочность и долговечность элементов энергетического оборудования / Поспишил Б., Квитка А.Л., Третьяченко Г.Н. – К.: Наукова думка, 1987. – 216 с.
7. Процессы в перспективных дизелях [А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов, А.П. Марченко и др.]; под ред. А.Ф. Шеховцова. – Харьков: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992. – 352 с.
8. Чайнов Н.Д. Оценка усталостной долговечности поршня транспортного дизеля при циклическом нагружении / Н.Д. Чайнов, А.В. Тимохин, А.Б. Иванченко // Двигателестроение. –1991. – №11. – С. 14-15.
9. Пылева Т.К. Разработка теоретических нестационарных моделей нагружения двигателей машин различного назначения / Т.К. Пылева, В.Т. Турчин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1 – с.125-133.

УДК 621.43.016

*А.П. Марченко, д-р техн. наук, М.В. Прокопенко, канд. техн. наук,
В.О. Пильов, д-р техн. наук, В.В. Шпаковський, канд. техн. наук, І.Г. Пожидаєв, магістр.*

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ МАТЕРІАЛУ ГІЛЬЗИ ШВИДКОХІДНОГО ДИЗЕЛЯ НА ЇЇ ТЕМПЕРАТУРНИЙ СТАН

Перспективне форсування швидкохідних дизелів, впровадження нових способів організації робочого процесу та застосування альтернативних палив приводить до зростання теплонапруженості деталей камер згоряння (КЗ). З цього приводу сучасні напрямки удосконалення двигунів практично не можуть бути реалізовані у відриві від проблеми зменшення теплонапруженості цих деталей. У тому числі це стосується поршнів та гільз циліндрів [1, 2].

Значної уваги вирішенню проблеми зниження теплонапруженого стану деталей ЦПГ приділено в роботах [3-5] та ін. При цьому ще в [6] зверталась увага на необхідність підвищення теплопровідності гільзи.

В [1] наводяться дані розрахунково-експериментальних досліджень, які довели, що оребрення зовнішньо охолоджуваної поверхні гільзи призводить до зниження температури останньої на 15К. При цьому отримано зменшення температур поршня в зоні кромки КЗ до 27К, а в зоні верхнього поршневого кільця – до 15К.

Для подальшого зменшення теплонапруженості деталей КЗ, наприклад, в [7] пропонується використання алюмінієвого циліндру з корундовим напиленням на внутрішній поверхні. З іншого боку, для боротьби з кавітацією в [8] пропонується багатошарове покриття частини зовнішньої поверхні гільзи. При цьому слід зазначити, що нанесення покриття на внутрішню та зовнішню поверхні гільзи обумовлює використання нових оригінальних технологій.

На кафедрі двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХП» розроблено оригінальну технологію утворення корундового шару на поверхні деталей з алюмінієвих сплавів. Тривалі ресурсні випробування поршнів з використанням такої технології підтвердили її високу ефективність [9]. У зв'язку з цим виникає можливість використання алюмінієвих гільз з корундовим шаром по внутрішній і зовнішній поверхні. Такі заходи направлено на одночасне зменшення теплонапруженості та підвищення ресурсу гільзо-

поршневої групи.

Метою роботи є оцінка температурного стану гільзи циліндрів швидкохідного двигуна при заміні її матеріалу з чавуна на алюмінієвий сплав.

Аналіз здійснено для гільзи двигуна 4ЧН12/14 (СМД 18Н, номінальний режим). Задача вирішувалась методом кінцевих елементів. Аналізувалась штатна гільза (матеріал – спеціальний чавун) та експериментальна (матеріал – алюмінієвий сплав). Їх зовнішній вид показано на рис.1. Коефіцієнти теплопровідності матеріалів задавались в залежності від температури [10]. Схема завдання граничних умов 3-го роду та їх значення взято по рекомендаціям [11] та наведено на рис.2 і в табл. Граничні умови задані вісесиметричними. На рис.3 наведено результати розрахункового дослідження.

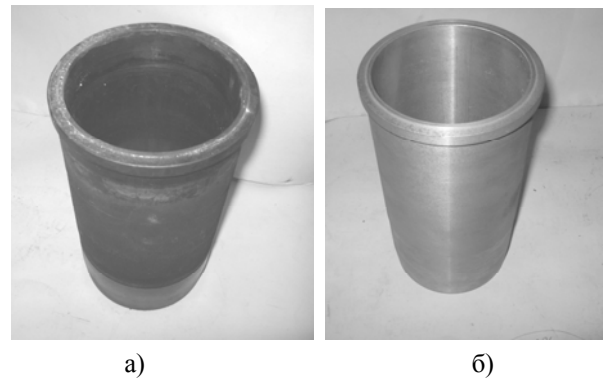


Рис. 1. Зовнішній вид гільз, що аналізуються:
а – з чавуна; б – з алюмінієвого сплаву

За результатами розрахунків встановлено, що максимальна температура гільзи зафіксована на її кромці та дорівнює 263°C для чавунної і 195°C для гільзи з алюмінієвого сплаву. Таким чином, маємо зменшення температури на 68К. В зоні опорного бурта значення температур для розглянутих варіантів гільз відповідно 207°C і 170°C, тобто температура зменшується на 37К. Температури нижньої частини гільз є практично однаковими і дорівнюють 165-95°C.

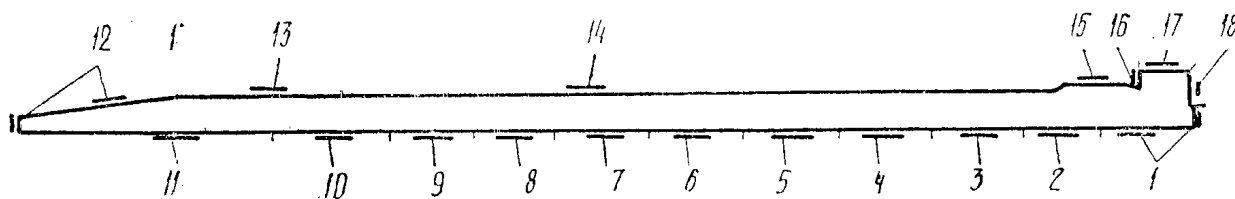
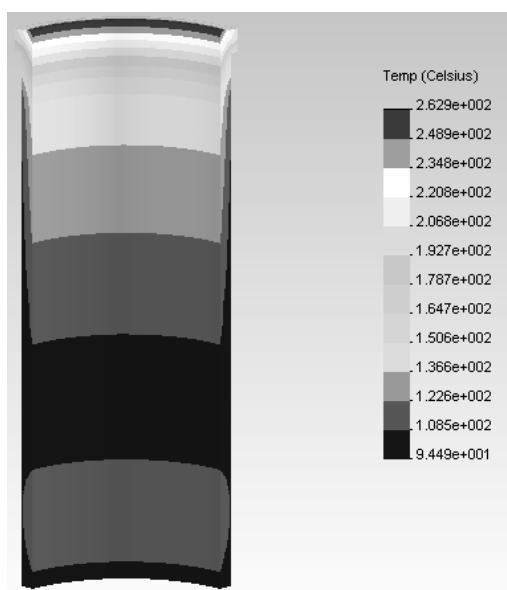


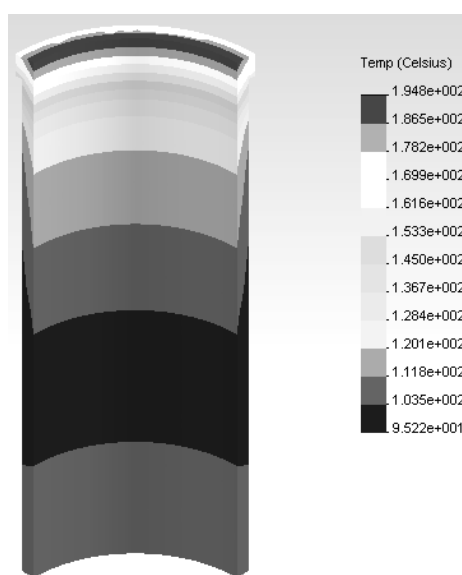
Рис. 2. Схема завдання граничних умов (номери ділянок відповідають табл.)

Таблиця. Значення граничних умов

№ ділянки	t, °C	α, Вт/м ²	№ ділянки	t, °C	α, Вт/м ²
1	900	450	10	150	280
2	810	385	11	100	250
3	720	370	12	85	500
4	630	355	13	90	300
5	540	340	14	90	11000
6	455	315	15	100	6000
7	360	310	16	125	15000
8	270	295	17	125	160
9	180	280	18	160	200



а)



б)

Рис. 3. Температурний стан гільз дизеля СМД-18Н (номінальний режим): а – з чавуна; б – з алюмінієвого сплаву

Висновки

В результаті проведеного розрахункового дослідження щодо заміни матеріалу гільзи зі спеціального чавуна на алюмінієвий сплав встановлене сут-

тєве зменшення температури внутрішньої поверхні гільзи у верхній її частині, що може в рази перевищувати ефект оребрення зовнішньої поверхні. Роз-

глянутий захід по модернізації конструкції також суттєво зменшуватиме теплонапруженість поршня.

Подальший напрям робіт пов'язаний з визначенням тривимірних граничних умов, проведенням аналізу напруженого стану гільз, що досліджуються, постановкою моторного експерименту.

Список літератури:

1. Лоцаков П.А. Результаты расчетно-экспериментальных исследований влияния оребрения охлаждаемой поверхности гильзы цилиндров на температурное состояние гильз и поршней дизелей ЯМЗ / П.А. Лоцаков // Двигателестроение. – 2000. - № 1. – С. 57-58. 2. Марченко А.П. Тепловое состояние деталей камеры сгорания дизеля при работе на не этиловом эфире рапсового масла / Марченко А.П., Минак А.Ф., Прохоренко А.А., Осетров А.А. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. - № 2. – С.85-87. 3. Чайнов Н.О. Обобщенная модель анализа теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндро-поршневой группы / Чайнов Н.О., Мягков Л.Л., Руссиновский С.Ю. // Авіаційно-космічна техніка і технологія – 2001. – Вип. 26. – С.4-9. 4. Тринев А.В. Экспериментальное определение температуры деталей клапанного узла автотракторного дизеля на нестационарных режимах нагружения / Тринев А.В., Косулин А.Г., Коваленко В.Т. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. - № 1. – С.75-80. 5. Левтеров А.М. Исследования теплового и на-

пряженно-деформированного состояния деталей цилиндро-поршневой группы быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях: дисс. ... кандидата техн. наук: 05.05.03 / Левтеров Антон Михайлович. – Х., 1991. – 213с. 6. Стефановский Б.С. Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей / Стефановский Б.С. – М.: Машиностроение, 1978. – 128с. 7. Пат. 2006033959 Япония, МКИ³ С23 с 4/18. Способ обработки рабочих поверхностей цилиндров двигателя. Surface processing / Заявитель и патентообладатель Nissan Motor Co. Ltd.; заявл. 02.02.2007; опубл. 22.08.2007. 8. Левтеров А.М. Расчетный анализ стационарных термоупругих напряжений гильзы цилиндра быстроходного дизеля / Левтеров А.М., Авраменко А.Н. // Автомобильный транспорт. – 2008. – Вып. 23. – С.132-134. 9. Шпаковский В.В. Повышение ресурса цилиндро-поршневой группы тепловозного дизеля образованием корундового слоя на поверхности поршней / Шпаковский В.В., Марченко А.П., Парсаданов И.В., Пылев В.А. // Локомотив информ. – 2007. – С.28-30. 10. Процессы в перспективных дизелях / [А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов и др.]; под. ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во "Основа", 1992. – 352с. 11. Шеховцов А.Ф. Тепловое и напряженно-деформированное состояние гильзы цилиндра быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук, А.М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. – 1993. - № 54. – С.9-22.

УДК 621.43

А.П. Строков, д-р техн. наук, А.М. Левтеров, канд. техн. наук, А.Н. Авраменко, канд. техн. наук

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРА ФОРСИРОВАННОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Повышение требований к надежности современных транспортных двигателей связано с увеличением уровня их форсирования по среднему эффективному давлению P_e , что неизбежно приводит к росту тепловой и механической напряженности деталей камеры сгорания (КС).

Гильза цилиндра (ГЦ) двухтактного с прямой продувкой транспортного дизеля – одна из наиболее напряженных деталей. Она воспринимает давление газов в цилиндре, боковые силы, воздействие тепловой нагрузки и подвергается повышенному износу трением и кавитацией.

Исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) деталей цилиндропоршневой группы, обусловленного воздействием тепловой и механической нагрузок, проводились многими отечественными и зарубежными авторами [1 - 4]. При этом расчетные исследования выполнялись в основном на

осесимметричных моделях, что было связано с проблемами создания трехмерных моделей и ограниченными возможностями вычислительной техники.

Использование трехмерных конечноэлементных моделей позволяет получить более корректные результаты расчета температурных полей, напряжений и деформаций, за счет существенно более точного описания геометрии детали, а также учета асимметрии нагружения.

Расчетные исследования НДС ГЦ транспортного дизеля 5 ДН 12/2×12 для уровня форсирования $N_n = 39$ кВт/л, $P_e = 0,83$ МПа при $n = 2800$ мин⁻¹ были выполнены авторами [3] на осесимметричной модели, которая имела ограниченную точность в описании конструкции, позволяла учесть только осесимметричную тепловую нагрузку и давление рабочего тела.

В работе [5] приведены результаты расчетно-экспериментального определения деформации ГЦ

указанного двигателя от действия боковой силы поршней.

Цель работы и постановка задачи

Целью данной работы была расчетная оценка НДС ГЦ дизеля 5 ДН 12/2×12, указанного выше уровня форсирования, с учетом одновременного воздействия трех видов нагружения: теплового, сил давления газов и неравномерной в окружном направлении и вдоль оси цилиндра боковой силы от поршней.

При этом тепловая нагрузка в окружном направлении принята неизменной (данные, которыми располагали авторы), однако результаты расчета НДС ГЦ, полученные на трехмерной конечноэлементной модели, используемой в работе, претендуют на большую достоверность, чем результаты, полученные на осесимметричных моделях. Это объясняется существенно более точным моделированием конструкции ГЦ и механического нагружения.

Гильза изготовлена из стали 38ХМЮА, теплофизические и механические свойства которой приведены в [4]. Наружная поверхность ее имеет сложную конфигурацию для обеспечения надежного охлаждения.

Конечноэлементная модель ГЦ приведена на рис. 1, а для дискретизации используются конечные элементы в виде треугольных пирамид.

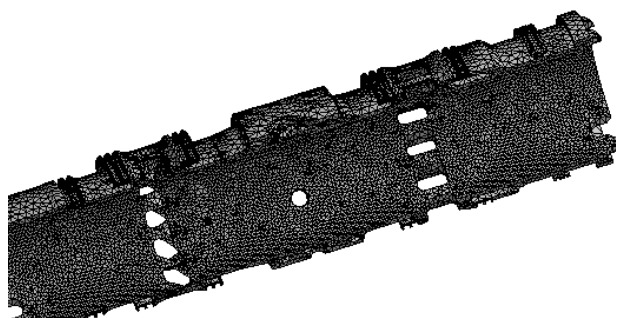


Рис. 1. Конечноэлементная модель ГЦ

Для моделирования теплообмена на зеркале цилиндра использованы граничные условия 3-го рода, схема задания которых по длине гильзы представлена на рис.2.

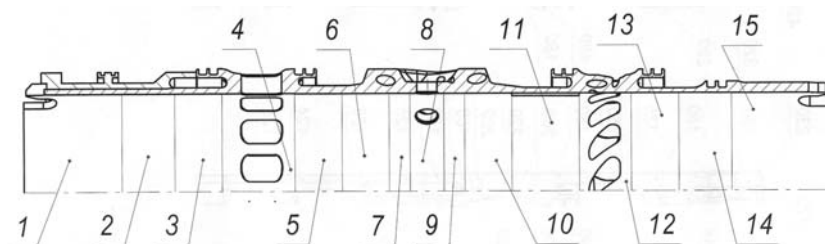


Рис. 2. Схема задания ГУ теплообмена

Значения коэффициентов теплоотдачи и температуры на соответствующих участках приведены в таблице. На наружной поверхности гильзы приняты ГУ теплообмена согласно рекомендациям (температура $t = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$, коэффициент теплоотдачи $\alpha = 0,72\text{ Вт/см}^2\cdot\text{град}$ [4].

Схема задания ГУ теплообмена представлена на рис. 2, а значения ГУ – в таблице.

Граничные условия задачи механики задавались в виде давления рабочего тела на зеркало цилиндра, которое изменяется вдоль оси от максимального давления сгорания $P_z = 12\text{ МПа}$ в плоскости форсуночного пояса до 1 МПа в плоскости выпускных и продувочных окон. Значение боковой силы от давления поршней задавалось для положения, соответствующего моменту перекладки продувочного и выпускного поршней.

Расчет теплового состояния ГЦ сводится к следующему. С использованием экспериментальных данных термометрирования [4] было идентифицировано температурное поле ГЦ для режима $N_e = 515\text{ кВт}$, $P_e = 0,83\text{ МПа}$ при $n = 2800\text{ мин}^{-1}$ и для этого температурного поля определялись термонапряжения.

Анализ полученных результатов

На рис. 3. представлен только наиболее проблемный фрагмент ГЦ – выпускная сторона. Температурное поле ГЦ представлено на рис.3.а.

Максимальные температуры ГЦ отмечаются в области форсуночного пояса и достигают $280\text{ }^{\circ}\text{C}$ (возле отверстия под форсунку).

В области каналов и полостей охлаждения температуры достигают в среднем $150 - 130\text{ }^{\circ}\text{C}$. В области выпускных окон температуры не превышают $220 - 230\text{ }^{\circ}\text{C}$, что обеспечивается интенсивной циркуляцией охлаждающей жидкости в каналах и полостях охлаждения (рис.3.а).

Таблица. Граничные условия теплообмена (режим с $N_d = 39$ кВт/л, $P_e = 0,83$ МПа при $n = 2800$ мин⁻¹)

Номер участка	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$\alpha, \text{Вт/м}^2\text{град}$	120	140	150	400	200	250	1050	1000	1000	250	200	400	150	140	120
$t, ^\circ\text{C}$	180	220	300	500	500	500	970	1000	930	400	300	220	200	160	130

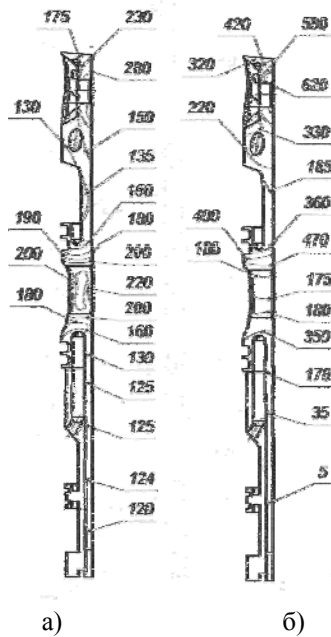


Рис. 3. Распределение полей температур, $^\circ\text{C}$ – (а); и интенсивностей напряжений – (б), МПа

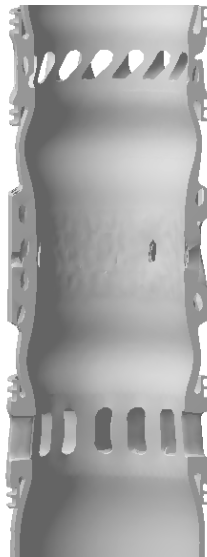


Рис. 4. Характер деформаций ГЦ

Со стороны торца ГЦ в области напрессованного бандажа температуры не превышают 120°C . По толщине ГЦ в области форсуночного пояса темпера-

туры изменяются от 280 до 120°C . Наличие такого существенно неравномерного температурного поля, а также сложная конфигурация ГЦ вызывают неравномерные ее деформации и, соответственно, приводят к изменению геометрии зеркала цилиндра и ухудшению условий работы деталей ЦПГ.

Напряженное состояние ГЦ оценивалось по величине интенсивностей напряжений.

Максимальные напряжения возникают в области отверстия под форсунку и достигают 620 МПа. В области каналов охлаждения интенсивность напряжений изменяется от 330 до 220 МПа.

В области выпускных окон интенсивность напряжений изменяется от 470 до 350 МПа (рис.3.б). Со стороны торца ГЦ в области напрессованного бандажа интенсивность напряжений не превышает 5 МПа.

Важно отметить, что из-за интенсивного теплоотвода в области форсуночного пояса возникают значительные градиенты напряжений. По радиальной толщине ГЦ в области форсуночного пояса интенсивность напряжений изменяется от 620 до 220 МПа (рис. 3.б). Наличие таких перепадов интенсивностей напряжений ухудшает условия работы ГЦ.

На рис. 4 представлены деформации ГЦ в меридиональном сечении плоскостью, проходящей через ось симметрии. Сложная конфигурация ГЦ, особенности схемы ее закрепления и нагружения, а также значительные температурные градиенты приводят к неравномерным деформациям ГЦ по ее длине и по радиусу.

Из рис. 4 видно, что неравномерная по длине достаточно тонкостенной гильзы интенсивность охлаждения, а также различная радиальная жесткость, обусловленная особенностями ее конструкции и монтажными условиями, является причиной волнообразной деформации зеркала цилиндра вдоль образующей.

Кроме того, имеет место несимметричная радиальная деформация (рис. 5). Из этого следует, что в

процессе работы двигателя имеет место вибрация поршневых колец, вызванная в том числе и деформацией цилиндра, и это может служить причиной снижения их уплотнительной функции, повышения расхода масла, снижения ресурса колец из-за усугубления циклической нагрузки и других отрицательных явлений.

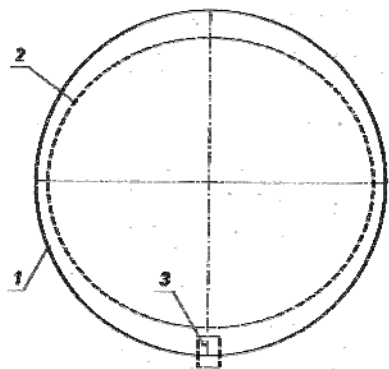


Рис. 5. Схема деформации зеркала цилиндра в области форсуночного пояса:

1 – исходный недеформированный контур зеркала цилиндра; 2 - деформированный контур зеркала цилиндра; 3 – установочный штифт

Максимальные расчетные деформации ГЦ имеют место в области выпускных окон и достигают 0,35 мм; в области продувочных окон деформации достигают 0,25 мм.

Схема нарушения геометрии цилиндра в плоскости, перпендикулярной его оси в области форсуночного пояса, представлена на рис. 5.

Из рисунка 5 следует, что вблизи форсуночного пояса цилиндр уменьшается в диаметре и приобретает форму овала. При этом меньшая ось овала совпадает с осью фиксирующего штифта, а уменьшение диаметра цилиндра вдоль этой оси составляет 0,284 мм.

Вдоль большей оси овала уменьшение диаметра цилиндра составляет 0,276 мм.

Таким образом, под воздействием тепловой и механической нагрузок изменяется геометрия гильзы цилиндра, что ухудшает условия работы сопряженных с ней деталей.

Полученные результаты расчета существенно отличаются от результатов, полученных на осесимметричной модели [4] при идентичных ГУ теплообмена. Учет одновременного воздействия механической нагрузки позволил получить еще более полную картину напряжений и деформаций.

Выводы

Расчетное определение НДС гильзы цилиндра транспортного дизеля 5 ДН 12/2×12 с помощью трехмерной конечноэлементной модели позволяет получить качественно новую информацию о характере ее деформаций под воздействием эксплуатационного термомеханического нагружения.

Список литературы:

1. Шеховцов А.Ф. Напряженно-деформированное состояние поршня быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук, А.М. Левтеров, В.К. Шиманский // Двигатели внутреннего сгорания. - 1989. - Вып. 49. - С. 20 – 26.
2. Чайнов Н.Д. Математическое моделирование согласованных температурных полей элементов цилиндропоршневой группы транспортных поршневых двигателей / Н.Д. Чайнов, Л.Л. Мяжков, С.Ю. Русиновский // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: материалы 9 Междун. конф. – Владимир, 2003.- С. 203-206.
3. Albin Mierbach. Einfluss der Auslegung von Kolbenringen auf das Formfüllvermögen in thermisch und mechanisch hoch beanspruchten Motoren / Albin Mierbach; Richard Mittler // MTZ. – 2006. №1. P 18-23.
4. Гонтаровский П.П. Численное моделирование теплового и напряженно-деформированного состояния гильзы цилиндра форсированного транспортного дизеля / П.П. Гонтаровский, А.М. Левтеров, Н.М. Гармаш, А.Ю. Фомин // Сб. научн. тр. ХГПУ - 1999. - Вып. 7. - С. 255 – 259.
5. Бородин Ю.С. Расчетно-экспериментальная оценка жесткости цилиндра с противоположно движущимися поршнями / Бородин Ю.С., Краюшкин И.А., Оноприенко П.Н., Пилипенко С.В., Литвинов О.В. // Сб. научн. тр. ХГПУ - 1999. - Вып. 7. - С. 250 – 254.

УДК 621.436

В.Н. Доценко, д-р техн. наук, И.Н. Москаленко, инж.

МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ ДВС С УЧЕТОМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ И МОМЕНТОВ, ВОЗНИКАЮЩИХ В СМАЗОЧНОМ СЛОЕ МЕЖДУ ПОРШНЕМ И ЦИЛИНДРОМ

Введение

В процессе развития поршневого двигателестроения, на сегодняшний день исследованы и решены практически все проблемы проектирования и производства двигателей этого типа. Однако в области дальнейшего развития и совершенствования авиационных, автомобильных и стационарных поршневых двигателей основными требованиями на современном этапе остаются: снижение удельного расхода топлива и удельной массы при заданной мощности, обеспечение возможно большего моторесурса и ремонтпригодности, производственная и эксплуатационная технологичность. На принципиально новый уровень выходит борьба с токсичными выбросами в атмосферу, а также проблема снижения шума двигателей в процессе их эксплуатации. Значительно больше внимания уделяется использованию компьютерной техники и созданию программных продуктов при расчетах и моделировании процессов, происходящих в двигателях.

Удовлетворение этих требований сопряжено с разрешением ряда специфических проблем, происхождение которых связано с цикличностью рабочих процессов и наличием масс, совершающих сложное, плоско-параллельное движение. Одной из существенных проблем является наличие боковой силы, действующей на поршень, и как следствие, повышенный износ цилиндропоршневой группы, значительные потери на трение (снижение механического КПД), повышенная шумность двигателя и невозможность его дальнейшего форсирования по оборотам.

В приведенной работе разработан и реализован комплексный подход к исследованию и решению данной проблемы. Он включает в себя теоретические исследования, создание математической модели движения поршня, анализ результатов этих исследований и, как следствие, выдачу рекомендаций по его профилированию, с точки зрения нахождения возможных точек «перекладки» поршня и оптимизации площадей пятен контакта пары поршень – цилиндр. Полученная математическая модель по заданному

профилю боковой поверхности, дезаксажу, параметрам масляного слоя, действующим боковой силой и моменту, позволяет однозначно определить положение поршня с учетом действия на него гидродинамических сил и моментов от масляного «клина».

Модель движения поршня ДВС

При моделировании элементов ДВС, в частности, таких как поршень, необходимо иметь полное представление о характере действующих на него сил и моментов. Знание этих воздействий на поршень позволяет при конструировании сформировать его боковую поверхность таким образом, чтобы обеспечить эффективную работу двигателя в целом. Учет этих сил можно произвести, опираясь на методы, разработанные при исследовании подшипников скольжения [3,4], так как пара трения поршень – цилиндр представляет собой своеобразный подшипник скольжения.

Целью настоящего исследования являлось создание математической модели движения поршня ДВС на основании решения нестационарной гидродинамической задачи о распределении нормальных и касательных давлений в зазоре между поршнем и цилиндром. Решение такой задачи усложняется исходной нецилиндричностью поршня и изменением его геометрии, связанной с тепловыми и силовыми деформациями, что приводит к существенному изменению зазоров в каждой точке пары трения поршень-цилиндр.

Для предварительного математического описания движения поршня с изначально заданным массивом координат боковой поверхности в такой постановке выполнено следующее:

1) составлена и решена система уравнений динамического равновесия поршня под действием приложенных сил и сил инерции;

2) определены функции распределения по боковой поверхности нормальных и касательных давлений в масляном слое между поршнем и цилиндром; осуществлен переход от давлений к гидродинамическим силам и моментам, действующим на

поршень как функциям от координаты и угла поворота поршня;

3) определены координата положения и угол поворота поршня, соответствующие таким гидродинамическим силам и моментам, которые удовлетворяют п.1.

Уравнения динамического равновесия поршня

При рассмотрении равновесия поршня приняты следующие допущения:

- 1) палец с поршнем в расчете принимается как одно целое;
- 2) зазорами в парах палец – шатун и шатун – коленчатый вал пренебрегаем ввиду их малости;
- 3) частота вращения коленчатого вала на расчетном режиме – постоянна;
- 4) силы, действующие в направлении, перпендикулярном плоскости движения поршня (плоскости zOy), не рассматриваются в силу симметричности поршня и цилиндра относительно этой плоскости.

В качестве основной системы координат использована декартова система (рис. 1).

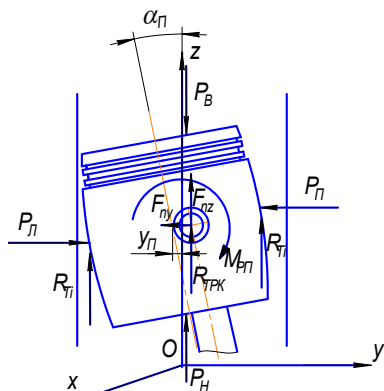


Рис. 1. Расчетная схема равновесия поршня

Система уравнений равновесия поршня под действием приложенных сил и сил инерции записывается в проекциях на координатные оси следующим образом:

$$-P_g + P_n + R_{\tau} + P_{\text{трк}} + F_{nz} + m_n \ddot{z} = 0$$

$$-P_n + P_l - F_{ny} - m_n \ddot{y} = 0$$

$$P_g r_g - P_n r_n + M_{\text{л}} + M_{\text{п}} + I_n \varepsilon_n + M_{\text{нод}} = 0,$$

где P_g, P_n – равнодействующие давлений газа и картерных газов (соответственно сверху и снизу); R_{τ} – равнодействующая касательных сил в масле, действующих на боковую поверхность поршня; $P_{\text{трк}}$ – сила трения между кольцами и цилиндром; F_{nz} и F_{ny} – проекции сил в опоре пальца, действующих со сто-

роны шатуна; $M_{\text{л}}, M_{\text{п}}$ – неизвестные моменты опрокидывающие поршень возникающие от действия гидродинамических сил давления масла на юбку поршня (слева, справа относительно пальцевого отверстия); I_n – массовый момент инерции поршня (с учетом пальца); ε_n – угловое ускорение поршня; $M_{\text{нод}}$ – момент трения в подшипнике пальца; r_g, r_n, r_l, r_n – расстояние от равнодействующих соответствующих сил до оси поворота.

Результатом решения данной системы является определение P_l, P_n – неизвестных гидродинамических сил давления масла на юбку поршня (слева, справа относительно пальцевого отверстия); и нахождение равнодействующих силы и момента, действующих на поршень:

$$F_{\text{рп}} = P_l + P_n; \quad M_{\text{рп}} = M_{\text{л}} + M_{\text{п}}.$$

Гидродинамические силы и моменты

При определении функций распределения нормальных и касательных давлений (сил и моментов) в масляном слое приняты следующие допущения:

- 1) давление на границах конечноразностной сетки принимается атмосферным;
- 2) при возникновении «разрыва» масляного слоя соответствующее давление в данной точке расчетной сетки принимается равным нулю.

Исходным уравнением является уравнение Рейнольдса, с помощью которого были определены функции распределения давлений в смазочном слое в зависимости от положения поршня. Данное дифференциальное уравнение решено численным методом (LU – разложение), для предварительно созданной конечноразностной сетки на боковой поверхности. Если не учитывать инерционные эффекты в смазочном слое и считать масло несжимаемым, для рассматриваемого случая уравнение Рейнольдса имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \left[-2V + U \frac{\partial h}{\partial x} + W \frac{\partial h}{\partial z} \right],$$

где h – текущая толщина смазочной пленки; p – давление в смазочном слое; U, V, W – окружная, радиальная и осевая составляющие скорости поршня; x, z – декартовы координаты, соответственно в окружном и осевом направлениях; μ, ρ – вязкость и плотность смазочного материала.

Гидродинамические силы и моменты определяются численным суммированием элементарных сил и моментов, действующих на соответствующие

элементарные площадки расчетной конечноразностной сетки.

Координата и угол поворота поршня при фиксированном угле поворота кривошипа

Нахождение координаты положения y и угла поворота поршня α для фиксированного угла поворота кривошипа, удовлетворяющих условиям динамического равновесия, свелось к их итерационному поиску в области возможных значений с использованием ряда стандартных численных методов. Для реализации поиска решений, разработана следующая методика:

1. Нахождение области возможных решений по координате поршня y и углу поворота α :

1.1) определение границ интервала возможных решений по углу поворота поршня α ;

1.2) разбиение интервала изменения α на n значений дискретных расчетных углов поворота поршня α_n ;

1.3) Определение границ интервала возможных решений по координате поршня y для каждого дискретного значения α_n .

2. Определение $y_{нп}$ и $M_p = f(\alpha_n)$, при которых $F_{рп} = F_{рп}$ для каждого дискретного α_n ; нахождение табличной зависимости $y_{нп} = f(\alpha_n)$.

3. Нахождение координаты положения и угла поворота поршня $y_{п}$ и $\alpha_{п}$.

Заключение

На основании представленной выше методики составлена предварительная математическая модель, которая учитывает гидродинамические свойства жидкости, кинематику и динамику КШМ в процессе работы и по заданной геометрии поршня, однозначно определяет положение поршня для любого угла поворота кривошипа.

Анализ ряда полученных результатов свидетельствуют о приемлемой теоретической точности, с которой выполняются условия динамического равновесия поршня (относительные погрешности определения действующих гидродинамических сил и моментов не превышают 5%). Установлено, что в точках близких к ВМТ (НМТ) погрешность расчета возрастает, это связано с уменьшением абсолютных значений боковой силы $F_{рп}(M_{рп})$. В данной работе это компенсируется введением переменного числа расчетных участков по α , что позволяет достичь любой степени точности в каждой расчетной точке по углу поворота кривошипа хотя это и сопряжено с повышенными требованиями к ЭВМ или же с увеличением времени расчетов.

Таким образом, можно сделать вывод о достаточной достоверности и корректности разработанной модели, т.е. целесообразности дальнейшего определения траектории в целом, проведения натурных экспериментов и практического применения для улучшения характеристик поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Список литературы:

1. Белогуб А.В. Расчетно-экспериментальное формирование образующей поршня тепловозного двигателя / А.В. Белогуб, А.А. Зотов, А.Г. Щербина // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2001. – Вып. 26. – С. 100 – 102. 2. Белогуб А.В. Новые подходы к конструированию поршней / А.В. Белогуб // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2000. - Вып. 19. – С. 201 – 206. 3. Константинеску В.Н. Газовая смазка / В.Н. Константинеску : пер. с румынского, [под ред. М.В. Коровчинского]. – М. : Машиностроение, 1968. – 709 с. 4. Гидростатические опоры роторов быстроходных машин / Н.П. Артеменко, А.И. Чайка, В.Н. Доценко, Ф.Ф. Кузьминов, А.И. Поддубный, В.В. Усик. – Х. : изд-во «Основа» при Харьковском ун-те, 1992. – 197 с. 5. Самарский А.А. Введение в численные методы / А.А. Самарский. – М. : Наука, 1987. – 288 с.

УДК 621.43

А.И. Крайнюк, д-р техн. наук, С.В. Алексеев инж., А.А. Крайнюк, канд. техн. наук

СИСТЕМА НАДДУВА ДВС С ГЛУБОКИМ ОХЛАЖДЕНИЕМ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Дальнейшее форсирование дизелей наддувом в значительной мере сдерживается рядом негативных факторов, прежде всего, связанных с ростом тепло-

напряженности цилиндропоршневой группы и ухудшением динамических характеристик КДВС (приемистости, приспособляемости, качества пере-

ходных процессов). Возможность преодоления отмеченных проблем охлаждением и регулированием давления наддувочного воздуха ограничивается рамками традиционных схем турбонаддува, что предопределяет интерес к поиску новых принципов организации рабочих процессов систем воздухообеспечения двигателей.

К перспективному, с этой точки зрения, направлению развития систем наддува относится применение в качестве основного агрегата воздухообеспечения каскадных обменников давления (КОД) – устройств (прямого обмена давлением), основанных на непосредственном обмене энергией между отработавшими газами и сжимаемым воздухом. Принципиальным отличием КОД от известных волновых обменников системы наддува «Comprex» является существенно большая энергоэффективность обменных процессов, невысокая чувствительность показателей работы к отклонению эксплуатационного режима от расчетных условий, относительно невысокая частота вращения его ротора. Высокий к.п.д. КОД проявляется в значительном превышении расхода сжимаемого воздуха относительно сжимающего газа.

Испытания опытной системы наддува с КОД на базе дизеля 6ЧН12/14 (рис. 1.) подтвердили ее способность обеспечивать неизменность давления наддува во всем диапазоне скоростных режимов двигателя. Причем на номинальном скоростном режиме при давлении наддува 230 кПа и температуре (отработавших) сжимающих газов 700 К избыток наддувочного воздуха относительно расхода через поршневую часть двигателя составил 82,5% при незначительном превышении противодавления выпуску газов из цилиндров уровня давления наддува.

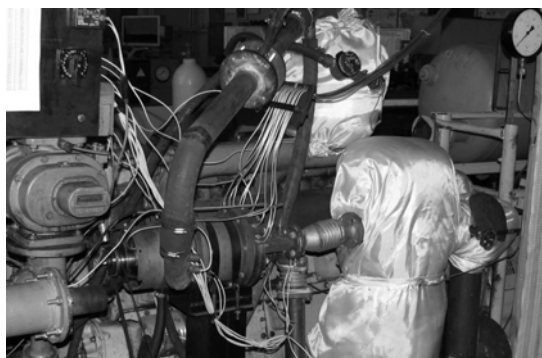


Рис. 1. Стенд моторных испытаний КОД

Отмеченная особенность работы КОД позволяет не только реализовать практически любую требуемую внешнюю характеристику наддува, но также осуществить глубокое охлаждение наддувочного воздуха путем турбодетандерного расширения избытка нагнетаемого в КОД воздуха до температуры ниже окружающей среды с последующим его использованием в качестве хладагента второй ступени охладителя. Схема такого устройства показана на рис. 2.

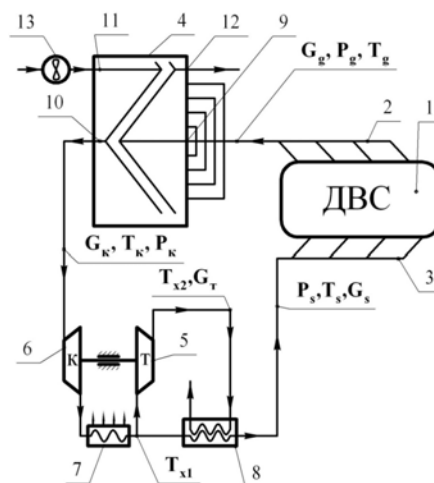


Рис. 2. Система наддува с глубоким охлаждением наддувочного воздуха:

1 – ДВС; 2 – выпускной коллектор; 3 – впускной коллектор; 4 – КОД; 5 – турбодетандер; 6 – компрессор; 7 – охладитель наддувочного воздуха; 8 – дополнительный охладитель наддувочного воздуха; 9 – окно подвода высокого давления (ПВД); 10 – окно отвода высокого давления (ОВД); 11 – окно подвода низкого давления (ПНД); 12 – окно отвода низкого давления (ОНД); 13 – продувочный вентилятор

Система наддува работает следующим образом. Отработавшие газы двигателя 1 из выпускного коллектора 2 через окно 9 ПВД направляются в КОД 4, где в результате рабочего процесса сжимают воздух, поступающий в КОД через окно ПНД. Отдавший значительную часть потенциальной энергии горячий газ с небольшим остаточным давлением через окно 12 ОНД отводится в окружающую среду, а сжатый воздушный заряд через окно 10 ОВД поступает в компрессор 6, где досжимается, и направляется в охладитель 7, где охлаждается до температуры близкой к температуре окружающей среды. На выходе из охладителя воздух разделяется на две части, одна из которых дополнительно охлаждается в охладителе

второй ступени 8 и далее направляется в двигатель 1, осуществляя его наддув. Другая (избыточная) часть нагнетаемого КОД воздуха поступает в турбодетандер 5, где расширяется до температуры ниже окружающей среды, а затем направляется в качестве низкотемпературного хладагента в охладитель второй ступени.

Работа расширения избыточной части нагнетаемого КОД воздуха является энергетическим источником работы компрессора, создающего необходимый для эффективной продувки цилиндров перепад давления между впускным и выпускным коллектором. В виду незначительной степени повышения давления в продувочном компрессоре ($\pi_k=1,08\dots 1,15$), последний не оказывает существенного влияния на характеристику воздухообеспечения двигателя, но устраняет недостатки простейшей системы наддува с КОД – некоторое превышение противодавления выпуску газов из цилиндров уровня давления наддува.

Необходимым условием эффективной работы рассматриваемой системы наддува является согласованность расходных характеристик ее составных агрегатов. Ниже приводятся основные положения методики предварительной оценки охлаждающей способности системы и поиска основных размерных параметров КОД, удовлетворяющих условию получения требуемого давления наддува P_s , при заданных значениях температуры и расхода сжимающих газов T_g и P_g .

В качестве исходной предпосылки расчета используется уравнение баланса расхода сжатого воздуха в параллельных контурах потребителей:

$$G_k = G_s + G_m. \quad (1)$$

Расходы сжатого воздуха через КОД и ДВС (G_k и G_s), в конечном счете, зависят от степени повышения давления в продувочном компрессоре, $\pi_{кп}$, которое, в свою очередь, согласно балансу мощностей детандера и компрессора, зависит от расхода воздуха в детандере G_m . Поиск параметров обменника, удовлетворяющих условию (1) выполняется методом последовательных приближений согласно следующей последовательности.

Задается степень повышения давления в продувочном компрессоре

$$\pi_{кп} = P_s / P_k = 0,08\dots 0,15,$$

а также предполагаемая температура наддувочного воздуха T_s с учетом ожидаемого глубокого охлажде-

ния в охладителе 8. Тогда:

$$P_k = P_s (1 - \pi_{кп}); \quad (2)$$

$$G_s = \frac{i \cdot z \cdot V_h \cdot \eta_v \cdot \varphi_a \cdot n \cdot P_s}{60 \cdot R \cdot T_s}, \quad (3)$$

где i – коэффициент тактности двигателя; z – число цилиндров двигателя; V_h – рабочий объем цилиндра; η_v и φ_a – коэффициенты наполнения и продувки цилиндров двигателя; P_s и T_s – давление и температура наддувочного воздуха.

Расход сжимаемого газа в окне ПВД:

$$G_g = G_s \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0 \cdot \varphi_a} \right),$$

где α – коэффициент избытка воздуха при сгорании; L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания одного килограмма топлива.

В качестве основных допущений расчета КОД принимается одномерность течения рабочего тела в проточных элементах обменника, отсутствие утечек рабочего тела через зазоры в подвижных сопряжениях и теплообмена со стенками, отсутствие зоны перемешивания сжимающей и сжимаемой сред, а также полное вытеснение сжатой среды из ячеек роторов и полная продувка ячеек свежим зарядом.

Принятые выше допущения о полном вытеснении и продувке в КОД по существу предполагают равенство расходов воздуха в окнах ПВД и ОВД, а также расходов сжимающего газа в окнах ПВД и ОВД:

$$G_g = G_{\text{ОВД}}; \quad G_k = G_{\text{ПВД}}.$$

Ввиду отмеченного, легко также показать, что соотношение расходов в окнах высокого давления может быть выражено через соотношение плотностей воздуха в линии низкого давления:

$$\frac{G_g}{G_k} = \frac{\rho_{\text{осм}}}{\rho_{\text{ПВД}}}.$$

Не вносит большой погрешности допущение:

$$\rho_{\text{ПВД}} = \rho_0,$$

где ρ_0 – плотность окружающего воздуха.

Более проблематичным является определение плотности расширившихся в ячейке ротора газов в момент, предшествующий ее сообщению с окнами низкого давления:

$$\rho_{\text{осм}} = \frac{P_{\text{осм}}}{R \cdot T_{\text{осм}}},$$

где $P_{ост}$ и $T_{ост}$ – остаточные давление и температура расширившихся в ячейках газов.

Для определения $P_{ост}$ на этапе предварительного расчета можно воспользоваться упрощенной зависимостью, полученной авторами в результате расчетно-экспериментальных исследований ряда опытных образцов КОД [1, 4]:

$$P_{ост} = P_{ПНД} + \frac{P_{\kappa} - P_{ПНД}}{z_{\kappa} - 1},$$

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{k_g}{k_g - 1} \cdot P_1^e \cdot \left[1 - \left(\frac{P_i}{P_1^e} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] &= \frac{k}{k-1} \cdot P_1^e \cdot \left[\left(\frac{P_1}{P_1^e} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \\ \dots \\ \frac{k_g}{k_g - 1} \cdot P_i^e \cdot \left[1 - \left(\frac{P_i}{P_i^e} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} \right] &= P_i^e \cdot \left\{ \frac{k_g}{k_g - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_a}{P_i^e} \right)^{\frac{1}{k}} \right] \cdot \left[\left(\frac{P_i}{P_i^e} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} - 1 \right] + \frac{k}{k-1} \cdot \left(\frac{P_a}{P_i^e} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \left[\left(\frac{P_i}{P_i^e} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\} \\ \dots \\ \frac{k_g}{k_g - 1} \cdot P_{Zk}^e \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{Zk}}{P_{Zk}^e} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} \right] &= P_{Zk}^e \cdot \left\{ \frac{k_g}{k_g - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_a}{P_{Zk}^e} \right)^{\frac{1}{k}} \right] \cdot \left[\left(\frac{P_{Zk}}{P_{Zk}^e} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} - 1 \right] + \frac{k}{k-1} \cdot \left(\frac{P_a}{P_{Zk}^e} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{Zk}}{P_{Zk}^e} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\} \end{aligned} \right.$$

где $i=1...Z_k$ – номер напорнообменного канала, общающего рассматриваемую пару смежных ячеек; $P_1^e = P_{ПНД}$ – давление в ячейке в конце процесса наполнения; $P_1^e = P_{ост}$ – остаточное давление газов в ячейке, в момент предшествующий сообщению с окном ОНД; $P_{Zk}^e = P_{\kappa}$ – давление в ячейке после разобщения ее с окном ОВД; $P_{Zk}^e = P_c$ – давление в ячейке в момент, предшествующий сообщению ее с окном ГВД (т.н. давление предварительного сжатия).

Теоретическое обоснование данного метода определения $P_{ост}$ дано в работе [3].

Температура остаточных газов $T_{ост}$:

$$T_{ост} = T_g \cdot \left(\frac{P_{ост}}{P_g} \right)^{\frac{n_p-1}{n_p}},$$

где n_p - показатель политропы расширения воздуха в КОД.

Найденные таким образом термодинамические параметры рабочих сред позволяют согласно уравнениям (1), (2) и (3) определить расход воздуха через детандер, соответствующий условию совместной работы ДВС, КОД и турбодетандера:

где z_{κ} – количество массообменных каналов в КОД; P_{κ} - давление сжатия в КОД.

Более точное значение $P_{ост}$ может быть найдено на основании решения приведенной ниже системы уравнений:

$$G_m = G_g \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_{ост}} - 1 \right).$$

Из уравнения баланса мощностей турбины и компрессора турбодетандера уточняется степень повышения давления в компрессоре:

$$\pi_{KH} = \left(\frac{\eta_{m0} \cdot T_{x1} \cdot G_s}{T_{\kappa} \cdot G_{\kappa}} \left[1 - \left(\frac{P_0}{P_s} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] - 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}},$$

где T_{x1} – температура сжатого в КОД воздуха после охладителя первой ступени; η_{m0} – к.п.д. турбодетандера.

Температура воздуха, расширенного в турбодетандере:

$$T_{x2} = T_{x1} \cdot \left(\frac{P_0}{P_s} \right)^{\frac{n_{p0}-1}{n_{p0}}},$$

где n_{p0} – показатель политропы расширения в турбодетандере.

Температура охлажденного наддувочного воздуха, находится из теплового баланса дополнительного охладителя:

$$T_s = T_x - \frac{G_o}{G_s} \cdot \varepsilon \cdot (T_{x1} - T_{x2}) - \text{при } G_m < G_s ;$$

$$T_s = T_x - \varepsilon \cdot (T_{x1} - T_{x2}) - \text{при } G_m > G_s ,$$

где ε – эффективность (к.п.д.) охладителя второй ступени.

Найденные показатели $\pi_{кп}$ и T_s сравниваются с предварительно принятыми их значениями и, в случае необходимости, производится уточнение параметров рабочего процесса системы, начиная с функции (2). При достижении приемлемой сходимости определяются основные конструктивные параметры КОД.

Приведенный алгоритм уже на первом этапе предварительного выбора конструктивных параметров системы наддува позволяет оценить основные показатели эффективности ее работы и, прежде всего, прогнозируемую глубину охлаждения наддувочного воздуха.

Площадь проходного сечения окна ОВД:

$$F_{ОВД} = \frac{G_k}{\rho_{ПВД} \cdot \left(\frac{P_k}{P_{ПВД}}\right)^{\frac{1}{n_c}} K_p \cdot U_{ОВД} \cdot (1 - \delta)}$$

где $U_{ОВД}$ – средняя скорость потока в окне ОВД; δ – коэффициент загромождения ротора КОД; $K_p = 0,96-0,97$ – коэффициент неоднородности, учитывающий изменение скорости потока по сечению окна ОВД вследствие заброса сжимающего газа.

В работах [3, 5] показаны различные способы вычисления средней скорости потока $U_{ОВД}$ в сечении окна ОВД. Вместе с тем, анализ экспериментальных исследований КОД показывает, что на этапе предварительного выбора параметров для относительно небольших отношений давлений в окнах ПВД и ОВД ($P_g/P_k=1,01 \dots 1,03$) допустимо применение уравнения Бернулли с эмпирическим коэффициентом снижения скорости ($K_U=0,3 \dots 0,4$), учитывающим различные виды потерь (распределенное трение вдоль ячеек ротора, отрывные явления в граничных сечениях ячеек, затопление струи, нестационарность течения и др.).

$$U_{ОВД} = K_U \cdot \sqrt{2 \cdot R \cdot T_g \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_k}{P_g}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]}$$

При подключении ячейки к окнам высокого давления (ПВД и ОВД) процессу вытеснения воздуха в окно ОВД предшествует досжатие воздуха в рас-

сматриваемой ячейке, предварительно сжатого в результате каскадного массообмена. Поэтому площадь проходного сечения окна ПВД должна превышать значение $F_{ОВД}$ на 10-15%.

Площадь проходного сечения ротора:

$$F_{\Sigma R} = F_{ОВД} \cdot \frac{360}{\Phi_{ОВД}}$$

где $\Phi_{ОВД}$ – угла раскрытия окна ОВД.

Длина и частота вращения ротора КОД связаны соотношением, по сути, представляющим собой условие полного вытеснения свежего заряда из ячейки ротора:

$$L \cdot n = \frac{\left(\frac{P_k}{P_{ПВД}}\right)^{\frac{1}{n_c}} \cdot U_{ОВД} \cdot \Phi_{ОВД}}{6}$$

Анализ различных вариантов сочетания параметров системы наддува (табл. 1) показывает, что основным параметром, оказывающим влияние на глубину охлаждения наддувочного воздуха и соотношения P_s/P_g , является температура сжимающих газов T_g .

Улучшение отмеченных показателей при повышении T_g , обусловлено увеличением избытка воздуха, нагнетаемого КОД, и связанным с этим увеличением расхода воздуха в турбодетандере. Последнее, наряду с увеличением расхода хладагента в дополнительном охладителе 8, позволяет увеличить мощность продувочного компрессора, благодаря чему повышается его напорность $\pi_{кп}$ и снижаются затраты механической энергии на осуществление насосных ходов в поршневой части двигателя.

Менее однозначное влияние на T_s и P_s/P_g оказывает увеличение общей напорности системы наддува P_s . До определенного момента увеличение P_s способствует снижению T_s и повышению P_s/P_g , что вызвано увеличением степени расширения избыточного воздуха в турбодетандере и, следовательно, снижением температуры хладагента T_{x2} и увеличением мощности турбодетандера. Однако при повышении давления наддува свыше $P_s=0,22 \dots 0,26$ МПа превалирующим становится фактор снижения относительного избытка воздуха, нагнетаемого КОД G_k/G_g (см. табл., а также [1, 2, 4]). Поэтому дальнейшее форсирование двигателя наддувом сопровождается незначительным повышением температуры наддувочного воздуха T_s .

Таблица 1. Сочетание конструктивных и режимных параметров системы наддува двигателя для различных условий его работы

№ констр	P_s , кПа	$\pi_{кП}$	$F_{\Sigma R}$, м ²	n , мин ⁻¹	ΔT_{x2}	T_{s2} , °C	$P_s/P_{овд}$	$\frac{G_{овд}}{G_{пвд}}$
$T_g=700$ К								
$\Delta P_{вд}=15$ кПа								
1	180	1,111	0,0435	2413	36,0	14	1,017	1,81
2	220	1,121	0,0472	2503	37,9	12	1,041	1,65
3	260	1,119	0,0497	2584	36,6	13	1,051	1,53
4	300	1,110	0,0515	2657	33,7	16	1,051	1,42
$\Delta P_{вд}=20$ кПа								
5	180	1,109	0,0375	2762	35,3	15	0,988	1,79
6	220	1,119	0,0407	2869	37,2	13	1,016	1,64
7	260	1,117	0,0429	2965	36,0	14	1,029	1,52
8	300	1,108	0,0444	3052	33,1	17	1,032	1,41
$\Delta P_{вд}=25$ кПа								
9	180	1,108	0,0335	3061	34,7	15	0,960	1,77
10	220	1,118	0,0363	3185	36,5	13	0,992	1,63
11	260	1,115	0,0383	3295	35,3	15	1,007	1,51
12	300	1,106	0,0396	3395	32,5	18	1,013	1,41
$T_g=800$ К								
$\Delta P_{вд}=15$ кПа								
13	180	1,130	0,0480	2571	43,4	7	1,032	2,07
14	220	1,147	0,0530	2664	50,0	0	1,064	1,89
15	260	1,150	0,0562	2748	50,0	0	1,079	1,75
16	300	1,146	0,0584	2824	47,9	2	1,084	1,63
$\Delta P_{вд}=20$ кПа								
17	180	1,128	0,0415	2942	43,4	7	1,003	2,05
18	220	1,145	0,0457	3054	49,2	1	1,037	1,88
19	260	1,149	0,0485	3153	49,3	1	1,055	1,74
20	300	1,144	0,0504	3243	47,2	3	1,063	1,62
$\Delta P_{вд}=25$ кПа								
21	180	1,127	0,0371	3261	43,4	7	0,974	2,03
22	220	1,144	0,0408	3389	48,4	2	1,012	1,86
23	260	1,147	0,0432	3503	48,5	1	1,033	1,73
24	300	1,143	0,0450	3606	46,5	3	1,043	1,61

С повышением давления наддува P_s из-за увеличения расходов рабочих сред возрастают фронтальные размеры КОД. Возможность снижения габаритов КОД связана с интенсификацией процесса вытеснения сжатого воздуха из ячеек ротора КОД за счет увеличения перепада давлений в окнах ПВД и ОВД ($\Delta P_{од}=P_g-P_k$). Как видно из таблицы 1, увеличение $\Delta P_{од}$ сопровождается значительным уменьшением площади проходного сечения ротора КОД $F_{\Sigma R}$. Следует, впрочем, заметить, что в рассматриваемой схеме применения КОД увеличение $\Delta P_{од}$ достигается

за счет увеличения работы насосных ходов поршневой группы и ухудшения условий продувки цилиндров двигателя P_s/P_g , поэтому выбор приемлемых значений $\Delta P_{од}$ по существу является результатом компромисса между габаритами системы наддува и качеством продувки цилиндров двигателя.

Выявленный выше механизм влияния температуры сжимающих газов в полной мере проявляется и при работе системы наддува с фиксированными параметрами в составе КДВС, что иллюстрируется нагрузочными характеристиками дизеля 6ЧН12/14 с вариантом конструктивного исполнения КОД №19 (рис. 3). Так при повышении нагрузочного режима с $T_g=530$ до $T_g=810$ К давление наддува возрастает в 1,73 раза, а температура наддувочного воздуха снижается на 34К при одновременном увеличении отношения P_s/P_g .

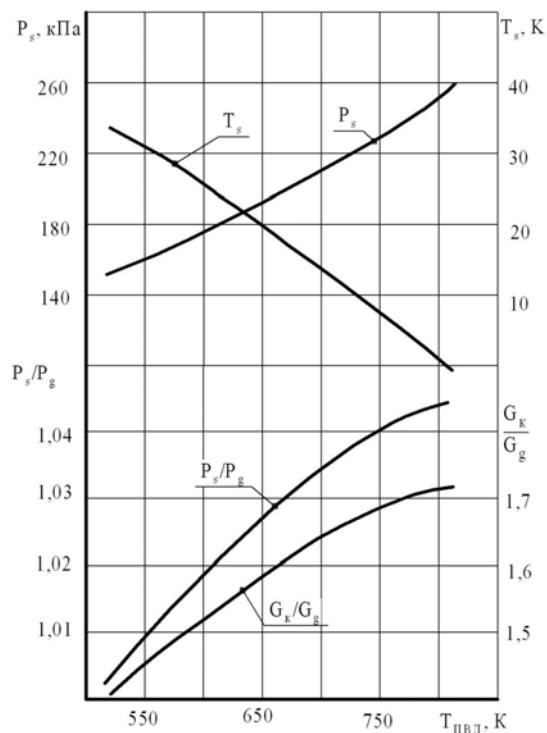


Рис. 3. Нагрузочная характеристика показателей системы наддува КОД с низкотемпературным охлаждением наддувочного воздуха

Высокая нагрузочная адаптивность рассматриваемой системы заключается в том, что именно на режимах повышенных нагрузок, где возрастает необходимость в снижении теплонапряженности цилиндро-поршневой группы и головки цилиндров, имеет место усиление охлаждения наддувочного воздуха и улучшение условий продувки цилиндров.

Применение системы наддува КОД с глубоким охлаждением наддувочного воздуха позволяет значительно повысить уровень форсирования двигателя наддувом и снизить теплонапряженность его деталей.

Способность системы наддува КОД обеспечить высокоэффективный наддув и охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры окружающей среды без привлечения дополнительной механической энергии на осуществление холодильного цикла обуславливает перспективность ее применения особенно в условиях жаркого климата.

Список литературы:

1. Ключ О.В. *The principle organization of work process unit of cascade compression and its application* / О.В. Ключ, А. И. Крайнюк, С. В. Алексеев // *scientific journals Maritime Uni-*

versity of Szczecin. Szczecin. – 2008 – 14(86). – С. 25-29. 2. Крайнюк А.И. Система наддува транспортного ДВС с каскадным обменником давления / А.И. Крайнюк, А.А. Крайнюк, С.В. Алексеев, М.А. Брянцев // *Вісн. Східноукр. Нац. Ун-ту імені Володимира Даля.* - Луганськ. - 2008. – ч. 2.- № 7 (125). – С. 197-200. 3. Крайнюк А.И. Расчет и выбор основных параметров каскадного обменника давления / А.И. Крайнюк, А.А. Крайнюк, С.В. Алексеев, М.А. Брянцев // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2007.- №1.- С. 57-62. 4. Крайнюк А.И. Особенности рабочего процесса каскадного обменника давления / С.В. Алексеев, М.А. Брянцев // *Вісн. Східноукр. Нац. Ун-ту імені Володимира Даля.*- Луганськ.- 2005.- № 8(90).- С. 176-179. 5. Крайнюк А. И. Моделирование рабочего процесса газовой холодильной машины с каскадным обменником давления рефрижераторной секции железнодорожного транспорта / А.А. Крайнюк, В.И. Кашуба, М.А. Брянцев, С.В. Алексеев // *Вісн. Східноукр. Нац. Ун-ту імені Володимира Даля.* – 2008. – ч. 1.- № 5 (123). – С. 118-124

УДК 621.436

А.А. Лисовал, канд. техн. наук

**ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ
АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ**

Введение

На современных автомобильных, и в частности автобусных, дизелях применяются импульсные системы газотурбинного наддува (ГТН) с двухзаходными корпусами турбины. В Украине такие системы применяли ранее на V-образных дизелях СМД–62, СМД–72 и на дизелях фирмы Рено MIDR 06.02.260, которые устанавливали на автобусы ЛАЗ–52523 [1]. Основное преимущество импульсных систем ГТН – быстрое ускорение ротора турбокомпрессора до более высокой постоянной скорости при резком набросе нагрузки на двигатель. Уменьшение инерционности ГТН, вызванное газовыми связями между дизелем и турбокомпрессором, достигается путем передачи энергии отработавших газов (ОГ) с волнами давлений наддува к турбине практически без задержек по мере сгорания дополнительного топлива, подача которого вызвана набросом нагрузки.

При разработке в ОАО «ГСКБД» (г. Харьков) автомобильных модификаций рядных 6-цилиндровых дизелей СМД–31А.15, СМД–31Б.15 (вертикальные) и СМД–31.30 (горизонтальный) были проведены экспериментальные работы с целью выбора и настройки импульсных систем ГТН для каж-

дой модификации [2]. Параллельно при разработке автобусных модификаций дизелей СМД–31.15.01 и СМД–31.30 с той же целью в НТУ на кафедре «Двигатели и теплотехника» были выполнены расчетные исследования на математической модели. Расчетные исследования показали необходимость улучшения характеристик ГТН автомобильного дизеля СМД–31.15.01 в диапазоне частот вращения 1000...1600 мин⁻¹ с одновременным применением автоматического регулирования ГТН и настройкой отрицательного корректора топливopодачи на более узкий диапазон 1000...1200 мин⁻¹.

В ОАО «ГСКБД» были определены нагрузочные и внешние скоростные характеристики дизеля СМД–31.15 с тремя турбокомпрессорами типа К27, изготовленные по лицензии фирмы ККК в г. Страконице (Чешская Республика), и которые отличаются площадями сечений разгонного участка турбины. Эти площади в двухзаходном корпусе турбины К27 соответственно были $F_p = 17 \text{ см}^2, 19 \text{ см}^2$ и 21 см^2 . Нагрузочные характеристики дизеля в диапазоне 1000...1600 мин⁻¹ были определены с шагом 100 мин⁻¹.

Постановка задачи

Задачей исследований было провести сравнительный анализ нагрузочных характеристик для подбора настроек импульсной системы ГТН автобусного дизеля СМД–31.15.01 с целью обеспечения рациональной внешней скоростной характеристики – с горизонтальным участком крутящего момента. На рис. 1 показана внешняя скоростная характеристика дизеля RABA D10 UTSLL–160E2. Характеристика (рис. 1) была взята за прототип, т.к. дизель RABA устанавливали на автобусы ЛАЗ-52527. В соответствии с требованиями заказчика дизель СМД-31.15.01 был отрегулирован на номинальную мощность 160 кВт при 1900 мин⁻¹ и был установлен вместо дизеля RABA на автобус ЛАЗ-52527. Результаты исследований по формированию внешней скоростной характеристики дизеля СМД-31.15.01 опубликованы в работе [3].

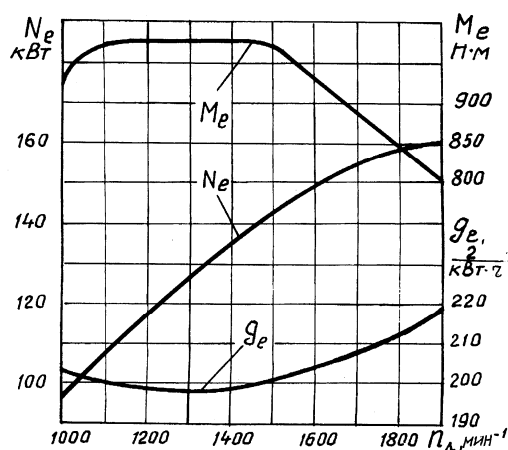


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика дизеля RABA D10 UTSLL–160E2

На основании проведенных работ и полученных результатов была поставлена задача – разработка научно-технических основ связанного регулирования системы ГТН и подачи топлива. Один из этапов работ направлен на формирование рациональной внешней скоростной характеристики дизелей СМД-

31.15 в более широком, чем у дизеля СМД-31.15.01, скоростном (до 2000...2100 мин⁻¹) и мощностном (до 191 кВт и более) диапазоне.

В исследованиях обеспечение рациональной внешней скоростной характеристики автобусного дизеля достигалось выбором параметров регулирования газовой турбины и подбором настроек корректоров топливоподачи.

Для регулирования газовой турбины применён известный эффективный способ регулирования ГТН– изменением площади сечения разгонного участка на входе в турбину [4].

В качестве критериев эффективности работы дизеля по внешней скоростной характеристике выбраны: удельный эффективный расход топлива и дымность ОГ.

Конечной задачей исследований было получение зависимости между значениями пропускной способностью μF_T турбины и минимальным удельным эффективным расходом топлива для разработки алгоритма управления системы автоматического регулирования ГТН.

Результаты экспериментальных исследований

Нагрузочные характеристики были построены в зависимости от изменения относительной мощности $N_e = N_{ei} / N_{ном} \cdot 100 \%$, где значение $N_{ном}$ для дизеля СМД–31.15 было принято 191,4 кВт. Результаты нагрузочных испытаний для характерных точек близких по N_e к соответствующим значениям по внешней скоростной характеристике приведены в табл. 1. Анализ нагрузочных характеристик в диапазоне 1000...1600 мин⁻¹ показал, что с возрастанием нагрузки турбокомпрессор К27 с площадью сечения разгонного участка в корпусе турбины $F_p = 21 \text{ см}^2$ обеспечивает наименьшие значения коэффициента избытка воздуха α .

Таблица 1. Параметры дизеля СМД–31.15 по нагрузочным характеристикам

n_d , мин ⁻¹	N_e , %	g_e , г/кВт·ч			α			$p_{к1} / p_{тг}$		
		17см ²	19см ²	21см ²	17см ²	19см ²	21см ²	17см ²	19см ²	21см ²
2000	100	220,7	218	221,4	1,93	1,95	1,88	0,878	0,911	0,924
1600	92	202,4	205	205	1,77	1,76	1,61	1,024	1,06	0,95
1400	78	204	203,8	206	1,67	1,64	1,56	1,082	1,102	1,10
1000	43	225	232,5	241	1,52	1,46	1,4	1,076	1,087	1,080

Для обеспечения бездымного сгорания по внешней скоростной характеристике в диапазоне низких частот в дальнейшем анализе были рассмотрены турбокомпрессоры с площадями сечения $F_p = 17$ и 19 см^2 .

Турбокомпрессор К27 с площадью сечения 17 см^2 в зоне максимальных нагрузок создавал высокие значения α и π_k для большинства скоростных режимов. Наименьшая площадь входного отверстия в турбине среди рассматриваемых трёх турбокомпрессоров создаёт наибольшее дросселирование, которое сопровождается высокими значениями частоты вращения ротора турбокомпрессора, температуры на входе в турбину. Увеличиваются гидравлические потери на процессы газообмена в дизеле, что зафиксировано меньшими значениями коэффициента наполнения и показателя $p_{к1}/p_{тг}$ (давление наддува после компрессора / давление на входе в турбину).

Для нагрузочных режимов в диапазоне $1600 \dots 2000 \text{ мин}^{-1}$ лучшая топливная экономичность дизеля получена при $F_p = 19 \text{ см}^2$. На этих режимах турбокомпрессор имеет наилучший показатель $p_{к1}/p_{тг}$.

В виду того, что при данной настройке топливной аппаратуры показатели дизеля с турбокомпрессорами К27 и $F_p = 17 \text{ см}^2$ и 19 см^2 очень близки по значениям по многим показателям, были проведены сравнительные исследования этих турбокомпрессоров по внешней скоростной характеристике. Результаты сравнительного анализа показаны на рис. 2, где обозначено: $q_{ц}$ - цикловая подача топливного насоса; $\overline{N_e}$ - мощность дизеля в относительных единицах; α - коэффициент избытка воздуха; N - дымность ОГ; g_e - удельный эффективный расход топлива.

Установлено, что у дизеля СМД-31.15 с К27 при $F_p = 17 \text{ см}^2$ минимальный удельный расход топлива получен при 1400 мин^{-1} . При $F_p = 19 \text{ см}^2$ минимальное значение g_e смещено в сторону больших частот вращения и находится в районе 1600 мин^{-1} .

При номинальной частоте вращения 2000 мин^{-1} лучшая топливная экономичность у дизеля с турбо-

компрессором К27, у которого площадь сечения разгонного участка составляет 19 см^2 .

Сравнение показателей работы турбокомпрессоров при частотах $1000 \dots 1600 \text{ мин}^{-1}$ дизеля показало преимущество К27 с $F_p = 17 \text{ см}^2$ в сравнении с К27, у которого $F_p = 19 \text{ см}^2$.

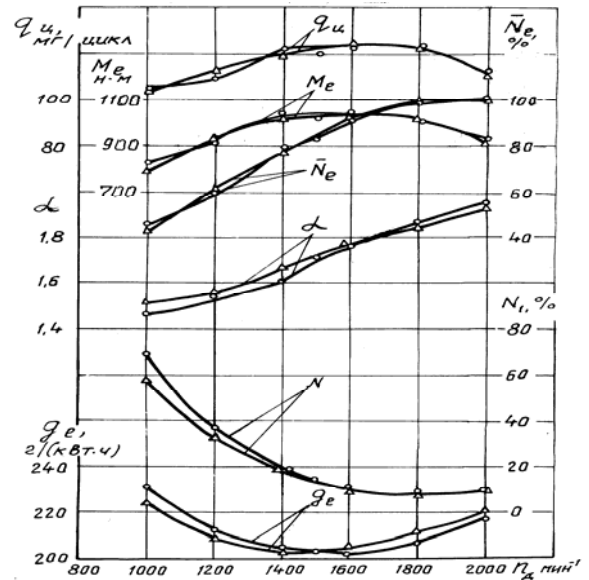


Рис. 2. Внешние скоростные характеристики дизеля СМД-31.15 с турбокомпрессорами:

- ▲ K27-3070G-17/21;
- K27-3070G-19/21.

При комплектации дизеля импульсной турбиной с $F_p = 17 \text{ см}^2$ у дизеля СМД получена на $14,5 \%$ меньше дымность при 1000 мин^{-1} , уменьшен удельный эффективный расход топлива на $7,5 \text{ г/кВт·ч}$ при $\alpha = 1,52$ в сравнении с $\alpha = 1,46$ для турбокомпрессора с $F_p = 19 \text{ см}^2$.

В результате применения турбокомпрессора К27 с $F_p = 17 \text{ см}^2$ эффективный КПД силовой установки при 1000 мин^{-1} получен на $3,2 \%$ больше по сравнению с вариантом применения турбокомпрессора с $F_p = 19 \text{ см}^2$.

Алгоритм регулирования газовой турбины

Разработка алгоритма регулирования газовой турбиной направлена на объединение преимуществ работы турбокомпрессоров К27 с $F_p = 17 \text{ см}^2$ и 19 см^2 для получения практически горизонтального участка минимального удельного эффективного расхода топлива в диапазоне $1200 \dots 1600 \text{ мин}^{-1}$ со значениями $203 \dots 205 \text{ г/кВт·ч}$ (рис. 2). Это хорошо со-

гласуется с требованиями стандарта ГОСТ 23465-79 для автомобильных дизелей, где соответствующий параметр расхода топлива не должен превышать 208 г/кВт·ч.

Принцип работы алгоритма регулирования для формирования внешней скоростной характеристики показан на рис. 3 в виде зависимости сигнала управления перемещением исполнительного механизма h_p , изменяющего площадь F_p турбины, от оборотов двигателя n_d и положения φ педали акселератора.

При реализации в микропроцессорном блоке управления, показанного на рис. 3 фрагмента алгоритма, осуществляется поэтапное ограничение рабочей зоны турбокомпрессора и его исполнительного механизма. Линиями (задаются координатами опорных точек) А-А и Б-Б показано ограничение возможного поля перемещения исполнительного механизма турбины. Линия Г-Г отделяет участок пусковых подач дизеля, а линия В-В ограничивает зону

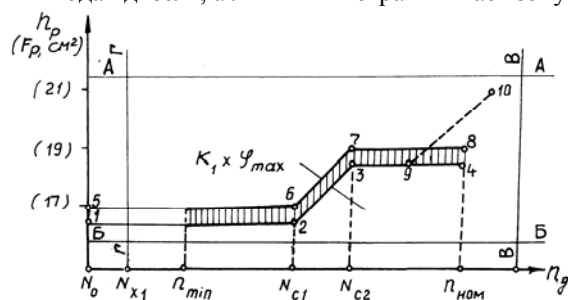


Рис. 3. Принцип работы алгоритма регулирования газовой турбины

максимальных оборотов дизеля. Закон регулирования газовой турбины на участке формирования регуляторной ветки дизеля $n_{ном} \dots n_{max}$ в данной статье не рассматривается.

При максимальном положении педали акселератора φ_{max} выходной вал исполнительного механизма перемещается по закону линии 1-4. Переход от $F_p = 17 \text{ см}^2$ к $F_p = 19 \text{ см}^2$ осуществляется на участке $N_{c1} \dots N_{c2}$, что для дизеля СМД-31.15 соответствует 1400...1600 мин⁻¹.

Прилегающий к внешней скоростной характеристике заштрихованный участок определяется линией 5-8 и задаётся в памяти данных микроконтроллера коэффициентом усиления K_1 .

Исследования импульсных систем ГТН на основе турбокомпрессоров К27 для модификаций ди-

зеля СМД-31.15 с мощностями более 191 кВт, которые предназначены для автомобилей КраЗ и комбайнов, были проведены в ОАО «ГСКБД» ранее и опубликованы в работе [5]. На основании этих данных в алгоритм регулирования газовой турбины заложена участок увеличения площади разгонного сечения турбины до 21 см², который показан пунктирной линией 9-10 на рис. 3.

Кусочно-линейное задание алгоритма регулирования газовой турбины с опорными точками 1-10 позволяет гибко осуществлять настройку ГТН в зависимости от настройки топливной аппаратуры.

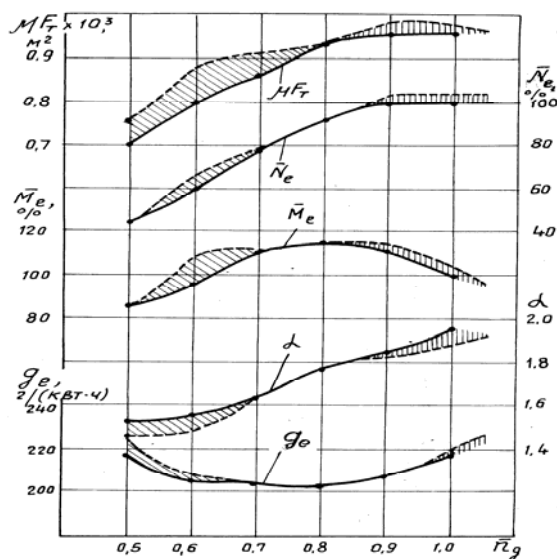


Рис. 4. Регулирование μF_T турбины и одновременное изменение настроек корректоров топливоподачи

Для улучшения тягово-динамических показателей дизеля СМД и его топливной экономичности формированием внешней скоростной характеристики с помощью регулирования газовой турбины рекомендовано автоматически изменять площадь разгонного участка турбины в диапазоне $\overline{n_d} = n_d / n_{ном} = 0,7 \dots 0,8$ и одновременно изменять диапазоны регулирования цикловой подачи топлива при $\overline{n_d} = 0,5 \dots 0,7$ (участок негативного корректирования топливоподачи) и при $\overline{n_d} = 0,85 \dots 1,1$ (участок положительного корректирования топливоподачи). Расчётные результаты показаны на рис. 4, где новыми обозначениями являются: μF_T - эффективная пропускная способность турбины; M_e - крутящий момент дизеля в относительных единицах (в процентах к номинальному); $\overline{n_d}$ - частота вращения колен-

чатого вала дизеля в относительных единицах ($n_{НОМ}=2000 \text{ мин}^{-1}$).

Расчётные значения μF_T показывают, что увеличение цикловых подач в результате настройки корректоров топливоподачи (заштрихованные участки) приводит к возрастанию количества ОГ и требует увеличения площади сечения разгонного участка турбины по отношению к принятому базовому закону регулирования (сплошная линия).

Заключение

Применение регулирования площади разгонного участка турбины на дизеле СМД–31.15 позволит получить горизонтальный участок крутящего момента и расширить участок минимального удельного расхода топлива по внешней скоростной характеристике.

Регулирование ГТН в сочетании с настройкой корректоров подачи топлива позволит влиять на протяженность горизонтального участка крутящего момента.

Полученные результаты сравнительного анализа являются исходными данными для разработки

системы автоматического регулирования давления наддува.

Список литературы:

1. Долганов К.Е. Французские дизели «Рено» на львовских автобусах / К.Е. Долганов, А.А. Лисовал // Автошляховик України. – 1995. – №1. – С.16–17.
2. Строков А.П. Харьковские дизели СМД для автобусов / А.П. Строков, В.И. Быков, И.В. Парсаданов, К.Е. Долганов, А.А. Лисовал // Двигателестроение. – 2002. – №1. – С.17–20.
3. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экономического критерия. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.
4. Турбокомпрессоры для автомобильных двигателей / [Ханин Н.С., Аболтин Э.В., Лямцев Б.Ф. и др.] – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.
5. Самойленко Д.С. Поліпшення техніко-економічних показників автотракторного дизеля шляхом регулювання турбонаддуву: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / Д.С. Самойленко – Харків, 2008. – 20с.
6. Петров К.Н. Регулирование воздухопоснабжения дизеля ЯМЗ-238Н на режимах разгона / К.Н. Петров, В.Н. Шапран // Грузовик. – 2002. – №7. – С.32–33.

УДК 621.43

А.А. Прохоренко, канд. техн. наук

АЛГОРИТМ ЭЛЕКТРОННОГО УПРАВЛЕНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ ДИЗЕЛЯ С СИСТЕМОЙ COMMON RAIL. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

Как известно, управление дизельным двигателем осуществляется посредством воздействия на процесс топливоподачи. При этом должна быть обеспечена требуемая, для поддержания заданного режима работы двигателя, величина цикловой подачи топлива, а также оптимальные, с точки зрения его экономичности и экологичности для данного режима, значения угла опережения и величины максимального давления впрыскивания.

Современным методом решения такой задачи является применение микропроцессорных систем управления (СУ), входящих в состав аккумуляторных топливных систем Common Rail (CR) [1, 2]. Одна из возможных конфигураций состава такой топливной системы приведена на рис.1. На схеме не указаны свечи накаливания, которые используются для облегчения запуска холодного двигателя. Также могут быть использованы дополнительные датчики: скорости автомобиля, внешней температуры, широ-

кополосный кислородный датчик и др. Причем, очевидно, что в соответствии с составом системы изменятся и алгоритм ее работы.

Приведенная на рисунке система CR оснащена датчиками: относительного положения органа управления топливоподачей (педали акселератора) - X , частоты вращения коленчатого вала - n , температуры охлаждающей жидкости - $T_{охл}$, температуры топлива в аккумуляторе - $T_{топ}$, давления топлива в аккумуляторе - $p_{ак}^0$, температуры и давления воздуха во впускном коллекторе - T_S и p_S и/или широкополосным лямбда-зондом, положения ВМТ по распределительному валу.

На основе информации, поступающей от датчиков в электронный блок управления (ЭБУ), с использованием заложенного в его запоминающем устройстве таблиц значений управляющих воздействий, ЭБУ определяет требуемые параметры топливоподачи для данного режима работы дизеля (цикло-

вая подача, угол опережения впрыскивания, давление в аккумуляторе) и на основе этого формирует управляющие сигналы на исполнительные механизмы: электромагнитный клапан форсунки, электромагнитный клапан регулирования давления в аккумуляторе, электромагнитный клапан перепуска топлива в ТНВД, нагрев свечей накаливания, обогреватель лямбда-зонда.

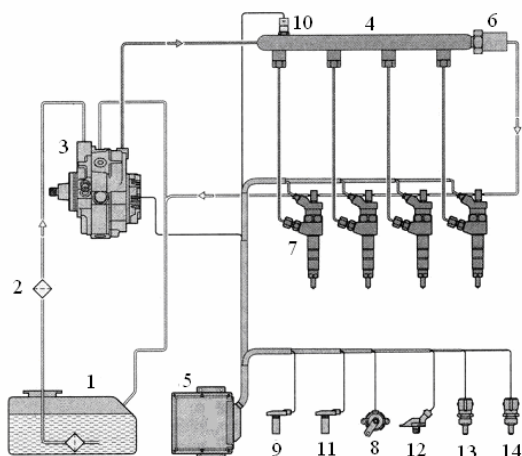


Рис.1. Схема системы Common Rail:

1 – топливный бак, 2 – топливный фильтр, 3 – ТНВД, 4 – аккумулятор топлива, 5 – блок управления, 6 – редукционный клапан, 7 – электромагнитные форсунки, 8 – датчик перемещения педали акселератора, 9 – датчик частоты вращения коленчатого вала, 10 – датчик давления топлива, 11 – датчик положения распредвала, 12 – датчик давления впускного воздуха, 13 – датчик температуры впускного воздуха, 14 – датчик температуры охлаждающей жидкости

Также на основе опроса датчиков ЭБУ распознает режим работы двигателя (пуск холодного двигателя и его прогрев, пуск горячего двигателя, холостой ход при минимальной устойчивой частоте вращения КВ, основной рабочий режим, включающий: режимы ограничения частоты вращения, режимы ограничения дымления, положительной коррекции топливоподачи, режим торможения двигателем) и выбирает соответствующий алгоритм для определения перечисленных выше параметров и продолжительности управляющих сигналов.

Примечательно, что применяемые в работе электронных СУ алгоритмы, являются промышленными секретами двигателестроительных фирм и не публикуются не только в широкой печати, но и в специализированных научных изданиях [1]. Однако

– это очевидно – создание, производство и доводка современных и, тем более, перспективных дизельных двигателей невозможна без разработки и совершенствования алгоритмов управления ими. Поэтому целью настоящей статьи является разработка теоретических основ для синтеза алгоритма электронного управления дизельным двигателем, базирующихся на классических положениях теории ДВС, и позволяющих установить однозначную связь между значениями входных сигналов – информацией, поступающей от датчиков и выходных сигналов – управляющих импульсов на исполнительные механизмы. Рассмотрены основные рабочие режимы автотракторного дизеля.

Базовое уравнение

Для основных рабочих режимов продолжительность управляющего импульса на электромагнит форсунки, от которого зависит величина цикловой подачи (в соответствии с гидравлической характеристикой форсунки), может быть определена уравнением:

$$\tau_{впр} = f \left(\min \left\{ B_{Ц}^{опр}; (B_{Ц} + \Delta B_{Ц}^{опр}) \right\}, p_{ак}^0 \right) \times K_{мон} \times K_V \times K_{рез} \times K_{U12}, \text{ с},$$

где $B_{Ц} = f(X, n)$ – базовая матрица величины цикловой топливоподачи, $B_{Ц}^{опр}$ – величина цикловой топливоподачи, ограниченная участком отрицательной коррекции, $\Delta B_{Ц}^{опр}$ – абсолютное увеличение цикловой подачи топлива для преодоления механических потерь непрогретого двигателя, $K_{мон}$ – коэффициент относительного изменения объемной цикловой подачи от температуры топлива, K_V – коэффициент отключения топливоподачи при торможении двигателем, $K_{рез}$ – коэффициент отключения топливоподачи при превышении номинальной частоты вращения, K_{U12} – коэффициент относительного изменения цикловой подачи при изменении напряжения питания электромагнита форсунки, $p_{ак}^0$ – действительное давление топлива в аккумуляторе (показания датчика давления топлива).

Ниже последовательно рассмотрим определение перечисленных факторов.

Базовая матрица величины цикловой топливоподачи

Методика определения базовой матрицы управления для определения величины цикловой подачи приведена в статье [3]. На основе этого полу-

чена зависимость $B_{ц} = f(X, n)$ в виде двухмерной таблицы.

Величина цикловой подачи, ограниченная участком отрицательной коррекции

Для отрицательной коррекции внешней скоростной характеристики с целью ограничения дымления двигателя необходимо согласовать величину $B_{ц}$ с количеством поступающего в цилиндр свежего воздуха, которое в свою очередь определяется параметрами во впускном коллекторе. При этом действует условие $\alpha > \alpha_{опр}$, где $\alpha_{опр}$ – минимальное предельное значение коэффициента избытка воздуха для сгорания без значительного дымления.

Возможны два способа определения согласованной (ограниченной) величины цикловой подачи $B_{ц}^{опр}$:

1. При использовании датчиков для определения параметров свежего заряда во впускном коллекторе p_S и T_S .

Коэффициент избытка воздуха определяется как:

$$\alpha = \frac{M_B}{L_0 \cdot B_{ц}}$$

где M_B – масса свежего заряда воздуха в цилиндре после наполнения, L_0 – стехиометрическое соотношение воздух/топливо.

Известно, что:

$$M_B = \eta_V \cdot M_h = \eta_{VS} \cdot \rho_B \cdot V_h, \text{ кг/цикл,}$$

где η_V – коэффициент наполнения, M_h – потенциальный заряд цилиндра, η_{VS} – коэффициент наполнения по параметрам перед впускными клапанами, ρ_B – плотность свежего заряда воздуха, V_h – рабочий объем цилиндра.

Из уравнения состояния газа:

$$\rho_B = \frac{\mu_B \cdot p_S}{R \cdot T_S},$$

где μ_B – молярная масса воздуха, R – универсальная газовая постоянная.

Тогда:

$$M_B = \eta_{VS} \cdot \frac{\mu_B}{R} \cdot V_h \cdot \frac{p_S}{T_S},$$

и

$$\alpha = \frac{\eta_{VS} \cdot \mu_B \cdot V_h \cdot p_S}{L_0 \cdot R \cdot T_S \cdot B_{ц}} \cdot \frac{1}{B_{ц}}$$

Очевидно, что в полученном уравнении:

$$\frac{\eta_{VS} \cdot \mu_B \cdot V_h}{L_0 \cdot R} = C_\alpha \approx const.$$

При условии ограничения $\alpha > \alpha_{опр}$ имеем:

$$\alpha_{опр} = \frac{p_S}{T_S} \cdot \frac{C_\alpha}{B_{ц}^{опр}}.$$

Откуда

$$B_{ц}^{опр} = \frac{p_S}{T_S} \cdot \frac{C_\alpha}{\alpha_{опр}} = f(p_S, T_S).$$

2. При использовании широкополосного датчика кислорода в отработавших газах из пропорции:

$$\left\{ \begin{aligned} \alpha &= \frac{\eta_{VS} \cdot \rho_g \cdot V_h}{L_0 \cdot B_{ц}} \\ \alpha_{опр} &= \frac{\eta_{VS} \cdot \rho_g \cdot V_h}{L_0 \cdot B_{ц}^{опр}} \end{aligned} \right.$$

имеем

$$B_{ц}^{опр} = B_{ц} \cdot \frac{\alpha}{\alpha_{опр}} = f(\alpha).$$

В таком случае управление топливоподачей (определение $B_{ц}^{опр}$) будет осуществляться по обратной связи от сигнала широкополосного датчика кислорода.

Возможно объединение двух вышеприведенных способов в одном алгоритме управления для повышения точности регулирования и надежности системы.

Абсолютное увеличение цикловой подачи топлива для преодоления механических потерь непрогретого двигателя

Для сохранения эффективной мощности двигателя при изменении мощности механических потерь вследствие изменения теплового состояния двигателя необходимо введение поправки к величине $B_{ц}$, определенной по базовой матрице. Изменение мощности механических потерь обусловлено зависимостью вязкости масла от его температуры. Также при изменении температуры изменяется величина тепловых потерь в стенки цилиндра, что отражается на величине индикаторной мощности.

Для дальнейшего анализа примем допущения:

а) изменение величины индикаторной мощности от температуры стенок цилиндра незначительно и им можно пренебречь,

б) температура масла приблизительно равна

температуре охлаждающей жидкости $T_{охл}$, (по крайней мере, они имеют единый характер абсолютного изменения), измеренной соответствующим датчиком.

В таком случае задача сводится к обеспечению выполнения условия сохранения эффективной мощности при изменении мощности механических потерь при $T_{охл} - var$:

$$N_e = N_i - N_{mn} = const.$$

Здесь $N_{mn} = p_{mn} \cdot V_h \cdot \frac{z \cdot n}{60} \cdot \frac{2}{i}$ – мощность механических потерь, $N_i = B_{ц} \cdot Q_H \cdot \eta_i \cdot \frac{z \cdot n}{60} \cdot \frac{2}{i}$ – индикаторная мощность, где p_{mn} – среднее давление механических потерь, n – частота вращения коленчатого вала двигателя, z – число цилиндров двигателя, i – тактность двигателя, Q_H – низшая теплота сгорания топлива, η_i – индикаторный КПД двигателя.

Зависимость $p_{mn} = f(T_{охл})$ может быть определена по экспериментальным данным для конкретного двигателя.

Таким образом, исходя из зависимости $N_i - N_{mn} = const$, имеем:

$$N_i(T_{охл1}) - N_{mn}(T_{охл1}) = N_i(T_{охл2}) - N_{mn}(T_{охл2}),$$

или

$$B_{ц}(T_{охл1}) \cdot Q_H \cdot \eta_i \cdot \frac{z \cdot n \cdot 2}{60 \cdot i} - p_{mn}(T_{охл1}) \cdot V_h \cdot \frac{z \cdot n \cdot 2}{60 \cdot i} = B_{ц}(T_{охл2}) \cdot Q_H \cdot \eta_i \cdot \frac{z \cdot n \cdot 2}{60 \cdot i} - p_{mn}(T_{охл2}) \cdot V_h \cdot \frac{z \cdot n \cdot 2}{60 \cdot i}$$

$$\text{Принимаем } B_{ц}(T_{охл1}) = K \cdot B_{ц}(T_{охл2}) = K \cdot B_{ц}.$$

После математических преобразований имеем:

$$K \cdot B_{ц} \cdot Q_H \cdot \eta_i - p_{mn}(T_{охл1}) \cdot V_h = B_{ц} \cdot Q_H \cdot \eta_i - p_{mn}(T_{охл2}) \cdot V_h$$

Откуда:

$$K = \frac{B_{ц} \cdot Q_H \cdot \eta_i}{B_{ц} \cdot Q_H \cdot \eta_i} + (p_{mn}(T_{охл1}) - p_{mn}(T_{охл2})) \cdot \frac{V_h}{B_{ц} \cdot Q_H \cdot \eta_i}$$

Обозначим: $p_{mn}(T_{охл1}) - p_{mn}(T_{охл2}) = \Delta p_{mn}$, значение которого возможно определить по методике [4] в виде $\Delta p_{mn} = f(T_{охл}, n)$.

Следовательно

$$K = 1 + \Delta p_{mn} \cdot \frac{V_h}{B_{ц} \cdot Q_H \cdot \eta_i}.$$

Очевидно, что $\frac{V_h}{Q_H \cdot \eta_i} = C_{охл} \approx const$, то есть

$$K = 1 + \Delta p_{mn} \cdot \frac{C_{охл}}{B_{ц}}.$$

При подстановке в приведенную выше зависимость, получим:

$$B_{ц}(T_{охл1}) = K \cdot B_{ц} = \left(1 + \Delta p_{mn} \cdot \frac{C_{охл}}{B_{ц}}\right) \cdot B_{ц} = B_{ц} + \Delta p_{mn} \cdot C_{охл} = B_{ц} + \Delta B_{ц}^{охл}$$

Таким образом, может быть получена однозначная зависимость для определения абсолютного изменения цикловой подачи топлива от изменения механических потерь в зависимости от температуры охлаждающей жидкости и частоты вращения коленчатого вала двигателя в виде:

$$\Delta B_{ц}^{охл} = C_{охл} \Delta p_{mn} = f(T_{охл}, n).$$

Определение предварительной продолжительности управляющего импульса

Определенные таким образом значения $B_{ц}$, $B_{ц}^{охл}$ и $\Delta B_{ц}^{охл}$ связаны между собой соотношением:

$$B_{ц}^* = \min \left\{ B_{ц}^{охл}; (B_{ц} + \Delta B_{ц}^{охл}) \right\}.$$

То есть, определяется предварительное значение цикловой подачи как минимальное из величины, определенной по базовой матрице с учетом абсолютного увеличения для преодоления механических потерь непрогретого двигателя, и величины, ограниченной участком отрицательной коррекции.

На основании этого значения и показаний датчика давления в аккумуляторе можно определить предварительное значение продолжительности управляющего сигнала на электромагнит форсунки исходя из ее гидравлической характеристики [3]:

$$\tau_{впр}^* = f(B_{ц}^*, P_{ак}^0).$$

Коэффициент изменения цикловой подачи от температуры топлива

Так как система Common Rail обеспечивает объемную подачу топлива, то при изменении его плотности вследствие изменения температуры изменится величина массовой цикловой подачи.

$$B_{ц} = V_{ц} \cdot \rho_m,$$

где $\rho_m = f(T_{мон})$ – плотность топлива, $T_{мон}$ – температуры топлива в аккумуляторе.

Следовательно, необходимо ввести корректировку величины цикловой подачи по температуре топлива в аккумуляторе. Очевидно, что для упрощения алгоритма корректировать можно продолжительность управляющего сигнала на электромагнит форсунки, поскольку его величина в рабочем диапазоне форсунки прямопропорциональна величине цикловой подачи топлива [5].

Объемный расход топлива через распылитель за цикл:

$$V_{Ц} = \mu f_p \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{ак} - p_{ц})}{\rho_m}} \cdot \tau_{впр},$$

где μf_p – эффективное проходное сечение форсунки, $p_{ц}$ – среднее давление газов в цилиндре на участке впрыскивания топлива.

Пренебрегая значением $p_{ц}$ с учетом его малости по сравнению со значением $p_{ак}$ и приняв $\mu f_p \sqrt{2} = C_{мон} = const$, имеем:

$$V_{Ц} \approx C_{мон} \cdot \sqrt{\frac{p_{ак}}{\rho_m}} \cdot \tau_{впр}.$$

Переходя к массовой подаче, получим:

$$B_{Ц} = V_{Ц} \cdot \rho_m = C_{мон} \cdot \sqrt{p_{ак} \cdot \rho_m} \cdot \tau_{впр}.$$

Таблица 1. Зависимость $K_{мон}$ от температуры

$T_{мон},$ °C	-20	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280
$K_{мон}$	0,983	0,991	1,000	1,008	1,017	1,025	1,033	1,042	1,050	1,058	1,066	1,074	1,082	1,089	1,097	1,105

Коэффициент отключения топливоподачи при торможении двигателем

При переходе на режим торможения двигателем (или при использовании горного (моторного) тормоза), необходимо отключить подачу топлива в цилиндры. Поэтому:

$$K_f = 0 \text{ при условии } X=0 \text{ и } n > n_{min},$$

$$K_f = 1 \text{ во всех остальных случаях.}$$

Коэффициент отключения топливоподачи при достижении максимальной частоты вращения

При превышении максимальной допустимой частоты вращения коленчатого вала дизеля n_{max} необходимо отключить подачу топлива в цилиндр. Тогда:

$$K_{рег} = 0 \text{ при } n > n_{max},$$

$$K_{рег} = 1 \text{ во всех остальных случаях.}$$

Зависимость плотности дизельного топлива от его температуры представлена в [6] в виде:

$$\rho_m(T_{мон}) = \frac{\rho_0(20^\circ)}{1 + \alpha_D \cdot \Delta T_{мон}},$$

где ρ_0 – начальная (нормальная) плотность топлива при температуре 20°C, кг/м³, $\alpha_D = 0,00085 \text{ K}^{-1}$ – коэффициент линейного температурного расширения дизтоплива, $\Delta T_{мон} = T_{мон} - 20$.

Следовательно, для обеспечения $B_{Ц} = const$ при $T_{мон} = var$ необходимо выполнить условие:

$$C_{мон} \cdot \sqrt{p_{ак} \cdot \rho_0(20^\circ)} \cdot \tau_{впр} = C_{мон} \cdot \sqrt{p_{ак} \cdot \rho_m(T_{мон})} \cdot K_{мон} \cdot \tau_{впр}$$

$$\text{Откуда } K_{мон} = \sqrt{\frac{\rho_0(20^\circ)}{\rho_m(T_{мон})}}.$$

Тогда:

$$K_{мон} = \sqrt{1 + \alpha_D(T_{мон} - 20)} = \sqrt{1 + 0,00085(T_{мон} - 20)} = f(T_{мон})$$

В табличном виде полученное уравнение представлено в табл.1.

Коэффициент относительного изменения цикловой подачи при изменении напряжения питания

Очевидно, что на требуемую величину продолжительности управляющего сигнала для обеспечения требуемой $B_{Ц}$ оказывает влияние уровень электрического напряжения этого сигнала. Указанное влияние имеет достаточно сложный характер и может быть определено только в процессе адаптации системы на дизеле.

В предложенном алгоритме указанный фактор учитывается коэффициентом K_{U12} таким образом:

$$K_{U12} = f(U),$$

где U – напряжение питания бортовой электрической сети транспортного средства (генератора, аккумулятора двигателя).

Выводы

По результатам представленной работы можно

заключить, що вираження

$$\tau_{впр} = f\left(\min\{B_{Ц}^{оп}; (B_{Ц} + \Delta B_{Ц}^{ок})\}, p_{ак}^0\right) \times K_{мон} \times K_V \times K_{рег} \times K_{U12}$$

являється однозначно визначаючим рівнянням для побудови алгоритму електронного управління топливонадачею дизеля з системою Common Rail. Реалізація вирахувань з допомогою цього рівняння виконується шляхом інтерполяції табличних значень приведених вище факторів, а саме:

$$B_{Ц}^{оп} = f(p_S, T_S), \Delta B_{Ц}^{ок} = f(T_{окл}, n),$$

$$\tau_{впр}^* = f(B_{Ц}^*, p_{ак}^0), K_{мон} = f(T_{мон}), K_V = f(X, n),$$

$$K_{рег} = f(n), K_{U12} = f(U) \text{ і базової таблиці } B_{Ц} = f(X, n).$$

Значення параметрів для перерахованих таблиць можуть бути знайдені в результаті експериментальних або численно-експериментальних досліджень на конкретному дизелі.

Крім того, для завершення створення алгоритму необхідно:

1. Розробити структурну схему реалізації алгоритму з урахуванням синхронізації керуючих сигналів з робочим процесом дизеля.

2. Доповнити алгоритм управління залежностями, забезпечуючими визначення величин керуючих сигналів на режимах пуску, прогріву і холостого ходу двигача.

Список літератури:

1. Пинский Ф. И. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания: учебное пособие / Ф.И. Пинский, Р.И. Давтян, Б.Я. Черняк. – М.: «Легион-Автодата» –2001. – 136 с. 2. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. –М.: ЗАО «КЖИ «За рулем» – 2004. – 485 с. 3. Прохоренко А.А. Базовая характеристика управления топливонадачею дизеля, оснащенного системой Common Rail / А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №2. С. 39–44. 4. Парсаданов И.В. Многофакторный анализ механических потерь в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом/ И.В. Парсаданов, С.Ю. Белик // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №1-. С. 34–37. 5. Марченко А.П. Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке системы Common Rail в среде MATLAB/Simulink/ А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – №1. – С.98–101. 6. Хрящев Ю.Е. Электроника корректирует подачу топлива в дизель/ Ю.Е. Хрящев, Л.В. Матросов, А.М. Трепов, В.Н. Полягошко // Автомобильная промышленность. – 2001. – №7. – С.13–16.

УДК 621. 43. 016

О.В. Триньов, канд. техн. наук, В.Т. Коваленко, канд. техн. наук, С.В. Обозний, інж., В.П. Куць, магістр, О.М. Клименко, студ.

ОЦІНКА МЕХАНІЧНИХ НАПРУЖЕНЬ У ВИПУСКНИХ КЛАПАНАХ МЕТОДАМИ ТЕНЗОМЕТРІЇ

Напружено-деформований стан випускного клапана формується під впливом механічних і температурних факторів. Безумовно, що найбільш надійну інформацію щодо рівня механічної і теплової напруженості можна отримати в ході моторного експерименту, але при цьому суттєво зростають складність, вартість, тривалість такого випробування, проявляється вплив температурного фактора на роботу датчиків, зокрема тензометричних. В той же час розроблені математичні моделі випускного клапана та клапанного вузла дозволяють проаналізувати вплив на формування ТНС як лише механічних навантажень, так і лише температурних. Зазначений момент і був використаний при проведенні безмоторного експерименту з тензометрії. Метою проведеного експерименту було також уточнення вибраної схеми закріплення клапана при розгляді задачі механіки.

Слід зазначити, що подібні експерименти проводилися і раніше. Так в роботі [1] визначався вплив жорсткості тарілки клапана дизеля 4 ЧН 12/14 СМД-14 на інтенсивність зношення клапанного гнізда в головці циліндрів і опорної фаски клапана. Збільшення жорсткості клапана досягалося за рахунок збільшення радіуса галтелі тарілки. Було встановлено, що за рахунок збільшення жорсткості орієнтовно на 25 % на режимах номінальної потужності дизеля в межах 300 годин випробування зношення зменшилося майже в два рази. Отримані результати [1] свідчать про те, що пружна деформація тарілки суттєво впливає на зношення спряження клапана з гніздом в головці циліндрів. В експерименті також було встановлено, що величина прогинання тарілки змінюється лише в перетинах поблизу зовнішніх діаметрів тарілки. При цьому експериментальне дослідження деформації та-

рілки проводилося на спеціально розробленому пристрої. Клапан встановлювався в корпусі, який повторював в зоні спряження конструкцію серійної головки циліндрів. Клапан навантажувався зі сторони тарілки гідравлічним шляхом, тиск моторного мастила, яке використовувалося в експерименті, контролювалося манометром. Деформації тарілки в окремих точках тороїдальної поверхні тарілки контролювалися мікрометричним індикатором, загальна деформація клапана замірялася по переміщенням стрижня клапана. Отримані експериментальні результати порівнювалися з розрахунком, проведеним на основі аналітичної моделі, побудованій з використанням теорії тонкої круглої пластини змінної товщини [1, 2].

Ідея, запропонована в роботі [1], була в основному використана і в нашому безмоторному експерименті, але в даному випадку деформації визначалися методами тензометрії і порівнювалися з розрахунковими деформаціями і відповідними напруженнями, отриманими методами математичного моделювання ТНС клапана.

Основним елементом безмоторного стенду в даному випадку є складений корпус, представлений на рис. 1. Верхня деталь повторює відповідну зону головки циліндрів (сідло, напрямна втулка), нижня деталь – фланець служить, по-перше, для утворення герметичного об'єму під тарілкою клапана і, по-друге, для приєднання до гідравлічної системи вантажопоршневого манометричного стенду. Тиск масла задається еталонним навантаженням і контролюється манометром.



Рис. 1. Загальний вигляд складеного корпусу з встановленим клапаном

Для проведення експерименту були препаровані тензодатчиками чотири варіанти випускних клапанів швидкохідного дизеля 4ЧН12/14: серійний клапан зі сталі 4Х9С2; серійний клапан зі сталі ЭИ69, який використовується на дизелях з більш високим рівнем форсування; порожнистий клапан зі сталі 4Х9С2; клапан зі зменшеним до $R = 10$ мм (замість $R = 19$ мм) радіусом галтелі тарілки клапана. Таким чином, експеримент мусив дати відповідь про вплив механічних властивостей клапанних сталей та геометрії тарілки, як зовнішньої так і внутрішньої, на деформовано-напружений стан клапана, а також підтвердити адекватність вибраної схеми закріплення. Окремий варіант клапана, про який йшла мова, представлено на рис. 2.



Рис. 2. Дослідний варіант клапана

На кожному з клапанів встановлювалося 5 тензодатчиків серії КФ 4П1-5-200-Б-12, з коефіцієнтом тензочутливості $k = 2,09 \pm 0,01$. Для закріплення датчиків в контрольних зонах тарілки клапана використовувався органічний клей ціакрин ЕО з холодним затвердінням. Схема розміщення чотирьох контрольних датчиків на тарілці і одного компенсаційного на стрижні клапана наведена на рис. 3.

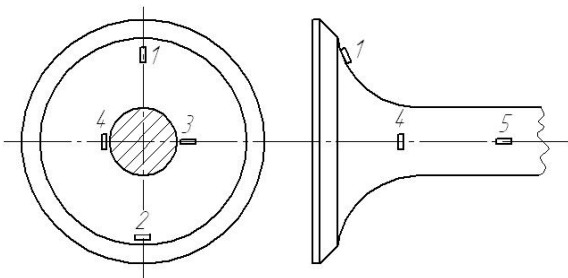


Рис. 3. Схема розміщення тензодатчиків

Датчики 1 і 3 реагують на деформації радіальні, а 2 і 4 – колові. Як витікає з попередньо проведених розрахункових досліджень, саме в зазначених напрямках спостерігаються деформації і напруження, які значно переважають інші складові напруженого стану.

Для вимірювання деформацій в експерименті застосовується вимірювач статичних деформацій ИСД-3. В приладі використовується зрівноважена мостова схема з вимірюванням нульовим методом. Контрольні (робочі) R_i та компенсаційні R_k датчики складають два плеча зовнішнього напівмоста, який підключається при вимірюваннях до ИСД-3. Величина деформації (з коефіцієнтом тензочутливості датчиків $k = 2$) визначається по різниці відліків до та після навантаження, помножена на ціну поділки шкали реохорда, яка в даному випадку складає $1 \cdot 10^{-5}$, тобто відносна деформація $\varepsilon = \varepsilon_i \cdot 10^{-5}$ відносних величин деформації, де ε_i - різниця відліків в поділках шкали реохорда (абсолютна величина) до і після прикладення навантаження. Схема підключен-

Таблиця 1. Відносні деформації ε_i в контрольних зонах серійного клапана
Матеріал клапана – сталь ЭИ69

ня робочих і компенсаційного датчиків показана на рис. 4.

Скориставшись законом Гука, можемо визначити відповідні радіальні і колові напруження у виділених контрольних зонах:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E,$$

де E – модуль пружності для клапанної сталі.

Загальний вигляд експериментальної установки представлено на рис. 5.

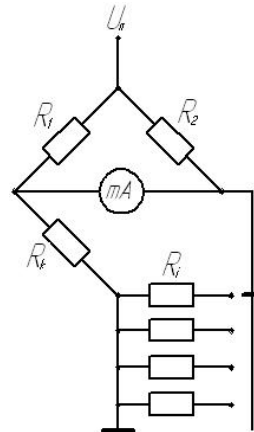


Рис. 4. Схема підключення датчиків



Рис. 5. Загальний вигляд експериментальної установки

В ході проведеного експерименту для чотирьох варіантів випускних клапанів були отримані наступні результати, представлені в таблицях 1, 2, 3, 4.

№ зони	Навантаження, кг/см ²								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	-5	-9	-14	-18	-21	-26	-31	-35	-39
2	-1	-2	-2	-3	-4	-5	-6	-6	-7
3	-1	-1	-2	-2	-3	-3	-4	-4	-5
4	0	0	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-3

Таблиця 2. Відносні деформації ε_i в контрольних зонах порожнистого клапана

Матеріал клапана – сталь 4Х9С2

№ зони	Навантаження, кг/см ²								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	-7	-12	-17	-21	-26	-31	-35	-39	-42
2	-5	-9	-17	-22	-27	-32	-35	-37	-45
3	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-8	-9
4	0	0	-1	-1	-1	-2	-2	-2	-3

Таблиця 3. Відносні деформації ε_i в контрольних зонах серійного клапана

Матеріал клапана – сталь 4Х9С2

№ зони	Навантаження, кг/см ²								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	-3	-7	-10	-13	-17	-21	-24	-27	-30
2	-1	-2	-3	-3	-4	-4	-5	-6	-6
3	-1	-3	-4	-5	-7	-8	-9	-11	-11
4	-2	-2	-3	-3	-4	-4	-4	-5	-5

Таблиця 4. Відносні деформації ε_i в контрольних зонах серійного клапана зі зменшеним радіусом галтелі тарілки

Матеріал клапана – сталь 4Х9С2

№ зони	Навантаження, кг/см ²								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	-6	-11	-15	-20	-24	-29	-33	-37	-41
2	-1	-2	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-11
3	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-3	-4	-4

Висновки

Вибірковий, порівняльний аналіз розрахункових і експериментальних даних виявив розбіжності в межах 10-15 %, що підтверджує правильність обраної схеми закріплення при розв'язанні задачі механіки. Визначення впливу геометрії тарілки на її напружено-деформований стан потребує більш детального аналізу на основі математичної моделі ТНС клапанного вузла.

Список літератури:

1. Ерёмко Б.С. Аналитическое и эквивалентное определение жесткости тарелки клапана и ее влияние на износ гнезда головки цилиндров / Б.С. Ерёмко, И.Л. Рудерман // Двигатели внутреннего сгорания. – 1969. – Вып11. – С. 97-104.
2. Ерёмко Б.С. Исследование износа гнезда и фаски клапана дизеля СМД-14 / Б.С. Ерёмко, В.Ю. Ваятель // Тракторы и сельхозмашины. – 1966. - №6. – С. 45-52.

УДК 621.43.001.4

А.А. Зотов, инж.

РАЗРАБОТКА И НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДИЧЕСКИХ ПОДХОДОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПОРШНЕЙ СОВРЕМЕННЫХ ЛЕГКОТОПЛИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Одной из основных деталей ДВС является поршень и его конструкция оказывает влияние на многие параметры двигателя. Большое внимание традиционно уделялось проектированию и расчету поршней дизелей и, в частности, камерам сгорания, испытывающим высокие термические нагрузки. К поршням легкотопливных ДВС, испытывающим меньшие давления и температуры, напротив не предъявлялись особо жесткие требования при проектировании, что подтверждается ограниченностью литературных источников по этой теме. Такие поршни выполнялись с достаточно большим запасом прочности, что позволяло свести к минимуму затраты на их доводку в ходе стендовых и эксплуатационных испытаний. Однако с ростом скоростей вращения коленчатого вала появилась необходимость облегчать все подвижные детали двигателя, в том числе и поршень. В результате возросли удельные нагрузки, что привело к потребности создания поршней равнопрочной конструкции. Особое внимание в таких поршнях уделяется жесткости юбки и оптимальному распределению напряжений в области боышки над поршневым пальцем.

Таким образом, создание соответствующих методических подходов, позволяющих получить достоверный результат напряженно-деформированного состояния (НДС) поршня еще на стадии проектирования, что в свою очередь позволит сократить затраты на его доводочные испытания, повысит общую эффективность проектных работ, а также позволит улучшить надежность и другие потребительские качества изделия, является актуальной научной задачей.

Данная работа является составляющей частью научно-исследовательской работы, проводимой силами конструкторского отдела ОАО "АВТРАМАТ" в области проектирования современных поршней с использованием вычислительной техники и применением CAD/CAM/CAE программ (SolidWorks, Ci-

matron, LwmFlow) и разработки методики эффективного проектирования изделий, внедряемой на предприятии. Целью данной работы является разработка и научное обоснование методических подходов для высокоэффективного проектирования поршней современных ДВС, а именно выбор и обоснование путей создания конструкции поршня с заданными параметрами.

При этом решались следующие задачи:

1) Разработка структурной схемы этапов проектирования поршня легкотопливных ДВС.

2) Создание расчетной модели поршня, выбор и обоснование граничных условий (ГУ) статического нагружения, обеспечивающих достоверность НДС поршня.

3) Формулирование обратной задачи (ОЗ) теории упругости применительно к проектированию поршня ДВС.

4) Постановка целей и задачи физического эксперимента; создание установки и методики экспериментального исследования НДС поршня. Определение влияния тепловой составляющей НДС поршня. Постановка тепловой задачи.

5) Разработка рекомендаций по практическому применению методических подходов при проектировании поршней легкотопливных ДВС.

При исследовании использовались:

- методы математического моделирования НДС поршня, в том числе и метод конечных элементов в трехмерной объемной постановке;

- экспериментальные методы исследования прочностной надежности поршня: статические и динамические испытания.

Для проектирования поршней современных легкотопливных двигателей предложена методика, которая отражена в схеме, приведенной на рис.1. Согласно ей создание поршня можно разбить на следующие основные этапы:

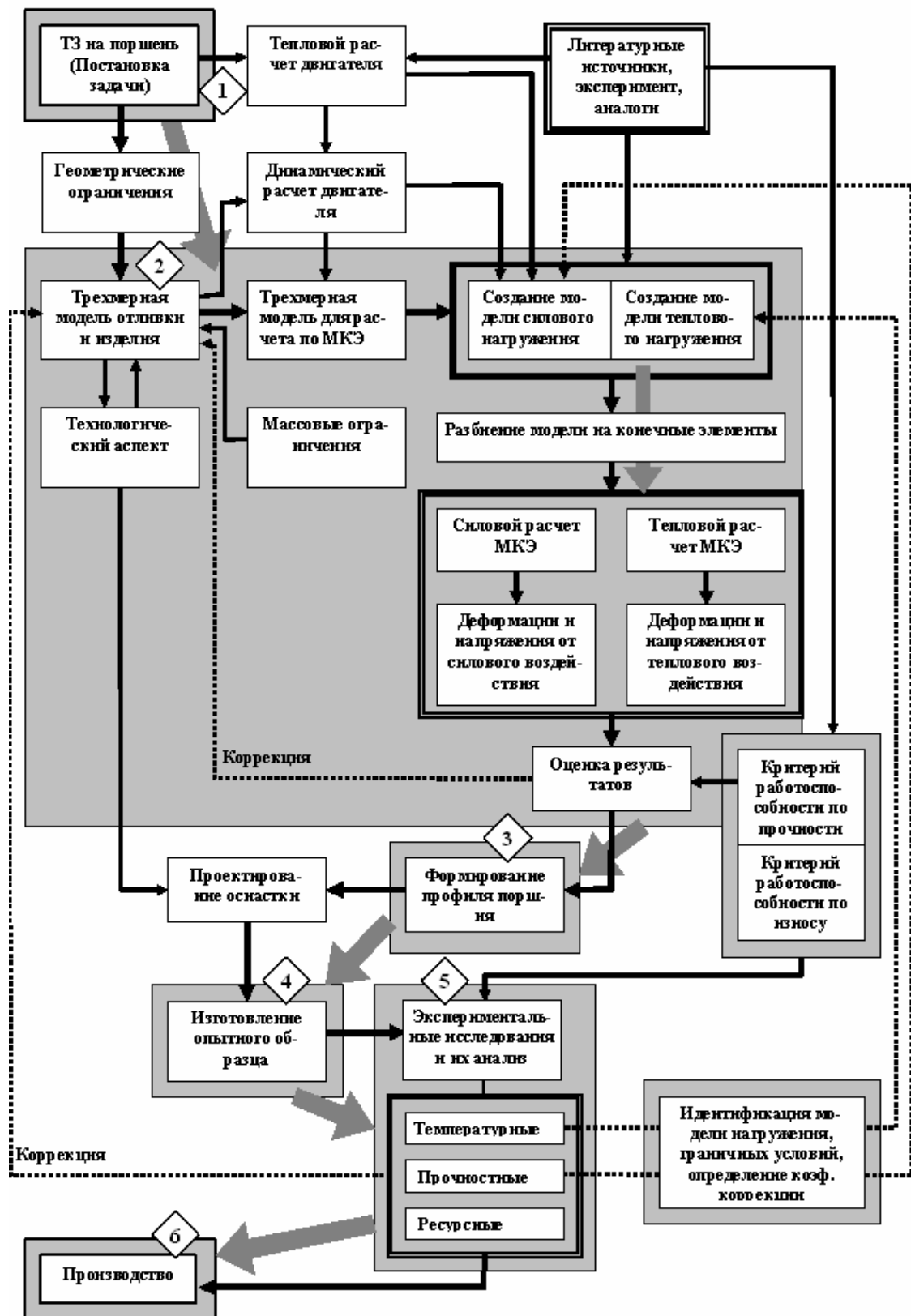


Рис.1. Схема проектирования поршня ДВС

1) *Постановка задачи*, подразумевающая выдачу технического задания (ТЗ) на поршень, на основании которого и других дополнительных данных проводится тепловой расчет двигателя, в результате которого определяется давление в цилиндре, необходимое для дальнейшего расчета поршня на прочность. Затем, на основании ТЗ на поршень, теплового расчета двигателя, литературных источников [1,2], экспериментальных данных и существующих аналогов, а также с учетом технологического аспекта, формируются геометрические ограничения, накладываемые на проектируемый поршень.

2) *Цикл проектирования*, включающий создание 3D модели поршня, модель НДС, разбиение модели на конечные элементы, расчет, оценку результатов и коррекцию [3]. При создании трехмерной модели поршня используется методика проектирования, позволяющая закладывать в модель готового изделия параметризованную модель заготовки с имитацией последующей обработки, с учетом установочных баз и специфики работы литейной оснастки. Расчетная модель поршня базируется на его упрощенной трехмерной модели. В большинстве случаев с целью снижения трудоемкости расчета и уменьшения машинного времени целесообразно брать для расчетной модели половину поршня ввиду его симметричности. На предварительном этапе проектирования допустимо использование модели низшего уровня или упрощенной модели (рис.2, а). Однако при окончательном расчете для уточнения предварительных результатов необходимо использовать более сложную и более достоверную модель высшего уровня, состоящую, как минимум, из двух компонентов: поршня и поршневого пальца (рис.2, б). В ходе работы были установлены критерии оценки модели и ГУ, а также предложены варианты самих моделей с корректными ГУ и их обоснование. Схема создания моделей различного уровня сложности приведена на рис.3.

Для определения силы инерции, боковых сил и плеч, на которых они действуют, проводится динамический расчет двигателя. Результатом этого расчета являются параметры в цилиндре двигателя на режимах, на которых поршень испытывает наибольшие напряжения и деформации. Далее создаются модели силового и теплового нагружения поршня. После разбиения моделей на конечные элементы проводятся силовой и тепловой расчеты по МКЭ. В результа-

те этих расчетов получают поля напряжений и деформаций соответственно от силового воздействия и температуры, а также поле распределения температур [3].

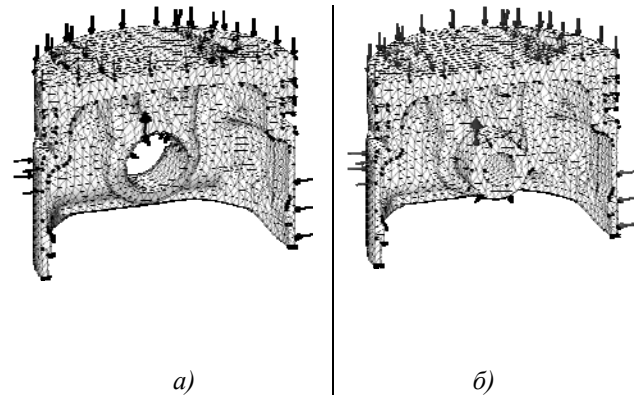


Рис.2. Расчетная модель поршня ДВС и результаты расчета:
а – для одиночной модели поршня, б – для модели узла поршень – поршневой палец

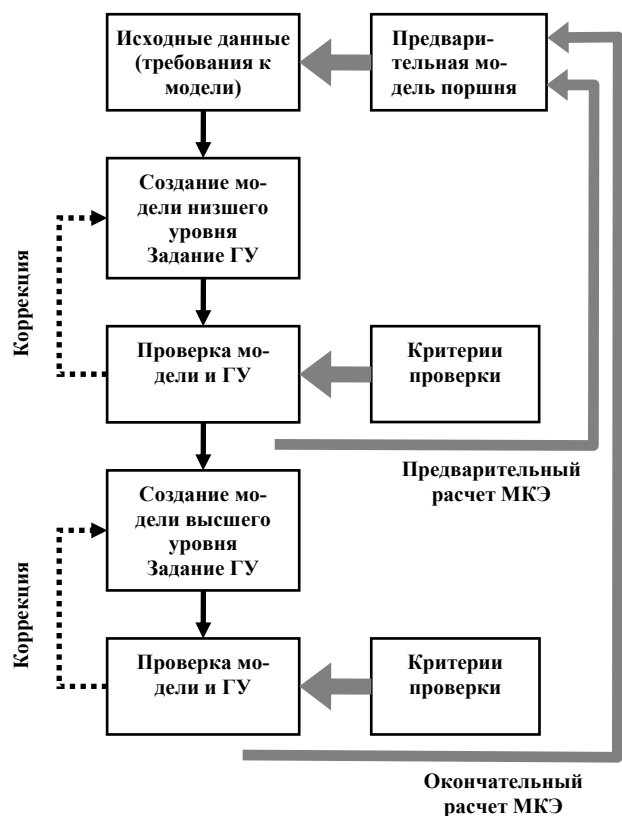


Рис.3. Схема создания модели силового нагружения

Этап предварительного проектирования заканчивается оценкой результатов расчетов, при этом оценочным критерием является критерий работоспо-

способности по прочности. При неудовлетворительном результате проводится коррекция 3-D модели отливки и поршня, цикл проектирования повторяется.

3) *Формирование профиля* производится после принятия окончательного варианта модели [4]. Параллельно этому проводится проектирование и изготовление литейной оснастки, а также оснастки для механической обработки поршня.

4) *Создание опытного образца.*

5) *Экспериментальные исследования с коррекцией ГУ моделей и их анализ.* Необходимость проведения эксперимента обусловлена несовершенством численных методов определения НДС исследуемых деталей. Большую погрешность в результаты расчета могут вносить некорректно заданные ГУ, что обусловлено необходимостью принятия определенных допущений и упрощений. Экспериментальные исследования можно разделить на три основных типа: температурные, ресурсные и прочностные.

При *температурных исследованиях* экспериментальным путем определяется температурное поле поршня. Для этого поршень препарируется термоиндикаторами ИМТК [5], с помощью которых определяются максимальные температуры на поверхности поршня. По результатам экспериментальных данных проводится идентификация ГУ, которая заключается в нахождении условий теплообмена на поверхности поршня, обеспечивающих расчетное температурное поле, значения температур которого в контрольных точках совпадают со значениями температур, полученных экспериментально. При этом путем численного эксперимента выявляются параметры конвективного теплообмена, наиболее влияющие на распределение температур в поршне (это коэффициент теплоотдачи на огневых поверхностях поршня и температура компрессионных колец). После уточнения ГУ проводится повторный тепловой расчет с оценкой результатов. При необходимости в модель поршня вносятся изменения, и цикл повторяется, как было описано ранее.

В ходе *прочностных исследований* проводится идентификация модели нагружения и определяется коэффициент коррекции. Для проведения этих исследований поршень препарируется высокотемпературными пленочными тензорезисторами [6] и устанавливается на специальную установку, на которой имитируется нагружение поршня в цилиндре двигателя максимальным давлением цикла с учетом дей-

ствия боковых сил [7]. Тензодатчики устанавливались в места наибольшей деформации поршня, где напряжения достигали наибольших величин, согласно результатам расчета НДС. Зеркальная препарировка позволила продублировать каждую точку измерения и, тем самым, повысить точность результатов. Температурные нагружения оказывают незначительное влияние на распределение напряжений в теле поршня и в данном эксперименте не учитываются, а основной задачей является определение корректности задания ГУ именно для силового нагружения. В этом случае перечень подготовительных работ значительно сокращается и упрощается сам эксперимент. Кроме того, установка обладает малыми габаритами, имеет простую конструкцию и позволяет проводить нагружения различных поршней близкого типоразмера с минимальными доработками установки, что выгодно отличает её от известных аналогов, базирующихся на деталях серийных ДВС. Например, известен случай, когда для нагружения поршня использовалась одна секция блока цилиндров, а вместо головки установлена заглушка с подводом масла от гидронасоса [8].

В предлагаемой установке под воздействием гидропресса шток с нагрузочным поршнем опускается, увеличивая давление масла внутри гильзы. Посредством ходового винта, через ползун шатун отклоняется на нужный угол, чем достигается имитация положения поршня в цилиндре двигателя во всем диапазоне перемещения его от ВМТ до НМТ, соответственно этому будут изменяться боковые силы, действующие на юбку поршня.

Для передачи измеряемого сигнала от тензодатчиков к аналого-цифровому преобразователю (в роли которого выступал персональный компьютер со специализированным программным обеспечением) использовался 14-канальный коммутатор, специально разработанный для этих целей.

Ресурсные испытания проводились на моторном стенде с динамометром постоянного тока DS 926-4V по стандартной программе [9]. Важнейшим оценочным параметром при этих испытаниях является критерий работоспособности по износу.

По окончании полного цикла экспериментальных исследований и их анализа проводится необходимая коррекция модели поршня и литейной оснастки, а также остальные работы согласно приведенной схеме.

б) При получении положительного результата в ходе экспериментальных исследований поршень принимается к *производству*.

Как уже было сказано, в ходе расчетных работ возникают ситуации, когда необходимо удостовериться в корректности установленных ГУ или уточнить их. Другими словами, необходимо решить обратные задачи. ОЗ широко известны и применяются в различных сферах, в частности, в термодинамике. Их можно разделить на следующие группы: коэффициентные, геометрические, граничные и эволюционные. В данной работе осуществлена постановка ОЗ теории упругости применительно к поршню ДВС и предложен вариант решения.

Если прямая задача теории упругости заключается в определении напряжений и деформаций по известным геометрическим параметрам объекта, свойствам материала и параметрам нагружения, то ОЗ теории упругости можно сформулировать в такой форме: используя значения деформаций (напряжений) в контрольных точках, полученных при помощи физического эксперимента, необходимо определить параметры, характеризующие ГУ. А именно – площадь и форму пятен контакта юбки поршня со стенкой цилиндра двигателя, и поршневого пальца с поршнем, а также давление в этих зонах. Такая ОЗ относится к группе геометрических.

Решение задачи в общем случае заключается в рассмотрении вектора невязки [10]

$$\bar{\Delta} = \bar{Y} - \bar{Y}', \quad (1)$$

где \bar{Y} - вектор измерения системы (перемещения, деформации, напряжения в отдельных точках объекта); \bar{Y}' - вектор прогноза измерений, вычисляемый по модели системы.

$$\bar{Y} = H \{ \bar{\varepsilon} \} + \bar{\gamma}, \quad (2)$$

где H – матрица измерений; $\{ \bar{\varepsilon} \}$ – вектор деформированного состояния; $\bar{\gamma}$ – случайные погрешности измерений γ_i , образующие вектор погрешностей.

На основании выражения (1) составляется функция невязки системы. Решением ОЗ упругости является минимизация функции невязки системы по искомым параметрам \bar{B} . Чаще всего используется квадратичная функция невязки:

$$\Phi(\bar{B}) = \bar{\Delta}^T \bar{\Delta}. \quad (3)$$

Результатами таких решений ОЗ являются оптимальные оценки, которые бывают двух типов: оценивание вектора состояния и оценивание различных

параметров системы. Для оценки искомых параметров необходимо провести минимизацию функции невязки по вектору искомых параметров (идентификация параметров системы). Система называется локально идентифицируемой, если её квадратичная функция невязки имеет минимум:

$$\Phi(\bar{B}) = \min [\bar{Y} - \bar{Y}'(\bar{B})]^T [\bar{Y} - \bar{Y}'(\bar{B})]. \quad (4)$$

Вектор неизвестных параметров \bar{B} может включать в себя любое количество неизвестных коэффициентов уравнений модели (параметров) и ГУ, не нарушающих условие локальной идентифицируемости системы. Таким образом, получив экспериментальным путем значения деформаций или напряжений в контрольных точках, и, решая ОЗ теории упругости, можно оценить корректность задания ГУ, накладываемых при решении прямой задачи теории упругости и уточнить их.

В частности, была выведена зависимость размеров опорной площадки в отверстии под поршневой палец при использовании упрощенной расчетной модели от геометрических параметров поршневого пальца (ПП) и его положения относительно поршня:

$$c = \alpha \beta \gamma b / 2, \quad (5)$$

где $\alpha = (b - a) / b$ – коэффициент, учитывающий величину заделки и величину вылета ПП; a – величина вылета ПП, мм; b – величина заделки ПП, мм; $\beta = b / D$ – коэффициент, учитывающий величину заделки и диаметр ПП; D – диаметр ПП, мм; $\gamma = (1 - d^4 / D^4)$ – коэффициент, учитывающий наличие полости в ПП; d – внутренний диаметр ПП, мм.

В развернутом виде выражение имеет вид:

$$c = (b - a) b / 2D (1 - d^4 / D^4) \quad (6)$$

Предложенная формула имеет ограниченное применение и справедлива для поршней легкотопливных ДВС $\varnothing 60 - 100$ мм и отверстием под поршневой палец $\varnothing 12 - 25$ мм. Также была определена ширина опорной площадки, которая составляет 80-90% от диаметра поршневого пальца или располагается в секторе $90 - 120^\circ$.

В ходе проведенной работы были получены следующие результаты:

- Усовершенствованы *методические подходы* к реализации процесса проектирования поршней легкотопливных ДВС, в основу которых положены решения, основанные на ОЗ теории упругости, и применение многоуровневых моделей при определении НДС поршня.

- Сформулирована *постановка ОЗ упругости применительно* к ресурсному проектированию поршней легкотопливного ДВС.

- Предложен ряд моделей различной сложности НДС поршней легкотопливных ДВС, установлен *достаточный уровень сложности модели поршня, соответствующий этапу проектирования.*

- Определены *корректные ГУ* для каждой выбранной модели нагружения поршня. Установлены зоны корректного моделирования НДС при использовании моделей различной сложности.

- Предложены *эмпирические зависимости параметров ГУ* от геометрических параметров поршня и поршневого пальца.

- Разработаны и обоснованы *методы исследования НДС* поршня легкотопливного ДВС.

Предложенная методика проектирования была апробирована и нашла свое практическое применение на ОАО "АВТРАМАТ". С её помощью был спроектирован ряд поршней для двигателей автомобилей ВАЗ, МеМЗ, ГАЗ и УАЗ, которые успешно прошли ресурсные испытания и были приняты к серийному производству. Данные методы могут быть легко адаптированы и применены в различных отраслях техники с целью оптимизации трудовых и машинных ресурсов, снижения стоимости проектных работ и повышения их общей эффективности.

Список литературы:

1. *Автомобильные двигатели / под ред. д-ра техн. наук И.С. Ховаха. – [2-е изд., перераб. и доп.] – М.: Машино-*

*строение, 1977. – 592 с. 2. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей: [учебник для студентов ВТУЗов, обучающихся по специальности "Двигатели внутреннего сгорания"] / [Вырубов Д.Н., Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др.]; под ред. А.С. Орлина, М.Г.Круглова. – [изд. перераб. и доп.] – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с. 3. Белогуб А.В. Исследование температурного поля поршня. / А.В. Белогуб, А.Г. Щербина, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2002. – Вып. 31. – С. 120-123. 4. Белогуб А.В. Расчетно-экспериментальное формирование образующей поршня тепловозного дизеля. / А.В. Белогуб, А.Г. Щербина, А.А. Зотов // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2001. – Вып. 26. – С. 100-102. 5. Егоров Я.А. Исследование температурного поля деталей ЦПГ высокооборотного двухтактного ДВС / Я.А. Егоров, К.А. Коваленко // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2001. – Вып. 26. *Тепловые двигатели и энергоустановки.* – С. 96-99. 6. Гусев Ю.А. Тензорезистор для оценки напряженно-деформированного состояния поршня двигателя внутреннего сгорания / Ю.А. Гусев, Д.Ф. Симбирский, А.В. Белогуб, А.А. Зотов // *Авиационно-космическая техника и технология.* – Вып. 34. – С. 185-187. 7. Зотов А.А. Исследование напряженно-деформированного состояния поршня / А.А. Зотов // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2003. – Вып. 42/7. – С. 165-167. 8. Ворожейнов А.И. Разработка конструкции и исследование теплонапряженного состояния поршня дизеля для энергонасыщенного трактора: дис. ... кандидата технических наук./ А.И. Ворожейнов. – Харьков, 1990. 9. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний: ГОСТ 14846-81 (СТ СЭВ 765-77). – М.: Государственный комитет СССР по стандартам. – (Издание официальное). 10. Олейник А.В. Экспериментально-расчетные методы определения силовых граничных условий решением обратной задачи теории упругости / А.В. Олейник, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев, А.В. Белогуб // *Вестник двигателестроения.* – 2004. – №2 – С.109-112.*

УДК 621.892

**В.Д. Суховерхов, канд. техн. наук, А.Д. Стахурский, инж.,
О.А. Македонский, канд. техн. наук, С.А. Алёхин, канд. техн. наук,
Н.В. Клименко, инж., Г.В. Щербаненко, инж.**

МОТОРНОЕ МАСЛО ДЛЯ ФОРСИРОВАННЫХ ТРАНСПОРТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Совершенствование конструкции и дальнейшее повышение мощностных и экономических показателей транспортных двигателей военно-гусеничных машин (ВГМ) неразрывно связаны с качеством применяемых моторных масел.

Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению разработало семейство дизелей для бронетехники типа ЗТД, 5ТДФМА, 6ТД-2Е, которые по удельным характеристикам находятся на уровне

лучших мировых образцов. Стремление получить большую мощность в сочетании с малыми габаритными размерами, массой и теплоотдачей двигателя приводит к необходимости решать задачу обеспечения надежной работы с высокой литровой мощностью, которая на современном этапе достигает 60 кВт/л и выше. На протяжении многих лет в двигателях ВГМ применялось моторное масло М-16 ИХП-3, на смену которому в 1997 году в Украине было соз-

дано масло Галол М-4042 ТД, [1]. Это масло успешно использовалось, однако дальнейшая форсировка двигателей (более 55 кВт/л) предъявляет к качеству масла повышенные требования. Для перспективных дизелей масло должно иметь более высокий уровень моюще-диспергирующих, антинагарных свойств и термоокислительной стабильности для предотвращения нагарообразования на деталях цилиндро-поршневой группы (ЦПГ), газораспределительных механизмах и выпускных коллекторах и, тем самым, способствовать стабильности мощностных и экономических показателей двигателя при длительной работе. Кроме того, для обеспечения надежной работы деталей цилиндро-поршневой группы с жаровым неразрезным кольцом и накладкой на поршне масло должно иметь более высокий запас противоизносных, антикоррозионных и противозадирных свойств, а также не приводить к образованию твердых зольных отложений на деталях ЦПГ и газового выпускного тракта [2,3].

При разработке нового образца моторного масла, предназначенного для уровня форсирования двигателей 60 кВт/л и выше, были проведены исследования по подбору базовых компонентов и композиции присадок, которые могли бы обеспечить соответствие масла предъявляемым требованиям. В состав масла были включены нейтральный алкилсалицилат кальция, сульфонат бария, беззольная антиокислительная присадка, фенат кальция, сукцинимид. Для улучшения антиокислительных и антикоррозионных свойств масла при высоких температурах была специально разработана новая комплексная цинк-, барийсодержащая дитиофосфатная присадка. Разработанное масло АЗМОЛ ГАРАНТ М-4042 ВТ имеет большие значения щелочного числа и зольности в сравнении с маслами М-16 ИХП-3 и Галол М-4042 ТД, а также лучшие низкотемпературные свойства, таблица 1.

Таблица 1. Физико-химические показатели масел

Наименование показателей	Моторное масло		
	М-16 ИХП-3	Галол М-4042 ТД	АЗМОЛ ГАРАНТ М-4042 ВТ
Вязкость кинематическая при 100 ⁰ С, мм ² /с	15,5...16,5	15,5...16,5	15,3...16,3
Щелочное число, мг КОН/г масла	4,2	4,5	6,0
Зольность сульфатная, %	1,25	1,25	1,60
Температура застывания, ⁰ С	минус 25	минус 25	минус 30
Массовая доля активных элементов, %			
- бария	0,60	0,60	0,50
- цинка	-	-	0,1

Масло АЗМОЛ ГАРАНТ М-4042 ВТ совместимо с моторными маслами М-16 ИХП-3, Галол М-4042 ТД и синтетическим маслом М-8В₂С, что позволяет переходить с одной марки масла на другую в процессе эксплуатации без дополнительной промывки масляной системы.

Опытные образцы масла АЗМОЛ ГАРАНТ М-4042 ВТ прошли отборочные испытания на двигателе 1ЧН 8/11, после чего образец оптимального состава

был рекомендован к дальнейшим испытаниям. Этот образец был испытан в одноцилиндровом отсеке двигателя 5ТДФ (ОЦУ-456) в объеме 100 часов. По результатам испытаний масло АЗМОЛ ГАРАНТ М-4042 ВТ имеет лучшие противоизносные и антикоррозионные свойства в сравнении с маслом Галол М-4042 ТД (относительные скорости поступления элементов-индикаторов износа в масло – железа, хрома и свинца меньше 1,0), таблица 2.

Таблица 2. Относительные скорости поступления продуктов износа в масло при испытаниях двигателя ОЦУ-456

Моторное масло	Относительная скорость накопления продуктов износа			
	\bar{V}_{Fe}	\bar{V}_{Cr}	\bar{V}_{Cu}	\bar{V}_{Pb}
Галол М-4042 ТД (штатное)	1,0	1,0	1,0	1,0
АЗМОЛ Гарант М-4042 ВТ	0,65	0,56	1,0	0,50

Ускоренные испытания масла АЗМОЛ ГАРАНТ М-4042 ВТ в двигателе 5ТДФ проводились по специальным методикам, позволяющим интенсифицировать процессы «старения» масла, лако- и нагарообразования на деталях цилиндра-поршневой группы двигателя, а также увеличивать скорость их изнашивания.

По результатам ускоренных испытаний масло АЗМОЛ ГАРАНТ М-4042 ВТ по моюще-диспергирующим и антинагарным свойствам значительно превосходит моторные масла М-16 ИХП-3 и Галол М-4042 ТД. Так, суммарная осредненная оценка степени загрязнения деталей двигателя 5ТДФ составила 15,3 балла (для масла М-16 ИХП-3 - 54,2, для масла Галол М-4042 ТД - 27,2 балла).

Противоизносные и антикоррозионные свойства масла определяли в процессе сравнительных краткосрочных испытаний двигателя 5ТДФ на опытном и штатных маслах по скорости износа зеркала цилиндров, жаровых и уплотнительных колец, корпусов поршней и вкладышей подшипников коленчатых валов, определяемой спектральным методом по интенсивности поступления элементов-индикаторов износа в моторное масло. По этим данным противоизносные свойства масла

АЗМОЛ ГАРАНТ М-4042 ВТ находятся на уровне масел М-16 ИХП-3 и Галол М-4042 ТД, по антикоррозионным свойствам разработанное масло превосходит штатные масла.

Высокие эксплуатационные свойства масла АЗМОЛ ГАРАНТ М-4042 ВТ подтверждены результатами длительных стендовых испытаний в двигателе 6ТД-2Е в объеме гарантийной наработки. Испытания были проведены в «жестких» условиях при температуре воздуха на входе в двигатель 25...35⁰С и температуре масла в объеме 130...135⁰С. На протяжении всего периода испытаний мощностные и экономические показатели двигателя находились в допустимых пределах, смена масла не проводилась, физико-химические показатели изменялись незначительно.

При разборке двигателя установлено, что состояние деталей по лако-, нагароотложениям как с выхлопной (Вх), так и с продувочной (Пр) стороны значительно лучше, чем при работе на штатных маслах, таблица 3. По результатам микрометража износ деталей незначительный - геометрические размеры рабочих поверхностей цилиндра, поршней, пальцев и втулок верхней головки шатуна соответствовали требованиям конструкторской документации.

Таблица 3. Сравнительные данные результатов испытаний моторных масел

Оценочные показатели	Сторона	Уровень форсирования двигателя		
		37,8 кВт/л	45,1 кВт/л	55,0 кВт/л
		Моторное масло		
		М-16 ИХП-3	Галол М 4042 ТД	АЗМОЛ ГАРАНТ М-4042 ВТ
<u>Оценка золо-, лако-, нагароотложений на деталях ЦПГ</u>				
Средняя закоксованность окон цилиндров, %	Вх	9,4	6,9	0
	Пр	лак	лак	лак
Чистота корпусов поршней, баллы	Вх	2,35	1,46	0,8
	Пр	2,0	2,31	1,2
<u>Оценка износа деталей двигателя</u>				
Износ жаровых колец, мкм	Вх	25	28	21
	Пр	25	10	15
Износ корпусов поршней, мкм	Вх	40	10	10
	Пр	24	10	6
Износ цилиндров, мкм	Вх	38	27	27
	Пр	24	7	7

Выводы

Проведенные исследования и испытания показывают эффективность разработанной композиции

присадок и базовой основы, обеспечивших высокий уровень моюще-диспергирующих, антинагарных, антиокислительных, противоизносных и противо-

коррозионных свойств нового моторного масла АЗМОЛ ГАРАНТ М-4042 ВТ, что позволило получить лучшие результаты даже при применении его в более форсированном двигателе 6ТД-2Е (55 кВт/л).

Решением технического комитета «НАФТА-СТАНДАРТ» Украины масло АЗМОЛ ГАРАНТ М-4042 ВТ допущено к применению в качестве основного для двух- и четырехтактных форсированных транспортных двигателей ВГМ, промышленное про-

изводство этого масла организовано в ОАО «АЗМОЛ», г. Бердянск, Запорожской области.

Список литературы:

1. . Рязанцев Н.К. Химия и технология топлив и масел / Н.К. Рязанцев, Ю.С. Бородин, В.З. Бычков, Н.В. Клименко, Г.В. Щербаненко // Химия и технология топлив и масел . – 2002. - №5. – с.12 – 14. 2. Гуреев А.А. Химмотология / Гуреев А.А., Фукс И.Г., Лаихи В.Л. – М.: «Химия», 1986. – 264 с. 3. Анисимов И.Г. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение / Анисимов И.Г., Бадыштова К.М., Бнатов С.А.; под ред. В.М. Школьникова. – Донецк: «Техинформ», 1999, 232 с.

УДК 621.18

Е.Б. Медведев, инж., Л.Ш. Шустер, д-р техн. наук

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОЙ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ БИМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ЦЕНТРАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОДА СВЕЧИ ЗАЖИГАНИЯ ДВС

Введение

Широкое распространение в автомобилестроении получили в настоящее время искровые свечи зажигания с биметаллическим центральным электродом. Биметаллический электрод представляет собой конструкцию, состоящую из высокотеплопроводного медного сердечника и жаростойкой никелевой оболочки, закрывающей боковую и торцевую поверхность сердечника. Такой электрод увеличивает теплопроводность свечи в целом и, тем самым, улучшает её тепловую характеристику и повышает надёжность [1]. Получают биметаллический электрод методом холодного прямого выдавливания составных заготовок.

Биметаллический электрод в отличие от монометаллического обладает ещё одним важным достоинством, которое заключается в том, что эффективная теплопроводность биметаллического электрода, как и любого композиционного материала, зависит от относительных объёмов составляющих его компонентов – оболочки и сердечника [2]. Это свойство биметаллического электрода может быть использовано для подбора тепловых характеристик свечей зажигания, которые существенным образом зависят от теплопроводности центрального электрода. Такая зависимость показана на рис.1, где оценочным критерием тепловой характеристики свечи служит калильное число (КЧ) [3]. Из рисунка следует, что при

изменении теплопроводности электрода КЧ свечи может изменяться до 12 ед.

В соответствии со стандартной методикой изменение тепловых характеристик свечей зажигания осуществляется путём изменения размеров теплового конуса изолятора при фиксированных размерах центрального электрода [1].

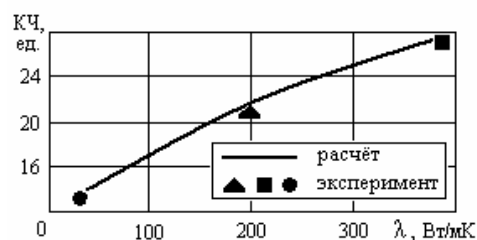


Рис.1. Зависимость калильного числа (КЧ) свечи зажигания от теплопроводности λ материала центрального электрода:

● – сплав X25T; ▲ – алюминий АД1; ■ – медь М1;

В отличие от указанной методики применение биметаллического электрода даёт возможность управлять тепловыми характеристиками свечей зажигания, не прибегая к изменению размеров теплового конуса изолятора, что позволяет сократить затраты и время на подбор тепловых характеристик свечей зажигания и повысить уровень технологичности их конструкции.

Для использования предлагаемой методики необходимо определить закономерности изменения эффективной теплопроводности биметаллического

электрода в зависимости от изменения размеров составляющих его компонентов – оболочки и сердечника. В обзоре научно-технической литературы, выполненном по данному вопросу, решение такой задачи нами не найдено.

Целью настоящей работы является получение аналитической зависимости, позволяющей приближённо определить эффективную теплопроводность биметаллического электрода свечи зажигания ДВС.

Теоретическая часть

Рассмотрим порядок расчёта эффективной теплопроводности биметаллического электрода. Для этого воспользуемся схемой электрода, представленной на рис.2.

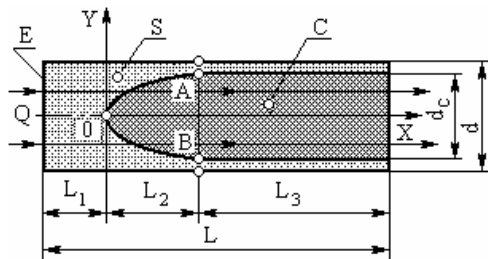


Рис.2. Схема продольного сечения биметаллического электрода

L – длина электрода; d – диаметр электрода; d_c – диаметр сердечника; L_1, L_2 и L_3 – длины участков электрода с различным соотношением объемов оболочки и сердечника; Q – тепловой поток; E – передняя торцевая поверхность электрода; S – никелевая оболочка; C – медный сердечник; AOB – криволинейная часть границы раздела оболочки и сердечника (формируется при изготовлении электрода – в процессе прямого выдавливания)

Точное аналитическое решение поставленной задачи с учётом осевого и радиального тепловых потоков, подводимых к электроду, весьма затруднительно. Поэтому предлагается приближённое решение задачи, для чего принимается ряд следующих допущений:

- тепловой поток подводится только к передней торцевой поверхности электрода. Радиальный тепловой поток отсутствует;
- тепловой поток, подводимый к электроду, проходит вдоль его оси по направлению от переднего торца электрода к заднему, т.е. является одномерным;
- боковая цилиндрическая поверхность электрода является адиабатной;

– поверхности электрода, расположенные перпендикулярно линиям тока, являются изотермическими;

– контакт поверхностей оболочки и сердечника электрода является идеальным, т. е. термическое сопротивление в зоне контакта отсутствует.

Такое решение задачи позволяет приближённо оценить степень влияния геометрических параметров электрода на его теплопроводность и, тем самым, показать перспективность применения предложенного способа подбора тепловых характеристик свечей зажигания.

Допущение об изотермическом характере поперечных поверхностей электрода обосновано тем, что площадь этих поверхностей весьма мала и поэтому температуру во всех точках поверхностей можно считать одинаковой.

Допущение об идеальном контакте оболочки и сердечника электрода принято на основании того, что технология изготовления биметаллических электродов обеспечивает получение высококачественного соединения этих элементов, обладающего минимальным термическим сопротивлением.

Для решения поставленной задачи весь электрод условно разобьём на три участка (слоя) длиной L_1, L_2 и L_3 , отличающихся между собой характером относительного расположения материалов оболочки и сердечника. В результате получим вариант прохождения теплового потока Q через трёхслойную плоскую «стенку» с последовательным расположением слоёв. Общее термическое сопротивление такой «стенки» определится следующим образом [4]:

$$R = R_1 + R_2 + R_3, \tag{1}$$

где R_1, R_2 , и R_3 – соответственно термическое сопротивление первого, второго и третьего участков электрода.

Это же термическое сопротивление можно представить в другом виде, используя для этого коэффициент эффективной теплопроводности [2]:

$$R = \frac{L}{F \lambda_{эф}}, \tag{2}$$

где L – длина электрода; F – площадь поперечного сечения электрода; $\lambda_{эф}$ – коэффициент эффективной теплопроводности биметаллического электрода.

Из формул (1) и (2) следует, что коэффициент эффективной теплопроводности биметаллического электрода можно определить следующим образом:

$$\lambda_{эф} = \frac{L}{F(R_1 + R_2 + R_3)} = \frac{L}{\pi r^2 (R_1 + R_2 + R_3)}, \quad (3)$$

где r – радиус электрода.

Для получения окончательной формулы для расчёта $\lambda_{эф}$ определим термические сопротивления R_1 , R_2 и R_3 для каждого из участков электрода.

Участок первый. Термическое сопротивление R_1 первого участка определится по следующей формуле [4]:

$$R_1 = \frac{L_1}{F \lambda_s} = \frac{L_1}{\pi r^2 \lambda_s}, \quad (4)$$

где L_1 – длина участка; F – площадь поперечного сечения участка; λ_s – коэффициент теплопроводности материала оболочки; r – радиус электрода.

Участок второй. Второй участок можно представить состоящим из n -го числа последовательно расположенных поперечных слоёв электрода толщиной Δx_i (рис. 3). Каждый из них, в свою очередь, состоит из параллельно соединённых слоёв (проводников тепла) – оболочки и сердечника, относительный объём которых при переходе от одного поперечного слоя к другому изменяется в соответствии с аппроксимирующей функцией $f(x)$.

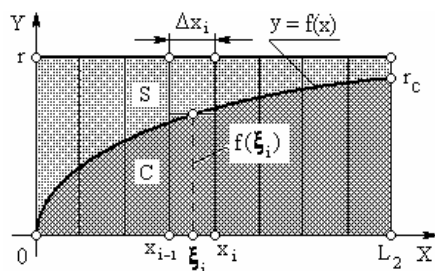


Рис. 3. Схема к расчёту термического сопротивления второго участка

Термическое сопротивление элементарного слоя толщиной Δx_i , представляющего собой параллельное соединение проводников тепла, можно рассчитать по следующей формуле [5]:

$$R_i = \frac{1}{\pi (\lambda_c - \lambda_s) f^2(\xi_i) + r^2 \lambda_s} \Delta x_i \quad (5)$$

Тогда общее термическое сопротивление всех последовательно соединённых элементарных слоёв участка определится следующим образом:

$$R_2 = \frac{1}{\pi} \sum_{i=1}^n \frac{\Delta x_i}{(\lambda_c - \lambda_s) f^2(\xi_i) + r^2 \lambda_s} \quad (6)$$

А термическое сопротивление всего участка будет равно:

$$R_2 = \lim_{\Delta x_i \rightarrow 0} \frac{1}{\pi} \sum_{i=1}^n \frac{\Delta x_i}{(\lambda_c - \lambda_s) f^2(\xi_i) + r^2 \lambda_s} = \frac{1}{\pi} \int_0^{L_2} \frac{dx}{(\lambda_c - \lambda_s) [f(x)]^2 + r^2 \lambda_s}, \quad (7)$$

где λ_c – коэффициент теплопроводности материала сердечника; $f(x)$ – аппроксимирующая непрерывная функция, описывающая криволинейную границу раздела оболочки и сердечника. Согласно работе [6] эта криволинейная граница достаточно хорошо описывается каноническим уравнением параболы $y^2 = 2px$. Подставив эту параболическую функцию в выражение (7) и выполнив соответствующие преобразования, получим:

$$R_2 = \frac{1}{2\pi p (\lambda_c - \lambda_s)} \ln \left[\frac{2pL_2 (\lambda_c - \lambda_s)}{r^2 \lambda_s} + 1 \right] \quad (8)$$

где p – параметр параболы, зависящий от условий деформирования.

Участок третий. Данный участок можно рассматривать в виде параллельного соединения двух проводников тепла – оболочки и сердечника. Термическое сопротивление такого участка равно:

$$R_3 = \frac{L_3}{F_s \lambda_s + F_c \lambda_c}, \quad (9)$$

где F_s и F_c – площадь поперечного сечения оболочки и сердечника соответственно;

Выразив площади сечений F_s и F_c через их радиусы r и r_c (где $r_c = d_c/2$), получим:

$$R_3 = \frac{L_3}{\pi (r_c^2 (\lambda_c - \lambda_s) + r^2 \lambda_s)} \quad (10)$$

Подставив найденные для определения термических сопротивлений выражения (4), (8) и (10) в формулу (3), получим искомое выражение для определения коэффициента эффективной теплопроводности биметаллического центрального электрода свечи зажигания:

$$\lambda_{эф} = L \left[\frac{L_1}{\lambda_s} + \frac{r^2}{2p(\lambda_c - \lambda_s)} \ln \left(\frac{2p(\lambda_c - \lambda_s)L_2}{r^2 \lambda_s} + 1 \right) + \frac{r^2 L_3}{r_c^2 (\lambda_c - \lambda_s) + r^2 \lambda_s} \right]^{-1} \quad (11)$$

Для проверки достоверности полученного результата рассмотрим два предельных случая относительного объёма одного из компонентов электрода, например компонента C (сердечника). Относительный объём сердечника представляет собой следующую величину: $m_C = V_C/V$, где V_C – объём сердечника, V – объём электрода. Очевидно, что в предельных случаях для относительного объёма любого из компонентов, равного 0 или 1, функция (11) должна дать величину теплопроводности соответствующего компонента. Рассмотрим эти случаи.

Случай первый. Относительный объём сердечника $m_C \rightarrow 0$. Это происходит при следующих условиях: $p \rightarrow 0$ и $r_C \rightarrow 0$. При этом биметаллический электрод трансформируется в монометаллический, состоящий из материала оболочки, теплопроводность которого равна λ_S . Это следует из нахождения предела функции (11) при $p \rightarrow 0$ и $r_C \rightarrow 0$:

$$\lim_{\substack{p \rightarrow 0 \\ r_C \rightarrow 0}} L \left[\frac{L_1}{\lambda_S} + \frac{r^2}{2p(\lambda_C - \lambda_S)} \ln \left(\frac{2pL_2(\lambda_C - \lambda_S)}{r^2\lambda_S} + 1 \right) + \frac{r^2L_3}{r_C^2(\lambda_C - \lambda_S) + r^2\lambda_S} \right]^{-1} = \lambda_S \quad (12)$$

Случай второй. Относительный объём сердечника $m_C \rightarrow 1$. Происходит это при следующих условиях: $p \rightarrow \infty$, $r_C \rightarrow r$, $L_1 \rightarrow 0$ и $L_3 \rightarrow L$. В этом случае биметаллический электрод также трансформируется в монометаллический, но состоит из материала сердечника, теплопроводность которого равна λ_C . Это следует из нахождения предела функции (11) при указанных выше условиях:

$$\lim_{\substack{p \rightarrow \infty \\ r_C \rightarrow r \\ L_1 \rightarrow 0 \\ L_3 \rightarrow L}} L \left[\frac{L_1}{\lambda_S} + \frac{r^2}{2p(\lambda_C - \lambda_S)} \ln \left(\frac{2pL_2(\lambda_C - \lambda_S)}{r^2\lambda_S} + 1 \right) + \frac{r^2L_3}{r_C^2(\lambda_C - \lambda_S) + r^2\lambda_S} \right]^{-1} = \lambda_C \quad (13)$$

Таким образом, полученные по формулам (12) и (13) результаты подтверждают достоверность найденной функциональной зависимости (11). Для практического применения этой зависимости целесообразно представить её в другом, более удобном для расчётов виде, выразив радиусы r_C и r через

соответствующие диаметры, и приняв во внимание, что $2p = r^2C/L_2$ и $2pL_2 = r^2C$:

$$\lambda_{эф} = L \left\{ \frac{L_1}{\lambda_S} + \left(\frac{d}{d_C} \right)^2 \frac{L_2}{(\lambda_C - \lambda_S)} \ln \left[1 + \left(\frac{d_C}{d} \right)^2 \times \left(\frac{\lambda_C}{\lambda_S} - 1 \right) \right] + \frac{L_3}{(d_C/d)^2(\lambda_C - \lambda_S) + \lambda_S} \right\}^{-1} \quad (14)$$

Экспериментальная часть

Для проверки адекватности полученной математической модели (14) и реального объекта были выполнены эксперименты по определению коэффициентов эффективной теплопроводности биметаллических электродов, имеющих различные геометрические параметры сердечника. Методика экспериментов заключалась в следующем.

С помощью метода вольтметра-амперметра при комнатной температуре измерялись полные электрические сопротивления $R_{эл}$ исследуемых электродов. Затем по приведённой ниже формуле рассчитывались удельные электрические сопротивления электродов:

$$\rho = R_{эл} F / L \quad (15)$$

и далее по закону Видемана-Франца и Лоренца – коэффициенты эффективной теплопроводности электродов:

$$\lambda_{эф}^3 = L_0 T / \rho, \quad (16)$$

где L_0 – число Лоренца (для чистых металлов $L_0 \approx 2,47 \cdot 10^{-8}$ Вт Ом / К²).

Для повышения объективности и точности результатов теоретических исследований в формулу (14) подставляли значения коэффициентов λ_C и λ_S , найденные по этой же методике. При этом испытываемые образцы изготавливались из тех же материалов, что и электроды – из меди М1 (99,9 % Cu) и никеля НП2 (99,5 % Ni). Результаты исследований приведены в таблице.

По результатам исследований построены графики зависимостей $\lambda_{эф}^T = \lambda_{эф}^T(m_C)$ и $\lambda_{эф}^3 = \lambda_{эф}^3(m_C)$, представленные на рис. 4 и показывающие влияние относительного объёма сердечника биметаллического электрода на величину его эффективной теплопроводности.

Таблица. Теоретические ($\lambda_{эф}^T$) и экспериментальные ($\lambda_{эф}^э$) значения коэффициентов эффективной теплопроводности биметаллических электродов, имеющих различные размеры сердечника

№ электрода	Параметры электрода (см. рис.2)							$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda_c, \text{Вт/мК}$	$\lambda_s, \text{Вт/мК}$	$R_{эл}, \text{МОм}$	$\lambda_{эф}^э, \text{Вт/мК}$	$\lambda_{эф}^T, \text{Вт/мК}$
	$d, \text{мм}$	$L, \text{мм}$	$L_1, \text{мм}$	$L_2, \text{мм}$	$L_3, \text{мм}$	$d_c, \text{мм}$	$m_c, \text{мм}$						
1	2,5	2,8	1,5	4,7	21,8	2,2	0,67	20	387	73,6	0,204	203	239
2			2,5	6,2	19,3	2,0	0,51					162	193
3			3,5	8,3	16,2	1,8	0,38					132	159
4			4,5	9,2	14,3	1,6	0,32					115	137
5			6,5	11,5	10,0	1,4	0,17					95	114

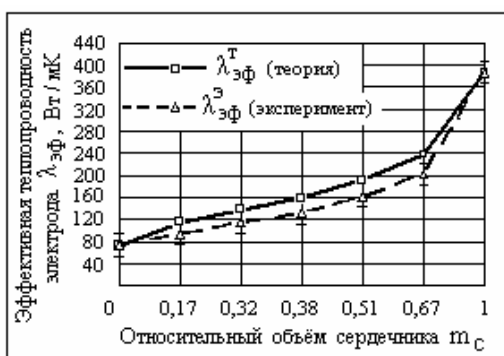


Рис. 4. Влияние относительного объема сердечника m_c биметаллического электрода на величину его эффективной теплопроводности $\lambda_{эф}$

Заключение

1. Получена аналитическая зависимость (модель изменения теплопроводности биметаллического электрода), позволяющая приближённо определить эффективную теплопроводность биметаллического электрода в условиях осевого теплового потока. В общем виде зависимость может быть представлена следующим образом:

$$\lambda_{эф} = \lambda_{эф}(\lambda_c, \lambda_s, d, d_c, L_1, L_2, L_3) \quad (17)$$

2. Расчёты, выполненные с применением этой модели, показывают, что эффективная теплопроводность биметаллического электрода может изменяться более чем в два раза за счёт изменения размеров сердечника электрода.

3. Для практического использования модели требуется её дальнейшее усовершенствование, связанное с необходимостью учёта радиального теплового потока.

4. Расхождение экспериментальных ($\lambda_{эф}^э$) и теоретических ($\lambda_{эф}^T$) значений коэффициентов эффективной теплопроводности, достигающее 18...20%, можно объяснить, в первую очередь, наличием в зоне контакта поверхностей оболочки и сердечника термического сопротивления, которое в аналитической зависимости (14) не учитывается.

Список литературы:

1. Басс Б.А. Свечи зажигания. Краткий справочник / Б.А. Басс. – М.: ЗАО КЖИ «За рулём», 2002. – 120 с. 2. Дульнев Г.Н., Заричняк Ю.Л. Теплопроводность смесей и композиционных материалов / Г.Н. Дульнев, Ю.Л. Заричняк. – Л.: Энергия, 1974. – 264 с. 3. Яхутль Д.Р. Расчётный и экспериментальный метод определения температурного поля и кашальных чисел свечей зажигания бензиновых двигателей: автореф. ...дисс. канд. техн. наук: 05.04.02 / Д.Р. Яхутль. – М.: НИИАЭ, 1991. – 23 с. 4. Цирельман Н.М. Теория и прикладные задачи тепломассопереноса. Часть 1: учеб. пособие / Н.М. Цирельман. – Уфа: Уфимский государственный авиационный технический университет, 2002. – 108 с. 5. Теплотехника. Учеб. для вузов / В.Н. Луканин, М.Г. Шatrov, Г.М. Камфер; под ред. В.Н. Луканина. – 4-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2003. – 671 с. 6. Перлин И.Л., Райтбарг Л.Х. Теория прессования металлов / И.Л. Перлин, Л.Х. Райтбарг. – М.: Металлургия, 1975. – 448 с.

УДК 621.577

Н.И. Радченко, д-р техн. наук, А.А. Андреев, асп.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДУВОВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Анализ проблемы и постановка цели исследования

Одним из основных направлений улучшения

показателей ДВС является совершенствование систем турбонадува. Главным элементом этих систем является турбокомпрессор (ТК), в состав которого

входят наддувочный компрессор и утилизационная турбина, использующая энергию уходящих газов для привода компрессора. Увеличение КПД и степени повышения давления ТК оказывает существенное влияние на показатели ДВС. Степени повышения давления современных компрессоров составляют $\pi_k = 3 \dots 4,5$ и их КПД $\eta_k = 0,75 \dots 0,85$. Если в середине прошлого столетия степени повышения давления не превышали $1,8 \dots 2,5$, то благодаря увеличению КПД современных компрессоров они выросли практически вдвое. При малых степенях повышения давления ТК дизелей 50-х годов мощность, вырабатываемая утилизационной турбиной, значительно превышала мощность, необходимую для привода наддувочного компрессора. Известно использование избыточной мощности утилизационной турбины для привода компрессора турбодетандерной (воздушной) холодильной машины, охлаждающей наддувочный воздух [1]. Хотя в современных высоконаддувных ДВС избыток мощности турбины над мощностью компрессора, необходимой для создания требуемых π_k , уже не столь значительный, все же его реализация для охлаждения наддувочного воздуха может обеспечить заметное повышение топливной экономичности ДВС.

Целью исследования является оценка целесообразности охлаждения наддувочного воздуха ДВС эжекторными холодильными машинами, использующими избыточную, сверх необходимой для наддувочного ТК, тепловую энергию уходящих газов.

Анализ результатов исследования

Оценка избытка мощности утилизационной турбины N_t над мощностью наддувочного компрессора N_k , необходимой для создания требуемого давления наддува, произведена для мощностного ряда малооборотных дизелей (МОД) фирмы "Вяртсила Нью Зульцер" [2]. При этом резерв мощности турбины определяли в виде отношения $\Delta N_{TK} = (N_t - N_k)/N_k$.

Расчеты выполнены с учетом влияния температуры окружающего воздуха $t_{ов}$ на входе компрессора ТК на температуру уходящих газов $t_{г1}$ на входе утилизационной турбины ТК: $t_{г1} = f(t_{ов})$. Так, согласно данным фирм "МАН – Бурмейстер и Вайн" и "Вяртсила Нью Зульцер" повышение температуры наружного воздуха на входе ТК на 10°C вызывает возрастание температуры газов на выходе из ДВС на 16°C .

Учитывали также зависимость КПД компрессора η_k от степени повышения давления π_k : $\eta_k = 0,80$ при $\pi_k = 3$ и $\eta_k = 0,85$ при $\pi_k = 4$.

Результаты расчетов избытка мощности турбины сверх необходимой мощности компрессора ΔN_{TK} в зависимости от температуры окружающего воздуха $t_{ов}$ на входе ТК, выполненных для малооборотного дизеля 5RTA 52 мощностью $N_e = 8000$ кВт, представлены на рис. 1.

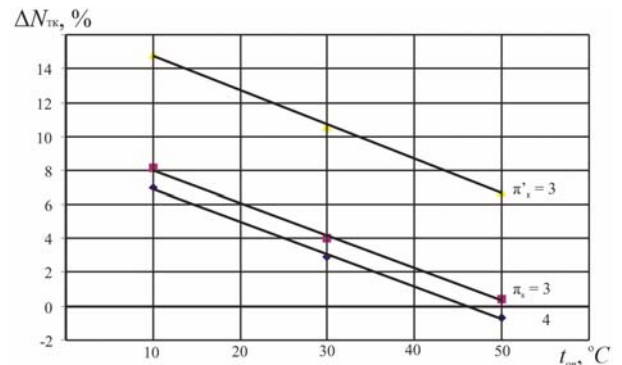


Рис 1. Избыток мощности турбины сверх необходимой для наддува мощности компрессора ΔN_{TK} в зависимости от температуры окружающего воздуха $t_{ов}$ на входе ТК: π_k' – с учетом $\eta_k = f(\pi_k)$; π_k – без учета $\eta_k = f(\pi_k)$

Как видно, учет зависимости КПД компрессора η_k от степени повышения давления π_k : $\eta_k = f(\pi_k)$ существенно отражается на результатах расчета. При этом действительные величины резерва мощности ТК оказываются намного большими: $\Delta N_{TK} = 8 \dots 15$ % при $\pi_k = 3$ в интервале температур $t_{ов} = 10 \dots 45^\circ\text{C}$ с учетом зависимости $\eta_k = f(\pi_k)$, тогда как $\Delta N_{TK} = 2 \dots 8$ % без учета $\eta_k = f(\pi_k)$. Совпадение на рис. 1 графиков, соответствующих резервам мощности ТК ΔN_{TK} с учетом зависимости $\eta_k = f(\pi_k)$ и без ее учета при $\pi_k = 4$, обусловлено тем, что в исходном варианте без учета зависимости $\eta_k = f(\pi_k)$ принимали $\eta_k = 0,80$, т.е. равным такому же значению, что и с учетом $\eta_k = f(\pi_k)$.

То обстоятельство, что при $\pi_k = 3$ резерв мощности ΔN_{TK} больший, чем при $\pi_k = 4$, указывает на нецелесообразность его реализации повышением давления в наддувочном ТК, как это осуществлялось путем создания избыточного давления (сверх давления наддува), который в свою очередь использовался в турбодетандерной (воздушной) холодильной машины, охлаждающей наддувочный воздух в ДВС фирмы "Купер–Бессемер" [1].

Очевидно, что избыток тепловой энергии уходящих газов может быть реализован теплоиспользующей, в частности, эжекторной холодильной машиной как конструктивно наиболее простой. Для этого необходимо часть уходящих газов направить мимо турбины ТК. Количество байпасируемого газа пропорционально превышению мощности турбины над мощностью компрессора и, как следует из рис. 1, составляет 10...15 %. Это количество зависит от температуры наддувочного воздуха t_k на нагнетании компрессора, в свою очередь зависящей от температуры окружающего воздуха $t_{ов}$ на его всасывании, так как ее повышение приводит к увеличению температуры уходящих газов t_{yt} и, соответственно, теплосодержания, срабатываемого в утилизационной турбине (рис. 2).

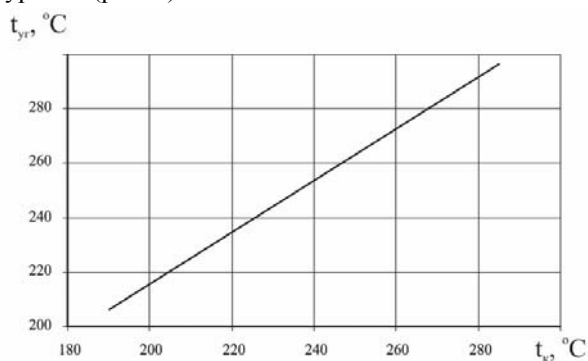


Рис. 2. Зависимость температуры уходящих газов t_{yt} от температуры воздуха на выходе из компрессора t_k

Как видно, зависимость температуры уходящих газов t_{yt} от температуры наддувочного воздуха на выходе из компрессора t_k имеет линейный характер и может быть описана уравнением $t_{yt} = 0,95t_k + 26,2$, °C, согласно которому при увеличении температуры воздуха на выходе из компрессора на 10 °C температура уходящих газов повышается на 9,5 °C.

Мощности турбины N_T и компрессора N_K ТК для ряда малооборотных дизелей "Вяртсила Нью Зульцер" в зависимости от мощности дизеля N_e с учетом зависимости температуры уходящих газов на входе турбины ТК от температуры наружного воздуха приведены на рис. 3.

Как видно, для всего ряда мощностей N_e МОД "Вяртсила Нью Зульцер" имеет место резерв мощности ТК.

При повышении мощности двигателя разница мощностей турбины и компрессора, выраженная в абсолютных величинах, увеличивается, тогда как в относительных величинах она остается практически постоянной.

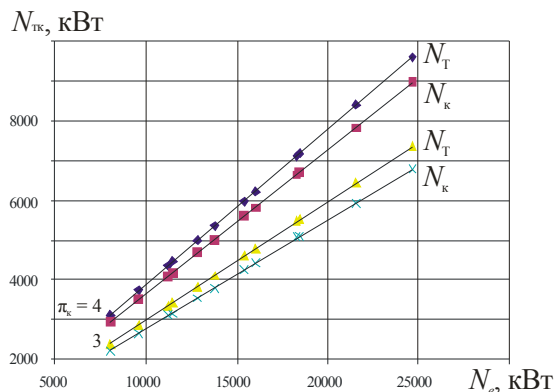


Рис. 3. Мощности турбины N_m и компрессора N_K в зависимости от мощности дизеля N_e при разной степени повышения давления π_k :

▲, $x - \pi_k = 3$; ◆, ■ – $\pi_k = 4$

Следует заметить, что расчет ТК проводился, исходя из пессимистического варианта, когда ряд коэффициентов принимался для худших, с точки зрения образования резерва мощности, условий. Если же исходить из оптимистического расчета, то превышение мощности турбины над мощностью компрессора может достигать 30 %.

Как отмечалось, избыток тепловой энергии уходящих газов может быть реализован теплоиспользующей эжекторной холодильной машиной (ЭХМ), для чего часть уходящих газов направляют мимо турбины ТК на ЭХМ. Количество байпасируемого газа пропорционально превышению мощности турбины над мощностью компрессора, то есть составляет 10...15 %. Схема такой установки представлена на рис. 4.

Так как температура газов на входе в генератор ЭХМ, установленный на байпасной линии, составляет около 450 °C, а на выходе из него около 280 °C, то срабатываемый тепловой потенциал достаточно велик, даже с учетом того, что через байпас проходит не всё количество уходящих газов, а около 15 % от их общего количества.

Испарители теплоиспользующих ЭХМ целесообразно включать в контур охлаждающей воды ОНВ, а не непосредственно в тракт наддувочного воздуха. Схема такой установки приведена на рис. 5.

Исключение испарителя ЭХМ на НРТ из воздушного тракта дизеля повышает безопасность ее эксплуатации. Кроме того, габариты испарителя-охладителя воды значительно меньше, чем охладителя воздуха, поскольку интенсивность теплоотдачи к воде намного больше, чем к воздуху.

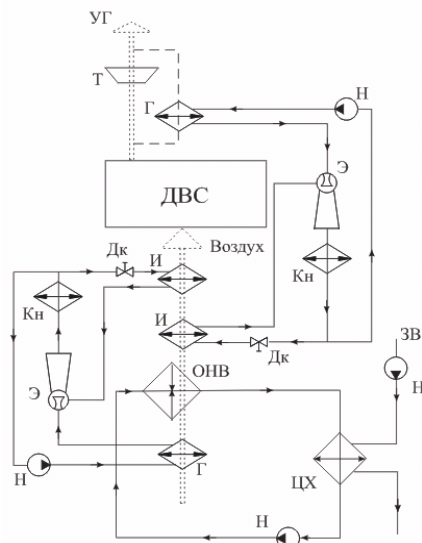


Рис. 4. Вариант применения ЭХМ для охлаждения наддувочного воздуха

УГ – уходящие газы; Т – турбина; Г – генератор; Н – насос; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Дк – дроссельный клапан; И – испаритель; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха; ЗВ – забортная вода; ЦХ – центральный холодильник

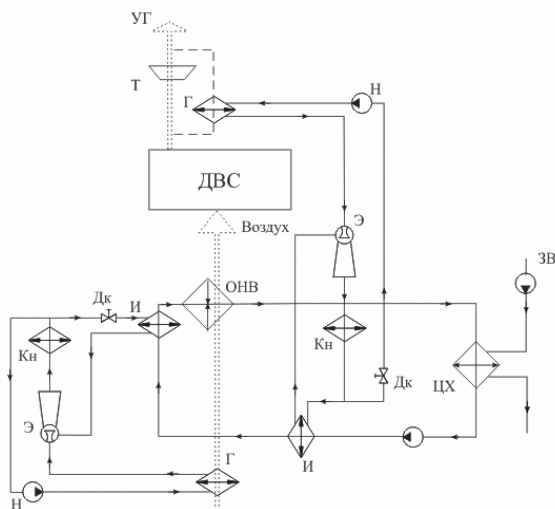


Рис. 5. Вариант применения ЭХМ для охлаждения пресной воды контура ОНВ

УГ – уходящие газы; Т – турбина; Г – генератор; Н – насос; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Дк – дроссельный клапан; И – испаритель; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха; ЗВ – забортная вода; ЦХ – центральный холодильник

Результаты расчетов показали, что использование избыточной тепловой энергии уходящих газов и наддувочного воздуха в ЭХМ обеспечивает снижение температуры наддувочного воздуха на 20...35 °С (по сравнению с водяным охлаждением) и соответственно повышение КПД МОД примерно на 2 %.

Следует отметить, что достоверность результатов расчета резерва мощности ТК и справедливость предложенного принципа реализации избыточной энергии уходящих газов (схемы на рис. 4 и 5) подтверждаются концепцией и практикой эксплуатации турбокомпаундных систем (ТКС) утилизации энергии уходящих газов судовых МОД ведущих дизелестроительных фирм "МАН – Бурмейстер и Вайн" и "Вярсила Нью Зульцер" [3, 4]. В таких ТКС резерв мощности ТК, а следовательно, и избыточная энергия уходящих газов, реализуются в дополнительной (к основной утилизационной турбине наддувочного ТК) утилизационной газовой турбине, устанавливаемой на обводной линии основной утилизационной газовой турбины ТК, расход газов через которую составляет 10...15 % от общего их количества, поступающего из выпускного ресивера. Практически такое же значение избытка мощности турбины, $\Delta N_{\text{ТК}} = 8...15 \%$, получено нами в интервале температур $t_{\text{ов}} = 45...10 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 1).

Выводы

1. Применение ЭХМ, использующей теплоту наддувочного воздуха после ТК и теплоту уходящих газов для охлаждения наддувочного воздуха, обеспечивает дополнительное снижение температуры наддувочного воздуха на 20...35 °С (по сравнению с водяным охлаждением) и соответственно повышение КПД МОД примерно на 2 %.

2. Предложены схемные решения систем охлаждения наддувочного воздуха судовых ДВС на базе ЭХМ.

Список литературы:

1. Zinner K., Reinloin H. Thermodynamische Untersuchung über die Anwendbarkeit der Turbokühlung bei aufgeladenen vierfakt / K. Zinner, H. Reinloin // *Dieselmotoren*, "MTZ". – 1964. – Nr. 5. – S. 188–195.
2. Sulzer RTA-U. Engine selection and project manual. 25.28.07.40 – Issue XII.98 – Rev. 0 – [электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.wartsila.com/Wartsila/global/docs/en/ship_power/media_publications/brochures/project_guides/rta72u_b.pdf.
3. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission [электронный ресурс] // MAN B&W Diesel A/S Copenhagen, Denmark, 2005. – Режим доступа: <http://www.mandiesel.com/files/news/files0505/P3339161.pdf>.
4. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation [электронный ресурс]: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005. – Режим доступа: http://www.mandiesel.com/files/news/files0762/5510-0005.00pr_low.pdf.

УДК 621.433:662.767.2

И.П. Васильев, канд. техн. наук

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ УЩЕРБА, НАНОСИМОГО ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ДВС ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА МЕТАНА

Постановка проблемы

Одной из проблем человечества является изменение климата, которое, предположительно, вызвано увеличением выбросов парниковых газов. Это чревато увеличением засушливых периодов, затоплением прибрежных территорий, что ведет к снижению урожаев. Есть предположение, что роль парниковых выбросов, которые образуются в результате деятельности человека, является определяющей. Некоторые исследователи считают, что на фоне выбросов от вулканов и других природных источников составляющая вредных выбросов человечества незначительная, а потепления и похолодания вызваны определенными циклами, которые не зависят от деятельности человека. Но существует гипотеза, согласно которой в период нестабильности выбросы от деятельности человека являются резонансным фактором и могут провоцировать изменения климата [1].

Но очевидно то, что чем меньше будет вредное воздействие от деятельности человека, тем лучше это будет для планеты.

В настоящее время интенсивно ведется использование метана, который является невозобновляемым энергоносителем, находящимся в подземных слоях земного шара. Он широко используется в промышленности и как топливо для автомобильного транспорта [2]. Это объясняется его доступностью и относительно низкой стоимостью. Но использование новых топлив должно сопровождаться анализом их вредного воздействия на окружающую среду. Выявлено, что за последние 250 лет выбросы в атмосферу CO_2 увеличились на 35%, а метана на 20% [3].

Метан является парниковым газом и его утечки во время заправки транспортных средств и несгоревший метан, поступающий в атмосферу из цилиндра двигателя, приводят к усилению парникового эффекта на планете [4].

В свете этого возникает необходимость в разработке методики определения вредного воздействия отработавших газов двигателя при работе на метане и оценке мероприятий по снижению содержания метана, как в цилиндре двигателя, так и в системе нейтрализации отработавших газов.

Использование метана различного происхождения

В настоящее время используются два вида метана – подземного происхождения и органического, например, из биогаза. В первом случае происходит добыча углеродосодержащего вещества и его сжигание, что приводит к увеличению содержания парниковых газов. Во втором случае наблюдается сохранение баланса по углероду. Рис.1 демонстрирует этот процесс. После выращивания сельскохозяйственных культур по определенному севообороту [5] они идут на корм скоту, а затем остатки жизнедеятельности и биомасса закладывается в биореакторы, в которых получают биогаз, горючим компонентом, которого является в основном метан.

Он используется как топливо, а CO_2 , образовавшийся в процессе сгорания, поглощается растениями на полях. Это обеспечивает кругооборот углерода в природе. Только несгоревший метан может оказывать парниковое воздействие, что требует применения мероприятий по его уменьшению.

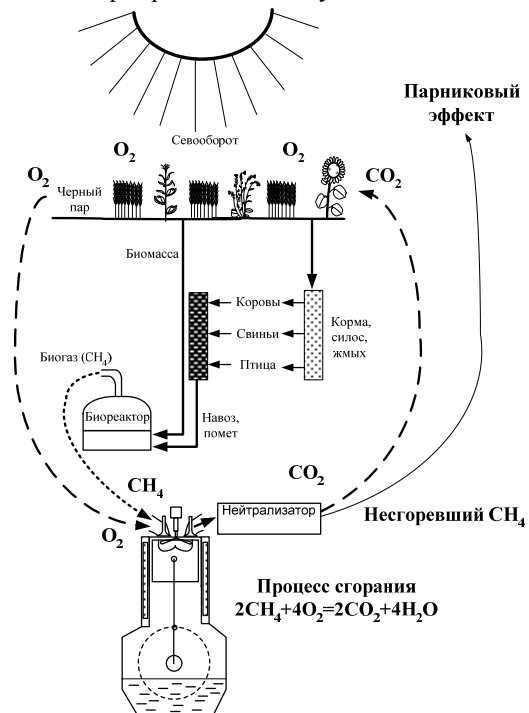
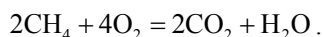


Рис.1. Схема баланса углерода при использовании биогаза

Одним из таких способов является сгорание метана, которое происходит по реакции:



Согласно приведенному уравнению, при сжигании из 32 т CH_4 образуется 88 т CO_2 . Исходя из того, что вредное воздействие CO_2 в 23 раза меньше, чем CH_4 , то вредное воздействие CH_4 после сжигания снижается в 8,4 раз.

При этом следует отметить, что метан относится к одному из трудно окисляемых углеводородов [6]. Для его окисления необходимо использование специальных катализаторов.

Другим парниковым газом, который может образовываться в камере сгорания дизеля является закись азота (N_2O). В работе [7] отмечается, что одним из способов образования оксидов азот является механизм « N_2O », согласно которому в бедных смесях при низких температурах на этот механизм приходится до 40% образования оксидов азота. Следует предположить, что в отработавших газах будет находиться и непрореагировавшая N_2O .

Уже существуют методики раздельного определения N_2O и NO [8, 9]. Вследствие этого возникает необходимость учета воздействия указанных парниковых газов.

Методика расчета ущерба

При решении вопроса об анализе использования альтернативных топлив необходима комплексная оценка, отнесенная к единице мощности за единицу времени [10].

Она должна учитывать стоимость топлива, экологического ущерба от вредных выбросов и выбросов парниковых газов. Уже существуют методики оценки вредного воздействия отработавших газов, но они не учитывают особенности эксплуатации двигателя при работе на метане [11].

В отработавших газах двигателя при работе на метане наряду с традиционными вредными веществами (оксидами азота, CO , CH и дизельными частицами) присутствуют и парниковые газы (CO_2 , CH_4 и N_2O). При этом следует отметить, что если CO_2 оказывает только парниковое воздействие, то CH_4 и N_2O оказывают ущерб и как парниковые газы и как вредные вещества. Для метана существует предельно-допустимая концентрация в воздухе рабочей зоны, которая составляет 7000 мг/м^3 . Также существуют нормы на выбросы метана при работе двигателя на метане, которые согласно требованию «Евро-5» не должны превышать $1,1 \text{ г/(кВт ч)}$.

Разделение этих воздействий является предметом дальнейших исследований. На данный момент времени предлагается учитывать эти воздействия по формуле:

$$C_{\Sigma} = C_1 + C_{\text{ВВ}}^{\Sigma} + C_{\text{парн}}^{\Sigma},$$

где C_1 – стоимость топлива, которая определяется как произведение массового расхода топлива на стоимость 1 кг топлива (грн/(кВт ч)); $C_{\text{ВВ}}^{\Sigma}$ – суммарный ущерб от выделения вредных веществ с отработавшими газами (NO_x , CO , CH , CH_4 , N_2O , дизельных частиц), которые определяются с учетом массового выброса и показателей агрессивности (грн/(кВт ч)); $C_{\text{парн}}^{\Sigma}$ – суммарный парниковый ущерб от отработавших газов (CO_2 , CH_4 и N_2O) (грн/(кВт ч)).

Расчет показателя $C_{\text{ВВ}}^{\Sigma}$ производится по формуле, приведенной в работе [4]:

$$C_{\text{ВВ}}^{\Sigma} = \delta \sum_{i=1}^{i=n} (A_i \cdot K_i \cdot C_i) \cdot V_{\text{ог}} \cdot 10^{-6} / N_e,$$

где δ – размерный коэффициент, служащий для перевода бальной оценки ущерба в стоимостную и принимается равной стоимости топлива;

A_i – коэффициент агрессивности i -того компонента; K_i – коэффициент пересчета объемной концентрации в массовую i -того компонента; C_i – объемная концентрация i -того компонента, %; $V_{\text{ог}}$ – расход отработавших газов, приведенный к нормальным условиям, л/ч; N_e – мощность двигателя, кВт;

Для расчета $C_{\text{парн}}^{\Sigma}$ необходимо определить цену единицы CO_2 . По разным источникам она в разные годы колебалась от 1 до 100 долларов за 1 тонну [2, 12]. Сейчас она составляет около 7 евро/т [2].

В табл. приведены индексы относительной агрессивности этих веществ и цена.

Таблица. Показатели относительной агрессивности и цена CO_2 , CH_4 и N_2O как парниковых газов

Парниковые газы	Показатель агрессивности	Цена, евро/т	Цена, грн/кг
CO_2	1	7	0,07
CH_4	23	161	1,61
N_2O	296	2072	20,72

Расчет показателя $C_{\text{парн}}^{\Sigma}$, учитывающего ущерб от парниковых газов, в частности CO_2 , CH_4 , N_2O , производится по формуле:

$$C_{\text{парн}}^{\Sigma} = C_{\text{парн}}^{\text{CO}_2} + C_{\text{парн}}^{\text{N}_2\text{O}} + C_{\text{парн}}^{\text{CH}_4},$$

где $C_{\text{парн}}^{\text{CO}_2}$ – ущерб от парникового газа CO_2 (грн/(кВт ч)); $C_{\text{парн}}^{\text{N}_2\text{O}}$ – ущерб от N_2O , как парникового газа (грн/(кВт ч)); $C_{\text{парн}}^{\text{CH}_4}$ – ущерб от CH_4 , как парникового газа (грн/(кВт ч)).

В общем виде расчет производится по формуле:

$$C_{\text{парн}}^i = C_i \cdot K_i \cdot V_{\text{ог}} \cdot C_i / N_e,$$

где C_i – объемная концентрация i -го компонента в отработавшем газе, % об.; K_i – коэффициент пересчета объемной концентрации в массовую; $V_{\text{ог}}$ – расход отработавших газов, приведенный к нормальным условиям, л/ч; N_e – мощность двигателя, кВт; C_i – цена i -того компонента (грн/кг).

Данная методика позволяет оценивать ущерб с учетом всех составляющих отработавших газов в том числе и парниковых.

Пути уменьшения выбросов метана с отработавшими газами

Учитывая, что вредное воздействие от метана в 23 раза выше, чем от CO_2 , необходимо предусмотреть мероприятия по его снижению. Одним из таких путей является качественное сжигание в цилиндре и дожигание в системах нейтрализации метана. Для этого возможно использовать внутрицилиндровый катализ [13].

Более простой способ – это применение специальной ступени катализатора в нейтрализаторе. В качестве катализаторов окисления метана возможно использовать платину, палладий. Но из-за дефицита благородных металлов следует отдавать предпочтение катализаторам из неблагородных металлов.

Заключение

При эксплуатации двигателя с использованием метана необходимо учитывать не только ущерб от традиционных вредных составляющих отработавших газов, но и вредное воздействие парниковых газов, а именно, CO_2 , CH_4 и N_2O . Метан из биогаза не оказывает парникового воздействия, поскольку углерод метана после окисления в CO_2 поглощается растениями на полях. Исключение составляет несгоревший метан, который не окислился в нейтрализаторе. Одним из способов снижения концентрации этого газа является внутрицилиндровый катализ или более доступный способ – использование специальных ступеней окисления метана в нейтрализаторах.

Список литературы:

- 1 Терез Э. И. Глобальное потепление – миф или реальность? [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.news2000.org.ua/c/31904>.
- 2 Гайворонский А. И. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях / А. И. Гайворонский, В. А. Марков., Ю. В. Илатовский. – М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. – 480 с.
- 3 Нефть России: Настоящее и будущее. IV Международный нефтяной форум, 16-17 ноября 2006 [Электронный ресурс] / Нефтяное обозрение = oilru.com. М., OILRU. RU, 2006.- Режим доступа: WWW.URL:«Нефть России» <http://www.oilru.com/> - 17.11.2006.
- 4 Екологія автомобільних двигунів внутрішнього згорання: навчальний посібник / В. О. Звонов, Л. С. Заїраєв, В. І. Черних, А. В. Козлов; під ред. В. О. Звонова. – Луганськ: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2004. – 268 с.
- 5 Васильев И. П. Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля: монография / И. П. Васильев. – Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2009. – 240 с.
- 6 Терещенко А. Д. Каталитическое сжигание как способ предотвращения образования оксидов азота / А. Д. Терещенко, Т. А. Леванюк, И. Н. Карп, В. И. Избаи, В. Г. Соляник, В. Н. Коломеев, Б. И. Педько, А. А. Шамрай // Тезисы докладов III украинской научно-технической конференции по катализу «Укркатализ III». – Славяногорск, 7–10 октября 2002 г. – Северодонецк. – 2002. – С. 142 – 144.
- 7 Звонов В. А. Исследование механизмов образования оксидов азота в условиях камеры сгорания / В. А. Звонов, М. П. Гиринович // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 1. – С. 29 – 33.
- 8 Ткаченко Г.В. Хроматографическое раздельное определение закиси азота, азота и окиси азота и их смеси / Г.В. Ткаченко, С.И. Кричмор, В.Е. Степаненко // Азотная промышленность: Техн.-эконом. информация. – М.: ГИАП, 1972. – №1. – С. 32 – 35.
- 9 Близнюк О. Н. Эмиссия N_2O в атмосферу и уменьшение выбросов оксида азота (I) в азотнокислых установках / О. Н. Близнюк, А. С. Савенков, Л. Н. Ратушная // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2008. – № 5. – С. 65 – 68.
- 10 Парсаданов І. В. Наукові основи комплексного поліпшення показників паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів дизелів вантажних автомобілів і сільськогосподарських машин: автореф. д-ра техн. наук: 05.05.03 / І. В. Парсаданов – Харків: Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2003. – 37 с.
- 11 Крайнюк А. И. Комплексная оценка эффективности использования топлив растительного происхождения в дизелях / А. И. Крайнюк, И. П. Васильев // Двигатели внутреннего сгорания, 2007. – № 2. – С. 77–81.
- 12 Паніхава Е. С. Перспективи використання біомаси в енергетиці Росії і експорті палива / Е. С. Паніхава, В. А. Пожарнов // Мала енергетика. – 2005. – № 1 – 2. – С. 74 – 72.
- 13 Васильев И. П. Внутрицилиндровый катализ в дизелях / И. П. Васильев, О. В. Ключ. – Калининград: Калининградский государственный технический университет, 2008. – 133 с.
- 14 Патент 35497 А Україна, МКІ F 02 В 75/10, F 23 С 1/08. Спосіб зниження концентрації метану у шаттних виробтках / Васильєв І. П., Зотов О. В., Злобін В. М., Васильєв В. І.; заявник і патентовласник Східноукраїнський державний університет (UA). – № 99105744; заяв. 19.10.99; опубл. 15.03.01, Бюл. 2.

И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, А.П. Поливянчук, канд. техн. наук

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ГАЛЬВАНОПЛАЗМЕННОГО ПОКРЫТИЯ ПОРШНЯ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ НА ВЫБРОСЫ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ

Введение

Наряду с известными мероприятиями по повышению экологической чистоты ДВС (совершенствование рабочих процессов, применение нейтрализаторов и альтернативных топлив и др.) продолжается поиск новых научно-технических решений. Одним из таких решений является нанесение гальваноплазменных покрытий на стенки поршня и камеры сгорания в двигателе. Как показали результаты исследований, проведенных в НТУ «ХПИ», применение данных покрытий позволяет улучшить как технико-экономические, так и экологические показатели дизелей. В работе приведены результаты исследований по установлению влияния гальваноплазменных покрытий на массовый выброс твердых частиц (ТЧ) – вещества, занимающего 2-е место (после оксидов азота) по вкладу в суммарную токсичность отработавших газов (ОГ) дизеля [1].

Постановка задачи

Целью работы являлось сравнение массовых и среднеэксплуатационных удельных выбросов ТЧ автотракторного дизеля 4ЧН12/14, измеренных в процессе исследований поршней без покрытия и с толщиной гальваноплазменного покрытия Δ_n – 0,12 и 0,24 мм. Покрытию подвергались: днище поршня, боковая (до верхнего компрессионного кольца) поверхность поршня и поверхность камеры сгорания (КС) в поршне.

Для достижения указанной цели решены следующие задачи:

1. Разработка методики оценки влияния гальваноплазменных покрытий на выбросы ТЧ с ОГ дизеля.
2. Измерение массовых и удельных выбросов ТЧ с тремя вариантами поршней.
3. Обработка измеренных данных и анализ полученных результатов.

Методика оценки влияния гальваноплазменных покрытий на выбросы ТЧ с ОГ дизеля

Предложенная методика позволяет оценивать влияние гальваноплазменного покрытия на выбросы

ТЧ, содержащихся в ОГ дизелей. Методикой предусматривается:

а) измерение массовых выбросов ТЧ с ОГ дизеля – PT_m (г/ч) в процессе цикла испытаний; при этом каждый цикл состоит из 12-ти контрольных режимов 2-факторного плана 3×4 с 3-мя уровнями варьирования частоты вращения коленчатого вала дизеля – n : 1000, 1500 и 2000 мин^{-1} и 4-мя уровнями варьирования нагрузки на вал двигателя – L : 25, 50, 75 и 100% (L – % от максимального значения крутящего момента при текущем n); для контроля массовых выбросов ТЧ использовался экспериментальный образец измерительного комплекса с микротуннелем [2], средняя погрешность измерений которого составила $\pm 10\%$;

б) определение аппроксимирующих зависимостей в виде полинома 2-го порядка, описывающих влияние параметров n и L на величину PT_m (в соответствии с методикой, изложенной в работе [3]):

$$PT_{m(j)}(n, L) = A_{0(j)} + A_{1(j)} \cdot n + A_{2(j)} \cdot L + A_{11(j)} \cdot n^2 + A_{22(j)} \cdot L^2 + A_{12(j)} \cdot n \cdot L$$

где j – индекс варианта исследований, зависящего от наличия покрытия и его толщины; $A_{0(j)}$, $A_{1(j)}$, $A_{2(j)}$, $A_{11(j)}$, $A_{22(j)}$, $A_{12(j)}$ – коэффициенты аппроксимирующей зависимости для j -го варианта;

в) построение и анализ зависимостей, характеризующих влияние толщины гальваноплазменного покрытия на массовый выброс ТЧ на различных режимах работы дизеля:

$$\Delta PT_{m(j)}(n, L) = PT_{m(1)}(n, L) - PT_{m(j)}(n, L); j \neq 1;$$

$$\delta PT_{m(j)}(n, L) = \frac{\Delta PT_{m(j)}(n, L)}{PT_{m(1)}(n, L)} \cdot 100\%; j \neq 1;$$

г) вычисление удельных выбросов ТЧ – PT (г/кВт*ч) – среднеэксплуатационных показателей, учитывающих вклад отдельных режимов работы дизеля в его суммарную токсичность; величина PT вычислялась для условий эксплуатации автомобильного дизеля (по результатам выполнения 13-ступенчатого цикла R-49-02) и тракторного дизеля (по результатам выполнения 8-ступенчатого цикла R-96):

$$PT_{(j)} = \frac{\sum_{i=1}^k PT_{m(j)i} \cdot WF_i}{\sum_{i=1}^k P_{e(j)i} \cdot WF_i},$$

где i – индекс режима испытаний; k – количество режимов, равное 13 для цикла R-49 и 8 для цикла R-96; $PT_{m(j)i}$ и $P_{e(j)i}$ – массовый выброс и эффективная мощность дизеля на i -м режиме; WF_i – весовой фактор i -го режима;

д) определение и анализ относительных отклонений удельных выбросов ТЧ $PT_{(2)}$ и $PT_{(3)}$ от значения $PT_{(1)}$:

$$\delta PT_{(j)} = \frac{PT_{(1)} - PT_{(j)}}{PT_{(1)}} \cdot 100\%; j \neq 1. \quad (5)$$

Результаты исследований и их анализ

В соответствии с изложенной методикой проведено измерение массовых выбросов ТЧ с ОГ дизеля 4ЧН12/14 при исследовании поршней без покрытия (1-й вариант), с толщиной гальваноплазменного покрытия $\Delta_n = 0,12$ мм (2-й вариант) с $\Delta_n = 0,24$ мм (3-й вариант) (рис. 1). По результатам исследований определены коэффициенты аппроксимирующих зависимостей (1), а также значения абсолютных и относительных среднеквадратических отклонений (СКО) расчетных и экспериментальных данных (табл. 1).

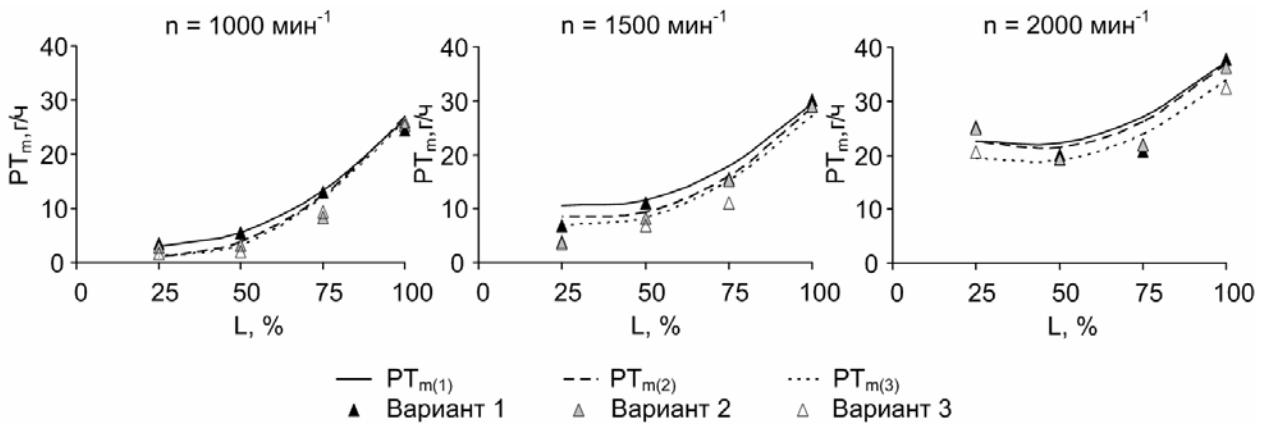


Рис 1. Экспериментальные данные и аппроксимирующие зависимости, полученные при исследовании дизеля 4ЧН12/14 с различной толщиной покрытия: вариант 1 – без покрытия; вариант 2 - $\Delta_n = 0,12$ мм; вариант 3 - $\Delta_n = 0,24$ мм

Таблица 1. Результаты вычислений коэффициентов аппроксимирующих зависимостей (1) и значений СКО

Вариант исследований	Коэффициенты аппроксимирующей зависимости						СКО	
	A_0	A_1	A_2	A_{11}	A_{22}	A_{12}	абс, г/ч	отн, %
1	2,033	-0,0055	-0,1056	9,27E-6	0,0042	-1,1E-4	2,02	11,3
2	4,645	-0,0136	-0,0829	1,30E-5	0,0047	-1,6E-4	2,22	12,4
3	1,088	-0,0108	-0,022	1,14E-5	0,0042	-1,6E-4	1,84	10,3

Как показали вычисления - значения относительных СКО (10,3...12,4 %) сопоставимы со средней погрешностью эксперимента, что свидетельствует об удовлетворительной точности аппроксимирующих зависимостей.

На рис. 2 приведены зависимости (2) и (3), анализ которых показывает, что в результате применения гальваноплазменных покрытий массовые выбросы ТЧ снижаются. Значения PT_m уменьшились в среднем:

- при $n = 1000, \text{ мин}^{-1}$: на 25 % при $\Delta_n = 0,12$ мм и на 28 % при $\Delta_n = 0,24$ мм.;
- при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$: на 12% при $\Delta_n = 0,12$ мм и на 21% при $\Delta_n = 0,24$ мм.;
- при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$: на 2 % при $\Delta_n = 0,12$ мм и на 12 % при $\Delta_n = 0,24$ мм..

С увеличением нагрузки от 25 до 100% значения относительных отклонений $\delta PT_{m(2)}$ и $\delta PT_{m(3)}$ уменьшаются на всех уровнях варьирования числа оборотов (за исключением диапазона $L = 25...50\%$ при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$).

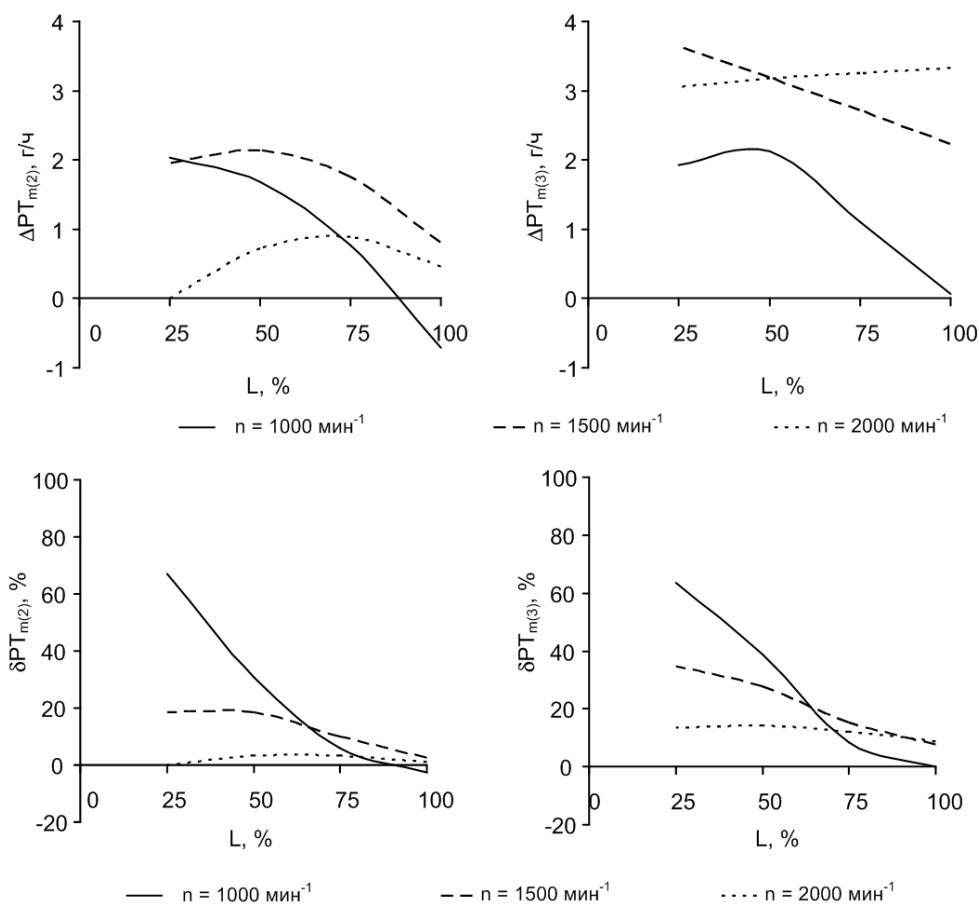


Рис. 2. Абсолютные и относительные изменения массовых выбросов ТЧ в результате использования гальваноплазменных покрытий

Результаты вычислений среднеэксплуатационных удельных выбросов ТЧ (табл. 2, рис. 3) показывают, что использование гальваноплазменных покрытий приводит к снижению показателей РТ:

- при испытаниях дизеля по автомобильному

циклу R-49 – на 7,8 % при $\Delta_n = 0,2$ мм и на 16,8 % при $\Delta_n = 0,4$ мм;

- при испытаниях дизеля по тракторному циклу R-96 – на 5,6 % при $\Delta_n = 0,2$ мм и на 12,1 % при $\Delta_n = 0,4$ мм.

Таблица 2. Результаты испытаний, используемые для вычисления удельных выбросов ТЧ, определяемых по циклам R-49 и R-96

Испытательный цикл				Параметры режима			Измеренные массовые выбросы ТЧ - РТ _м , г/ч		
автомобильный R-49		тракторный R-96		n, мин ⁻¹	L, %	N _e , кВт	вар-т 1	вар-т 2	вар-т 3
№ _{реж.}	WF	№ _{реж.}	WF						
1,7,13	0,083	8	0,15	850	-	-	4,09*	2,46*	1,16*
2	0,08	-	-	1500	10	8,50	12,37*	10,80*	8,47*
3	0,08	-	-	1500	25	21,25	6,88	3,85	3,59
4	0,08	7	0,1	1500	50	42,51	11,07	8,14	6,82
5	0,08	6	0,1	1500	75	63,78	15,61	15,26	10,97
6	0,25	5	0,1	1500	100	85,01	30,10	29,20	28,90
8	0,10	1	0,15	2000	100	100,1	37,82	40,39	26,44
9	0,02	2	0,15	2000	75	75,08	20,82	21,97	21,85
10	0,02	3	0,15	2000	50	50,05	20,06	19,28	19,43
11	0,02	-	-	2000	25	25,3	25,32	24,89	20,58
12	0,02	4	0,1	2000	10	10,01	25,30*	25,99*	22,31*

Примечание. * Значения, полученные расчетным путем с использованием аппроксимирующих зависимостей (1).

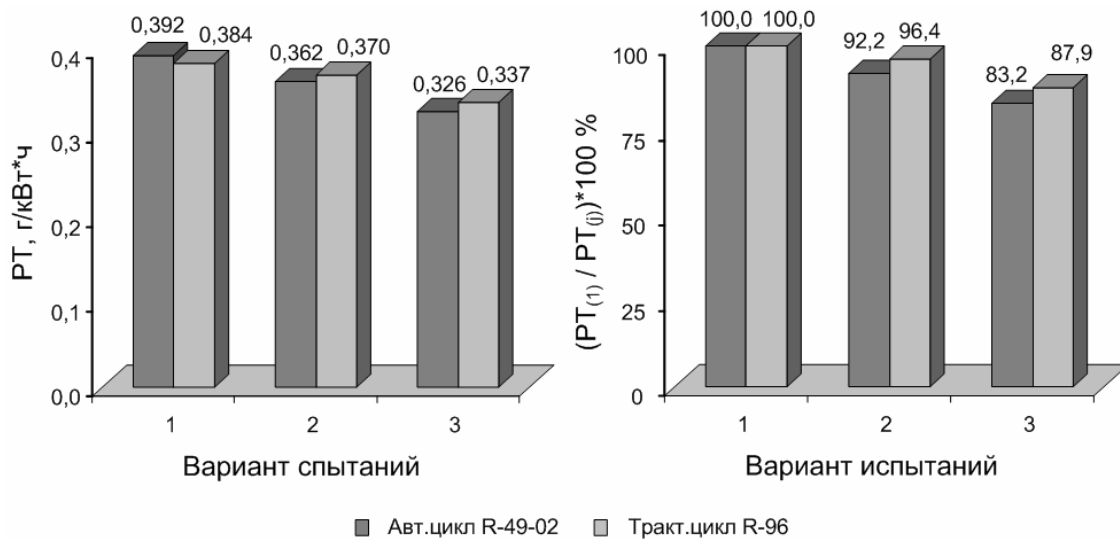


Рис. 3. Абсолютные и относительные значения удельных выбросов ТЧ дизелем 4ЧН12/14, измеренные по циклам R-49-02 и R-96

Таким образом, с увеличением толщины покрытия от 0,2 до 0,4 мм величина δPT возрастает в 2,1 раза.

Выводы

1. Применение гальваноплазменных покрытий днища поршня, поверхности КС в поршне и боковой поверхности поршня до 1-го компрессионного кольца автотракторного дизеля 4ЧН12/14 приводит к снижению массовых выбросов ТЧ с ОГ среднем на 19 % при $\Delta_{п} = 0,12$ мм и на 30 % при $\Delta_{п} = 0,24$ мм.

2. Применение гальваноплазменных покрытий позволяет уменьшить среднеэксплуатационные удельные выбросы ТЧ дизеля: при испытаниях его по 13-ступенчатому циклу R-49-02 – на 7,8 % при $\Delta_{п} = 0,12$ мм и на 16,8 % при $\Delta_{п} = 0,24$ мм; при испы-

таниях его по 8-ступенчатому циклу R-96 – на 5,6 % при $\Delta_{п} = 0,12$ мм и на 12,1 % при $\Delta_{п} = 0,24$ мм.

Список литературы:

1. Поливянчук А.П. Исследование степени токсичности вредных веществ, выбросы которых нормируются европейскими экологическими стандартами / А.П. Поливянчук, Е.Ю. Щепак, Е.Ю. Титова // Сб. научн. трудов Национального технического ун-та „ХПИ”. – 2007. - №2. – С. 112-115.
2. Звонов В.А. Оценка выбросов твердых частиц с отработавшими газами автотракторного дизеля / В.А. Звонов, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, А.П. Поливянчук // Двигатели внутреннего сгорания.- 2006. – № 2 – С. 64–67.
3. Рафалес-Ламарка Э.Э. Инструкция по планированию эксперимента / Э.Э. Рафалес-Ламарка. – Луганск: Укр. проектно-констр. и научно-исслед. ин-т «УкрНИИуглеобогащение», 1969. – 126 с.

УДК 621.74

В.И. Алехин, асп., А.В. Белогуб, канд. техн. наук, А.П. Марченко, д-р техн. наук, О.В. Акимов, канд. техн. наук.

КОМПЬЮТЕРНО-ИНТЕГРИРОВАННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЛИТЕЙНЫХ ПРОЦЕССОВ В АВТОМОБИЛЬНЫХ ПОРШНЯХ НА ОСНОВЕ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ДВС

Введение. Поршень – одна из ответственных деталей цилиндропоршневой группы ДВС. Он подвергается воздействию тепла от сгорания топлива, давлению на поверхность камеры сгорания от рабочего тела в камере сгорания и пальца на бобышки, трению о кольца и зеркало цилиндра, инерционных сил в процессе возвратно-поступательного движения. В связи с этим конструкция поршня и технология его изготовления должны обеспечивать достаточную жаростойкость, выдерживающую температуры в камере сгорания, высокую механическую прочность и малый коэффициент трения в сопрягаемых парах (цилиндр, палец, кольца) для минимизации потерь трения. Поршень должен быть легким и прочным, обладать высокой износостойкостью рабочих поверхностей, должен как можно меньше нагружать кривошипно-шатунный механизм инерционными силами. Как правило, в двигателях для автомобилей используются литые поршни, которые изготавливают специализированные фирмы, а не сами автопроизводители. Наиболее известными производителями поршней являются: немецкие MANLE, KOLBENSCHMIDT, NURAL, английская AE, американская SEALED POWER. В Украине наиболее известным предприятием, специализирующимся на производстве поршней, является ОАО «АВТРАМАТ» (Харьковский завод «ПОРШЕНЬ»).

Известные западные производители достаточно длительное время при проектировании, технологической подготовке и производстве поршней используют компьютерные технологии. Отечественные производители поршней начали использовать компьютерно-интегрированные технологии для решения научных и производственных задач сравнительно недавно [1,2]. В настоящем исследовании мы остановимся на моделировании процесса образования дефектов в отливке при кристаллизации и возможного влияния их на работоспособность поршней.

Сам поршень для простоты анализа результатов моделирования можно разбить на такие конструктивные элементы: головка, включающая днище и

область канавок под поршневые кольца; юбка, направляющая поршень в цилиндре, и бобышки с отверстиями под пальцевые отверстия. Каждая из обозначенных частей нагружена по-своему (рис.1). Из рисунка видно, что максимальные напряжения наблюдаются в нижней части юбки и в месте опирания поршневого пальца на бобышку. В показанном примере (режим максимального момента, 10^0 п.к.в. после ВМТ такта «рабочий ход», максимальная температура на донце в зоне выпускного клапана – 310°C , минимальная – 120°C – в нижней части юбки) они составляют около 120 МПа. Напряжения в днище поршня составляют 35-40 МПа. Поскольку предельные напряжения для алюминиевых поршневых сплавов существенно зависят от температуры, то в первом приближении можно считать запасы прочности по днищу, юбке и пальцу близкими. В области канавок под поршневые кольца напряжения, связанные с температурным и силовым внешним воздействием не значительны. Канавки подвергаются износу в результате взаимного перемещения поршень-кольцо. Любые дефекты, в том числе и литейные, в местах максимальных напряжений неизбежно приведут к сокращению ресурса. Наличие их в ненагруженных местах требует более тщательного рассмотрения. Требования к качеству литья, как правило, оговорены технической документацией (чертежом) на поршень и заготовку (отливку).

Постановка задачи и моделирование. В данной статье рассматривается решение проблем по обеспечению качества литых деталей ДВС сложной геометрической конфигурации. В соответствии с этим необходимо поставить и выполнить следующие задачи:

- Моделирование литейных процессов, протекающих при изготовлении алюминиевых автомобильных поршней;
- Анализ процесса кристаллизации отливки;
- Выявление мест возможного образования дефектов усадочного характера.

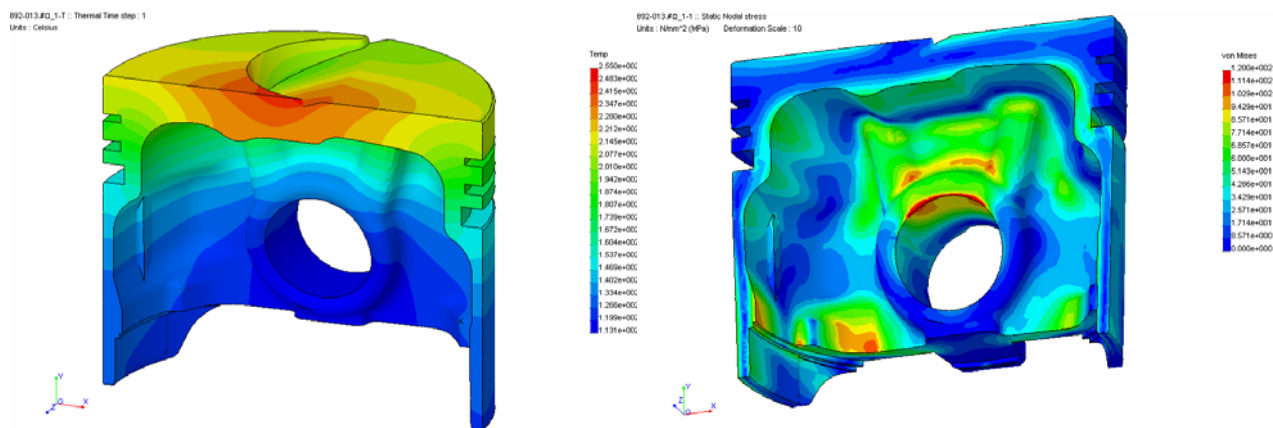
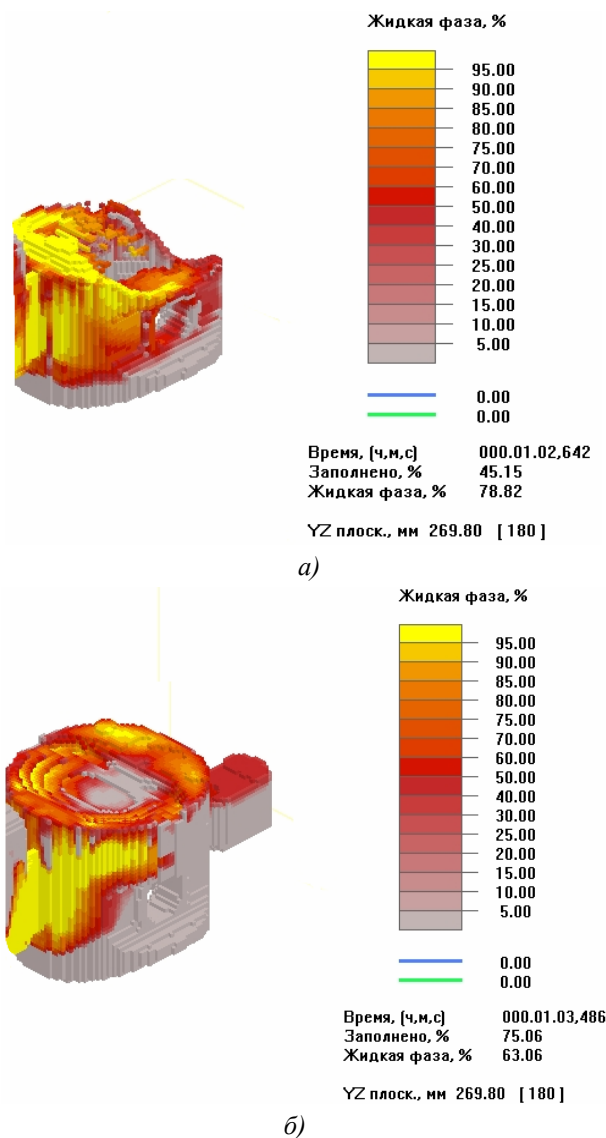


Рис.1. Поле температур (а) и напряжений (б) от тепловых и силовых нагрузок современного автомобильного поршня

Инструментарием для автоматизированного моделирования литейных процессов была выбрана программа LVM Flow [3,4].

Для постановки задачи была создана конечно – разностная модель поршня и металлической оснастки с такими данными: размер ячейки – 1,3 мм; количество ячеек – 3 563 430 шт.; материал отливки поршня – АК12М2MгН ГОСТ 1583-93 (ДСТУ 2839-94); на формообразующие части кокиля нанесена кокильная краска толщиной – 0,2мм и теплопроводностью 190 Вт/м·К; предварительный разогрев формообразующих частей кокиля до $t=250\div 280$ °С; центральный стержень и стержни, формирующие отверстия под палец имеют водяное охлаждение, температура воды – 20 °С; литниковая система представляет собой систему «расширяющегося» типа, обеспечивая тем самым плавное и достаточно быстрое заполнение формы металлом; температура металла перед заливкой составляет – 710 °С; общее время одного цикла составляет – 62 сек.

С учетом исходных данных, представленных выше, было проведено моделирование, в результате которого выявился характер направленности кристаллизации отливки. В первую очередь охлаждалась тонкая юбка поршня (Рис. 2а), далее область пальцевых отверстий (Рис. 2б) и в последнюю очередь кристаллизовалась головка поршня (Рис. 2в). Однако проблемой является то, что интервал между полным затвердеванием юбки поршня и головки способствует неравномерности роста кристаллов в теле отливки, что приводит к потере механических и термических свойств детали.



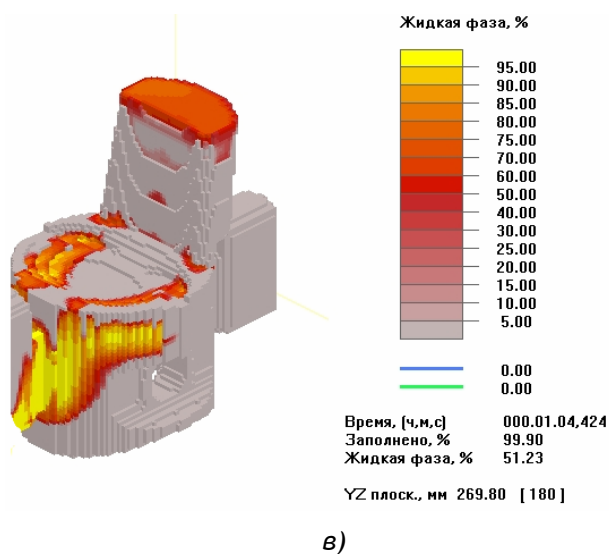


Рис.2. Общий характер направленности кристаллизации отливки (при содержании жидкой фазы 79 %, 63 %, 51 % соответственно)

Для подтверждения результатов графически, при моделировании в теле юбки и в головку поршня, были установлены виртуальные датчики, показания которых приведены на Рис.3.

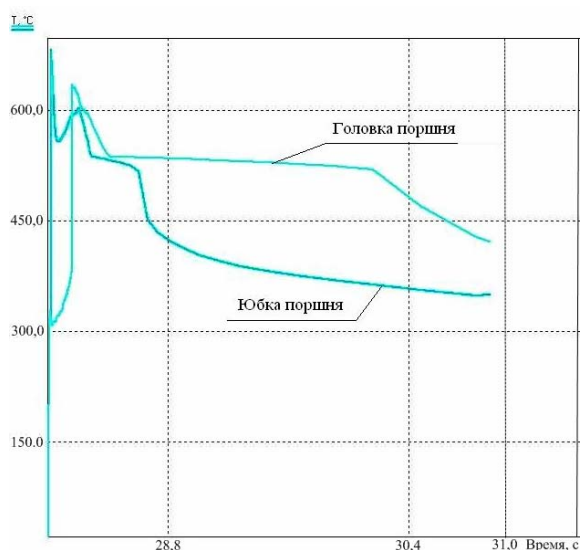


Рис.3. Показания датчиков температуры, установленных в «юбке» и головке поршня

Выявление дефектов. Известно, что направленность кристаллизации влияет на появление дефектов усадочного характера в теле литой детали, что приводит к таким последствиям, как падение прочностных характеристик, появление в процессе эксплуатации трещин в местах нахождения таких дефектов и т.д.. Графически это представлено на рис.4 а,б,в (зоны изоляции жидкой фазы), внутри уже

закристаллизовавшегося металла находится определенный объем «жидкой фазы». Наличие прибыли над массивной частью отливки не позволяет полностью исключить это явление, поэтому требуется применение иных технологических приемов.

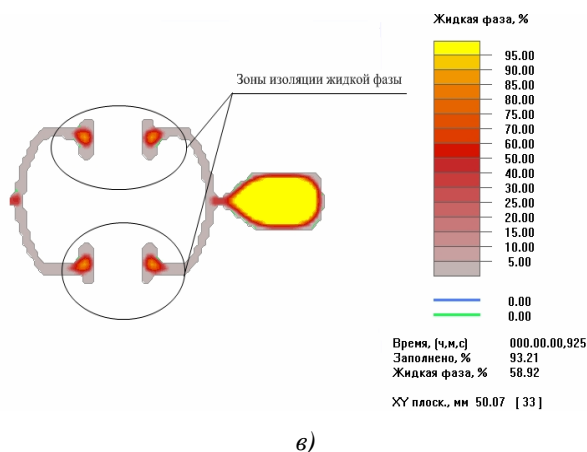
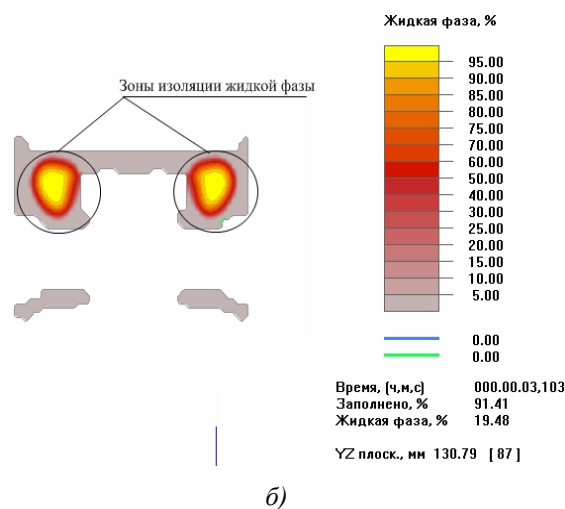
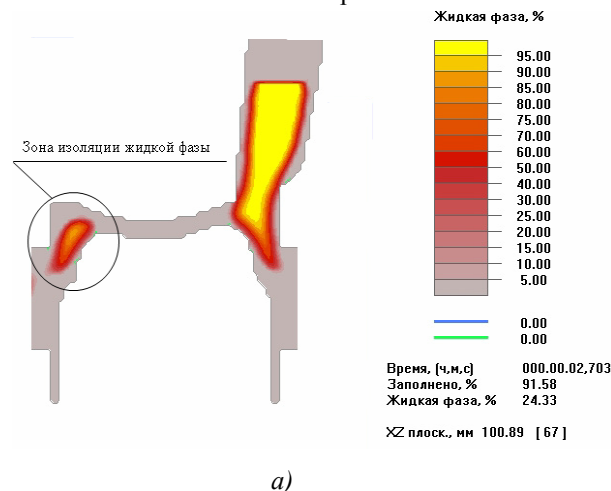


Рис. 4. Зоны изоляции жидкой фазы. а - массив юбка – днище; б - массив отверстия под палец – днище; в - массив бобышек отверстий под палец

Выявление дефектов. Известно, что направленность кристаллизации влияет на появление дефектов усадочного характера в теле литой детали, что приводит к таким последствиям, как падение прочностных характеристик, появление в процессе эксплуатации трещин в местах нахождения таких дефектов и т.д.. Графически это представлено на рис.4 а,б,в (зоны изоляции жидкой фазы), внутри уже закристаллизовавшегося металла находится определенный объем «жидкой фазы». Наличие прибыли над

массивной частью отливки не позволяет полностью исключить это явление, поэтому требуется применение иных технологических приемов.

По результатам моделирования, выполненного в среде LVM Flow, был проведен качественный анализ выявленных областей предположительного образования усадочных дефектов, обозначенных программой, который позволяет определить проблематичные места (см. рис. 5).

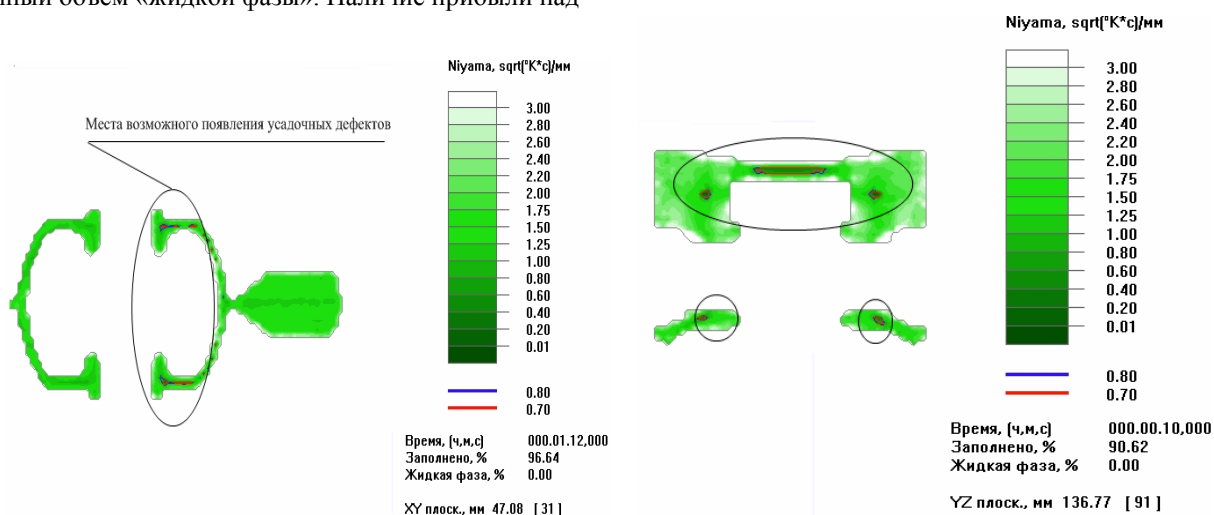


Рис.5. Места возможного появления дефектов усадочного характера

Выводы. Результаты расчетов выявили зоны гарантированного и возможного появления литейных дефектов, создав предпосылки для модернизации технологии изготовления литых алюминиевых поршней путем изменения конструкции поршня, конструкции оснастки и собственно технологических приемов. Для дальнейших работ целесообразно провести моделирование нагружения поршня с учетом возможных дефектов и провести ресурсный анализ конструкции с литейными дефектами.

Список литературы:

1. Белогуб А.В. Новые подходы к конструированию поршней / А.В. Белогуб // *Авиационно-космическая техника и*

технология. – 2000. - Вып.19. – С. 4-8. 2. Белогуб А.В. Снижение литейного брака при помощи моделирования процесса кристаллизации в системе «ПОЛИГОН» на примере поршня Д67 / А.В. Белогуб, О.А. Солоха, Е.Г. Талда, А.В. Медведев // *Аерокосмічна техніка і технологія.* – 2001.- Вып.23. – С. 243-246. 3. Андреев С.П. Оптимизация литниково-питающих систем отливок поршней / С.П.Андреев, А.Г.Щербина // *Двигатели внутреннего сгорания* – 2005. – № 2. – С.115–117. 4. Алехин В.И. Компьютерно-интегрированное моделирование литейных процессов в блоке цилиндров Daewoo Sens. / В.И. Алехин, О.В. Акимов, А.П. Марченко // *Вестник НТУ «ХПИ» «Машиноведение и САПР».* – 2008. – Вып.2. – С. 3-7. 5. Алехин В.И. Совершенствование литниковых систем для отливок цилиндрического типа из алюминиевых сплавов. / В.И. Алехин, Б.П. Таран, С.Б. Таран // *Вестник НТУ «ХПИ».* – 2006. – Вып.10. – С. 104–107.

УДК 621.431

О.К. Безюков, д-р техн. наук, В.А. Жуков, канд. техн. наук, О.В. Жукова, канд. техн. наук

ФОРМАЛИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ СТАРЕНИЯ ОХЛАЖДАЮЩИХ ЖИДКОСТЕЙ ДВС

Введение

Транспортные двигатели различного назначения (автомобильные, судовые, тепловозные) в подавляющем большинстве имеют замкнутые жидкостные системы охлаждения. Производители двигателей предъявляют к охлаждающей жидкости ряд требований: жидкость должна быть химически неагрессивной, не иметь склонности к накипеобразованию, расслоению, шламообразованию. Анализ отраслевых требований и рекомендаций заводов-изготовителей

ДВС позволил определить показатели качества охлаждающей жидкости (ОЖ) и их рекомендуемые значения (таблица 1). Требуемые параметры теплоносителя могут быть обеспечены различными методами водоподготовки, большинство из которых не целесообразно или невозможно использовать из-за ограниченности подкапотного пространства, машинного отсека или отделения, необходимости установки дополнительного оборудования и усложнения систем охлаждения.

Таблица 1. Требования, предъявляемые к охлаждающим жидкостям судовых ДВС

Требования, предъявляемые к охлаждающей жидкости	Показатели качества охлаждающей жидкости	Предельно допустимые значения
Малая химическая агрессивность	содержание сульфат-ионов (SO_4^{2-})	не более 100 мг-экв/дм ³
	содержание хлорид-ионов (Cl^-)	не более 200 мг-экв/дм ³
	содержание растворенного кислорода	—
	щелочность	—
	водородный показатель	8,5 – 9,0
Отсутствие склонности к накипеобразованию	удельная электропроводность	—
	общее солесодержание	не более 250 мг/дм ³
Отсутствие склонности к расслоению	жесткость	1,5–3,0 мг-экв/дм ³
Отсутствие вспениваемости	—	—
Способность влиять на процессы теплообмена	поверхностное натяжение	0,055 Н·м
	кинематическая вязкость	$1,20 (\text{м}^2/\text{с}) \cdot 10^{-6}$

Наиболее приемлемым и эффективным способом обеспечения требуемых эксплуатационных свойств охлаждающей жидкости является ведение присадок. Наиболее перспективными и эффективными являются комплексные многофункциональные присадки, в состав которых входят ингибиторы коррозии, поверхностно-активные вещества (ПАВ) и водо-растворимые полимеры. Наиболее распространенный ингибитор коррозии, применяемый в присадках, – силикат натрия.

Формулирование проблемы

Под действием эксплуатационных факторов происходит деструкция компонентов присадки и снижение качества охлаждающей жидкости, в связи с чем, возникает необходимость ее замены или восстановления требуемых свойств. Восстановление свойств может быть осуществлено путем дополни-

тельного введения присадок. В настоящее время отсутствуют обоснованные рекомендации по продолжительности эксплуатации охлаждающих жидкостей, содержащих присадки, и периодичности дополнительного введения в них присадок для восстановления качества теплоносителя. Такие рекомендации позволили бы, во-первых, повысить надежность систем охлаждения и двигателей в целом и, во-вторых, сократили бы эксплуатационные расходы, связанные с необоснованно ранней или поздней заменой охлаждающих жидкостей.

Для выработки рекомендаций необходимо решить следующие задачи:

- установить браковочные показатели охлаждающих жидкостей и факторы, влияющие на их изменение;

- выяснить механизм старения охлаждающих жидкостей;

- дать математическое описание процессов старения, как функцию времени и основных режимных параметров системы охлаждения;

- обоснованно назначить предельные значения браковочных показателей охлаждающих жидкостей.

Решению первой задачи посвящена работа [1].

В качестве гипотезы причин старения присадок была принята термофлуктуационная теория разрушений, предложенная академиком Журковым С.Н., и развитая научной школой, сформированной им в физико-техническом институте имени академика

Иоффе, в соответствии с которой разрушение внутренних связей происходит в результате двух основных воздействий – теплового и механического [2, 3].

С физической точки зрения следствием термомеханического воздействия, возникающего при прокачивании жидкости по системе охлаждения, является растяжение межатомных связей в молекулах веществ, входящих в раствор, межмолекулярных связей в макромолекулах полимеров и связей, удерживающих ПАВ в мицеллярных образованиях, рис. 1. Конечным результатом такого растяжения является разрыв связей. Очевидно, что в первую очередь будут разрушаться наиболее слабые связи.

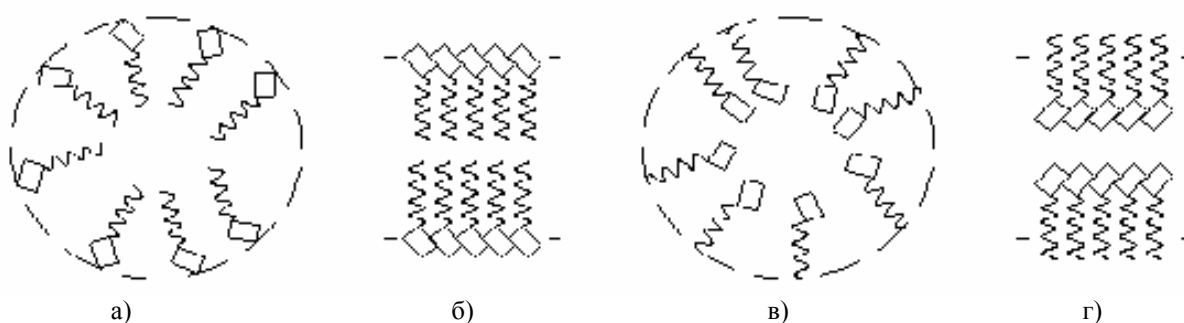


Рис. 1. Мицеллярные структуры молекул ПАВ
а, в – шарообразные мицеллы; б, г – пластинчатые мицеллы

Механическое воздействие на жидкость оказывается в результате ее прокачивания по системе, так как в системах охлаждения преобладает турбулентный режим течения, сопровождающийся интенсивным перемешиванием жидкости с пульсациями скоростей и давлений. Наряду с основным продольным перемещением жидкости наблюдаются поперечные и вращательные движения отдельных объемов жидкости. В течениях образуются многочисленные вихри различных размеров, вследствие чего их гидродинамические и термодинамические характеристики испытывают хаотические флуктуации. Наиболее интенсивно эти процессы протекают в рабочих колесах центробежных насосов, при обтекании вибрирующих поверхностей втулок цилиндров, в полостях сложной формы крышек цилиндров, в трубопроводах, а так же при пузырьковом кипении и кавитации. Поэтому в качестве внешних факторов, воздействующих на охлаждающую жидкость и приводящих к ее старению, вызванному деструкцией, содержащихся в жидкости присадок, были определены основные режимные параметры систем охлаждения ДВС. К таким параметрам отнесены температурный уровень

системы, гидравлическое сопротивление внутреннего контура системы охлаждения, время эксплуатации.

Результаты исследований

В рамках данной работы решается интерполяционная задача, в которой объектом исследований является охлаждающая жидкость судовых ДВС, содержащая многофункциональную присадку, в качестве факторов рассматриваются параметры системы охлаждения: рабочая температура жидкости T , гидравлическое сопротивление системы Δp , время эксплуатации τ и концентрация присадки c . Функциями отклика являются основные эксплуатационные свойства охлаждающей жидкости, такие как поверхностное натяжение σ (характеризующее теплофизические свойства), водородный показатель pH (характеризующий коррозионную агрессивность жидкости) и вязкость ν (характеризующая затраты мощности на прокачивание жидкости). Описанной постановке задачи соответствует схема (рис. 2).



Рис.2. Схема постановки задачи

Предложена система уравнений, представляющая собой общий вид математической модели старения охлаждающей жидкости. Математическая модель представляется в виде системы интерполяционных уравнений функций отклика

$$\begin{cases} \sigma = f_1(T, \Delta p, \tau), \\ pH = f_2(T, \Delta p, \tau), \\ \nu = f_3(T, \Delta p, \tau). \end{cases} \quad (1)$$

В качестве функции отклика выбраны параметры, характеризующие эксплуатационные свойства жидкости.

С целью подтверждения принятой гипотезы были созданы экспериментальные установки для проведения ускоренных испытаний, моделирующих термомеханические воздействия на охлаждающую жидкость в процессе эксплуатации ДВС, проведены лабораторные исследования. Объектами испытаний являлась водопроводная вода, соответствующая требованиям, предъявляемым к охлаждающим жидкостям судовых теплоэнергетических установок, и содержащая присадки в различных концентрациях, рекомендованных разработчиками присадок [3].

Для моделирования теплового воздействия необходимо осуществлять циклическое нагревание жидкости от 20 до 100°C с последующим охлаждением, что воспроизводит запуск двигателя, его прогрев, последующую остановку и охлаждение. Интенсивность нагрева должна быть такой, чтобы время повышения температуры соответствовало времени прогрева двигателя в условиях эксплуатации. При разработке методики исследований учитывалось, что наиболее характерными для современных форсированных двигателей являются процессы теплообмена с пузырьковым кипением на наиболее нагретых поверхностях зарубашечного пространства в недогретой жидкости. Механическое воздействие на жидкости оказывается в процессе их прокачивания по системе охлаждения.

После выбора условий проведения эксперимента была составлена матрица планирования. В ней содержатся все возможные неповторяющиеся комбинации на верхнем и нижнем уровнях. Для трехфакторного эксперимента матрица полного факторного эксперимента содержит девять условий проведения эксперимента. Полный факторный эксперимент позволяет получить наиболее полное и точное описание процесса, но требует проведения максимального для данного количества факторов числа экспериментов.

Результаты лабораторных исследований теплового и механического воздействий на охлаждающую жидкость, содержащую присадку [4,5], проведенных при различных условиях, обрабатывались с использованием пакетов прикладных программ Excel-7, Statistika-5, MathCAD 13.

Расчеты позволили получить систему трехфакторных регрессионных уравнений (2-4), описывающих изменения основных эксплуатационных свойств охлаждающих жидкостей с течением времени под действием тепловых и механических воздействий.

Уравнения регрессии имеют вид:

для коэффициента поверхностного натяжения

$$\sigma = 1,678 - 3,41 \cdot 10^{-4} \times \Delta p - 2,36 \cdot 10^{-4} \tau - 0,0175 \cdot T, \quad (2)$$

для вязкости

$$\nu = 1,975 - 10,5 \cdot 10^{-2} \times \Delta p + 6,5 \cdot 10^{-3} \cdot \tau + 3,5 \cdot 10^{-3} \cdot T, \quad (3)$$

для водородного показателя

$$pH = 6,425 + 5,17 \cdot 10^{-3} \times \Delta p + 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot \tau + 33,0 \cdot 10^{-3} \cdot T, \quad (4)$$

где Δp – гидравлическое сопротивление контура циркуляции; T – температура жидкости в емкости экспериментальной установки; τ – длительность испытаний.

Уравнения экспоненциальных зависимостей долговечности τ охлаждающей жидкости, содержащей комплексную присадку, от температуры для показателей качества:

для поверхностного натяжения:

$$\tau = 0,01 \cdot \exp(0,05 \cdot T) + 0,023;$$

для вязкости:

$$\tau = 9,9 \cdot 10^3 \cdot \exp(3,9 \cdot 10^{-7} \cdot T) - 9,9 \cdot 10^3;$$

для водородного показателя:

$$\tau = -4,6 \cdot 10^5 \cdot \exp(7,5 \cdot 10^{-7} \cdot T) + 4,6 \cdot 10^5.$$

Проверка адекватности модели с использованием аппарата математической статистики по критериям Фишера дала положительный результат, что позволяет утверждать, что полученные регрессионные зависимости с принятой вероятностью $P=0,95$ могут быть использованы для оценки влияния температуры, гидравлического сопротивления и времени на основные эксплуатационные параметры охлаждающей жидкости.

Влияние температуры жидкости в несколько раз сильнее, чем влияние гидравлического сопротивления системы и длительности эксплуатации на изменение водородного показателя, и на порядки сильнее, чем их влияние на изменение поверхностного натяжения. Значительное влияние температуры может быть объяснено термофлуктуационной теорией природы разрушений. С физической точки зрения следствием термомеханического воздействия, возникающего при прокачивании жидкости по системе охлаждения, является растяжение межатомных связей в молекулах веществ, входящих в раствор, межмолекулярных связей в макромолекулах полимеров и связей, удерживающих ПАВ в мицеллярных образованиях. Конечным результатом такого растяжения является разрыв связей. Очевидно, что в первую очередь будут разрушаться, наиболее, слабые связи. Наиболее слабыми очевидно являются связи между молекулами ПАВ в мицеллярных образованиях и связи между молекулами полимеров в макромолекулярных соединениях. Разрушение таких связей определяет повышение поверхностного натяжения и увеличение вязкости.

Анализ значений коэффициентов регрессионных уравнений позволяет оценить влияние факторов на динамику изменения показателей. Наибольшее влияние на интенсивность старения оказывает температурный фактор, что хорошо согласовывается с термофлуктуационной теорией разрушений. Это можно объяснить малой скоростью движения жидкости. Полученные уравнения регрессионных зависимостей физико-химических свойств жидкости от внешних факторов можно объединить в систему, которая представляет собой математическую модель старения охлаждающей жидкости.

Предложенная математическая модель старения охлаждающих жидкостей была использована для разработки практических рекомендаций по совершенствованию эксплуатации судовых ДВС, обслуживанию систем охлаждения и технологии использования присадок.

Для учета пополнения системы неподготовленной водой в уравнение, описывающее динамику параметра жидкости, был введен коэффициент пополнения

$$K_n = V_{\text{охл}} / (V_{\text{охл}} - V_n),$$

где $V_{\text{охл}}$ – объем внутреннего контура системы охлаждения, дм^3 ; V_n – объем воды без присадки, добавленной во внутренний контур системы охлаждения, дм^3 .

Если система не пополняется, то $K_n = 1$, при пополнении и с его ростом значение коэффициента K_n возрастает, вследствие чего увеличивается скорость старения охлаждающей жидкости.

Под временем циркуляции τ следует понимать отношение

$$\tau = \frac{V_{\text{охл}}}{V_n}, \text{ мин.}$$

где V_n – подача циркуляционного насоса, л/мин.

Таким образом, можно ввести поправочный коэффициент циркуляции

$$K_\tau = \tau_y / \tau_d,$$

где τ_y – время циркуляции лабораторной установки, мин; τ_d – время циркуляции двигателя, мин.

Таким образом, уравнение регрессии, описывающее изменение параметра A охлаждающей жидкости под действием эксплуатационных факторов с учетом поправочных коэффициентов можно представить в виде

$$A = A_0 - \frac{K_n \cdot K_\tau}{2} (\alpha \cdot \Delta p + \beta \cdot \tau + \gamma \cdot T) \quad (5)$$

где A_0 – начальное значение параметра; K_n , K_τ – соответственно коэффициенты пополнения и циркуляции; α , β , γ – коэффициенты уравнения регрессии; Δp – гидравлическое сопротивление внутреннего контура системы охлаждения, кПа; τ – длительность эксплуатации охлаждающей жидкости; T – температура охлаждающей жидкости.

С использованием статистических данных, полученных при эксплуатационных испытаниях присадок [7] уравнение (5) может быть представлено в виде (6):

$$A = A_0 - 1,3 \cdot \frac{V_n}{V_{\text{охл}} - V_n} (\alpha \cdot \Delta p + \beta \cdot \tau + \gamma \cdot T) \quad (6)$$

При отсутствии утечек из внутреннего контура системы охлаждения и пополнения его водой без присадок выражение с учетом характеристик лабораторной установки уравнение (5) будет иметь вид

$$A = A_0 - 1,3 \cdot \frac{V_n}{V_{\text{охл}}} (\alpha \cdot \Delta p + \beta \cdot \tau + \gamma \cdot T) \quad (7)$$

Выбор режимных параметров (Δp , T , K_p , K_t) позволяет проанализировать влияние повышения гидравлического сопротивления внутреннего контура систем охлаждения вследствие его усложнения и включения в него дополнительных элементов (охлаждителя надувочного воздуха), а так же перехода на высокотемпературное охлаждение на возможную продолжительность эксплуатации присадок.

Решение о необходимости улучшения качества жидкости или его замены принимают в результате сопоставления эксплуатационных показателей, характеризующих основные направления ее старения, с их предельно допустимыми значениями.

Практическое использование предложенной математической модели, разработанной на основании термофлуктуационной теории, позволяет прогнозировать срок службы охлаждающих жидкостей, содержащих комплексные присадки, проводить обоснованную регенерацию или замену теплоносителя системы охлаждения, повышает качество технической эксплуатации транспортных ДВС.

Заключение

Процесс деструкции присадок происходит в результате тепловых и турбулентных флуктуаций молекул полимеров и ПАВ и микрообъемов ОЖ, что соответствует термофлуктуационной теории разрушений. Математическая модель старения компонентов присадок представляет собой систему регресси-

онных уравнений, описывающих изменения основных эксплуатационных свойств охлаждающих жидкостей во времени в зависимости от параметров системы охлаждения.

На основании предложенных физической и математической моделей динамики старения охлаждающей жидкости разработана расчетная методика оценки долговечности присадок, учитывающая конструктивные параметры систем охлаждения ДВС, особенности их эксплуатации, и обеспечивающая возможность прогнозирования длительности применения охлаждающей жидкости до достижения установленных предельных значений.

Актуальность мероприятий по поддержанию качества ОЖ будет возрастать с расширением использования высокотемпературного охлаждения транспортных ДВС.

Список литературы:

1. Безюков О.К. Обеспечение и контроль эксплуатационных свойств охлаждающих жидкостей / О.К. Безюков, В.А. Жуков, О.В. Жукова // Двигатели внутреннего сгорания. – № 1. – 2008. – С. 148-152.
2. Журков С.Н. О физических основах температурно-временной зависимости прочности твердых тел / С.Н. Журков, В.А. Петров // Докл. АН СССР. – 1978. – Т. 239, N. – С. 1316-1319.
3. Регель В.Р. Кинетическая природа прочности твердых тел / Регель В.Р., Слуцкер А.Н., Томашевский Э.Б. – М.: Наука, 1974. – 560 с.
4. Жуков В.А. Экспериментальное исследование старения охлаждающих жидкостей двигателей внутреннего сгорания / В.А. Жуков, О.В. Жукова // Актуальные проблемы современной науки. Труды 3-го международного форума. Естественные науки. Часть 3: Механика. Машиностроение. – 2007. – С.33-37.
5. Безюков О.К. Экспериментальное исследование изменений теплофизических свойств охлаждающих жидкостей судовых ДВС / О.К. Безюков, В.А. Жуков, О.В. Жукова // Исследования, проектирование и эксплуатация судовых ДВС. Труды 2-го международного научно-технического семинара. – 2008. – С. 70-76.

УДК 62.755

А.Н. Горбенко, канд. техн. наук

АНАЛИТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОБАЛАНСИРОВКИ РОТОРА НА ОСНОВЕ ТОЧНОГО РЕШЕНИЯ ЧАСТНОЙ ЗАДАЧИ

Постановка проблемы. Анализ существующих исследований. Цель работы.

Автобалансирующие устройства (АБУ) пассивного типа находят применение в роторных машинах

(РМ) для снижения уровня их вибрации. Их практическое применение сталкивается с проблемой обеспечения устойчивости автобалансирующего режима движения механической системы (МС) ([1-4]). В

свою очередь, решение этой проблемы обуславливает необходимость развития аналитической теории АБУ.

В данной работе рассматривается проблема устойчивости автобалансировки простейшего ротора, совершающего плоско-параллельное движение. Анализ ограничивается частным случаем расположения компенсирующих масс (КМ) АБУ, при котором геометрический параметр $D=0$ (определение параметра см. ниже). Практическая целесообразность такого ограничения обусловлена следующим.

В процессе эксплуатации РМ происходит неизбежный рост дисбаланса ротора, в результате чего изменяются автобалансирующие положения КМ в АБУ и значение D . Как следствие изменяются и границы устойчивости. Изучение характера изменения границы устойчивости ([2, 3, 4]) показало, что из всего возможного диапазона значений $D=0 \dots 1$ частный случай $D=0$ является наиболее опасным. При этом область устойчивости автобалансировки наиболее узкая.

Таким образом, исследование этого частного случая позволит получить наиболее важную информацию для эффективной эксплуатации АБУ, практически гарантирующую его устойчивость в течение заданного ресурса. Кроме того, рассмотрение частных случаев упрощает аналитическое исследование динамики МС, что расширяет возможности получения приближенных и даже точных выражений для границ устойчивости.

Целью данной работы является получение точного аналитического решения для границ устойчивости автобалансировки ротора с АБУ для случая $D=0$ и его анализ, а также получение приближенного решения.

Уравнения возмущенного движения

Рассмотрим однодисковый ротор на двух изотропных опорах (рис. 1). Статически неуровновешенный диск ротора расположен посередине между опорами и совершает плоское движение. В плоскости диска расположен автобалансир с КМ в виде шариков или маятников. Количество КМ n произвольное, но не менее двух. Число степеней свободы данной МС равно $(2+n)$.

Данная механическая система характеризуется следующими физическими параметрами: ω – угловая скорость вращения ротора, рад/с; M – масса диска, кг; r – эксцентриситет, м; K – жесткость вала и его

опор, приведенная к центру диска, Н/м; β_m, β – коэффициенты внешнего вязкого демпфирования ротора, кг·с⁻¹ и с⁻¹; p – критическая скорость вращения ротора без АБУ (но с массой диска, увеличенной на массу всех КМ), рад/с; x_A, y_A – текущие координаты геометрического центра диска, м; m, n – масса одной КМ (кг) и их количество; R – радиус окружности движения центров масс КМ в АБУ, м; h_ϕ – коэффициент внутреннего вязкого сопротивления движению КМ в АБУ, с⁻¹; α_j – постоянные угловые положения КМ относительно диска в режиме автобалансировки, рад; ϕ_j – текущая угловая координата j -й КМ относительно оси x , рад.

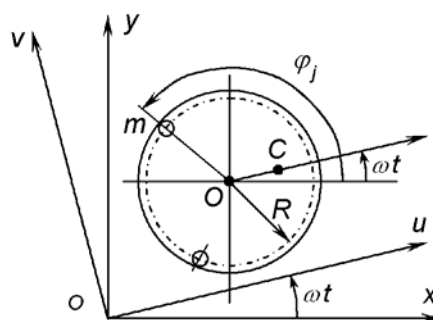


Рис. 1. Механическая система «ротор – автобалансир»

Устойчивость режима автобалансировки исследуем традиционным методом Ляпунова по первому приближению уравнений возмущенного движения. В работе [5] в рамках единого подхода получена система уравнений возмущенного движения для произвольной роторной машины с пассивным АБУ. Переход к предложенным там же «суммарным» обобщенным координатам КМ позволяет максимально сократить количество уравнений системы, причем независимо от числа КМ.

Для рассматриваемой механической системы ротора с АБУ система уравнений возмущенного движения в неподвижной системе координат принимает следующий вид:

$$M_\Sigma \{\delta\ddot{q}\} + \beta_m \{\delta\dot{q}\} + K \{\delta q\} + mR \{\ddot{f}_a\} = \{0\};$$

$$\{\ddot{f}_a\} + (h_\phi[E] - 2\omega[E_c])\{\dot{f}_a\} - (\omega^2[E] + h_\phi\omega[E_c])\{f_a\} + \frac{1}{2R}[T][d_c][T]^{-1}\{\delta\ddot{q}\} = 0,$$

где

$$\{\delta q\} = \begin{Bmatrix} \delta x \\ \delta y \end{Bmatrix}; \quad \{f_a\} = \begin{Bmatrix} f_{as} \\ f_{ac} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\sum_{j=1}^n \psi_j \sin(\omega t + \alpha_j) \\ \sum_{j=1}^n \psi_j \cos(\omega t + \alpha_j) \end{Bmatrix};$$

$$M_\Sigma = M + nm; \quad [d_c] = \begin{bmatrix} (n - D_c) & -D_s \\ -D_s & (n + D_c) \end{bmatrix};$$

$$D_c = \sum_{j=1}^n \cos 2\alpha_j; \quad D_s = \sum_{j=1}^n \sin 2\alpha_j;$$

$$D = \frac{1}{n^2} (D_c^2 + D_s^2);$$

$$[E] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad [E_c] = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix};$$

$$[T(t)] = \begin{bmatrix} \cos \omega t & -\sin \omega t \\ \sin \omega t & \cos \omega t \end{bmatrix};$$

$\{\delta q\}$ – вектор вариаций обобщенных координат диска; $\{f_a\}$ – вектор вариаций суммарных обобщенных координат КМ; ψ_j – вариация обобщенной координаты j-й КМ; $[d_c]$ – геометрическая матрица, характеризующая автобалансирующие расположения КМ.

Здесь параметр D обобщенно характеризует геометрию автобалансирующего расположения КМ в автобалансире. Его составляющие D_c и D_s входят в систему (1).

Из (1) видно, что в общем случае уравнения возмущенного движения имеют периодические коэффициенты, что существенно затрудняет их аналитическое исследование. Поэтому в подавляющем большинстве исследований устойчивости АБУ осуществлялся переход к уравнениям с постоянными коэффициентами во вращающейся системе координат. Это, в свою очередь, приводит к существенному усложнению выражения для коэффициентов характеристического уравнения.

Однако, при частном значении параметров $D_c = D_s = 0$ и, следовательно $D=0$, периодические матрицы $[T(t)]$ и $[T(t)]^{-1}$ в (1) сокращаются и все коэффициенты системы становятся постоянными, что позволяет исключить дополнительный этап трудоемкого преобразования. В этом случае уравнения возмущенного движения (1) принимают простой вид:

$$\begin{aligned} \{\delta \ddot{q}\} + \beta \{\delta \dot{q}\} + p^2 \{\delta q\} + \mu R \{\ddot{f}_a\} &= \{0\}; \\ \{\ddot{f}_a\} + (h_\phi [E] - 2\omega [E_c]) \{\dot{f}_a\} - & \\ - (\omega^2 [E] + h_\phi \omega [E_c]) \{f_a\} + \frac{n}{2R} \{\delta \ddot{q}\} &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

где

$$\beta = \frac{\beta_m}{M_\Sigma}; \quad p^2 = \frac{K}{M_\Sigma}; \quad \mu = \frac{m}{M_\Sigma};$$

μ – относительная масса одной КМ.

Характеристическое уравнение и его формы

Характеристическое уравнение (ХУ), соответствующее системе (2), после преобразований выпишем в форме определителя от блочной матрицы:

$$\begin{vmatrix} (\lambda^2 + \beta\lambda + p^2)[E] & \mu R \lambda^2 [E] \\ \frac{n}{2R} \lambda^2 [E] & k(\lambda)[E] - \omega(2\lambda + h_\phi)[E_c] \end{vmatrix} = 0, \quad (3)$$

где $k(\lambda) = \lambda^2 + h_\phi \lambda - \omega^2$; λ – собственное число МС.

Здесь определитель состоит из четырех блоков размером (2,2) каждый. Диагональные блоки соответствуют подсистеме ротора и подсистеме КМ АБУ, а внедиагональные блоки характеризуют взаимосвязь между подсистемами МС.

Важно отметить, что ХУ (3) имеет вид существенно более простой, чем традиционное ХУ после перехода к вращающимся координатам. Это дает возможность довести анализ устойчивости до точного решения.

Используя известные свойства блочных определителей [6-8 и др.], ХУ (3) может быть представлено в следующем эквивалентном виде:

$$\begin{aligned} & \left\{ (\lambda^2 + \beta\lambda + p^2) \left\{ (\lambda^2 + h_\phi \lambda - \omega^2)[E] - \omega(2\lambda + h_\phi)[E_c] \right\} - \right. \\ & \left. - \frac{1}{2} n \mu \lambda^4 [E] \right\} = 0 \end{aligned}$$

или

$$\left\{ (\lambda^2 + h_\phi \lambda - \omega^2 - \frac{1}{2} n \mu L(\lambda)) [E] - \omega(2\lambda + h_\phi)[E_c] \right\} = 0, \quad (4)$$

где

$$L(\lambda) = \frac{\lambda^4}{\lambda^2 + \beta\lambda + p^2}; \quad (\lambda^2 + \beta\lambda + p^2) \neq 0.$$

Здесь размер определителя ХУ понижен с (4,4) до (2,2).

Раскрывая определитель (4), получаем

$$\left(\lambda^2 + h_\varphi \lambda - \omega^2 - \frac{1}{2} n\mu L(\lambda)\right)^2 + \omega^2 (2\lambda + h_\varphi)^2 = 0,$$

откуда ХУ принимает вид алгебраического уравнения с комплексными коэффициентами:

$$\lambda^2 + (h_\varphi + 2ik\omega)\lambda - \omega^2 + ih_\varphi k\omega - \frac{1}{2} n\mu L(\lambda) = 0, \quad (5)$$

где $k = \pm 1$.

Точное аналитическое решение для границ устойчивости

Проанализируем ХУ (5). На границах устойчивости вещественная часть одного или нескольких собственных чисел равна нулю, т.е. имеют место равенства

$$\lambda = \lambda_s = i\omega_s; \quad \text{Re}(\lambda_s) = 0; \quad \text{Im}(\lambda_s) = \omega_s; \quad \omega = \omega_k, \quad (6)$$

где ω_k – критическая скорость вращения, являющаяся границей устойчивости автобалансировки.

Далее подставляем (6) в (5) и после отделения вещественной и мнимой частей ХУ получаем следующую систему уравнений, справедливую для границ устойчивости:

$$(\omega_s + k\omega_k)^2 + \frac{1}{2} n\mu \text{Re}(L_s) = 0; \quad (7)$$

$$h_\varphi (\omega_s + k\omega_k) - \frac{1}{2} n\mu \text{Im}(L_s) = 0, \quad (8)$$

где

$$L_s = L(\lambda_s); \quad \text{Re}(L_s) = -\frac{(\omega_s^2 - p^2)\omega_s^4}{(\omega_s^2 - p^2)^2 + \beta^2\omega_s^2};$$

$$\text{Im}(L_s) = -\frac{\beta\omega_s^5}{(\omega_s^2 - p^2)^2 + \beta^2\omega_s^2}. \quad (9)$$

Система уравнений (7), (8) может быть приведена к системе равенств нулю двух полиномов относительно ω_s :

$$\left(h_\varphi^2 - \frac{1}{2} n\mu\beta^2\right)\omega_s^6 - h_\varphi^2(3p^2 - \beta^2)\omega_s^4 + p^2 h_\varphi^2(3p^2 - \beta^2)\omega_s^2 - h_\varphi^2 p^6 = 0; \quad (10)$$

$$(\beta + h_\varphi)\omega_s^2 + \beta k\omega_k \omega_s - h_\varphi p^2 = 0.$$

Здесь первое уравнение получено путем исключения из (7), (8) величины $(\omega_s + k\omega_k)$ с последующей подстановкой $\text{Re}(L_s)$ и $\text{Im}(L_s)$ из (9). Вто-

рое уравнение получено на основе рассмотрения отношения $\text{Re}(L_s)/\text{Im}(L_s)$.

В систему (10) входят две неизвестные величины: искомая граница устойчивости ω_k (по скорости вращения ротора) и частота собственных колебаний МС ω_s (соответствующая той форме собственных колебаний, по которой происходит потеря устойчивости).

Важная особенность полученной системы (10) состоит в том, что величина ω_k присутствует только в одном из коэффициентов второго уравнения. Это дает возможность после исключения ω_s из системы (10) получить уравнение для ω_k минимальной степени. Для исключения ω_s удобно воспользоваться понятием результата, известного из курса высшей алгебры [8].

После выполнения указанных преобразований приходим к бикубическому уравнению относительной границы устойчивости автобалансировки:

$$c_0 x^3 + c_1 x^2 + c_2 x + c_3 = 0, \quad (11)$$

где

$$x = \omega_k^2; \quad c_0 = \beta^2 \left(h_\varphi^2 - \frac{1}{2} n\mu\beta^2 \right);$$

$$c_1 = -\beta^2 h_\varphi \left[h_\varphi (3p^2 - \beta^2 - 2h_\varphi (h_\varphi + \beta)) + \frac{1}{2} n\mu (\beta^2 h_\varphi + 3p^2 h_\varphi + 6p^2 \beta) \right];$$

$$c_2 = \beta h_\varphi^2 \left[\beta (p^2 (3p^2 - \beta^2) + h_\varphi^2 (h_\varphi + \beta)^2) - \frac{1}{2} n\mu p^2 (4\beta^2 h_\varphi + 6p^2 h_\varphi + 3\beta h_\varphi^2 + 9p^2 \beta) \right];$$

$$c_3 = -p^2 h_\varphi^2 \left[\beta (h_\varphi (h_\varphi + \beta) + p^2) + \frac{1}{2} n\mu h_\varphi p^2 \right]^2.$$

Отсюда получаем точные аналитические выражения, определяющие в явном виде границы устойчивости:

$$\omega_{k1}^2 = A + B;$$

$$\omega_{k2,3}^2 = -\frac{1}{2}(A + B) \pm i \frac{\sqrt{3}}{2}(A - B), \quad (12)$$

где

$$A = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}q + \sqrt{Q}}; \quad B = \sqrt[3]{-\frac{1}{2}q - \sqrt{Q}};$$

$$Q = \left(\frac{1}{3}p\right)^3 + \left(\frac{1}{2}q\right)^2; \quad p = \frac{1}{c_0^2} \left(-\frac{1}{3}c_1^2 + c_0c_2\right);$$

$$q = \frac{1}{c_0^3} \left(\frac{2}{27}c_1^3 - \frac{1}{3}c_0c_1c_2 + c_0^2c_3\right).$$

Согласно решению Кардано при $Q > 0$ среди трех корней кубического уравнения (11) имеется один действительный корень x_1 и два комплексно сопряженных корня $x_{2,3}$, а при $Q \leq 0$ – три действительных корня (при $Q = 0$ имеется кратный корень).

Анализ показывает, что при характерных диапазонах значений параметров МС β, n, μ, h_ϕ (см. [2-4]) величина Q положительна. Этот же анализ выявил, что коэффициенты c_1, c_2, c_3 не изменяют своего знака, в то время как коэффициент c_0 может быть как положительным, так и отрицательным. Последнее дает возможность, применяя правило знаков Декарта [8], установить количество положительных и отрицательных корней кубического уравнения (11).

Анализ полученного решения позволяет сделать заключение, что при характерных значениях параметров МС и $D=0$ возможны следующие два случая.

1. Существует одна (нижняя) граница устойчивости автобалансировки ω_{k1} . При этом $c_0 > 0, Q > 0, x_1 = \omega_{k1}^2 > 0$.

2. Граница устойчивости отсутствует. При этом $c_0 < 0, Q > 0, x_1 = \omega_{k1}^2 < 0$. В этом случае автобалансировочный режим движения неустойчив при любой частоте вращения ротора и параметрах МС.

Критическим фактором, разделяющим первый и второй случаи, является знак коэффициента c_0 .

Таким образом, можно сформулировать следующее положение – автобалансировка ротора не может быть устойчива ни при какой частоте вращения, если

$$D=0 \text{ и } h_\phi^2 \leq \frac{1}{2}n\mu\beta^2 \text{ или } K_b = \frac{1}{2}n\mu\frac{\beta^2}{h_\phi^2} \geq 1. \quad (13)$$

Физическое явление невозможности устойчивой автобалансировки (полученное здесь в виде точных соотношений (13)) согласуется с достаточным асимптотическим условием устойчивости, полученным в работе [1] приближенно методом малого параметра.

Отметим, что математически формально имеется также возможность существования трех и двух границ устойчивости. Однако эти случаи соответ-

ствуют нетипичным (или даже физически невозможным) значениям параметров МС и требуют дополнительного анализа.

Приближенное аналитическое решение для границ устойчивости

Полученное точное решение (12) ненаглядно. Поэтому имеет смысл получить приближенное решение, дающее более ясное представление о характере влияния параметров МС на границу устойчивости.

Вернемся к системе уравнений (10). Для подавляющего большинства РМ имеет место соотношение $\beta^2 \ll 3p^2$. Принимая, что $(3p^2 - \beta^2) \approx 3p^2$, из точной системы (10) приходим к приближенным уравнениям вида:

$$\begin{aligned} (\omega_s^2 - p^2)^3 - K_b \omega_s^6 &= 0; \\ (1 + \gamma_b)\omega_s^2 + k\omega_k \omega_s - \gamma_b p^2 &= 0, \end{aligned} \quad (14)$$

где

$$\gamma_b = \frac{h_\phi}{\beta}; \quad K_b = \frac{1}{2}n\mu\frac{\beta^2}{h_\phi^2} = \frac{1}{2}n\mu\frac{1}{\gamma_b^2}.$$

Здесь первое уравнение существенно упростилось в сравнении с исходным вариантом, что позволяет получить из (14) аналитическое решение в явной форме.

Приближенная формула для границы устойчивости автобалансировки, полученная из (14), имеет вид:

$$\omega_k = \pm p \frac{1 + \gamma_b \sqrt[3]{K_b}}{\sqrt{1 - \sqrt[3]{K_b}}} \quad (15)$$

или через параметры МС:

$$\omega_k = \pm p \frac{\sqrt[3]{\beta} + \sqrt[3]{\frac{1}{2}n\mu h_\phi}}{\sqrt{\sqrt[3]{h_\phi^2} - \sqrt[3]{\frac{1}{2}n\mu\beta^2}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{h_\phi}{\beta}}. \quad (16)$$

Полученная формула имеет наглядный вид и отражает свойство отсутствия устойчивости при условии (13).

Для сравнения полученных результатов с известными был проведен расчетный анализ, результаты которого представлены на рис. 2. Расчеты выполнялись с использованием безразмерных параметров МС:

$$\Omega = \frac{\omega}{p}; \quad B = \frac{\beta}{p}; \quad n\mu = \frac{nm}{M + nm}; \quad B_0 = \frac{h_\phi}{p}. \quad (17)$$

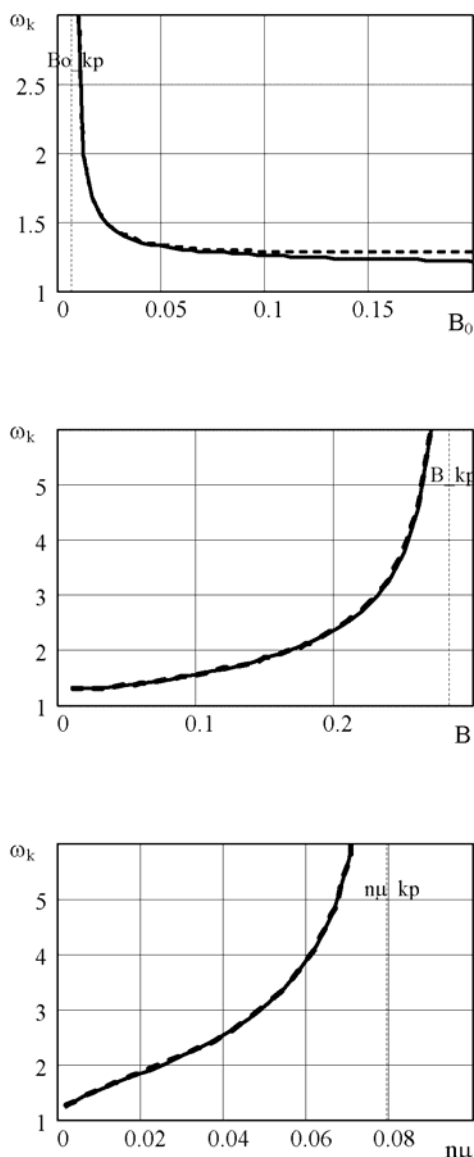


Рис. 2. Граница устойчивости автобалансировки в зависимости от параметров ротора и АБУ

Диапазоны значений параметров: $B=0,01\dots0,3$; $n\mu=0,001\dots0,1$; $B_0=0,01\dots0,2$. Базовые значения параметров: $B=0,1$; $n\mu=0,01$; $B_0=0,02$.

Для вычисления границы устойчивости (критической скорости вращения) использовались:

- традиционное известное ХУ ([2, ф.(5.90)] или [3, ф.(10)]), полученное для общего случая параметра D (сплошные кривые);

- приближенная формула (16), полученная для частного случая D=0 (пунктирные кривые).

Сравнение результатов расчетов показывает, что приближенная формула (16) обладает хорошей

точностью. В указанных пределах значений параметров МС её погрешность не превышает 8 %.

Кроме того, на рисунке 2 наглядно показано наличие критических значений параметров МС, при переходе через которые автобалансировка не может быть устойчивой. Исходя из (13), критические значения параметров МС могут быть вычислены по формулам:

$$B_{0\text{kp}} = B \sqrt{\frac{1}{2} n\mu}; \quad B_{\text{kp}} = B_0 \sqrt{\frac{2}{n\mu}}; \quad n\mu_{\text{kp}} = \frac{2B_0^2}{B^2}.$$

При указанных базовых значениях параметров их критические значения следующие: $B_{\text{kp}}=0,283$; $n\mu_{\text{kp}}=0,080$; $B_{0\text{kp}}=0,0071$.

Заключение

1. Показано, что рассматриваемая задача допускает точное аналитическое решение (12), которое в явном виде определяет зависимость границы эксплуатационной устойчивости автобалансировки от значений параметров ротора и АБУ.

2. Установлено, что в пространстве параметров МС существует область (13), в пределах которой невозможно обеспечить устойчивость автобалансировки ни при какой частоте вращения ротора.

3. Полученная приближенная формула наглядно отражает влияние параметров ротора и АБУ на границу устойчивости и обладает хорошей точностью.

Список литературы:

1. Филимонихин Г.Б. К устойчивости основного движения двухматникового автобалансира / Г.Б. Филимонихин // Доклады НАН Украины, Сер.А. – 1996. - № 8. - с.74-78.
2. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і видрозахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами / Г.Б. Филимонихин. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.
3. Горбенко А.Н. Об устойчивости автобалансировки ротора с помощью шариков / А.Н. Горбенко // Проблемы прочности – 2003. – № 3 (363). – С. 120-129.
4. Горбенко А.Н. Изменение границы устойчивости автобалансировки ротора шарами в процессе эксплуатации / А.Н. Горбенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – Вып. 8 (55). - С. 156-159.
5. Горбенко А.Н. Основы общего подхода к анализу устойчивости роторных машин с пассивным автобалансиром / А.Н. Горбенко. – Керчь, 2008. - 52с. - Рус. - Деп. в ГНТБ Украины 07.07. 08, №108 – Ук2008.
6. Гантмахер Ф.Р. Теория матриц / Ф.Р. Гантмахер. – М.: Наука, 1988. – 552 с.
7. Сигорский В.П. Математический аппарат инженера / В.П. Сигорский. – Киев: Техника, 1977. – 768 с.
8. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1968. – 720 с.

УДК 621.43.016.4

В.В. Шпаковский, канд. техн. наук**РЕЗУЛЬТАТЫ РЕОСТАТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ДИЗЕЛЕЙ С ПОРШНЯМИ, ПРОШЕДШИМИ ГАЛЬВАНОПЛАЗМЕННУЮ ОБРАБОТКУ ПОВЕРХНОСТИ****Постановка проблемы**

Проблема повышения эксплуатационных характеристик дизелей маневровых тепловозов серии ЧМЭ-3, парк которых в Украине составляет около 1000 единиц, в условиях ежегодного уменьшения парка маневровых тепловозов является важной и актуальной. Замена изношенных силовых агрегатов на импортные требует значительных материальных затрат. С каждым годом парк маневровых тепловозов уменьшается, а объемы маневровых работ увеличиваются. Для поддержания эксплуатационных характеристик маневровых тепловозов на должном уровне необходимо часто проводить ремонты дизелей с заменой деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ). В современных условиях снижение расходов на ремонт и эксплуатацию маневровых тепловозов является одной из важных проблем «Укрзалізниці». Эти же проблемы решаются и в авиационной промышленности.

Способ решения проблемы

Эту проблему пытаются решать заменой серийных дизелей K6S310DR дизелями Caterpillar. Однако возрастают затраты на приобретение дизелей за границей, транспортировку и эксплуатацию. Оснащение серийных дизелей K6S310DR тепловозов ЧМЭ-3 поршнями, прошедшими гальвано-плазменную обработку поверхности с последующим образованием корундового слоя, при проведении текущих ремонтов, значительно дешевле и может решить проблему повышения эксплуатационных характеристик дизелей маневровых тепловозов серии ЧМЭ-3 [1,2,3].

Цели и задачи исследований

Целью данной работы является исследование влияния оснащения дизелей маневровых тепловозов поршнями с корундовым поверхностным слоем на эффективную мощность. Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

- в дизель тепловоза ЧМЭ-3 №6830 установлены новые поршни с корундовым поверхностным слоем;
- в дизель тепловоза ЧМЭ-3 №6835 установлены новые серийные поршни;

- во время реостатных испытаний после проведения ТР-3 производилось измерение параметров дизельгенератора тепловоза на режимах тепловозной характеристики;

- проведен анализ значений эффективной мощности дизелей, оснащенных серийными и поршнями с корундовым слоем.

Методика и анализ результатов исследований

В соответствии с решением НТС и экспертного совета №2 «Укрзалізниці» по повышению ресурса и уровня эксплуатационных характеристик дизельных двигателей за счёт внедрения поршней с керамическим рабочим слоем от 29.10.1992 г., в феврале 1993 г. 6 поршней с корундовым поверхностным слоем были установлены в дизельный двигатель K6S310DR модернизированного тепловоза ЧМЭ-3 №6830 выпуска 11.1989 г. Этот дизель без замены поршней работает до настоящего времени. Реостатные испытания, проведенные в депо Харьков-Сортировочный, после проведения ТР-3 показали соответствие рабочих характеристик техническим условиям. Во время реостатных испытаний производилось измерение параметров дизельгенератора тепловоза на режимах тепловозной характеристики. Результаты измерений приведены в табл. 1.

Таблица 1. Параметры реостатных испытаний дизеля 6830

Тепловоз № 6830		
n, мин ⁻¹	Новая ЦПГ	
	U, В	I, А
340	60	200
360	150	600
440	300	1200
450	360	1600
555	380	2000
630	380	2300
750	400	2600

По этим данным были построены тепловозные характеристики дизеля тепловоза ЧМЭ-3 №6830, приведенные на рис.1.

В дизель тепловоза ЧМЭ-3 №6835 выпуска 11.1989 г., при проведении текущего ремонта ТР-2, 12.1994 г были установлены все 6 новых ЦПГ с серийными поршнями. В июле 2002 г. при выполнении планового ремонта ТР-3 были установлены новые ЦПГ в 3,4 и 6 цилиндрах. К проведению следующего капитального ремонта дизель наработал с 07.2002 г. по 13.10.2008 г. 46512 моточасов.

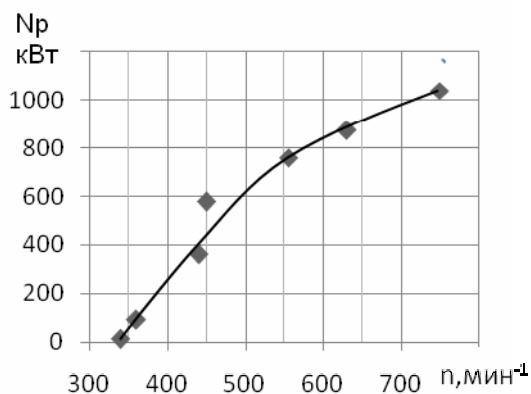


Рис.1. Тепловозная характеристика дизеля тепловоза №6830 после капитального ремонта ЦПГ с новыми корундовыми поршнями

В октябре 2008 г. был выполнен капитальный ремонт дизеля тепловоза №6835 с установкой новых ЦПГ взамен изношенных. Результаты реостатных испытаний приведены в табл. 2.

Таблица 2. Параметры реостатных испытаний дизеля 6835

Тепловоз № 6835		
n, мин ⁻¹	Новая ЦПГ	
	U, В	I, А
280	49,7	193
350	106,33	457,7
420	199,3	933,7
460	238,7	1250,3
560	267,7	1648,3
610	302	1875
680	331	1914,3

Тепловозная характеристик дизеля тепловоза ЧМЭ-3 №6835 приведена на рис.2.

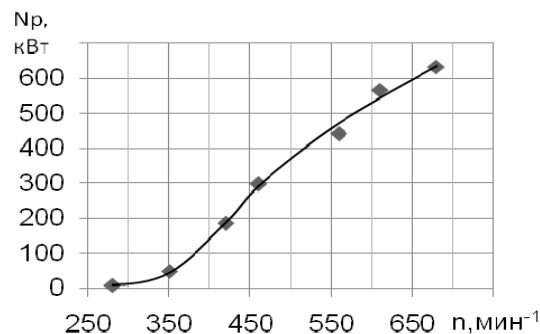


Рис.2. Тепловозная характеристика дизеля тепловоза №6835 с новыми серийными поршнями после капитального ремонта ЦПГ

Сравнение характеристик опытного и серийного дизелей с новыми поршнями после проведения ТР-3 показывает, что дизель с опытными поршнями развивает значительно большую мощность по сравнению с серийными поршнями. Так на 8 режиме опытный двигатель развил максимальную реостатную мощность 1040 кВт при $n=750 \text{ мин}^{-1}$, а серийный 634 кВт при $n=680 \text{ мин}^{-1}$.

Выводы

Применение поршней, прошедших гальвано-плазменную обработку поверхности с последующим образованием корундового слоя в дизель К6S310DR маневрового тепловоза ЧМЭ-3, позволяет увеличить реостатную мощность на всех режимах работы дизеля на 160 и более кВт по сравнению с дизелем, на котором установлены серийные поршни.

Список литературы:

1. Теслик А.Г. Повышение надёжности и долговечности тягового подвижного состава импортного производства с учётом экологических требований /А.Г. Теслик, В.В. Шпаковский // Технологии ремонта машин и механизмов» «РЕМОНТ-98: Международ. конф. Ч.1. – 1998.-С.25-27. 2. Шпаковский В.В. Поршни с корундовой поверхностью / В.В. Шпаковский // Технологии ремонта машин и механизмов» «РЕМОНТ-98:Междунар. Конф. Ч.2. – 1998. - С.63-64. 3. Шпаковский В.В. Повышение ресурса цилиндропоршневой группы тепловозного дизеля образованием корундового слоя на поверхности поршней / В.В. Шпаковский, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов // Локомотив. – 2007 –№1- С. 28-30.

УДК 621.436

Н.А. Крестлинг, канд. техн. наук, В.В. Попов, инж.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ 12ЧНСП15/18 ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ СУДНА ПОРТОВОГО ФЛОТА

Введение

Основным фактором повышения эффективности и определяющим значительные изменения в судовой энергетике морских портов Украины, и в частности, Керченского морского торгового порта, на ближайшую перспективу является экономия вырабатываемой судовыми двигателями энергии и потребляемого топлива за счет максимального сокращения различного рода потерь.

Расход топлива по транспортному морскому флоту Украины характеризует рис. 1.

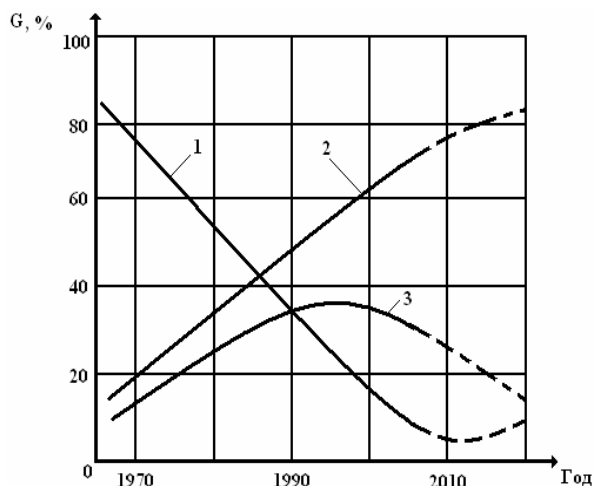


Рис. 1. Расход топлива по транспортному морскому флоту Украины:

- реальный; ---- прогнозируемый;

1 – маловязкое топливо; 2 – высоковязкое топливо;
3 – топливо средней вязкости.

Формулирование проблемы

Современная силовая энергетическая установка (СЭУ) морского судна представляет собой сложную систему, которая, являясь составной частью общей системы топливно-энергетического хозяйства порта и ввиду технологической различимости отдельных участков теплоэнергетической установки эту систему допустимо рассматривать, как совокупность взаимосвязанных подсистем.

Задачи оптимизации теплоэнергетической установки совпадают с целью системного подхода – выбрать наилучшие пути приспособления исследуе-

мой системы к постоянно меняющимся и не вполне определенным внешним условиям.

В этой связи была поставлена задача создания экспериментальной установки и разработки методики исследования СЭУ для выявления резервов экономии вырабатываемой энергии и потребляемого топлива.

Решение проблемы

В состав экспериментальной установки входили дизель 12ЧНСП15/18, соединённый с гидротормозом ЛЕ-6-45, утилизационный котел типа КУВ-75, аккумулятор теплоты, контрольно-измерительные приборы и устройства, необходимые для проведения исследований (рис. 2)

Для обеспечения работы дизеля 12ЧНСП15/18 с температурами охлаждающей жидкости 85-95°C, при замкнутом циркуляционном охлаждении и с температурой охлаждающей жидкости выше 100°C (высокотемпературное охлаждение) система подверглась конструктивному изменению.

Система охлаждения дизеля 12ЧНСП15/18 в экспериментальной установке показана на рис. 2.

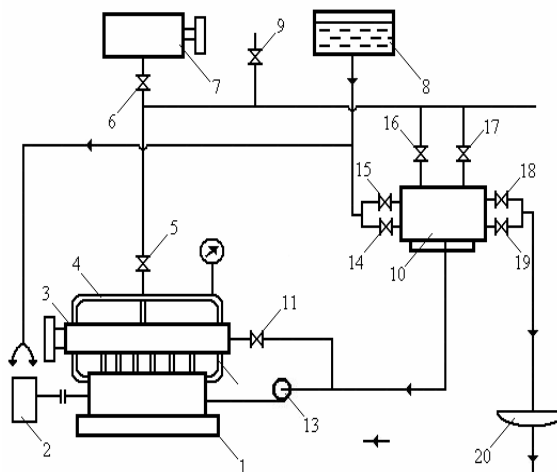


Рис. 2. Система охлаждения дизеля 12ЧНСП15/18

1-дизель; 2-гидротормоз; 3-сепаратор пара; 4-паросборник; 7-расширитель; 8-бак с водой постоянного уровня; 9-клапан выпуска воздуха из системы; 10-холодильник-конденсатор; 11-перепускной клапан; 12-перепускной трубопровод; 13-циркуляционный насос; 5, 6, 7, 14, 15, 16, 17, 18, 19-клапана; 20-сборник конденсата

Масляный холодильник исключён из системы охлаждения внутреннего контура, а водяной холодильник 10 предназначен выполнять одновременно и роль конденсатора.

Водяной холодильник-конденсатор выполнен секционным (из трёх не связанных по межтрубному объёму секций). Это позволило обеспечить приемлемую температуру воды внешнего контура на выходе из холодильника при переходе на высокотемпературное охлаждение. В зависимости от температуры охлаждения выключалась одна или две секции холодильника-конденсатора 10. В межтрубное пространство холодильника-конденсатора поступала охлаждающая жидкость или пар, а по трубам протекала вода наружного контура.

Конденсат из сепаратора самотёком поступал к циркуляционному насосу 13, смешиваясь с жидкостью контура охлаждения дизеля.

Из паросборника 4 пар попадал в секционный конденсатор 10. Температура жидкости в системе охлаждения дизеля регулировалась путём изменения количества воды, протекающей через конденсатор внешнего контура.

Температура цилиндрических втулок являлась основным показателем тепловой напряжённости дизеля.

Температура на поверхности цилиндрической втулки со стороны воды измерялась при помощи хромель-капельных термопар, установленных в соответствии с принятой схемой. ЭДС термопар измерялась потенциометром ПП-63.

Измерения температур цилиндрической втулки проводились при изменении температуры охлаждающей жидкости на 10 градусов в прямом и обратном порядке после установления стационарного теплового режима.

Характеристикой стационарного теплового режима являлось постоянство температуры охлаждающей жидкости на входе в рубашку цилиндрической втулки и выходе из неё в течение 20-30 минут.

На каждом температурном режиме производилось три измерения температур, а затем определялась средняя температура.

Для определения температуры охлаждающей жидкости использовались хромель-капельные термопары, установленные на входе в холодильник-конденсатор и на выходе из него по внутреннему и наружному контурам охлаждения, на входе в рубашку охлаждения втулки и на выходе из цилиндрической крышки, в сепараторе пара.

Измерение температуры охлаждающей жидкости производилось после установления стационарного

теплового режима в прямом и обратном порядке через 10 градусов.

После перехода с одного температурного режима работы дизеля на другой производилась выдержка в течение одного или более часа до полного установления стационарного теплового режима.

Количество воды, протекающей через холодильник-конденсатор, определялось весовым способом.

Количество тепла, отводимое от холодильника-конденсатора водой внешнего контура, определялось по формуле:

$$Q_w = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_2 - t_1), \quad (1)$$

где G_1 - часовая расход воды через холодильник-конденсатор; t_1 - температура воды на входе в холодильник-конденсатор; t_2 - температура воды на выходе из холодильника-конденсатора; c_1 - теплоёмкость воды;

Расход воды через двигатель определяется расчётным путём в соответствии количеством тепла, отведённым от дизеля в холодильнике-конденсаторе водой внешнего контура:

$$Q_w = G_1 \cdot c_1 \cdot \Delta t_1 = G_2 \cdot c_2 \cdot \Delta t_2, \quad (2)$$

где Q_w - количество тепла, отведённое от дизеля охлаждающей жидкостью, кДж/час; G_1 - часовая расход воды через холодильник-конденсатор, замеренный весовым способом; Δt_1 - разность температур воды на входе и выходе из внешнего контура холодильника; Δt_2 - разность температур воды на входе и выходе из дизеля; G_2 - часовая расход охлаждающей воды через дизель; c_2 - теплоёмкость воды и охлаждающих жидкостей;

Скорость циркуляции охлаждающей жидкости по внутренним каналам, охлаждающим пространством дизеля, определялась расчётным путём по известным часовым расходам жидкости через дизель и проходным сечениям полостей и каналов. Количество тепла, вводимое в дизель с топливом, определялось по часовому расходу топлива. Расход топлива измерялся весовым способом.

Мощность дизеля измерялась в соответствии с показаниями весов гидротормоза.

Относительные погрешности измерений определялись по методу Сороко-Новицкого, а по этому методу для получения относительной ошибки $\frac{\Delta y}{y}$ в определении величины $y = f(u, V, \dots)$ надо взять натуральный логарифм выражения этой величины, а

затем дифференцировать этот логарифм по измеренным величинам, которые рассматриваются как переменные.

Погрешность в определении расхода топлива:

$$Q_w = \frac{G_1}{\tau} \text{ кг/час,}$$

где G_1 - постоянная, зависящая от количества замеряемого топлива и его удельного веса; τ - время расхода, замеряемого количества топлива в с.

Мощность двигателя определяется по показаниям весов гидротормоза.

Пределы измерений параметров и точность размеров, достигнутая в процессе эксперимента, указаны в таблице 1.

Таблица 1. Пределы измерений параметров замеров, полученных в процессе эксперимента

Пределы измерений	Точность	Параметры	Размерность
70	$\pm 0,5$	Время расхода 0,5 кг топлива	с
36,5	± 1	Показания весов гидротормоза	кг
1000	± 10	Частота вращения	мин ⁻¹
50÷115	$\pm 0,5$	Температура воды на входе в двигатель	°С
60÷120	$\pm 0,5$	Температура воды на выходе из двигателя	°С
18÷20	$\pm 0,5$	Температура воздуха на входе в двигатель	°С
130÷70	$\pm 0,5$	Температура стенок цилиндрической втулки	°С
3÷5	$\pm 0,5$	Температура воды на входе в конденсатор	°С
30÷70	$\pm 0,5$	Температура воды на выходе из конденсатора	°С
500	± 2	Расход топлива	г/кВт
1	$\pm 0,02$	Расход охлаждающей воды	л

Относительная погрешность в определении:

времени расхода топлива: $\frac{\Delta\tau}{\tau} = \frac{0,5}{70} = 0,0061$;

частоты вращения коленвала:

$$\frac{\Delta n}{n} = \frac{10}{1000} = 0,01 ;$$

показаний весов гидротормоза

$$\frac{\Delta p}{p} = \frac{1}{36,5} = 0,025 ;$$

удельный расход топлива

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} = \frac{c}{p \cdot \tau \cdot n} \text{ г/(кВт·ч);}$$

где $c = \frac{c_1}{c_2}$;

$$\ln g_e = \ln c - \ln p - \ln \tau - \ln n ;$$

Предположим, что все ошибки имеют один знак, тогда верхний предел погрешности выразится:

$$dg_e = \frac{\Delta p}{p} + \frac{\Delta\tau}{\tau} + \frac{\Delta n}{n} ,$$

$$\begin{aligned} \frac{\Delta g_e}{g_e} &= \frac{\Delta p}{p} + \frac{\Delta\tau}{\tau} + \frac{\Delta n}{n} = \\ \text{или } g_e &= \frac{\Delta p}{p} + \frac{\Delta\tau}{\tau} + \frac{\Delta n}{n} = \\ &= 0,0061 + 0,01 + 0,02 = 0,0361 \end{aligned}$$

Следовательно, удельный расход топлива определен с точностью до 3,61%.

Погрешность в определении мощности:

$$N_e = c \cdot P_e ; P_e = 0,102 \cdot P_T ; N_e = c_1 \cdot P_T \cdot n ;$$

$$\ln N_e = \ln c_1 + \ln P_T + \ln n ;$$

$$\frac{\Delta N_e}{N_e} = \frac{\Delta P_T}{P_T} + \frac{\Delta n}{n} = \frac{1}{36,5} + \frac{10}{1000} = 0,0128 ;$$

$$\frac{\Delta N_e}{N_e} = 1,3 \text{ \%};$$

Погрешность в определении температуры воды:

Нижний предел $\frac{\Delta t}{t} = \frac{0,5}{120} = 0,42 \text{ \%};$

Верхний предел $\frac{\Delta t}{t} = \frac{0,5}{50} = 1,0 \text{ \%};$

Погрешность в определении количества тепла, отведенного от дизеля с охлаждающей водой:

$$Q_w = G \cdot c \cdot (t_2 - t_1) ;$$

$$\frac{\Delta Q_w}{Q_w} = \frac{\Delta G}{G} + \frac{\Delta t}{t} = 0,02 + 0,03 ;$$

$$\frac{\Delta Q_w}{Q_w} = 3 \text{ \%}.$$

Заключение

В Керченском морском торговом порту для выявления резервов экономии вырабатываемой энергии и потребляемого топлива на базе судового двигателя 12ЧНСП15/18 создана экспериментальная установка и разработана методика исследования силовой энергетической установки.

Список литературы:

1. Ваншейдт В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания / В.А. Ваншейдт -Л.: Судостроение. -1977.

УДК 621.436

Чайнов Н.Д. Сопряженная задача теплообмена при определении температурного поля крышки цилиндра среднеоборотного дизеля / Н.Д. Чайнов, Л.Л. Мягков, А.Х. Володин, Н.С. Маластовский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 3-7.

Рассмотрена задача определения температурного поля крышки цилиндра судового двигателя типа ЧН30/38, с учетом сопряженного теплообмена в полости охлаждения. Проведено исследование режима теплоотдачи и определено температурное поле для различных вариантов исполнения конструкции. На основании исследования сделаны выводы об эффективности численного моделирования. Табл. 1. Ил. 5. Библиогр. 15 назв.

УДК 629.113

Подзюев Г.П. Оптимизация параметрических характеристик термодинамического регенеративного цикла Н-дизеля с использованием энергоносителя на основе гидрида алюминия / Г.П. Подзюев, У.А. Абдулгасис // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 7-12.

Путем математического моделирования термодинамических процессов идеального цикла Н-Дизеля с алюмогидридным энергоносителем определены наиболее оптимальные диапазоны изменения параметрических характеристик в зависимости от степени сжатия, количества подаваемой на гидролиз АН_3 воды, и регенерируемой теплоты. Установлено существенное увеличение значений термического КПД и совершаемой полезной работы цикла на фоне пониженных термических нагрузок в рабочем цилиндре при близких уровнях давления относительно традиционного углеводородного Дизеля. Показана принципиальная возможность использования алюмогидридного энергоносителя в существующих конструкциях дизельных двигателей без их кардинальной реконструкции. Табл. 2. Библиогр. 3 назв.

УДК 66.045.1:621.5

Ганжа А.Н. Определение ресурса воздухоохладителей компрессорных установок с использованием имитационного моделирования / А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2. – С. 12-16.

Разработаны методы и средства, которые позволяют получить распределение локальных тепловых и гидравлических параметров в воздухоохладителе с учетом неравномерности загрязнения поверхности. Распределение загрязнений и заглужения труб генерируется методами имитационного моделирования, так как носят преимущественно случайный характер. Ресурс аппарата определяется с применением генерирования интенсивности образования загрязнений с учетом характера зависимостей их накопления от параметров теплообменника. Ил. 4. Библиогр. 7 назв.

УДК 612.43.013

Хандримайлов А.А. Численная модель сжимаемого вязкого турбулентного течения во впускных каналах и цилиндрах поршневых двигателей. Часть II. Верификация / А.А. Хандримайлов, В.Г. Солодов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 16-20.

Представлена верификация численной модели для расчета сжимаемых вязких турбулентных течений газа в элементах впускных систем, цилиндрах и камерах сгорания поршневых двигателей на основе авторского программного комплекса MTF5. Вычислительный метод конечных объемов построен на основе алгоритма приближенной факторизации при аппроксимации решения со

вторым порядком точности по времени. В алгоритм встроена коррекция сжимаемости для низкоскоростных течений и *ENO* реконструкция параметров в ячейке. Обсуждаются результаты сопоставления с данными ЛДА и качество предсказания турбулентных характеристик течений. Ил. 5. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.432.018.2

Белик С.Ю. Результаты моделирования механических потерь в дизеле с газотурбинным наддувом / С.Ю. Белик, И.В. Парсаданов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2. – С. 20-23.

С использованием многофакторной модели проведен анализ механических потерь быстроходных дизелей с газотурбинным наддувом различных модификаций. По результатам стендовых испытаний определен индикаторный КПД дизеля в диапазоне рабочих режимов. В качестве примера, на графике, представлены плоскости изменения механических потерь в зависимости от температур охлаждающей жидкости и смазочного масла. Ил. 4. Библиогр. 6 назв.

УДК 629: 621.431

Коробко В.В. Численное моделирование процессов в переходнике датчика кислорода и в выпускном коллекторе ДВС / В.В. Коробко, С.В. Коробко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2. – С.23-27.

В статье приведены результаты численного моделирования гидродинамики потоков и полей температур в коллекторе ДВС, полостях лямбда-зондов и в каналах переходников. Изучалась возможность повышения надежности работы лямбда-зонда с помощью специальных переходников – дополнительных элементов, устанавливаемых в газовыпускном коллекторе ДВС. Переходники снижают температуру газов, омывающих датчик, и защищают его поверхность от загрязнений. Вычисления были выполнены с помощью CFD пакета Flow Vision. Расчеты позволили оптимизировать конструкцию переходников для обеспечения максимально интенсивного потока газа, омывающего зонд. Ил. 6. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.43.056

Мищенко Н.И. Математическая модель процесса впуска в бензиновом двигателе с различными способами регулирования нагрузки и степени сжатия / Н.И. Мищенко, В.Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова, Ю.В. Юрченко, В.А. Курмаз // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2. – С.27-31.

Описана методика построения математической модели впускного трубопровода в условиях регулирования нагрузки и степени сжатия в бензиновом двигателе внутреннего сгорания. Приведены уравнения для расчетного исследования влияния некоторых параметров впускного тракта на показатели термодинамического цикла. В основу разработанной модели впускного трубопровода положены уравнения термодинамики и гидравлики. Получены аппроксимирующие формулы связи между положением дроссельной заслонки, относительной нагрузкой двигателя, частотой вращения коленчатого вала и степенью сжатия. Ил. 3. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.436.03

Грицюк А.В. Новые возможности разделенной топливной системы непосредственного действия для улучшения показателей малолитражного дизеля / А.В. Грицюк

// Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С.32-35.

Приведены результаты моторных испытаний форсунки с дифференциальным поршнем и модулятором импульсов давления. Показана возможность организации двухфазного впрыскивания топлива в цилиндр высокооборотного малолитражного дизеля (ВМД) с одновременным увеличением его максимального давления не только при математическом моделировании топливоподающей аппаратуры и в условиях безмоторной установки для её испытаний, а и в условиях одноцилиндрового дизельного отсека. Реализация управления процессом горения через разделённое впрыскивание топлива является существенным шагом на пути к отечественному ВМД с системой common rail. Табл. 1. Ил. 6. Библиогр. 8 назв.

УДК 629.5.03-8

Варбанец Р.А. Моделирование рабочего процесса судовых дизелей в системе мониторинга D4.0H / Р.А. Варбанец // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 35-41.

Приведены возможности расчетного модуля системы мониторинга и диагностики рабочего процесса судовых дизелей DEPAS D4.0H. Математическая модель рабочего процесса базируется на I-м законе термодинамики. При наличии экспериментальных данных математическая модель позволяет исследовать характер рабочего процесса и определять эталонные модели на частичных нагрузочных режимах, а также моделировать последствия регулировки топливной аппаратуры и механизма газораспределения. Главной целью моделирования рабочего процесса в режиме реальной эксплуатации является уточнение расхода топлива и диагностика состояния основных узлов двигателя. Ил. 5. Библиогр. 7 назв.

УДК 537.523:538.4

Тропина А.А. Влияние электродинамических свойств разряда на формирование начального очага пламени / А.А. Тропина // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С.41-45.

Приведены результаты численного моделирования процесса воспламенения и формирования начального очага пламени обедненной метано-воздушной смеси в условиях высоких давлений, характерных для инициации процесса горения в двигателях внутреннего сгорания. Предложенная модель включает в себя, как расчет химической кинетики для 53 компонент смеси в условиях турбулентного течения газа, так и моделирование электродинамики искрового разряда после процесса пробоя. Проведен анализ влияния турбулентности, мощности искры и формы организации разряда на процесс воспламенения. Ил. 8. Библиогр. 10 назв.

УДК 621.436: 551.321.8

Турчин В.Т. Повышение экономичности метода прогнозирования ресурсной прочности поршней двигателей энергетических установок различного технологического назначения / В.Т. Турчин, В.А. Пылёв, В.В. Матвеев, И.Г. Омельченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С.46-50.

Предложена методика получения экономичных моделей эксплуатации двигателей энергетических установок различного технологического назначения для прогнозирования ресурсной прочности высокотемпературных деталей камеры сгорания, в частности поршней. Разработаны нестационарные модели эксплуатации дизелей авто-

мобильного, комбайнового и тракторного назначения, обеспечивающие меньшие, по сравнению с существующими моделями, затраты времени на проведение расчетов. Ил. 5. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.43.016

Марченко А.П. Исследование влияния материала гильзы быстроходного дизеля на ее температурное состояние / А.П. Марченко, Н.В. Прокопенко, В.А. Пылев, В.В. Шпаковский, И.Г. Пожидаев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 51-53.

Проанализированы основные мероприятия, направленные на повышение теплопроводности гильзы цилиндра с целью снижения теплонапряженного состояния деталей камеры сгорания. Оценено температурное состояние гильзы цилиндров быстроходного дизеля при замене ее материала с чугуна на алюминиевый сплав. Представлены результаты расчетного исследования температурного состояния гильз. Табл. 1. Ил. 3. Библиогр. 11 назв.

УДК 621.43

Строков А.П. Расчетная оценка теплонапряженного состояния гильзы цилиндра форсированного транспортного дизеля / А.П. Строков, А.М. Левтеров, А.Н. Авраменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 53-56.

В работе приводится анализ расчетного теплонапряженного состояния гильзы цилиндра форсированного транспортного дизеля. Особое внимание уделяется методике задания граничных условий задачи механики и теплопроводности. Задача решается в стационарной трехмерной постановке в прямоугольных декартовых координатах. При задании граничных условий 3-го рода на теплообменных поверхностях гильзы используются экспериментальные данные термометрии. Табл. 1. Ил. 5. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.436

Доценко В.Н. Математическая модель движения поршня ДВС с учетом гидродинамических сил и моментов, возникающих в смазочном слое между поршнем и цилиндром / В.Н. Доценко, И.Н. Москаленко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 57-59.

Приведен подход к исследованию, расчетам и профилированию боковой поверхности поршня, применительно к двигателям внутреннего сгорания, с учетом специфики их работы. Подход включает в себя теоретические исследования, создание математической модели движения, анализ результатов этих исследований. Отмечено, что пара трения поршень – цилиндр представляет собой своеобразный подшипник скольжения и гидродинамические силы, и моменты, возникающие в смазочном слое между поршнем и цилиндром, по природе возникновения сходны с подобными в подшипниках скольжения и определены по методам, разработанным при их исследовании. Установлено, что в расчетных точках близких к ВМТ (НМТ) погрешность определения положения поршня возрастает, это связано с уменьшением абсолютных значений боковой силы. Ил. 1. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43

Крайнюк А.И. Система наддува ДВС с глубоким охлаждением надувочного воздуха / А.И. Крайнюк, С.В. Алексеев, А.А. Крайнюк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С.59-65.

Предложен новый принцип организации рабочего

процесса комбинированной системы наддува ДВС с каскадным обменником давления, позволяющей значительно поднять уровень форсирования двигателя наддувом за счет расширения области эффективного воздухообмена и охлаждения наддувочного воздуха до температуры ниже окружающей среды без привлечения дополнительной механической энергии на осуществление холодильного цикла. Изложены основные положения методики выбора основных размерных параметров каскадного обменника давления и предварительной оценки охлаждающей способности системы. Приведены некоторые результаты расчетно-экспериментальных исследований опытной системы наддува двигателя 6ЧН12/14. Показан механизм усиления эффекта охлаждения наддувочного воздуха по мере повышения температуры сжимающего газа. Табл. 1. Ил. 3. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.436

Лисовал А.А. Выбор параметров регулирования газовой турбины автомобильного дизеля / А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С.65-69.

На основе выполненного сравнительного анализа по результатам моторных исследований на дизеле СМД-31.15 с тремя импульсными системами наддува с турбокомпрессорами К27 рассмотрены возможные способы влияния на пропускную способность турбины. Результаты сравнительного анализа являются исходными данными для дальнейших разработок систем автоматического регулирования давления наддува. Ил.2. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.43

А.А. Прохоренко Алгоритм электронного управления топливopодачей дизеля с системой Common Rail. Теоретические основы / А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С.69-74.

В статье приведено решение вопроса теоретического обоснования зависимостей, составляющих алгоритм управления дизелем на основных режимах его работы. Показано, какие матрицы должны входить в обязательный набор алгоритма управления. Табл. 1. Ил. 1. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.43.016

Тринеv А.В. Оценка механических напряжений в выпускных клапанах методами тензометрии / А.В. Тринеv, В.Т. Коваленко, С.В. Обозный, В.П. Куц, А.Н. Клименко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2 – С.74-77.

Важным этапом в создании математических моделей теплонапряженного состояния деталей ДВС является их проверка на адекватность, которая проводится в ходе моторных и безмоторных экспериментов. Рассматривается методика проведения безмоторного эксперимента для анализа напряженно-деформированного состояния выпускного клапана быстроходного дизеля 4ЧН12/14 с использованием тензометрических датчиков. Оценивается влияние геометрической формы тарелки клапана и свойств материала на характер деформаций при приложении механической нагрузки. Подтверждается корректность расчетной схемы закрепления в задаче механики. Табл. 4. Ил.9. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.43.001.4

Зотов А.А. Разработка и научное обоснование методических подходов при проектировании поршней современных легкотопливных двигателей внутреннего сго-

рания / А.А. Зотов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С.77-83.

В статье приведена разработанная в ОАО "АВТРАМАТ" методика эффективного проектирования современных поршней различного назначения. Затронута проблема идентификации результатов расчета напряженно-деформированного состояния поршня методом конечных элементов с данными, полученными в ходе эксперимента. Рассматривается применение обратной задачи теории упругости при проектировании деталей двигателя внутреннего сгорания. Ил. 3. Библиогр. 10 назв.

УДК 621.892

Суховерхов В.Д. Моторное масло для форсированных транспортных двигателей / В.Д. Суховерхов, А.Д. Стахурский, О.А. Македонский, С.А. Алехин, Н.В. Клименко, Г.В. Щербаненко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 83-86.

Представлены результаты исследований и испытаний нового моторного масла для форсированных дизельных двигателей спецтехники.

Показано, что разработанное масло Азмол Гарант М-4042 ВТ по моторно-эксплуатационным свойствам превосходит ранее применяемые образцы масел. Масло допущено к применению и организовано его промышленное производство. Табл. 3. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.18

Медведев Е.Б. Определение эффективной теплопроводности биметаллического центрального электрода свечи зажигания ДВС / Е.Б. Медведев, Л.Ш. Шустер // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 86-90.

Получена аналитическая зависимость, позволяющая приближенно рассчитать эффективную теплопроводность биметаллического центрального электрода свечи зажигания ДВС. Она показывает, что эффективная теплопроводность биметаллического электрода является функцией большого числа переменных факторов – геометрических и теплофизических. Из зависимости следует, что путём изменения геометрических параметров оболочки и сердечника электрода можно в широких пределах варьировать величину его эффективной теплопроводности и, таким образом, управлять тепловой характеристикой свечи зажигания. Поэтому найденная зависимость может быть использована для подбора тепловых характеристик свечей зажигания. При этом размеры других элементов рабочей части свечи могут оставаться неизменными. Табл. 1. Ил. 4. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.577

Радченко Н.И. Использование теплоты уходящих газов для охлаждения наддувочного воздуха судовых малооборотных дизелей / Н.И. Радченко, А.А. Андреев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 90-93.

Приведены результаты расчета избытка мощности утилизационной газовой турбины наддувочного турбокомпрессора сверх требуемой для привода наддувочного компрессора судовых малооборотных дизелей. Предложено использовать избыточную тепловую энергию уходящих газов в теплоиспользующей, в частности, эжекторной холодильной машине, охлаждающей наддувочный воздух. Показано, что использование в эжекторной холодильной машине теплоты уходящих газов и наддувочного воздуха после турбокомпрессора обеспечивает дополнительное (по сравнению с водяным охлаждением) снижение температуры наддувочного воздуха и соответственно повышение

КПД судовых малооборотных дизелей. Предложены схемные решения теплоиспользующих систем охлаждения наддувочного воздуха судовых малооборотных дизелей на базе эжекторной холодильной машины. Ил. 5. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.433:662.767.2

Васильев И. П. Методика оценки ущерба, наносимого отработавшими газами ДВС при использовании в качестве топлива метана / И. П. Васильев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 94-96.

Приведена методика определения ущерба, наносимого вредными выбросами отработавших газов двигателя при работе на метане, учитывающая ущерб, наносимый как вредными веществами, так и парниковыми газами. В этом двигателе к парниковым газам относятся CO_2 , CH_4 , и N_2O . Рассматриваются отличия в определении ущерба от метана подземного происхождения и метана, входящего в состав биогаза. Делается вывод, что метан из биогаза не оказывает парникового воздействия вследствие кругооборота углеродной составляющей метана, за исключением несгоревшего метана в составе отработавшего газа двигателя, что требует мероприятий по его снижению, например, путем внутрицилиндрового каталитического сгорания и дожигания в специальных ступенях каталитического нейтрализатора. Табл. 1. Ил. 1. Библиогр. 15 назв.

УДК 621.1.018

Парсаданов И.В. Оценка влияния гальваноплазменного покрытия поршня на выбросы твердых частиц с отработавшими газами дизеля / И.В. Парсаданов, А.П. Поливанчук // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 97-100.

Приведены результаты экспериментальных исследований влияния гальваноплазменных покрытий стенок поршней и камер сгорания автотракторного дизеля 4ЧН12/14 (СМД-23) на выбросы твердых частиц с его отработавшими газами. Оценены изменения массовых и среднеэксплуатационных удельных выбросов твердых частиц, измеренных в ходе выполнения 3-х циклов испытаний с различной толщиной покрытия: 0, 0,2 и 0,4 мм. Табл. 2. Ил. 3. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.74

Алехин В.И. Компьютерно-интегрированное моделирование литейных процессов в автомобильных поршнях на основе конструкторско – технологической методики проектирования деталей ДВС / В.И. Алехин, А.В. Белогуб, А.П. Марченко, О.В. Акимов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 101-104.

В данной статье предлагается моделирование и исследование процессов кристаллизации в отливках автомобильных поршней из алюминиевых сплавов, с помощью программы автоматизированного моделирования LVM Flow, с целью модернизации технологии изготовления поршней ДВС. Ил. 11. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.431

Безюков О.К. Формализация процессов старения охлаждающих жидкостей ДВС / О.К. Безюков, В.А. Жуков, О.В. Жукова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 105-109.

В процессе эксплуатации двигателей внутреннего сгорания теплоносители замкнутых жидкостных систем охлаждения подвергаются тепловым и механическим воз-

действиям, которые приводят к ухудшению их эксплуатационных свойств. Статья посвящена задаче формализации процессов старения охлаждающих жидкостей. Представлены механизм и модель разрушения присадок к охлаждающей жидкости. Полученные на основании лабораторных и эксплуатационных испытаний регрессионные зависимости эксплуатационных свойств охлаждающей жидкости от различных факторов позволяют прогнозировать срок службы теплоносителя. Табл. 1. Ил. 2. Библиогр. 5 назв.

УДК 62-755

Горбенко А.Н. Аналитическая оценка эксплуатационной устойчивости автобалансировки ротора на основе точного решения частной задачи / А.Н. Горбенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 109-114.

В работе рассматривается частный случай автобалансировки однодискового ротора, при котором область устойчивости наиболее узкая. Показано, что в этом случае для анализа устойчивости нет необходимости перехода к вращающимся координатам. Получено точное решение, которое в явном виде показывает зависимость границы устойчивости автобалансировки от параметров ротора и автобалансира. Выполнен его анализ. Установлено, что существует сочетание параметров, при котором невозможно обеспечить устойчивость автобалансировки. Получено простое приближенное выражение для определения границы устойчивости с хорошей точностью. Ил. 2. Библиогр. 8 назв.

УДК 621.43.016.4

Шпаковский В.В. Результаты реостатных испытаний дизелей с поршнями, прошедшими гальваноплазменную обработку поверхности / В.В. Шпаковский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 115-116.

Модернизация дизелей маневровых тепловозов установкой поршней с корундовым слоем, при проведении плановых ремонтов, позволяет увеличить ресурс цилиндрико-поршневой группы и повысить эффективную мощность дизеля. Установка поршней, с корундовым поверхностным слоем на рабочих поверхностях в дизель К6S310DR маневрового тепловоза ЧМЭ-3 увеличила эффективную мощность на всех режимах работы дизеля на 160 и более кВт по сравнению с серийным дизелем. Табл. 2. Ил. 2. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.436

Крестлинг Н.А. Экспериментальное исследование судового двигателя 12ЧНСП15/18 энергетической установки судна портового флота / Н.А. Крестлинг, В.В. Попов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 117-120.

Современная теплоэнергетическая установка морского судна может служить объектом системного подхода. В статье приведены методика экспериментального исследования и результаты экспериментального исследования судового двигателя 12ЧНСП15/18 энергетической установки судна портового флота. Табл. 1. Ил. 2. Библиогр. 1 назв.

УДК 621.436

Чайнов Н.Д. Сполучене завдання теплообміну при визначенні температурного поля кришки циліндра середньооборотного дизеля / М.Д. Чайнов, Л.Л. Мягков, А.Х. Володін, М.С. Маластовський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – № 2. – С. 3-7.

Розглянуто завдання визначення температурного поля кришки циліндра суднового двигуна типу ЧН 30/38, з урахуванням сполученого теплообміну в порожнині охолодження. Проведено дослідження режиму тепловіддачі і визначене температурне поле для різних варіантів виконання конструкції. На підставі дослідження зроблені висновки про ефективність чисельного моделювання. Табл. 1. Іл. 5. Бібліогр. 15 назв.

УДК 629.113

Подзноев Г.П. Оптимізація параметричних характеристик термодинамічного регенеративного циклу Н-дизеля з використанням енергоносія на основі гідриду алюмінію / Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгасис // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – № 2. – С. 7-12.

Шляхом математичного моделювання термодинамічних процесів ідеального циклу Н-Дизеля з алюмогідридним енергоносієм визначені найбільш оптимальні діапазони зміни параметричних характеристик залежно від ступені стиску, кількості подаваної на гідроліз AlH_3 води і теплоти, що регенерується. Встановлено суттєве збільшення значень термічного ККД і здійснюваної корисної роботи циклу на фоні знижених навантажень в робочому циліндрі при близьких рівнях тиску відносно традиційного вугледійного Дизеля. Показана принципіальна можливість використання алюмогідридного енергоносія в існуючих конструкціях дизельних двигунів без їх кардинальної реконструкції. Табл. 2. Бібліогр. 3 назв.

УДК 66.045.1:621.5

Ганжа А.М. Визначення ресурсу повітроохолоджувачів компресорних установок з використанням імітаційного моделювання / А.М. Ганжа, Н.А. Марченко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 12-16.

Розроблено методи і засоби, що дозволяють одержати розподіл локальних теплових і гідравлічних параметрів у повітроохолоджувачі з урахуванням нерівномірності забруднення поверхні. Розподіл забруднень і заглушення труб генерується методами імітаційного моделювання, тому що носять переважно випадковий характер. Ресурс апарата визначається з застосуванням генерування інтенсивності утворення забруднень з урахуванням характеру залежностей їх нагромадження від параметрів теплообмінника. Іл. 4. Бібліогр. 7 назв.

УДК 612.43.013

Хандримайлов А.А. Чисельна модель стисливої в'язкої турбулентної течії у впускних каналах і циліндрах поршневих двигунів. Частина II. Верифікація / А.А. Хандримайлов, В.Г. Солодов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – № 2. – С. 16-20.

Представлена верифікація чисельної моделі розрахунку стисливих в'язких турбулентних течій газу в елементах впускних систем, циліндрів і камерах згоряння поршневих двигунів на основі авторського програмного комплексу *MTFS*. Обчислювальний метод скінчених об'ємів побудовано на основі алгоритму наближеної факторизації при апроксимації рішення з другим порядком

точності за часом. В алгоритм вбудовано корекцію стисливості для повільних течій і *ENO* реконструкцію параметрів у чарунці. Дискутуються результати співставлення с даними ЛДА і якість моделювання турбулентних характеристик течій. Іл. 5. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.432.018.2

Білик С. Ю. Результати моделювання механічних втрат у дизелі з газотурбінним наддувом / С. Ю. Білик, І. В. Парсаданов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – № 2. – С. 20-23.

З використанням багатофакторної моделі проведений аналіз механічних втрат швидкохідних дизелів з газотурбінним наддувом різних модифікацій. За результатами стендових випробувань визначений індикаторний ККД дизеля в діапазоні робочих режимів. Як приклад побудовані площини зміни механічних втрат залежно від температур охолоджувальної рідини й мастила. Іл. 4. Бібліогр. 6 назв.

Коробко В.В. Чисельне моделювання процесів у переходнику датчика кисню та впускному колекторі ДВЗ / В.В. Коробко, С.В. Коробко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С.23-27.

В статті наведені результати чисельного моделювання гідродинаміки потоків та розподілу температур в колекторі ДВЗ, порожнинах лямбда-зондів та каналах перехідників. Вивчалась можливість підвищення надійності роботи лямбда-зондів завдяки додатковим елементам, що встановлюються в газовипускному колекторі ДВЗ. Перехідники мають знижувати температуру газів що контактують з датчиком та захищати його поверхню від забруднень. Розрахунки виконані з використанням CFD пакету Flow Vision, вони дозволили оптимізувати конструкцію перехідників для забезпечення максимальної інтенсивності потоку газів що контактують з зондом. Іл. 6. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.43.056

Міщенко М.І. Математична модель процесу впуску в бензиновому двигуні з різними способами регулювання навантаження та ступеня стиску / М.І. Міщенко, Т.М. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, В.А. Курмаз // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – № 2. – С. 27-31.

Описана методика побудови математичної моделі впускного трубопроводу в умовах регулювання навантаження й ступеня стиску в бензиновому двигуні внутрішнього згоряння. Наведено рівняння для розрахункового дослідження впливу деяких параметрів впускного тракту на показники термодинамічного циклу. В основу розробленої моделі впускного трубопроводу покладені рівняння термодинаміки й гідравліки. Отримано апроксимуючі формули зв'язку між положенням дросельної заслінки, відносним навантаженням двигуна, частотою обертання колінчастого вала й ступенем стиску. Іл. 3. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.436.03

Грицюк О.В. Нові можливості розділеної паливної системи безпосередньої дії для покращення показників малолітражного дизеля // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 32-35.

Наведені результати моторних випробувань форсунок з диференціальним поршнем та модулятором імпульсів тиску. Показана можливість організації двофазного впор-

кування палива до циліндру високообертового малолітражного дизеля (ВМД) з одночасним збільшенням його максимального тиску не тільки при математичному моделюванні паливоподаючої апаратури та в умовах безмоторної установки для її випробувань, а і в умовах одноциліндрового дизельного відсіку. Реалізація управління процесом горіння через розділене впорскування палива є істотним кроком на шляху до вітчизняного ВМД із системою Common Rail. Табл. 1. Іл. 6. Бібліогр. 8 назв.

УДК 629.5.03-8

Варбанець Р.А. Моделювання робочого процесу суднових дизелів у системі моніторингу D4.0H / Р.А. Варбанець // Двигуни внутрішнього згорання. – 2009. – №2. – С. 35-41.

Наведено можливості розрахункового модуля системи моніторингу і діагностики робочого процесу суднових дизелів DEPAS D4.0H. Математична модель робочого процесу базується на І-му законі термодинаміки. При наявності експериментальних даних математична модель дозволяє дослідити характер робочого процесу і визначити еталонні моделі на часткових навантажувальних режимах, а також моделювати наслідки регулювання паливної апаратури та механізму газорозподілу. Головною метою моделювання робочого процесу в умовах реальної експлуатації є визначення витрат палива і діагностика стану основних вузлів двигуна. Іл. 5. Бібліогр. 7 назв.

УДК 537.523:538.4

Тропіна А.А. Вплив електродинамічних властивостей розряду на формування початкового ядра полум'я / А.А. Тропіна // Двигуни внутрішнього згорання. – 2009. – №2. – С.41-45.

Приведені результати чисельного моделювання процесу запалювання та формування початкового ядра полум'я збідненої метано-повітряної суміші за умов високого тиску, що є характерним для ініціації процесу горіння в двигунах внутрішнього згорання. Запропонована модель, що включає до себе, як розрахунок хімічної кінетики для 53 компонент суміші за умов турбулентної течії газу, так і моделювання електродинаміки іскрового розряду після процесу пробою. Проведено аналіз впливу турбулентності, потужності іскри та форми організації розряду на процес запалення. Іл. 8. Бібліогр. 10 назв.

УДК 621.436: 551.321.8

Турчин В.Т. Підвищення економічності методу прогнозування ресурсної міцності поршнів двигунів енергетичних установок різного технологічного призначення / В.Т. Турчин, В.О. Пильов, В.В. Матвєєнко, І.Г. Омельченко // Двигуни внутрішнього згорання. – 2009. – №2. – С. 46-50.

Запропоновано методику отримання економічних моделей експлуатації двигунів енергетичних установок різного технологічного призначення для прогнозування ресурсної міцності високотеплонапружених деталей камери згорання, зокрема поршнів. Розроблені нестационарні моделі експлуатації дизелів автомобільного, комбайнового й тракторного призначення, що забезпечують менші, у порівнянні з існуючими моделями, витрати часу на проведення розрахунків. Іл. 5. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.43

Строков О.П. Розрахункова оцінка теплонапруженого стану гільзи циліндра форсованого транспортного дизеля / О.П. Строков, А.М. Левтеров, А.М. Авраменко // Двигуни внутрішнього згорання. – 2009. – №2. – С. 53-56.

В роботі приводиться аналіз розрахункового теплонапруженого стану гільзи циліндра форсованого транспортного дизеля. Особлива увага приділяється методиці завдання граничних умов задачі механіки та теплопровідності. Задача вирішується в стаціонарній тримірній постановці в прямокутних декартових координатах. При завданні граничних умов 3-го роду на теплообмінних поверхнях гільзи використовуються експериментальні данні термометрії. Табл. 1. Іл. 5. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.436

Доценко В.М. Модель руху поршня ДВЗ з урахуванням гідродинамічних сил і моментів, які виникають у змащувальному шарі між поршнем і циліндром / В.М. Доценко, І. М. Москаленко // Двигуни внутрішнього згорання. – 2009. – №2. – С. 57-59.

Наведено підхід до досліджень, розрахунків і профілювання бічної поверхні поршня, відносно двигунів внутрішнього згорання, з урахуванням специфіки їх роботи. Підхід містить теоретичні дослідження, створення математичної моделі, аналіз результатів цих досліджень. Відзначено, що пара тертя поршень – циліндр являє собою підшипник ковзання і гідродинамічні сили і моменти, які виникають у змащувальному шарі між поршнем і циліндром, за природою утворення подібні до відповідних у підшипниках ковзання та визначені за методами, розробленими при їх дослідженні. Встановлено, що в розрахункових точках близьких до ВМТ(НМТ) похибка визначення положення поршня збільшується, це пов'язано зі зменшенням абсолютних значень бічної сили. Іл. 1. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43

Крайнюк О.І. Система наддуву ДВЗ глибоким охолодженням наддувного повітря / О.І. Крайнюк, С.В. Алексєєв, А.О. Крайнюк // Двигуни внутрішнього згорання. – 2009. – №2. – С. 59-65.

Розкрито новий принцип організації робочого процесу комбінованої системи наддуву ДВЗ з каскадним обмінником тиску, що дозволяє значно підняти рівень форсування двигуна наддувом за рахунок розширення області ефективного повітропостачання та охолодження наддувочного повітря до температури нижче навколишнього середовища без залучення додаткової механічної енергії на здійснення холодильного циклу. Викладені основні положення методики вибору основних розмірних параметрів каскадного обмінника тиску і попередньої оцінки охолоджуючої здатності системи. Наведено деякі результати розрахунково-експериментальних досліджень дослідної системи наддуву двигуна 6ЧН12/14. Показаний механізм посилення ефекту охолодження наддувного повітря по мірі підвищення температури стискаючого газу. Табл. 1. Іл. 3. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.436

Лісовал А.А. Вибір параметрів регулювання газової турбіни автомобільного дизеля / Лісовал А.А. // Двигуни внутрішнього згорання. – 2009. – №2. – С. 65-69.

На підставі виконаного порівняльного аналізу за результатами моторних досліджень на дизелі СМД-31.15 з

трьома імпульсними системами наддуву з турбокомпресорами K27 розглянуті можливі способи впливу на пропускну здатність турбіни. Отримані результати порівняльного аналізу є вихідними даними для подальших розробок систем автоматичного регулювання тиску наддуву. Іл. 2. Бібліогр. 6 назв.

УДК 621.43

Прохоренко А.О. Алгоритм електронного управління паливоподачею дизеля з системою *Common Rail*. Теоретичні основи / А.О. Прохоренко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 69-74.

У статті наведено рішення питання теоретичного обґрунтування залежностей, що складають алгоритм керування дизелем на основних режимах його роботи. Показано, які матриці повинні входити до обов'язкового набору алгоритму керування. Табл. 1. Іл. 1. Бібліогр. 6 назв.

УДК 621.43.016

Триньов О.В. Оцінка механічних напружень у випускних клапанах методами тензометрії / О.В. Триньов, В.Т. Коваленко, С.В. Обозний, В.П. Куць, О.М. Клименко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 74-77.

Важливим етапом у створенні математичних моделей теплонапруженого стану деталей ДВЗ є їх перевірка на адекватність, яку проводять в ході моторних та безмоторних експериментів. Розглядається методика проведення безмоторного експерименту для аналізу напружено-деформованого стану випускного клапана швидкохідного дизеля 4СН12/14 з використанням тензометричних датчиків. Оцінюється вплив геометричної форми тарілки клапана та властивостей матеріалу на характер деформацій при прикладенні механічного навантаження. Підтверджується коректність розрахункової схеми закріплення в задачі механіки. Табл. 4. Іл. 9. Бібліогр. 2 назв.

УДК 621.43.001.4

Зотов О.О. Розробка та наукове обґрунтування методичних підходів при проектуванні поршнів сучасних легкопаливних двигунів внутрішнього згоряння / О.О. Зотов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 77-83.

В статті приведена методика ефективного проектування сучасних поршнів різноманітного призначення, що розроблена у ВАТ «АВТРАМАТ». Зачеплена проблема ідентифікації результатів розрахунків напружено-деформованого стану поршня методом кінцевих елементів і результатів, які отримані під час експерименту. Розглядається застосування зворотної задачі теорії пружності при проектуванні деталей двигуна внутрішнього згоряння. Іл. 3. Бібліогр. 10 назв.

УДК 621.892

Суховерхов В.Д. Моторне масло для форсованих транспортних двигунів / В.Д. Суховерхов, А.Д. Стахурський, О.О. Македонський, С.О. Альохін, Н.В. Клименко, Г.В. Щербаненко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 83-86.

Наведені результати досліджень та випробувань нового моторного масла для форсованих дизельних двигунів спецтехніки

Показано, що розроблене масло Азмол Гарант М-4042 ВТ за моторно-експлуатаційними властивостями перевершує раніше застосовувані зразки масел. Масло допу-

щено до застосування та організовано його промислове виробництво. Табл. 3. Бібліогр. 3 назв.

УДК 621.18

Медведєв Е.Б. Визначення ефективної теплопровідності біметалічного центрального електрода свічі запалювання ДВЗ / Е.Б.Медведєв, Л.Ш.Шустер // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 86-90.

Отримано аналітичну залежність, що дозволяє приблизно розрахувати коефіцієнт ефективної теплопровідності біметалічного центрального електрода свічі запалювання ДВЗ. Вона показує, що ефективна теплопровідність біметалічного електрода є функцією великої кількості змінних факторів - геометричних і теплофізичних. Із залежності випливає, що шляхом зміни геометричних параметрів оболонки і сердечника електрода можна в широких межах варіювати величиною його ефективної теплопровідності і, таким чином, управляти тепловою характеристикою свічі запалювання. Тому знайдена залежність може бути використана для підбора теплових характеристик свічі запалювання. При цьому розміри інших елементів робочої частини свічі можуть залишатися незмінними. Табл. 1. Іл. 4. Бібліогр. 6 назв.

УДК 621.577

Радченко М.І. Використання теплоти відхідних газів для охолодження наддувного повітря суднових малооборотних дизелів / М.І. Радченко, А.А. Андрєєв // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 90-93.

Приведено результати розрахунку надлишку потужності утилізаційної газової турбіни наддувного турбокомпресора понад тої, що потребується, для приводу наддувного компресора суднових малооборотних дизелів. Запропоновано використовувати надлишкову теплову енергію відхідних газів у тепловикористовуючій, зокрема, в ежекторній холодильній машині, що охолоджує наддувне повітря. Показано, що використання в ежекторній холодильній машині теплоти відхідних газів та наддувного повітря після турбокомпресора забезпечує додаткове (порівняно з водяним охолодженням) зниження температури наддувного повітря й відповідно збільшення ККД суднових малооборотних дизелів. Запропоновано схемні рішення тепловикористовуючих систем охолодження наддувного повітря суднових малооборотних дизелів на базі ежекторної холодильної машини. Іл. 5. Бібліогр. 4 назв.

Васильєв І.П. Методика оцінки збитку, який завдається відпрацьованими газами ДВЗ при використанні як палива метану / І.П. Васильєв // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 94-96.

Наведено методику визначення збитку, який завдається шкідливими викидами відпрацьованих газів двигуна, який працює на метані, що враховує збиток, який наноситься як шкідливими речовинами, так і парниковими газами. У цьому двигуні до парникових газів відносяться CO₂, CH₄, и N₂O. Розглядаються відмінності у визначенні збитку від метану підземного походження та метану, що входить до складу біогазу. Робиться висновок, що метан з біогазу не здійснює парникового впливу внаслідок кругообігу вуглецевої складової метану, за винятком неспаленого метану в складі відпрацьованого газу двигуна, що вимагає заходів щодо його зниження, наприклад, шляхом внутрішньоциліндрового каталітичного згоряння та допалення в спеціальних ступенях каталітичного нейтралізатора. Табл. 1. Іл. 1. Бібліогр. 15 назв.

УДК 621.1.018

Парсаданов І.В. Оцінка впливу гальваноплазменного покриття поршня на викиди твердих часток з відпрацьованими газами дизеля / **І.В. Парсаданов, А.П. Полів'янчук** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 94-96.

Наведено результати експериментальних досліджень впливу гальваноплазмених покриттів стінок поршнів і камер згоряння автотракторного дизеля 4ЧН12/14 (СМД-23) на викиди твердих часток з його відпрацьованими газами. Оцінені зміни масових і середньоексплуатаційних питомих викидів твердих частинок, вимірених в ході виконання 3-х циклів випробувань з різною товщиною покриття: 0, 0,2 та 0,4 мм. Табл. 2. Іл. 3. Бібліогр. 6 назв.

УДК 621.74

Альошін В.І. Комп'ютерно-інтегроване моделювання ливарних процесів в автомобільних поршнях на основі конструкторсько – технологічної методики проектування деталей ДВЗ / **В.І. Альошін, О.В. Білогуб, А.П. Марченко, О.В. Акімов** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 101-104.

У даній статті пропонується моделювання та дослідження процесів кристалізації у виливках автомобільних поршнів з алюмінієвих сплавів, за допомогою програми автоматизованого моделювання LVM Flow, з метою модернізації технології виготовлення поршнів ДВЗ. Іл. 11. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.431

Безюков О.К. Формалізація процесів старіння охолоджуючих рідин ДВЗ / **О.К. Безюков, В.А. Жуков, О.В. Жукова** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 105-109.

В процесі експлуатації двигунів внутрішнього згоряння, теплоносії замкнених рідинних систем охолодження піддаються тепловому і механічному впливу, який призводить до погіршення їх експлуатаційних якостей. Стаття присвячена завданню формалізації процесів старіння охолоджуючих рідин. Представлено механізм і модель руйнування присадок до охолоджуючої рідини. Отримано, на основі лабораторних і експлуатаційних властивостей, регресійні залежності експлуатаційних якостей охолоджуючої рідини від різних факторів, що дозволяють прогнозувати термін служби теплоносія. Табл. 1. Іл. 2. Бібліогр. 5 назв.

УДК 62-755

О.М. Горбенко Аналітична оцінка експлуатаційної стійкості автобалансування ротора на основі точного

рішення окремої задачі / **О.М. Горбенко** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 109-114.

У роботі розглядається окремий випадок автобалансування однодискового ротора, при якому область стійкості є найбільш вузькою. Показано, що в цьому випадку для аналізу стійкості немає необхідності переходу до координат, що обертаються. Отримано точне рішення, яке в явному вигляді показує залежність межі стійкості автобалансування від параметрів ротора і автобалансира. Виконаний його аналіз. Виявлено, що існує поєднання параметрів, при якому неможливо забезпечити стійкість автобалансування. Отримано просте наближене вираження для визначення межі стійкості з хорошою точністю. Іл. 2. Бібліогр. 8 назв.

УДК 621.43.016.4

Шпаковський В.В. Результати реостатних випробувань дизелів із поршнями, які пройшли гальваноплазменну обробку поверхні / **В.В. Шпаковський** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 115-116.

Проблема підвищення експлуатаційних характеристик дизелів маневрових тепловозів серії ЧМЕ-3 в умовах щорічного зменшення парку маневрових тепловозів є важливою й актуальною. Заміна зношених силових агрегатів на імпорتنі вимагає значних матеріальних витрат. Тому модернізація дизелів маневрових тепловозів установкою поршнів з корундовим шаром, при проведенні планових ремонтів, дозволить збільшити ресурс циліндро-поршневої групи й підвищити ефективну потужність дизеля. Установка поршнів, з корундовим поверхневим шаром на робочих поверхнях, у дизель К6S310DR маневрового тепловоза ЧМЕ-3 дозволила збільшити ефективну потужність на всіх режимах роботи дизеля на 160 і більше кВт у порівнянні із серійним дизелем. Табл. 2. Іл. 2. Бібліогр. 3 назв.

УДК 621.436

Крестлінг Н.А. Експериментальне дослідження суднового двигуна 12ЧНСП15/18 енергетичної установки судна портового флоту / **Н.А. Крестлінг, В.В. Попов** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 117-120.

Сучасна теплоенергетична установка морського судна може служити об'єктом системного підходу. У статті наведена методика експериментального дослідження і результати експериментального дослідження суднового двигуна 12 ЧНСП15/18 енергетичної установки судна портового флоту. Табл. 1. Іл. 2. Бібліогр. 1 назв.

UDC 621.436

Chainov N.D. Conjugate heat exchange problem used for defining temperature field for the mean speed engine cylinder head/ N.D.Chainov, L.L. Miagkov, A.H. Volodin, N.S. Malastovski // Internal combustion engines. – 2009. – №2 – P.3-7.

Cylinder head temperature field determination problem for ЧН30/38 marine engine has been considered taking into account the conjugate heat exchange in the cooling cavity. The heat transfer mode has been studied and temperature field for different versions of structure design has been measured. Based on the results of research the opinion on efficiency of numerical modeling has been given. Table 1. Il.5 Bibliogr. 15 names.

UDC 629.113

Podznoiev G.P. Optimizing the parametric characteristics of thermodynamic regenerative cycle in H-engine using the aluminum hydrate-based energy carrier / G.P. Podznoiev, U.A. Abdulgasis // Internal combustion engines. – 2009. – №2 – P.7-12.

The mathematical modeling of thermodynamic processes of an ideal cycle for H-Diesel using the aluminum hydrate energy carrier allowed us to define the optimal ranges of change in parametric characteristics depending on the compression degree, amount of AlH_3 water supplied for hydrolysis and amount of regenerated heat. A considerable increase in the values of thermal efficiency factor and fulfilled useful cycle work against a background of reduced thermal load in the working cylinder with pressure levels approaching those peculiar for the traditional hydrocarbon Diesel has been established. A possibility in principle for using the aluminum hydrate energy carrier for the available diesel engines structures without their cardinal reconstruction has been shown. Table 2. Bibliogr. 3 names.

UDC 66.045.1 :621.5

Ganzha A.N. Defining the resource of air coolers of compressor units using the simulation modeling/ A.N. Ganzha, N.A. Marchenko // Internal combustion engines. – 2009. – №2 – P. 12-16.

The methods and tools that allow for determination of distribution of local thermal and hydraulic parameters in the air cooler taking into consideration the nonuniform surface contamination have been developed. The methods of simulation modeling are used for generating the distribution of contaminants and clogs in a pipe due to their prevailing random character. The life time of these air coolers is determined by generating the intensity of contaminants formation taking into consideration the character of dependence of contaminants accumulation on heat exchanger parameters. Il.4.Bibliogr.7 names.

UDC 621.43.013

Khandrimailov A.A. Numerical model of compressible viscous turbulent flow in inlet channels and piston engine cylinders. Part II. Verification/ A.A. Khandrimailov, V.G. Solodov // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 16-20.

The verification of numerical model used for calculation of compressible viscous turbulent gas flow in inlet system elements, cylinders and piston engine combustion chambers based on the author's MTFs bundled software has been presented. The computational final volume approach was constructed on the basis of algorithm of approximate factorization

while approximating a solution with the second order of accuracy in time. The algorithm has a built-in compressibility correction function for low-speed flows and ENO cell parameters reconstruction. The results of comparison with LDA data and quality of prediction of turbulent flow characteristics have been discussed. Il.5. Bibliogr.7 names.

UDC 621.432.018.2

Belik S.U. The results of modeling the mechanical losses in gas turbine engine/ S.U. Belik, I.V. Parsadanov // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 20-23.

The multifactor model was used for analyzing the mechanical losses in high speed diesels with superchargers of a different modification. The results of bench test were used to determine the diesel indicator efficiency factor in the range of operating modes. As an example the diagram shows the planes of change in mechanical losses as a function of temperature of cooling liquid and lubricating oil. Il.4. Bibliogr. 6 names.

UDC 629: 621.431

Korobko V.V. Numerical modeling of processes that occur in the oxygen sensor adaptor and in the ICE exhaust manifold / V.V. Korobko, S.V.Korobko. // Internal combustion engines. – 2009. – №2 – P. 23-27.

This paper gives the results of numerical modeling of hydrodynamic flows and temperature fields in the ICE manifold, lambda-probe cavities and adaptor channels. The possibility of improving the reliable performance of lambda –probe using special adaptors, i.e. additional elements installed in the gas exhaust ICE manifold. The adaptors reduce temperature of gases that surround a sensor and protect its surface from debris formation. The computations were performed using CFD packet FLOW VISION. The computations allowed for optimization of adaptor structure to provide maximum intensive gas flow surrounding the probe. Il.6. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.43.056

Myshchenko N.I. Mathematical model of inlet process in the gasoline engine using different modes of load control and compression ratio control./N.I. Mishchenko, V.G. Zarenbin, T.N. Kolesnikova, Y.V. Yurchenko, V.A. Kurmaz // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P.27-31.

The methods used for construction of the mathematical model for inlet pipeline under the load and compression ratio control conditions in gasoline-type ICE have been described. The equations for computational studies of impact produced by certain parameters of inlet channel onto thermodynamic cycle parameters have been given. The equations of thermodynamics and hydraulics are the basis of a developed model of inlet pipeline. Approximating formulas of interrelation between throttle valve position, relative engine load, crankshaft speed and compression ratio have been derived. Il.3. Bibliogr. 9 names.

УДК 621.436.03

Grytsiuk A.V. New opportunities of the divided system of a direct action used for improving performance of a small-capacity diesel / A.V. Grytsiuk // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 32-35.

The results of motor tests of an injector equipped with the differential piston and pressure pulses modulator have been given. It has been established that two –phase injection of fuel into the cylinder of high-speed small capacity diesel engine with simultaneous increase of its maximum pressure is quite

possible not only at mathematical modeling of the fuel supplying system but also in case of engineless unit used for testing this fuel supply system and in case of single-cylinder diesel compartment. Exercising control over the combustion process using the divided fuel injection system is a significant step towards developing the domestic high-speed small-capacity engine with common rail system. Tabl.1. Il.6. Bibliogr. 8 names.

UDC 629.5.03-8

Varbanets R.A. Modeling the working process of marine engines in the D4.0H monitoring system / R.A. Varbanets // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 35-41.

The possibilities of a design module used for monitoring and diagnosing the working process of marine DEPAS D4.0H engines have been described. The mathematical model of the working process is based on the first thermodynamics law. Using the available experimental data the mathematical model allows us to investigate the character of the working process and to define the master models in the partial load modes as well as to simulate after-effects of adjustment of fuel equipment and gas distribution mechanism. The main purpose of modeling the working process in the real operation mode is to specify fuel rate and to diagnose a condition of the major engine units. Il.5. Bibliogr. 7 names.

UDC 537.523:538.4

Tropina A.A. Impact produced by electromagnetic properties of a discharge onto formation of initial seat of flame. / A.A. Tropina // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 41-45.

The results of numerical modeling of inflammation process and formation of the initial seat of flame initiated by the depleted methane and air mixture under the high pressure conditions that are peculiar for initiation of combustion process in the internal combustion engines have been given. The proposed model includes computation of chemical kinetics for 53 mixture components in turbulent gas flow environment and simulation of electrodynamics of spark discharge after breakdown. The impact produced by turbulence, spark power and discharge organization shape onto inflammation process has been analyzed. Il.8. Bibliogr. 10 names.

UDC 621.436:551.321.8

Turchin V.T. Increasing the efficiency of the method used for prediction of the resource strength of engine pistons that are used by different power plants of different technological purpose/ V.T. Turchin, V.A. Pyliev, V.V. Matveenko, I.G. Omelchenko // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 46-50.

The methods used for developing the efficient power plant engine operation models intended for different technological purposes have been offered for prediction of resource strength of the strongly heat stressed components in the combustion chamber, in particular, the pistons. The nonstationary models of operation of diesel engines used by motor-cars, combines and tractors that speedup computation processes in comparison with the available models have been developed. Il.5. Bibliography. 9 names.

UDC 621.43.016

Marchenko A.P. Investigating the impact produced by sleeve material of high-speed diesel engine on its temperature condition / A.P. Marchenko, N.V. Prokopenko, V.A.

Pyliev, V.V. Shpakovsky, I.G. Pozhidaiev / Internal combustion engines. – 2009. – №2. p.51-53.

The major measures taken to increase the cylinder sleeve heat conductivity in order to relieve the heat stressed condition of components in combustion chamber have been analyzed. The temperature condition of the fast-speed diesel cylinder sleeve made of aluminum alloy instead of cast-iron has been evaluated. The sleeve temperature condition computational results have been given. Table 1. Il.3. Bibliogr. 11 names.

UDC 621.43

Strokov A.P. Predicted estimation of the heat stressed condition of a cylinder sleeve for high-powered transport diesel / A.P. Strokov, A.M. Levterov, A.N. Avramenko // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P.53-56.

This paper analyzes the computed heat stressed cylinder sleeve condition for the high-powered transport diesel. Special attention is paid to the methods of specifying the boundary conditions for the mechanics and heat conductivity problem. The problem is solved in the stationary three-dimensional statement in the rectangular Cartesian coordinates. The experimental thermometry data are used for specifying the boundary conditions of the third kind for the sleeve heat-exchange surfaces. Table 1. Il.5. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.436

Dotsenko V.N. Mathematical model of ICE piston stroke taking into consideration the hydrodynamic forces and moments that occur in the lubricating layer between piston and cylinder / V.N. Dotsenko, I.N. Moskalenko // Internal combustion engine. – 2009. – №2. – P.57-59.

The approach to the examining, computing and profiling the ICE side surface taking into consideration the specificity of ICE operation has been described. This approach includes the theoretical studies, construction of mathematical model of a piston stroke and analysis of the research results. It is noted that the cylinder-piston friction pair represents an original sleeve bearing, and that the hydrodynamic forces and moments that occur in the lubricating layer between piston and cylinder are very similar to those that arise in the sleeve bearings and these were determined using the methods developed during their studies. It has been established that the error of the piston position determination increases at the design points that are close to the upper dead point or lower dead point; it can be explained by decrease in the absolute values of lateral force. Il.1. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.43

Krainiuk A.I. ICE supercharging system with deep cooling of supercharged air/ A.I. Krainiuk, S.V. Alekseev, A.A. Krainiuk // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 59-65.

The new principle of managing the working process in the combined ICE supercharging system with cascade-type pressure exchanger that allows for the considerable speeding up the engine through supercharging due to the enlarged area of efficient air supply and due to the fact that supercharging air is cooled to the temperature below the environmental one using no additional mechanical energy to perform the cooling cycle has been offered. The basic provisions of the methods used for selecting the main dimensional parameters for the cascade – type pressure exchanger and provisional estimate of a cooling capacity of the system have been expounded. Some results of the experiment-calculated studies of a trial system for

6CH12/14 engine supercharging system have been given. The mechanism of enhancement of the cooling effect of supercharging air with increase in temperature of compressing air has been shown. Table 1. Il.3. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.436

Lysoval A.A. Selecting parameters to regulate the automobile diesel gas turbine. / A.A. Lysoval // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P.65-69.

Based on the data of the performed comparative analysis of the results of motor studies using CMD-31.15 diesel with three pulsed supercharging systems equipped with K27 turbo-compressors the possible modes of influencing the turbine capacity have been studied. The results of comparative analysis serve as initial data for further development of the systems for automatic control of supercharging pressure. Il.2. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.43

Prokhorenko A.A. Diesel fuel supply electronic control algorithm with Common Rail system. Theoretical basics / A.A. Prokhorenko // Internal combustion engines. – 2009. – №2. –P. 69-74.

This paper gives solution of the problem related to the theoretical substantiation of dependences that compose the diesel control algorithm in the main modes of its operation. It has been shown what matrixes should be included into obligatory set of the control algorithm. Table1.II.1. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.43.016

Trinev A.V. Evaluation of mechanical stresses in the outlet valves using tensometry methods / A.V. Trinev, V.T. Kovalenko, S.V. Obozny, V.P. Kuts, A.N. Klimenko // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 74-77.

Checking the mathematical models for adequacy is an important step in constructing the mathematical models of heat stressed state of ICE components. Such checking is done while carrying out motor and motorless experiments. The consideration is given to the methods used for motor experiments to analyze the stressed and strained state of outlet valve for fast speed 6CH12/14 diesel engine using the tensometric sensors. The influence produced by geometric form of a valve disk and material properties onto deformation behavior while applying the mechanical load is assessed. Correctness of design diagram of fastening in the mechanics problem has been confirmed. Tabl. 4. Il. 9. Bibliogr. 2 names.

UDC 621.43.001.4

Zotov A.A. Development and scientific substantiation of methodical approaches while designing pistons for modern light fuel internal combustion engines / A.A. Zotov // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 77-83.

This paper deals with the methods used for efficient design of multipurpose modern pistons that were developed by public "AVTRAMAT" corporation. Some consideration is given to identification of computation results for strained and stresses state of piston using the method of finite elements and experimental data. Application of the inverse problem of elasticity theory while designing the components for internal combustion engines is reviewed. Il. 3. Bibliogr. 10 names.

UDC 621.892.

Sukhoverkhov V.D. Motor oil for the forced transport engines / V.D. Sukhoverkhov, A.D. Stakhursky, O.A. Makedonsky, S.A. Aliekhin, N.V. Klimenko, G. V. Shcherbanenko // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 83-86.

The results of research and tests of new motor oil for high-powered special machinery diesel engines have been given.

It has been shown that the motor operation properties of the developed Azmol Garant M-4042 BT oil supersede those of the previously used oils. The oil was approved for use and industrial production of it was organized. Table 3. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.18

Medvedev E.B. Defining the efficient heat conductivity of bimetal central electrode for ICE spark plug/ E.B. Medvedev, L.S. Shuster // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 86-90.

Analytical dependence that allows for approximate calculation of efficient heat conductivity for bimetal central electrode of ICE spark plug has been obtained. It shows that efficient heat conductivity of bimetal electrode is a function of numerous variable geometrical and thermophysical factors. It follows from this dependence that by changing the geometric parameters of an envelope and electrode core it is possible to vary the value of its efficient heat conductivity in a wide range and thus to control thermal characteristic of a spark plug. It means that the established dependence can be used to select thermal characteristics for spark plugs. The dimensions of other elements of a working portion of a plug may remain unchangeable. Table 1. Il.4. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.577

Radchenko N.I. Using the exhaust gases heat for cooling the supercharging air of marine low-speed diesel engines / N.I. Radchenko, A.A. Andreiev // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 90-93.

The results of computation of excess power for the gas utilizing turbine of supercharging turbocompressors which exceeds that required for driving the supercharging compressor of marine low-speed diesel engines have been given. It is offered to use the excess heat energy of exhaust gases for heat utilizing machine, in particular, for the ejector-type supercharging air cooling machine. It has been shown that the use of the heat of exhaust gases and supercharging air after turbocompressor for the ejector-type cooling machine provides additional decrease (as compared with the water cooling) in supercharging air temperature and accordingly increases the efficiency factor of the low-speed diesel engines. The circuit diagrams for the heat utilizing supercharging air cooling systems of marine low-speed diesel engines based on ejector-type cooling machine have been offered. Il.5. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.433:662.767.2

Vasilyev I.P. Methods of assessment of damage caused by ICE waste gas while using methane as a fuel / I.P. Vasilyev // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 94-96.

The methods used for assessment of damage caused by detrimental waste gases exhausted by the methane-operated engines taking into consideration the damage caused by harmful substances and greenhouse gases have been given. For this particular engine the greenhouse gases are CO₂, CH₄ and N₂O.

The consideration is given to the different approaches used for assessment of damage caused by methane of underground origin and biogas methane. We came to the conclusion that biogas methane produces no greenhouse effect due to the circulation of a carbon component of methane except the unburned methane present in the engine exhaust gas. As a result the measures should be taken to reduce its amount through the intracylinder catalytic combustion and afterburning in special stages of catalytic neutralizer. Table 1. II.1. Bibliogr. 15 names.

UDC621.1.018

Parsadanov I.V. Assessment of impact produced by galvanoplastic piston coating on exhaust of solid particles contained in the waste gases / A.P. Polivianchuk, I.V. Parsadanov // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 97-100.

The changes in specific mass exhausts and average-operation specific exhausts of solid particles measured while performing three-cycle tests using coatings of different thickness, in particular, of 0, 0,2 and 0.4 mm thick have been assessed. Table 2. II.3. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.74

Alekhin V.I. Computer-integrated modeling of casting processes that occur in the automobile pistons, based on the use of the process engineering methods employed for ICE components design / V.I. Alekhin, A.V. Belogub, A.P. Marchenko, O.V. Akimov // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 101-104.

This paper offers to simulate and study the crystallization processes that occur in the automobile piston casts of aluminum alloys using the computer-aided LVM Flow modeling program to upgrade the ICE piston manufacturing process. II. 11. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.431

Beziukov O.K. Formalizing the aging processes of the cooling liquids used for internal combustion engines / O.K. Beziukov, B.A. Zhukov. O.V. Zhukova // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 105-109.

During internal engine operation the heat carriers of the closed liquid cooling systems are subjected to the thermal and mechanical impacts that lead to deterioration of their operational properties. This paper is devoted to the problem of formalizing the aging processes peculiar for the cooling liquids. The mechanism and the cooling liquid additives destruction model have been given. The regressive dependences of op-

eration properties of a cooling liquid on different factors that were obtained on the basis of laboratory and operational tests allow for the prediction of service life for the heat carrier. Table 1. II.2. Bibliogr. 5 names.

UDC 62-755

Gorbenko A.N. Analytical assessment of operating stability for rotor self-balancing based on the exact solution of the partial problem / A.N. Gorbenko // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 109-114.

This paper gives consideration to the particular case of self-balancing of the single-disk rotor with the narrowest stability range. It is shown that in this case the stability analysis requires no transition to the rotating coordinates. The exact solution was obtained. It clearly shows the dependence of stability boundary of self-balancing on rotor and self-balancer parameters. It has been analyzed. The existence of the certain parameters combination has been established, which prevents from providing self-balancing stability. Simple approximate expression was derived to determine the stability boundaries with good accuracy. II. 2. Bibliogr. 8 names.

UDC 621.43.016.4

Shpakovsky V.V. Results of rheostat tests of diesel engines equipped with pistons that were subjected to galvanoplastic surface treatment / V.V. Shpakovsky // Internal combustion engines. – 2009. – №2 – P. 115-116.

The corundum-coated pistons used for modernizing the diesel-locomotive shunters during scheduled overhauls allow us to prolong life of the cylinder-&-piston unit and to increase diesel effective power. The corundum-coated pistons installed onto the K68310DR diesel working surfaces for diesel-locomotive ЧМЭ-3 shunters allowed for the increase of effective power by 160kW and higher in all modes of diesel operation in comparison with the serial engine. Table 2. II. 2. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.436

Krestling N.A. Experimental studies of the marine 12ЧНСП15/18 engine used for the ship power plant of harbor fleet / N.A. Krestling, V.V. Popov // Internal combustion engines. – 2009. – №2. – P. 117-120.

Modern thermal sea craft power plant can serve as an object of system approach. This paper gives method and results of experimental investigation of marine 12 ЧНСП15/18 engine used by power plant of the harbor fleet. Table 1. II.2. Bibliogr. 1 names.