

С. А. Ковалёв

## РАЗРАБОТКА ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГАЗОВЫМИ ДВС, ПЕРЕОБОРУДОВАННЫМИ НА БАЗЕ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ДЛЯ РАБОТЫ НА СЖИЖЕННОМ НЕФТЯНОМ ГАЗЕ

*Показаны целесообразность и преимущество использования транспортными средствами газовых моторных топлив по отношению к традиционным жидким моторным топливам. Приведены и проанализированы технические решения для использования дизелями газовых моторных топлив. На основании анализа обоснована целесообразность конвертирования дизелей в газовые ДВС с принудительным зажиганием.*

*Разработана электронная микропроцессорная система управления газовыми ДВС с принудительным зажиганием, имеющая модульную структуру, состоящую из двух главных и ряда дополнительных подсистем. Приведены структуры и описан принцип работы главных подсистем, к которым относятся подсистема управления питанием и впрыском СНГ, а также подсистема управления зажиганием. Разработан и создан опытный образец ЭБУ. Приведена структурная схема системы электронного управления газовым ДВС с опытным ЭБУ. Проведены безмоторные испытания опытного образца ЭБУ, которые подтвердили его работоспособность.*

### Введение

В последнее время правительства многих стран, а также ведущие мировые производители колёсных транспортных средств (далее – КТС) начали уделять повышенное внимание использованию газовых моторных топлив. Основным фактором, стимулирующим большинство стран мирового сообщества к развитию рынка газовых моторных топлив, являются экологические проблемы, которые возникают в результате загрязнения окружающей среды как КТС, предназначенными для перевозки пассажиров и грузов на дорогах общего пользования, так сельскохозяйственной техникой, работающей на традиционных жидких моторных топливах. Первый путь решения этой проблемы – постоянное повышение экологических требований к снижению содержания вредных веществ в отработанных газах двигателей внутреннего сгорания (далее – ДВС). А второй путь – более широкое применение экологически чистых газовых моторных топлив.

К наиболее распространенным как в мире, так и в Украине газовым моторным топливам, относятся: сжиженный нефтяной газ (далее – СНГ) и природный газ (далее – ПГ). Следует отметить, что ПГ в качестве моторного топлива для КТС используется как в сжатом (далее – КПГ) состоянии, так и в сжиженном (далее – СПГ) состоянии. Кроме того, стоимость СНГ и ПГ ниже чем стоимость традиционных бензинов или дизельного топлива. При этом их использование в целом уменьшает выбросы диоксида углерода (основной парниковый газ) на 10 ... 15%, оксидов азота – на 15 ... 20%, а при переоборудовании дизелей в газодизели для работы на ПГ, еще и в 3 ... 5 раз снижает дымность отработанных газов [1, 2].

В связи с этим, а также с учетом того, что современные КТС, особенно категорий М<sub>2</sub>, М<sub>3</sub> (автобусы) и N (грузовые автомобили и тягачи), а также коммунальная и сельскохозяйственная техника (самоходные шасси, мощные колесные и гусеничные тракторы) оснащены преимущественно дизелями, имеющими высокие эксплуатационные расходы дизельного топлива, становится очевидным целесообразность его замены на более дешевые газовые моторные топлива – СНГ или КПГ.

### Анализ способов переоборудования дизелей для работы на газовых моторных топливах

В настоящее время в мировой практике существует два наиболее часто применяемых технических решения использования дизельными КТС газовых моторных топлив [3].

Первое техническое решение заключается в том, что дизель КТС конвертируют в газодизель. Для этого двигатель оснащают дополнительной системой питания газовым моторным топливом (прежде всего КПГ или СНГ), а в его конструкцию (в том числе в регулятор частоты вращения) вносят небольшие конструктивные изменения. В результате двигатель становится двухтопливным и по выбору может работать, как только на дизельном топливе (по дизельному циклу), так и на смеси газового топлива с небольшой «запальной дозой» дизельного топлива (по газодизельному циклу). Главными преимуществами такого технического решения являются относительная простота переоборудования, недорогостоящая реконвертация газодизеля в дизель, а также возможность работы дизеля без уменьшения мощности. А недостатком является относительно небольшие эксплуатационные замещения дизельного топлива, которые в зависимости от вида используемого газового топлива составляют от 30 до 60%. При этом меньшие значения за-

мещения получают при использовании СНГ, а больше при КПП.

Второе техническое решение заключается в том, что дизель КТС конвертируют в газовый ДВС с принудительным зажиганием. Такой вид переоборудования требует с одной стороны полного демонтажа систем питания и впрыска дизельного топлива (включая дизельные топливные баки, трубопроводы, фильтры и т.д.), а с другой стороны частичной разборки и внесения соответствующих изменений в конструкцию ДВС. К изменениям конструкции двигателя относятся как доработка головки блока цилиндров дизеля для установки свечей зажигания, так и доработка старых поршней или установка новых поршней, у которых изменена форма (объем) камеры сгорания для уменьшения степени сжатия. Кроме этого, газовый ДВС дооборудуют двумя главными системами: системой питания и впрыска газового топлива, а также системой принудительного зажигания. В настоящее время в качестве системы впрыска применяются системы типа Common Rail (с впрыском газа электромагнитными форсунками во впускной коллектор ДВС в зону, приближенную к впускному клапану), а в качестве системы зажигания – электронные индуктивные системы зажигания с неподвижным распределителем напряжения с двухискровыми или индивидуальными катушками зажигания.

Помимо этого, газовый ДВС дооборудуют системой управления наполнения цилиндров зарядом рабочей смеси (состоящей из дроссельной заслонки с механическим приводом с датчиком угла поворота заслонки) и механизмом байпасного регулирования потока воздуха.

Кроме этого, газовый ДВС для выполнения соответствующих экологических требований может быть дооборудован рядом дополнительных систем – таких, как: системой нейтрализации отработавших газов (с трехкомпонентным каталитическим нейтрализатором и одним или двумя лямбда-зондами), системой рециркуляции отработанных газов (далее – ОГ) и других.

Для управления работой газового ДВС, оборудованного главными и дополнительными системами, на нем (при отсутствии штатных датчиков) должны быть установлены дополнительные датчики и устройства.

Следует также отметить, что на практике второе техническое решение подразделяется на два технических направления.

Первое техническое направление связано с производством в заводских условиях новых газовых ДВС (создаваемых на базе новых дизелей) для

их установки на новые КТС вместо штатных дизелей. В этом случае, для сохранения технических характеристик самого КТС новые газовые ДВС должны иметь энергетические показатели, приближенные к энергетическим показателям заменяемых дизелей. При этом, принимая во внимание то, что уменьшение степени сжатия газового ДВС, приведет к уменьшению мощности газового ДВС, за базу для конвертирования выбирают дизель, номинальная мощность и как следствие рабочий объем которого на 15...20% выше чем требуемая номинальная мощность газового ДВС. В результате, такое техническое направление позволяет получить газовый ДВС, энергетические параметры которого, в частности его мощность, практически на 100% соответствует мощности заменяемого дизеля.

Второе техническое направление, отличается от первого тем, что газовые ДВС создаются на базе находящихся в эксплуатации штатных дизелей КТС. Такое переоборудование можно проводить в специализированных мастерских на месте эксплуатации дизельных КТС, а также в процессе капитального ремонта дизелей. Газовые ДВС, конвертированные на базе находящихся в эксплуатации дизелей, вследствие уменьшения степени сжатия, зачастую имеют мощность на 5...20% меньше, чем мощность базового дизеля.

**Целью данной работы** является создание универсальной электронной системы управления газовыми ДВС с принудительным зажиганием.

#### **Назначение и принцип работы системы управления газовым ДВС**

Эффективное управление работой переоборудованного на базе дизеля газового ДВС может осуществляться только системой электронного управления.

Главными функциями системы электронного управления транспортным газовым ДВС с принудительным зажиганием и впрыском газового топлива во впускной коллектор являются:

1. Точное дозирование необходимого количества газового топлива в каждый цилиндр ДВС в соответствии с количеством (массой) поступившего воздуха.
2. Создание разряда соответствующей мощности на свече зажигания в оптимальный момент зажигания.

Сочетание этих двух функций – определяет величину крутящего момента газового ДВС.

В разработанной системе электронного управления газовым ДВС, имеющим от 2-х до 6-ти цилиндров, главные функции реализуются путем объединенного управления как системой питания и впрыска газового топлива, так и электронной ин-

дуктивной системой зажигания с неподвижным распределителем напряжения. При этом, система впрыска газового топлива способна обеспечить три вида впрыска – групповой, или последовательный, или индивидуальный впрыск, а система зажигания имеет возможность регулирования угла опережения зажигания по сигналу датчика частоты вращения и корректировку угла опережения зажигания по сигналу датчика детонации.

Кроме главных функций, система электронного управления газовым ДВС может выполнять такие дополнительные функции как: регулирование величины пусковой подачи газового топлива в зависимости от температуры охлаждающей жидкости ДВС; регулирование частоты вращения газового ДВС на режиме холостого хода в зависимости от температуры охлаждающей жидкости и подключения дополнительных устройств (например, электроклапана, кондиционера т.п.); регулирования системы нейтрализации ОГ (состава ОГ) по сигналам одного или двух лямбда зондов; регулирование системы рециркуляции ОГ.

В результате, система электронного управления газовым ДВС разработана в виде модульной структуры, состоящей из двух главных и ряда дополнительных подсистем. В зависимости от комплектации различными датчиками и устройствами главных подсистем, а также наличия и количества дополнительных подсистем, система обеспечивает управление работой её четырех версий – «Базовой», «Средней», «Высшей» и «Мастер».

При этом следует отметить, что система электронного управления разработана с учетом возможности управления работой газового ДВС как на СНГ, так и на КПП. Однако, использование КПП, как моторного топлива для КТС, имеет свои особенности, связанные с управлением элементами специального оборудования, работающими под высоким давлением, и в этой статье не рассматривается. В данной статье рассматривается только система электронного управления газовым ДВС при его работе на СНГ.

К главным подсистемам системы электронного управления газовым ДВС относятся: подсистема управления питанием и впрыском СНГ, а также подсистема управления зажиганием.

Подсистема питания и впрыска СНГ в газовый ДВС функционирует следующим образом: СНГ, находящийся в жидкой фазе под избыточным давлением в газовом баллоне 11, через мультиклапан 10 и газовый фильтр 9 жидкой фазы поступает в газовый редуктор-испаритель 8, где происходит испарение СНГ до газовой фазы. Далее газ прохо-

дит через фильтр 7 газовой фазы и поступает в газовую рейку 6. Газовый редуктор-испаритель 8 обеспечивает постоянное давление газовой фазы в газовой рейке 6 и как следствие на входе с газовой рейки 6 электромагнитные форсунки 12.

Газовые электромагнитные форсунки 12 управляются электронным микропроцессорным блоком управления (далее – ЭБУ, на англ. языке – ECU [2, 5]) и обеспечивают подачу газа во впускной патрубок впускного коллектора каждого цилиндра. Количество поступающего в цилиндр газа пропорционально времени открытия газовых форсунок, которое рассчитывается ЭБУ по сигналам датчиков, установленных на ДВС. Момент открытия газовых форсунок 12 рассчитывается ЭБУ 3 по сигналу датчика 15 частоты вращения коленчатого вала и положения ВМТ, формируемого задающим диском типа 60-2. По сигналам датчика 16 давления и температуры газа в рейке газовых форсунок, ЭБУ корректирует время открытия газовых форсунок (величину подачи газа).

В «Базовой» версии системы электронного управления газовым ДВС, в комплектации которой отсутствует датчик 17 положения распределительного вала (датчик Холла), а также датчики 18, 19 и 20, программное обеспечение подсистемы питания и впрыска СНГ обеспечивает групповой вид впрыска газа. В «Средней» и «Высшей» версиях системы электронного управления, в комплектации которых присутствует датчик 17 положения распределительного вала (датчик Холла), программное обеспечение подсистемы питания и впрыска СНГ обеспечивает последовательный вид впрыска газа. А в версии «Мастер» – индивидуальный вид впрыска газа.

На всех режимах работы газового ДВС ЭБУ по сигналам датчика 13 положения дроссельной заслонки и массового расходомера воздуха 18 ЭБУ рассчитывает количество поступающего воздуха и регулирует величину подачи газа, обеспечивая необходимый состав газозвушной смеси. Для оптимизации состава газозвушной смеси также используются сигналы лямбда-зонда(-ов) 19 и 20.

При пуске газового ДВС ЭБУ рассчитывает время открытия газовых форсунок 12 (величину пусковой подачи газа) с учетом сигнала от датчика 14 температуры охлаждающей жидкости, обеспечивая на нескольких первых оборотах обогащение газозвушной смеси. При этом, при пуске холодного газового ДВС величина пусковой подачи газа рассчитывается как максимальная, а по мере прогрева двигателя - уменьшается.

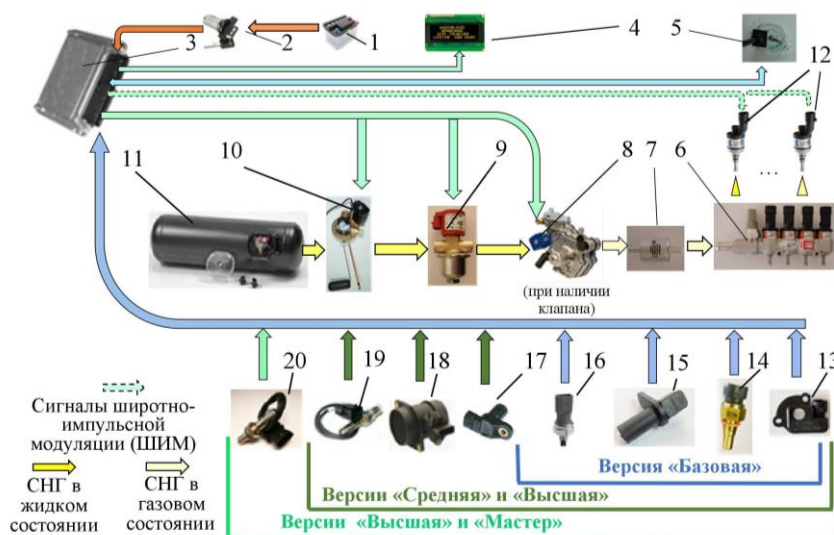


Рис. 1. Принципиальная схема подсистемы управления питанием и впрыском СНГ в газовый ДВС:

1 – аккумулятор; 2 – замок зажигания; 3 – ЭБУ; 4 – жидкокристаллический дисплей (индикатор); 5 – датчик-показатель уровня СНГ в газовом баллоне, интегрированный в мультиклапан; 6 – рейка с газовыми электромагнитными форсунками; 7 – фильтр газовой паровой фазы; 8 – газовый редуктор-испаритель с дистанционно управляемым запорным клапаном; 9 – газовый фильтр с дистанционно управляемым запорным клапаном; 10 – мультиклапан с дистанционно управляемым рабочим клапаном; 11 – газовый баллон; 12 – газовые электромагнитные форсунки; 13 – датчик углового положения фроссельной заслонки; 14 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 15 – датчик частоты вращения коленчатого вала и положения ВМТ; 16 – датчик давления и температуры газа в рейке газовых форсунок; 17 – датчик положения распределительного вала (датчик Холла); 18 – массовый расходомер воздуха с интегрированным датчиком температуры; 19 – лямбда-зонд (перед трехкомпонентным каталитическим нейтрализатором); 20 – лямбда-зонд (после трехкомпонентного каталитического нейтрализатора)

Принципиальная схема подсистемы управления зажиганием газового ДВС показана на рис. 2.

Приведенная схема подсистемы управления зажиганием с двухискровыми катушками зажигания соответствует «Базовой» и «Средней» версиям системы электронного управления газовым ДВС.

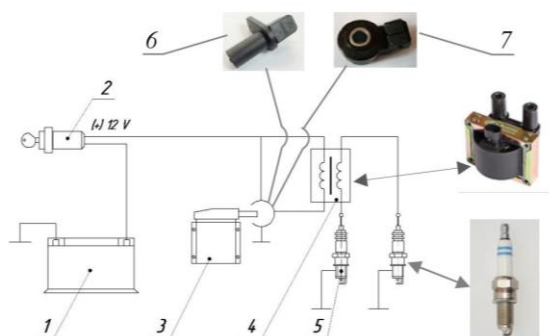


Рис. 2. Принципиальная схема подсистемы управления зажиганием газового ДВС:

1 – аккумулятор; 2 – замок зажигания; 3 – ЭБУ; 4 – двухискровые катушки зажигания; 5 – свечи зажигания; 6 – датчик частоты вращения коленчатого вала и положения ВМТ; 7 – датчик детонации

Подсистема состоит из ЭБУ 3, двухискровых катушек зажигания 4, высоковольтных проводов с наконечниками (на рис. 2 не обозначены) и свечей зажигания 5.

Особенностью системы зажигания является применение двухискровых катушек зажигания с двумя высоковольтными выводами, что с одной стороны существенно удешевляет систему зажигания, а с другой стороны позволяет использовать её только для ДВС, имеющих четное число цилиндров.

В системах зажигания с двухискровыми катушками зажигания на каждые два цилиндра приходится по одной катушке зажигания. Зачастую, двухискровые катушки зажигания конструктивно объединены в один блок. Высокое напряжения от катушек к свечам зажигания передается при помощи высоковольтных проводов. Выходы вторичных обмоток катушек подключаются к свечам зажигания в двух разных цилиндрах. В одном из цилиндров такой пары зажигание происходит в конце такта «сжатия», что обеспечивает так называемую «рабочую искру», а в другом – в конце такта выпуска отработавших газов, что создает так называемую «холостую искру». В связи с этим, работо-

способность систем зажигания с двухискровыми катушками зажигания обеспечивается при наличии только датчика частоты вращения коленчатого вала и положения ВМТ, а датчик положения распределительного вала (датчик Холла) в системе – отсутствует.

Управление подсистемой зажигания (в «Базовой» версии) осуществляется ЭБУ по сигналам датчика частоты вращения коленчатого вала и положения ВМТ, а также датчика детонации. При возникновении в цилиндрах газового ДВС детонации, подсистема управления зажиганием по сигналу датчика детонации корректирует (уменьшает) угол опережения зажиганием до полного прекращения детонации. В «Средней» версии программного обеспечения, подсистема управления зажиганием вычисляет угол опережения зажиганием на основании многопараметровой характеристики, полученной экспериментальным путем.

Все версии разработанной системы электронного управления газовым ДВС содержат дополнительную подсистему регулирования частоты вращения газового ДВС на режиме холостого хода, которая управляется по сигналу датчика температуры охлаждающей жидкости или датчика частоты вращения при подключения дополнительных устройств (кондиционера, электровентилятора и т.п.).

Функционирование подсистемы заключается в управлении ЭБУ работой регулятора холостого хода (далее – РХХ), который обеспечивает регулирование расхода воздуха, поступающего в ДВС через дополнительный воздушный канал (байпасный канал) в обход дроссельной заслонки.

При работе на холостом ходу и при прогреве холодного газового ДВС ЭБУ управляет работой РХХ так, что по мере прогрева ДВС, происходит снижение его частоты вращения. Кроме этого, при подключении дополнительных устройств по сигналу датчика частоты вращения ЭБУ управляет работой РХХ таким образом, что частота вращения газового ДВС на режиме холостого хода не снижается.

Для управления работой транспортного газового ДВС с принудительным зажиганием был разработан и создан опытный образец ЭБУ. Структурная схема системы электронного управления газовым ДВС с опытным ЭБУ, отвечающая версиям «Базовая» и «Средняя», показана на рис. 3.

Опытный образец ЭБУ построен на основе микроконтроллера модели STM32F4, созданного на базе высокопроизводительного 32-х разрядного ядра ARM Cortex-M4 [6] с рабочей частотой 168 МГц. Вычислительная мощность (производительность) микроконтроллера при рабочей частоте

достигает 210 DMIPS. В микроконтроллер интегрированы: статическая память с произвольным доступом SRAM (ОЗУ) объемом 192 кбайт, а также 4 кбайт резервной SRAM и до 1 Мбайт Flash памяти. Для обработки аналоговых сигналов служат два 12-битных ЦАП и три 12-битных АЦП. Все данные, даже при отключенной аккумуляторной батарее, сохраняются во внешней постоянной EEPROM памяти (с электрическим стиранием) модели AT45DB041D объемом 4 Мбит.

Для визуализации работы системы электронного управления газового ДВС в целом, используется 20-ти символьный 4-х строчный жидкокристаллический индикатор (дисплей) модели WH2004A-PLL-CTVE.

При проведении пуско-наладочных работ ЭБУ подключается к персональному компьютеру с помощью преобразователя интерфейсов USB-UART созданного на базе микроконтроллера модели PIC16F1825 и преобразователя интерфейса FT232.

На рис. 1 сплошными линиями обозначены входные датчики и устройства, а также исполнительные элементы и устройства, входящие в комплектацию системы электронного управления газовым ДВС, соответствующей «Базовой» версии. А пунктирными линиями, те датчики и устройства, которые добавляются к «Базовой» версии и соответствуют «Средней» версии.

Структурная схема системы электронного управления газовым ДВС, отвечающая версиям «Высшей» и «Мастер» отличается от схемы, приведенной на рис. 1 тем, что, во-первых, в системе зажигания вместо двухискровых катушек зажигания применяются индивидуальные катушки зажигания, а во-вторых, наличием дополнительной подсистемы управления рециркуляцией ОГ.

Разработан специальный интерфейс, позволяющий с помощью персонального компьютера настраивать или перепрограммировать каждую из четырех версий системы электронного управления газовым ДВС.

Структурная схема системы электронного управления газовым ДВС (см. рис. 1) показывает, что её архитектура обеспечивает работу системы как с входными датчиками и устройствами, так и с исполнительными органами и устройствами со всеми перечисленными выше главными и дополнительными подсистемами.

Проведены безмоторные испытания опытного образца ЭБУ, которые подтвердили его работоспособность и показали, что вычислительная мощность (производительность) ЭБУ с микроконтроллером модели STM32F4 позволяют управлять работой газового ДВС в реальном масштабе времени.

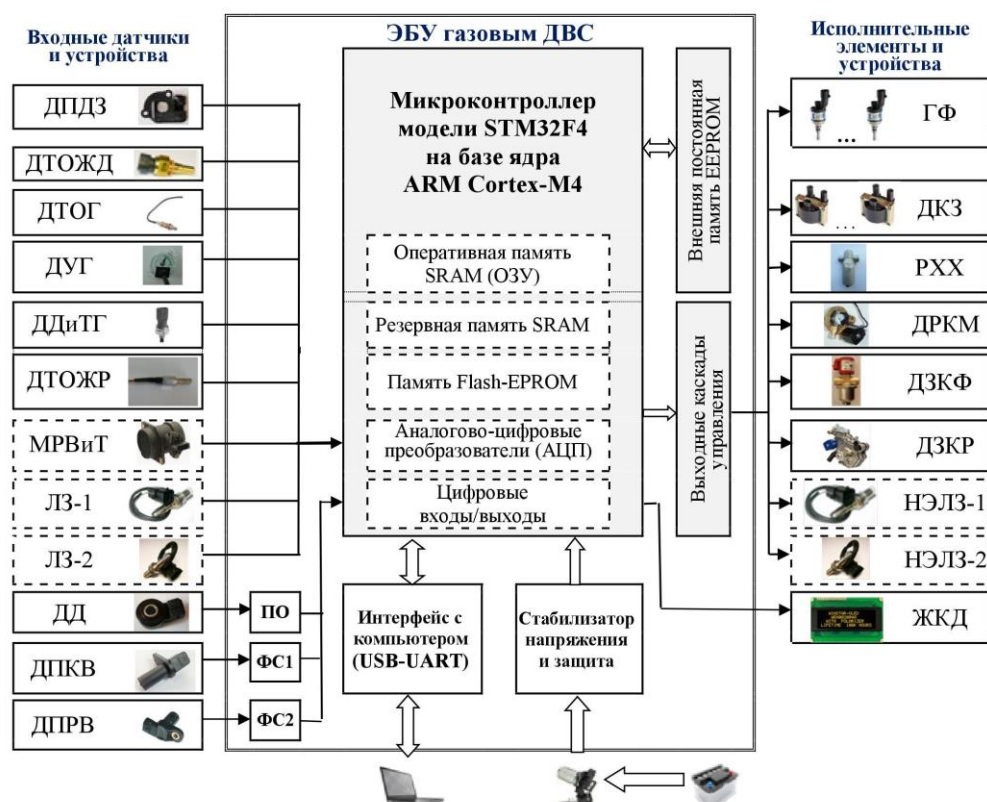


Рис. 3. Структурная схема системы электронного управления газовым ДВС с ЭБУ:

ДПДЗ – датчик углового положения дроссельной заслонки с механическим приводом; ДТОЖД – датчик температуры охлаждающей жидкости ДВС; ДТОГ – датчик температуры отработавших газов; ДУГ – датчик-показатель уровня СНГ в газовом баллоне, интегрированный в мультиклапан; ДДиТГ – датчик давления и температуры газа в рейке газовых форсунок; ДТОЖР – датчик температуры охлаждающей жидкости, интегрированный в редуктор-испаритель (при наличии); МРВиТ – массовый расходомер воздуха с интегрированным датчиком температуры; ЛЗ-1 – лямбда-зонд (перед трехкомпонентным каталитическим нейтрализатором); ЛЗ-2 – лямбда-зонд (после трехкомпонентного каталитического нейтрализатора); ДД – датчик детонации (интенсивности детонации); ДПКВ – датчик частоты вращения коленчатого вала и положения верхней мертвой точки (далее – ВМТ); ДПРВ – датчик положения распределительного вала (датчик Холла); ПО – предварительная обработка сигнала с ДД; ФС1 – формирователь сигнала с ДПКВ; ФС2 – формирователь сигнала с ДПРВ; ГФ – газовые электромагнитные форсунки; ДКЗ – двух-искровые катушки зажигания; РХХ – регулятор холостого хода; ДРКМ – дистанционно управляемый рабочий клапан на мультиклапане; ДЗКФ – дистанционно управляемый запорный клапан на газовом фильтре; ДЗКР – дистанционно управляемый запорный клапан на газовом редукторе-испарителе (при наличии); НЭЛЗ-1 – нагревательный элемент лямбда-зонда, установленного перед трехкомпонентным каталитическим нейтрализатором; НЭЛЗ-2 – лямбда-зонда, установленного после трехкомпонентного каталитического нейтрализатора; ЖКД – жидкокристаллический дисплей (индикатор); USB-UART – преобразователь интерфейсов

### Выводы

Анализ способов переоборудования дизелей для работы на газовых моторных топливах, позволяет сделать заключение о целесообразности переоборудования дизелей в газовые ДВС с принудительным зажиганием.

Разработана структурная схема системы электронного управления газовым ДВС с опытным ЭБУ, отвечающая версиям «Базовая» и «Средняя», для работы на СНГ.

Изготовлен опытный образец ЭБУ. Проведены безмоторные испытания опытного ЭБУ, которые подтвердили его работоспособность.

Дальнейшее направление работ связано с проведением моторных испытаний газового ДВС с опытным образцом ЭБУ и дорожных испытаний КТЗ с газовым ДВС, работающим на СНГ.

**Список літератури:**

1. Всесвітній досвід використання стисненого природного та зрідженого нафтового газів як моторних палив на автомобільному транспорті [Текст] / Редзюк А.М., Ковальов С.О. // Автошляховик України. – 2004. – № 5. – С. 5 – 9. 2. Автомобільний справочник. Перевод с англ. Первое русское издание. – М.: Издательство «За рулем», 2000. – 896 с. 3. Конструкція електронного коректора подачі «запальної дози» дизельного палива для транспортного газодизеля [Текст] / Ковальов С.О., Сіянюк Ю.В., Патлатюк К.А. // Автошляховик України. – 2009. – № 2. – С. 5 – 9. 4. Правила ООН № 67 Единые предписания, касающиеся: I. Официального утверждения специального оборудования транспортных средств категорий M и N, двигатели которых работают на сжиженном нефтяном газе; II. Официального утверждения транспортных средств категорий M и N, оснащенных специальным оборудованием для использования сжиженного нефтяного газа в качестве топлива, в отношении установки такого оборудования. 5. Системы управления бензиновыми двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. – 432 с.: ил. 6. ARM Architecture Reference Manual//ARM Limited. [Электронный ресурс] /

<http://people.freebsd.org/~chuckr/arm/ARMArchitectureRefMan.pdf>. Режим доступа на 07.03.2018.

**Bibliography (transliterated):**

1. Redzyuk A.M., Kovalov S.A. (2004), "World experience of the use of compressed natural and liquefied petroleum gases as motor fuels on a motor transport", Magazine "Avtoshlyahovyk Ukraine", [Vsesvitnij dosvid vikoristannya stisnenoogo prirodnoogo ta zridzenoogo naftovogo gaziv yak motornih paliv na avtomobil'nomu transporti], № 5, pp. 5 – 9. 2. Bosch R. GmbH. (Hrsg.) Ottomotor-Management. 1 Aufl. – Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg, 1998. 372 p. 3. Kovalov S.A., Siyanko Y.V., Patlatyuk K.A. (2009), "The design of the electronic corrector for feeding the "inflammatory dose" of diesel fuel for the transport dual fuel engine", Magazine "Avtoshlyahovyk Ukraine", [Konstrukciya elektronnoogo korektora podachi «zapal'noi dozi» dizel'nogo paliva dlya transportnogo gazodizelya], № 2, pp. 5 – 9. 4. Regulation No. 67. Uniform provisions concerning the approval of: I. Approval of specific equipment of vehicles of category M and N using liquefied petroleum gases in their propulsion system; II. Approval of vehicles of category M and N fitted with specific equipment for the use of liquefied petroleum gases in their propulsion system with regard to the installation of such equipment. 5. Bosch R. GmbH. Ottomotor-Management. 2 Auflage. – Chefredaktion: Dipl.-Ing. (FH) Horst Bauer. – Springer Fachmedien Wiesbaden, 2003. 418 p. 6. "ARM Architecture Reference Manual// ARM Limited.", available at: <http://people.freebsd.org/~chuckr/arm/ARMArchitectureRefMan.pdf>.

Поступила в редакцию 08.06.2018 г.

**Ковалёв Сергей Александрович** – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., заместитель заведующего лабораторией исследования использования топлив и экологии Государственного предприятия «Государственный автотранспортный научно-исследовательский и проектный институт», Киев, Украина, e-mail: skovalev@insat.org.ua

**РОЗРОБЛЕННЯ ЕЛЕКТРОННОЇ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ГАЗОВИМИ ДВЗ,  
ПЕРЕОБЛАДНАНИМИ НА БАЗІ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ  
ДЛЯ РОБОТИ НА ЗРІДЖЕНОМУ НАФТОВОМУ ГАЗІ**

*С.О. Ковальов*

Показані доцільність і переваги використання транспортними засобами газових моторних палив по відношенню до традиційних рідких моторних палив. Наведено і проаналізовано технічні рішення для використання дизелями газових моторних палив. На підставі аналізу обґрунтовано доцільність конвертування дизелів в газові ДВЗ з примусовим запалюванням.

Розроблено електронну мікропроцесорну систему управління газовими ДВЗ з примусовим запалюванням, що має модульну структуру, яка складається з двох головних і ряду додаткових підсистем. Наведено структури і описано принцип роботи головних підсистем, до яких відносяться підсистема управління живленням і впорскуванням ЗНГ, а також підсистема управління запалюванням. Розроблено та створено дослідний зразок ЕБУ. Наведено структурну схему системи електронного управління газовим ДВЗ з дослідним ЕБУ. Проведені безмоторні випробування дослідного зразка ЕБУ, які підтвердили його працездатність.

**DEVELOPMENT OF AN ELECTRONIC CONTROL SYSTEM FOR GAS-ENGINES,  
CONVERTED ON THE BASIS OF TRANSPORT DIESELS  
TO WORK FOR ON LIQUEFIED PETROLEUM GAS**

*S.A. Kovalov*

The expediency and advantage of using gas motor fuels on a relation to traditional liquid motor fuels is shown. Technical solutions for the use of gas motor fuels by diesel engines are presented and analyzed. On the basis of the analysis, the expediency of converting diesel engines into gas engines with forced ignition is justified.

An electronic microprocessor control system for gas internal combustion engines with forced ignition has been developed, which has a modular structure consisting of two main and a number of additional subsystems. The structures are described and the principle of operation of the main subsystems is described, including LPG injection subsystem, as well as the ignition control subsystem. An experienced ECU was developed and created. A structural scheme of the electronic control system of a gas engine with an experienced ECU is given. The out motorized tests of the experienced ECU were carried out, which confirmed his operability.

В. Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова

## РАСЧЕТ УТЕЧКИ ГАЗОВ В ДВС ПРИ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ

*Предложен расчет утечек газов через кольцевые уплотнения ДВС с учетом динамики поршневых колец. Отмечены недостатки предыдущих работ в этой области. Дана количественная оценка утечек газов через кольцевое уплотнение быстроходного дизеля, которая подтвердила известные ранее экспериментальные зависимости истечения газов от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Приведены формулы для расчета утечек газов при различных случаях взаимного расположения колец в канавках поршня. Предоставлено пример расчета утечек для быстроходного дизеля. Отмечено, что по характеру изменения истечения газов от частоты вращения коленчатого вала можно выявить нарушения в нормальной работе поршневых колец и наметить пути совершенствования кольцевого уплотнения. Сделаны достоверные выводы и указаны пути экспериментальной оценки динамической устойчивости кольцевого уплотнения.*

### Введение

**Постановка проблемы.** Работа деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) двигателей внутреннего сгорания сопровождается утечкой газов через систему зазоров в сопряжениях поршневое кольцо (ПК) – поршень (П) – гильза цилиндров (ГЦ). Эти утечки могут оказывать заметное влияние на эксплуатационные свойства ДВС: ухудшаются мощность и экономичность двигателя, форсируется износ деталей, уменьшаются сроки службы, растет расход масла и его старение, возрастает вероятность заедания поверхностей сопряженных деталей [3,5]. В связи с этим проблема улучшения эксплуатационных свойств кольцевого уплотнения ДВС является предметом постоянного внимания и её актуальность приобретает особую остроту для современных форсированных двигателей [1,2].

Исследованию утечек газов в картер двигателя посвящено много работ, в которых в результате анализа экспериментально-теоретических зависимостей даны практически важные рекомендации по конструкторско-технологическому усовершенствованию, а также условиям работы системы ПК-П-ГЦ [3,4,5].

Несмотря на это, различные исследователи при расчете утечек исходили из допущения об отсутствии перемещения колец на работающем двигателе, что неизбежно приводило к увеличению погрешностей их оценки, вследствие чего полученные результаты носили скорее качественный, нежели количественный характер.

Вопросы динамики поршневых колец и её влияния на утечку газов рассматривались в работах [7-13]. Наиболее полно они изложены в работах К. Энглиша [3,4]. В них приведен подробный анализ обширного экспериментального материала по динамическому нарушению уплотняющей способности ПК, вместе с тем в них не приведены аналитические связи между динамикой колец и утечками газов через кольцевое уплотнение. Подобный недо-

статок в равной мере присущ и ряду других работ [7,8,13].

В работе [6] рассмотрена динамическая модель кольцевого уплотнения, позволяющая уточнить теоретический анализ работы ПК и получить расчетные данные по перемещению колец в канавках и давлению газов в заколочных пространствах поршня. Однако в ней не предложены аналитические зависимости между динамическими характеристиками кольцевого уплотнения и количеством утечки газов в картер двигателя.

**Цель работы.** Разработать расчет утечек газов через кольцевое уплотнение ДВС с учетом динамики поршневых колец, который позволит повысить точность оценки уплотнительной способности и найти пути улучшения его эксплуатационных свойств.

**Основной материал.** Исследуется кольцевое уплотнение, состоящее из трех колец при различных случаях их взаимного расположения в канавках, получивших экспериментальное подтверждение в работах [3,8-10].

Предпосылки аналитического решения рассматриваемой задачи даны в работе [6], где при известных экспериментальных и теоретических допущениях приведены расчетные зависимости для определения положения поршневых колец в канавках и давления газов в заколочных пространствах при аналогичной схеме кольцевого уплотнения.

Утечки газов через неплотности поршневых колец подсчитывались по общеизвестной формуле:

$$dm = \mu f \psi p_k \sqrt{\frac{1}{RT_k}} dt,$$

где  $\mu f$  - коэффициент расхода и проходные сечения между заколочными объёмами;

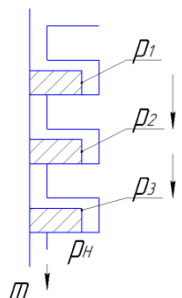
$\psi$  - скоростная функция, зависящая от отношения давлений;

$p_k, T_k$  - давление и температура газов в канавках,  $R$  - газовая постоянная,  $t$  - время.



Для различных случаев взаимного расположения колец в канавках получены следующие расчётные уравнения:

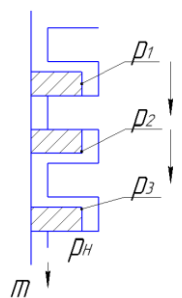
Случай 1.



$\Sigma P_1 > 0, \Sigma P_2 > 0, \Sigma P_3 > 0$   
при  $p_1 > p_2 > p_3$

$$\frac{dm}{d\tau} = \mu_3 f_3 \cdot \Psi \left( \frac{p_n}{p_3} \right) p_3 \sqrt{\frac{1}{RT_3}} \quad (1)$$

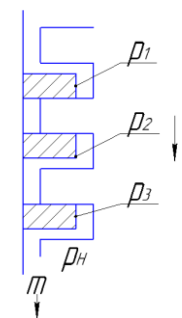
Случай 2.



$\Sigma P_1 > 0, \Sigma P_2 < 0, \Sigma P_3 > 0$   
при  $p_1 > p_2 = p_3$

$$\frac{dm}{d\tau} = \mu_3 f_3 \cdot \Psi \left( \frac{p_n}{p_3} \right) p_3 \sqrt{\frac{1}{RT_3}} \quad (2)$$

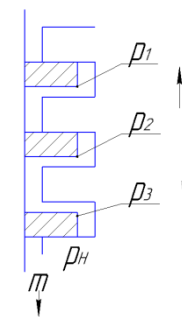
Случай 3.



$\Sigma P_1 > 0, \Sigma P_2 < 0, \Sigma P_3 < 0$   
при  $p_1 > p_2 > p_3$

$$\frac{dm}{d\tau} = \mu_3 f_3 \cdot \Psi \left( \frac{p_n}{p_2} \right) p_2 \sqrt{\frac{1}{RT_2}}$$

Случай 4.



$\Sigma P_1 < 0, \Sigma P_2 < 0, \Sigma P_3 > 0$   
при  $p_1 < p_2 > p_3$

$$\frac{dm}{d\tau} = \mu_3 f_3 \cdot \Psi \left( \frac{p_n}{p_3} \right) p_3 \sqrt{\frac{1}{RT_3}}$$

где  $\Sigma P_1, \Sigma P_2, \Sigma P_3$  – суммы сил, действующих на первое, второе и третье поршневые кольца;

$p_1, p_2, p_3$  – соответственно, давление газов в первой, второй и третьей поршневых канавках;

$T_2, T_3$  – температуры газов во второй и третьей канавках, равные среднеарифметической температуре поршня в зоне канавок и гильзы цилиндра;  $p_n$  – давление за третьим поршневым кольцом.

Значения  $p_1, p_2, p_3$ , а также расположение поршневых колец в канавках определяются расчётно-экспериментальным методом, изложенным в работе [6].

В качестве примера расчета утечки газов был выбран дизель ( $n=2600 \text{ мин}^{-1}, Ne=155 \text{ кВт}$ ). Основными исходными данными для расчета были: величины проходных сечений между заколочными объемами  $\mu f_2 = \mu f_3 = 0,310^{-6} \text{ м}^2$ ; объёмы заколочных пространств –  $V_2 = V_3 = 1,73 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ .

Задание начальных и граничных условий проведено по результатам индицирования и термометрирования дизеля на номинальном режиме работы. Коэффициент расхода  $\mu$  принят согласно рекомендациям работ [8,9].

Для обобщения результатов исследований целесообразно переходить к относительным величинам утечек:

$$\bar{m}_\phi = \frac{m_\phi}{m_\psi} \quad \text{и} \quad \bar{m}_n = \frac{m_n}{m_{\min}}$$

где,  $m_\phi$  – текущая утечка газов по углу поворота коленчатого вала,  $m_\psi$  – суммарная утечка газов за цикл,  $m_n$  – суммарная утечка при заданной частоте вращения коленчатого вала,  $m_{\min}$  – минимальная суммарная утечка газов по зависимости  $m_n = f(n)$ ,  $\bar{m}_\phi, \bar{m}_n$  – относительные величины утечек.

На рис.1 предоставлены  $\bar{m}_\phi$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала ( $n=800 \text{ мин}^{-1}$ ) при неподвижных и подвижных кольцах в канавках поршня. Видно, что перемещения колец в канавках оказывают значительное влияние на утечку газов в картер двигателя, причем основные различия в утечках газов происходят в периоды, когда давление газов в камере сгорания являются наибольшими, т.е. приблизительно при  $360-540^\circ$  поворота коленчатого вала. На последнем участке (с  $660^\circ$  поворота коленчатого вала) разница в величинах утечек не превышает 5% от общей утечки за цикл.

Следовательно, при расчете утечек необходимо учитывать действительные условия течения газов в уплотнении, образованном перемещающимися в канавках поршневыми кольцами.

Характер зависимости  $\bar{m}_n$  от частоты вращения коленчатого вала показан на рис.2. Для сравнения на графике приведены зависимости относительных утечек при неподвижных кольцах, а также для режимов холостого хода.

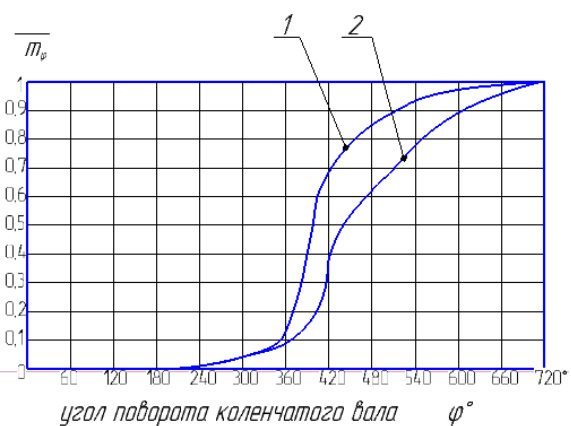


Рис. 1. Характер изменения относительной утечки газов  $\bar{m}_\varphi$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала ( $n=800\text{мин}^{-1}$ ):

1 - с учетом перемещения колец в канавках;  
2 - при неподвижных кольцах

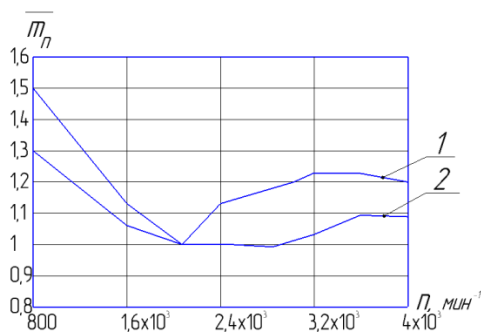


Рис.2. Характер изменения относительной утечки газов  $\bar{m}_n$  в зависимости от частоты вращения коленчатого вала:

1 – на режимах холостого хода;  
2 – на режимах нагрузки

Анализ приведенных зависимостей подтверждает существенное влияние перемещения колец на характер протекания кривых утечек газов. То, что утечки газов могут переходить через минимум при увеличении частоты вращения, отмечалось ранее и другими исследователями [3]. В нашем случае, динамические нарушения в работе колец происходили при частоте вращения более  $2000\text{мин}^{-1}$ , т.е. тогда, когда в начале второе кольцо начинало перемещаться в канавке поршня, а затем и остальные.

Как показали наши расчеты [6], переход к «критической» частоте вращения особо заметен на режимах холостого хода из-за уменьшения сил давления газов, действующих на поршневые кольца, что способствовало их отрыву от посадочной поверхности на нижнем торце канавки поршня.

Таким образом, располагая данными о характере зависимости утечек газов в картер от частоты

вращения коленчатого вала, можно судить о динамических качествах кольцевого уплотнения и его газуплотнительной способности, что важно при дальнейшем совершенствовании и форсировании современных ДВС.

### Выводы

1. Разработан расчет утечек газов через кольцевое уплотнение ДВС с учетом динамики поршневых колец, что даёт возможность повысить точность оценки уплотнительной способности и изыскать пути улучшения их эксплуатационных свойств.

2. Приведены формулы для расчета утечек газов при различных случаях взаимного расположения колец в канавках поршня.

3. Дан пример расчета утечек газов через кольцевое уплотнение быстроходного дизеля, результаты которого подтвердили приведенные ранее различными исследователями экспериментальные зависимости утечек газов от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

4. По характеру изменения утечек газов от частоты вращения коленчатого вала двигателя, особенно на режимах холостого хода, можно выявить нарушения в работе колец и сделать заключение о динамической устойчивости кольцевого уплотнения и, прежде всего, второго компрессионного кольца. Именно эту информацию важно учитывать при совершенствовании кольцевого уплотнения форсированных двигателей.

### Список литературы:

1. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання; серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов: за ред. А.П. Марченко та проф. А.Ф. Шеховцова. — Харків: Прапор, 2004. — 384с.
2. Абрамчук Ф.І. Двигуни внутрішнього згорання; серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ/ Ф.І. Абрамчук, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов: за ред. А.П. Марченко та проф. А.Ф. Шеховцова. — Харків: Видавн. центр НТУ «ХПІ», 2004. — 324с.
3. Энглиш К. Поршневые кольца. Т.1. Теория, изготовление, конструкция и расчет / К. Энглиш. — Москва: Машигиз, 1962. — 584с.
4. Энглиш К. Поршневые кольца. Т.2. Эксплуатация и испытания /К. Энглиш. — Москва: Машигиз, 1963. — 386 с.
5. Устинов А.Н. Исследование поршневых колец дизелей /А. Устинов. — Саратов: издательство Саратовского университета, 1974. — 127с.
6. Заренбин В.Г. К расчету течения газов через кольцевые уплотнения ДВС с учетом динамики поршневых колец / В.Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова // Двигатели внутреннего сгорания. — 2017. - №1. — с. 27-33.
7. Dykes P. Piston ring Movement during blow-by in high speed petrol engines // I nst. Mech Engrs, 1948. — v. 2.- №71.— p.140 -151.
8. Furuhama S., Tada T. On the of Gas Through the Piston Rings (2 nd Report)// Bulletin of JSME, 1961. — v.4. - №16. — p. 691 – 698.
9. Furuhama S., Tada T. On the Flow of Gas Through the Piston Rings (1 nd Report)// Bulletin of JSME, 1961. — v.4. - №16. — p. 684 – 690.
10. Furuhama S., Hiruma M: Axiul

movement of piston rings in the groove // ASLE/ Prepr, 1972. - №12 -10pp. 11. Baker A.J.S., Dowson D., Ecomonu P. Dynamic factors related to piston ring scuffing//ISME, 1976. – p. 25-34. 12. Baker A.J.S., Dowson D., Strachen P. Dynamic operating factors in piston rings// International symposium on Marine engineering (ISME), Tokio, 1973. – p. 267- 282. 13. Truscott R., Reid T., Ruddy B. Ring dynamics in a diesel engine and its effects on oil consumption and blowby // SAE Techn. Paper series, 1983. - №831282. – p. 11-23.

nevie kolca] in 2 volumes. V.1. Mechanical Engineering, 584p. 4. English K. Piston rings. [Porshnevie kolca] in 2 volumes. V.2 [Ekspluatatsiya i ispitaniya], Mechanical Engineering, 368p. 5. Ustinov A.N. Research of piston rings of diesel engines. 1974. [Issledovanie porshnevih kolec], Saratov, 127p.6. Zarenbin V. G., Kolesnikova T. N., To the calculation of the flow of gases through the O-ring seals taking into account the dynamics of the piston rings.2017. [K raschetu techeniya gazov cherez kolcevie uplotneniya DVZ s uchetom dinamiki porshnevih kolec],27-33 pp. 7. Dykes P. Piston ring Movement during blow-by in high speed petrol engines // 1 nst. Mech Engrs, 1948. – v. 2.- №71 p.140 -151.8. Furuhamu S., Tada T. On the of Gas Through the Piston Rings (2 nd Report)// Bulletin of JSME, 1961. – v.4. - №16. – p. 691 – 698.9. Furuhamu S., Tada T. On the Flow of Gas Through the Piston Rings (1 nd Report)// Bulletin of JSME, 1961. – v.4. - №16. – p. 684 – 690. 10. Furuhamu S., Hiruma M: Axial movement of piston rings in the groove // ASLE/ Prepr, 1972. - №12 -10pp. 11. Baker A.J.S., Dowson D., Ecomonu P. Dynamic factors related to piston ring scuffing//ISME, 1976. – p. 25-34.12. Baker A.J.S., Dowson D., Strachen P. Dynamic operating factors in piston rings// International symposium on Marine engineering (ISME), Tokio, 1973. – p. 267- 282. 13. Truscott R., Reid T., Ruddy B. Ring dynamics in a diesel engine and its effects on oil consumption and blowby // SAE Techn. Paper.

**Bibliography (transliterated):**

1. Marchenko. A. P., Ryzantsev. M. K., Shehovtsov. A. F., (2004), Engines of internal combustion. [Dviguni vnutrishnogo zgoraniya]: seriya pidruchnikov u 6 tomah. T.1. Development of constructions of forced engines of ground transport vehicles. [Rozrobka konstrukcij forsovanih dviguniv nazemnih transportnih mashin], Kharkiv, 384p. 2. Abramchuk, F.I., Ryzantsev, M. K., Shehovtsov, A. F., (2004), Engines of internal combustion. [Dviguni vnutrishnogo zgoraniya]: seriya pidruchnikov u 6 tomah. T.6. Reliability of the EIC [Nadijnist DVZ], Kharkiv, 324p. 3. English, K., (1962), Piston rings. [Porsh-

Надійшла в редакцію 13.07.2018 р.

**Заренбін Володимир Георгійович** – докт. техн .наук, професор кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна, e-mail: zvg@mail.pgasa.dp.ua.

**Колеснікова Тетяна Миколаївна** – канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна, e-mail: tnk1403@ukr.net.

**РОЗРАХУНОК ВИТОКУ ГАЗІВ В ДВЗ ПРИ ДИНАМІЧНІЙ МОДЕЛІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ПОРШНЕВИХ КІЛЕЦЬ**

*V.G. Zarenbin, T.M. Kolesnikova*

Запропоновано розрахунок витоків газів через кільцеві ущільнення ДВЗ з урахуванням динаміки поршневих кілець. Відзначені недоліки попередніх робіт в цій галузі. Дана кількісна оцінка витоків газів через кільцеве ущільнення швидкохідного дизеля, яка підтвердила відомі раніше експериментальні залежності витоків газів від частоти обертання колінчастого вала двигуна. Наведено формули для розрахунку витоків газів при різних випадках взаємного розташування кілець в канавках поршня. Надано приклад розрахунку витоків для швидкохідного дизеля. Відзначено, що за характером зміни витоків газів від частоти обертання колінчастого вала можна виявити порушення в нормальній роботі поршневих кілець і намітити шляхи вдосконалення кільцевого ущільнення. Зроблені достовірні висновки і вказані шляхи експериментальної оцінки динамічної стійкості кільцевого ущільнення.

**CALCULATION OF THE LEAKAGE OF GASES IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE UNDER THE DYNAMIC MODEL OF THE FUNCTIONING OF PISTON RINGS**

*V.G.Zarenbin, T.N. Kolesnikova*

The calculation of gas leaks through the ring seals of the internal combustion engine taking into account the dynamics of the piston rings is proposed. The shortcomings of previous works in this field are noted. A quantitative estimate of the leakage of gases through the ring seal of a high-speed diesel engine, which confirmed the previously known experimental dependence of the leakage of gases on the engine speed of the crankshaft. Formulas for the calculation of gas leaks are given for different cases of mutual arrangement of rings in the grooves of the piston. An example of leakage calculation for a high-speed diesel is given. It is noted that the nature of the change in gas leaks from the rotational speed of the crankshaft can reveal irregularities in the normal operation of the piston rings and outline ways to improve the ring seal. Authentic conclusions are drawn and ways of experimental evaluation of the dynamic stability of the ring seal are indicated.

*І.О. Мордвінцева, А.М. Зозуля, В.О. Пильов, Р.Аріан*

## ВПЛИВ ВИДУ КЕРУЮЧИХ ФУНКЦІЙ НЕСТАЦІОНАРНОЇ ЗАДАЧІ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ НА РЕСУРСНУ МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ

*Виконано аналіз розрахунково-експериментальних даних температурного та термонапруженого стану поршня в перехідних процесах роботи двигуна. Визначено керуючі функції в зоні першого та другого поршневих кілець. Отримано результати температурного стану поршня з урахуванням визначених керуючих функцій. Отримані результати збігаються з експериментальними даними з похибкою в допустимих межах. Розглядається одноступінчаста зміна керуючих функцій в порівнянні з отриманим видом керуючих функцій. Показано вплив виду керуючих функцій нестационарної задачі теплопровідності на температурний та термонапружений стан кромки камери згоряння поршня. Запропоновано спрощені варіанти керуючих функцій на основі одноступінчастої зміни виду керуючих функцій. Виконано оцінку ресурсної міцності поршня з урахуванням особливостей зміни спрощених керуючих функцій. Визначено спрощений варіант керуючих функцій, що відповідає концепції гарантованого забезпечення ресурсу кромки камери згоряння поршня.*

### Вступ

Загальновідомо, що тенденції зміни показників і критеріїв якості конструкцій двигунів внутрішнього згоряння свідчать про постійне зростання питомої потужності. Поряд з іншим ця обставина суттєво ускладнює процес проектування основних теплонапружених деталей і вузлів, що суперечить цілям скорочення часу та витрат на проектування. Основним підходом тут стає зменшення часу доводки двигунів за рахунок впровадження методів та засобів так званих, віртуального проектування та моделювання.

Щодо забезпечення високих показників фізичної надійності теплонапружених елементів двигунів тут додається ціль дотримання концепції гарантованого забезпечення ресурсу конструкції саме на етапі проектування. При цьому одночасне скорочення часу, витрат на проектування та дотримання вказаної концепції передбачає певні припущення та спрощення щодо моделювання температурного, напружено-деформованого стану деталей та прогнозування їх ресурсної міцності [1]. В першу чергу це стосується припустимого спрощення граничних умов (ГУ) задачі теплопровідності, що є достатньо складною науковою задачею.

Відповідно до наведених підходів значна увага приділяється забезпеченню ресурсної міцності поршня. Розтріскування кромок камери згоряння (КЗ) є досить розповсюдженою проблемою, пов'язаною саме з підвищенням рівнів форсування двигунів. Основною причиною означеної проблеми є часта зміна режимів експлуатації [2]. Це означає, що дотримання концепції гарантованого ресурсу поршнів повинно базуватись на раціональних рекомендаціях призначення спрощених моделей ГУ нестационарної задачі теплопровідності поршнів.

### Аналіз публікацій та задачі дослідження

Для моделювання перехідного процесу роботи двигуна використовують нестационарні моделі ек-

сплуатації, основані на стаціонарних моделях [3]. Дані моделі описують кожен режим окремо. Таким чином для визначення ресурсу необхідно враховувати переходи між розглянутими режимами [1]. Визначення оцінки ресурсної міцності в розрахунковому вигляді можна представити за даними [4]:

$$d_{fs} = \sum_{i=1}^{N_0} \sum_{j=1}^{M_1} \frac{1}{N_{fj}^{(i)}} + \frac{1}{U^*} \sum_{i=1}^{N_0} \sum_{j=1}^{M_1} U_j^{(i)}, \quad (1)$$

де  $N_0$  – кількість відмінних перехідних процесів теплового навантаження поршня в прийнятій моделі експлуатації двигуна;  $M_1$  – кількість циклів навантаження поршня, відповідних  $i$ -му перехідному процесу;  $N_{fj}^{(i)}$  – кількість циклів до втрати міцності, викликаних утомою в умовах одного  $j$ -го перехідного процесу;  $U_j^{(i)}$  – енергія розсіювання при повзучості, що викликана одним  $j$ -им циклом навантаження.

Таку модель можливо використовувати на останніх етапах проектування поршня при наявності відомостей щодо керуючих функцій граничних умов 3-го роду задачі нестационарної теплопровідності  $\Phi_a(\tau)$  та  $\Phi_r(\tau)$  для кожного з  $N_0$  характерних перехідних процесів. Це дозволяє встановити величину накопичених пошкоджень матеріалу  $d_{fs}$  протягом заданого ресурсу  $P$ .

Проте, знаходження керуючих функцій ГУ  $\Phi_a(\tau)$  та  $\Phi_r(\tau)$  на сьогодні можливо лише з експерименту. Приклад результатів визначення керуючих функцій  $\Phi_a(\tau)$  та  $\Phi_r(\tau)$  подано в [5]. Приклади завдання ГУ стаціонарної задачі теплопровідності подано в [6].

В [4,7] наведено методику зменшення кількості стаціонарних експлуатаційних навантажень двигуна вдвічі і більше. В цілому її застосування приводить до зменшення часу на проектування. Однак для початкових етапів проектування вона все одне залишатиметься неекономічною.

За найменшу кількість перехідних процесів нестационарної моделі експлуатації бажано прийняти один. Тоді для цього процесу вираз (1) набуває розрахункового вигляду для використання на початкових етапах проектування:

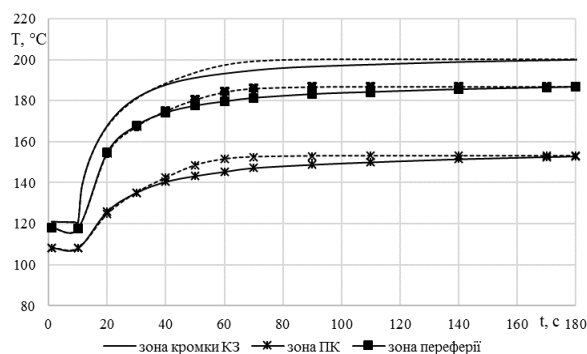
$$d_{fs} = \sum_{j=1}^{M_1} \frac{1}{N_{ff}^{(1)}} + \frac{1}{U^*} \sum_{j=1}^{M_1} U_j^{(1)}, \quad (2)$$

де обраний перехідний процес  $i=1$  відповідає визначальному циклу навантажень двигуна  $\xi_1$  з певним умовним наробітком  $P_1$ . За визначальний цикл навантажень  $\xi_1$  тут слід приймати перехідний процес з режиму холостого ходу на режим максимального навантаження та в зворотному напрямі. Підхід (2) при цьому дозволяє порівнювати якість нової конструкції з такою, що надійно працює в експлуатації (навіть при іншому рівні форсування двигуна).

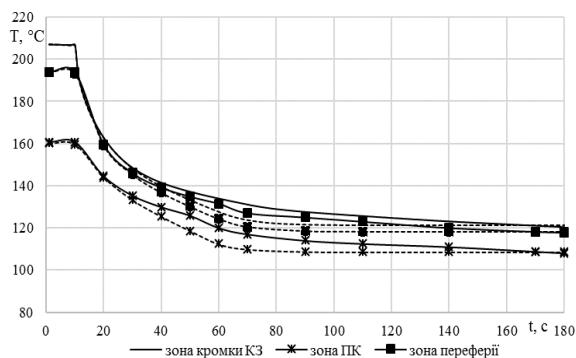
З наведеного можна сформулювати дві задачі дослідження, що відповідають меті скорочення терміну проектування поршня при дотриманні концепції гарантованого забезпечення його ресурсної міцності:

1. Визначення умовного наробітку  $P_1$  за визначальним циклом навантажень двигуна.

2. Розробка рекомендацій щодо припустимого спрощення граничних умов задачі нестационарної теплопровідності поршня в частині завдання керуючих функцій  $\Phi_a(\tau)$  та  $\Phi_r(\tau)$  для визначального циклу навантажень двигуна.



а)



б)

Рис. 1. Температурний стан зон поршня в перехідних процесах накидання (а) та скидання (б) навантаження

В [9] та інших роботах запропоновано здійснювати визначення температурного стану поршня в перехідному процесі з використанням одноступінчастого виду управляючих функцій. Тобто при зміні режиму навантаження двигуна ГУ задачі теплопровідності змінюються миттєво.

Порівняння розрахункових термонапружених

### Основні результати дослідження

Експериментальне дослідження температурного стану поршня виконано щодо дизеля 4ЧН12/14. Розглянуто перехідний процес з режиму холостого ходу при частоті обертання колінчастого валу (КВ)  $n=1500\text{хв}^{-1}$  до режиму максимальної потужності при  $n=1500\text{хв}^{-1}$ , що відповідає максимальному крутному моменту для даного двигуна [8].

За даними експериментального дослідження були отримані керуючі функції для перехідного процесу в зоні першого та другого поршневих кілець (ПК). Результати розрахунку температурного стану поршня з використанням означених функцій показали високий збіг з експериментальними даними [8]. Температурний стан зон поршня з урахуванням отриманих керуючих функцій показано на рис.1. Наведено дані щодо зони кромки КЗ, зони верхнього ПК, периферійної зони вогневого денця поршня. Температурний стан вказаних зон визначає напружено-деформований стан кромки КЗ.

Суцільною лінією на рис. 1 представлено дані експериментального дослідження, переривчастою – розрахункові значення. Похибки отриманих результатів знаходяться в допустимих межах та не перевищують 10%.

станів кромки КЗ дизеля 4ЧН12/14 за дійсним і миттєвим характером зміни керуючих функцій представлено на рис.2. Тут на рис. 2а подано зміну температурного стану в часі, на рис 2б – відповідних термічних напружень. Суцільною лінією показано дані з використанням дійсного виду керуючих функцій, переривчастою – одноступінчастий вид.

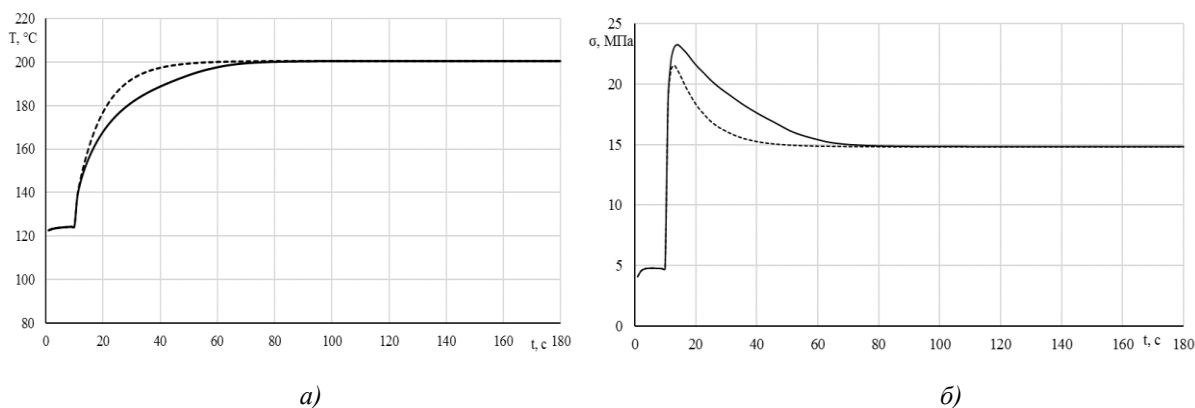


Рис. 2. Вплив виду керуючих функцій на термонапружений стан кромки КЗ поршня

За результатами наведених порівнянь видно, що при розрахунку з використанням одноступінчастого виду керуючих функцій перші 50 с процес зростання температури є завищеним відносно дійсних ГУ. Це означає, що концепція гарантованого забезпечення ресурсу за критерієм температурного стану конструкції виконується.

Однак, результати розрахунків термічних напружень засвідчують протилежний ефект – напруження за одноступінчастим видом є меншим. Останнє свідчить про невиконання прийнятої концепції за цим критерієм.

Отримані результати не є виключенням. Аналогічні порівняння термонапруженого стану нами було здійснено для поршнів дизелів 4ЧН12/14, 6ЧН21/21, 4ЧН10,5/12 для різних рівнів форсування, ступеня охолодження поршнів, при різних формах КЗ. Отримані дані також призвели до різнонаправленої зміни температур та термічних напружень [10].

Саме наведена неоднозначність спрощення ГУ нестационарної задачі теплопровідності потребує використання підходу (2).

Розрахункова кількість циклів низькочастотного навантаження поршня визначається за тривалістю одиничного перехідного процесу:

$$N1 = P1 / \tau_{ц}, \quad (3)$$

де  $\tau_{ц}$  – тривалість одиничного циклу накидання-скидання навантаження на прийнятому важкому експлуатаційному режимі навантаження двигуна.

За даними дослідження [1] відповідно до концепції гарантованого призначення ресурсу приймаємо  $\tau_{ц} = 6$  хв. Розрахунки проводилися з використанням програмного комплексу «Ресурс» [11].

Особливістю накопичення пошкоджень є їх суттєва нелінійність. Відмічено, що внаслідок зміцнення матеріалу швидкість повзучості зменшується в залежності від накопиченої деформації повзучості [1].

Проте різні моделі нестационарної експлуатації навантаження двигуна мають різний рівень впливу на результат накопичення пошкоджень в (1) і (2). Враховуючі властивість зміцнення матеріалу тут має місце ефект затухання накопичених пошкоджень в часі.

Це відображено в проведених розрахунках накопичення пошкоджень для поршня дизеля 4ЧН12/14 за умов експлуатації вантажного автомобіля. Результати розрахунків подано в табл. 1. Тут номери режимів (колонка 2) відповідають даним роботи [3], а порядок їх чергування та наробіток перехідних процесів  $P_i$ , (колонка 3) встановлено за методикою [1].

Величина накопичених пошкоджень  $d_{fs}$ , яка подана в колонці 5, представлена по рядкам сумарно, починаючи з першого.

З табл. 1 видно, що накопичення пошкоджень з ростом номера перехідного процесу мають загальну тенденцію до суттєвого затухання. Так за перші 10 перехідних процесів накопичені пошкодження для дизеля автомобіля досягають величини  $d_{fs} = 0,97$ . Тут наробіток за сумою десяти процесів складає 5100 годин. Таким чином приймаємо за достатній розрахунковий наробіток для автомобільного дизеля  $P_1=5000$  годин при кількості повторних розрахунків  $N1=50000$ .

З табл. 1 також видно, що визначальним циклом виступає перший перехідний процес,  $i=1$ . Для цього процесу величина накопичених пошкоджень у понад 2 рази перевищує загальну відповідну величину. Тоді отримуємо найбільш економічну модель експлуатації двигуна, що відповідає першому перехідному процесу при значенні умовного наробітку  $P_1=5000$  годин.

Отримані дані дозволяють здійснити практичне застосування виразу (2) при дотриманні концепції гарантованого забезпечення міцності конструкції на початкових етапах її проектування.

Таблиця 1. Накопичення пошкоджень кромки КЗ поршня автомобільного дизеля 4ЧН12/14 при його форсуванні до 30 кВт/л

Номер перехідного процесу $i$	Номер режиму	Наробіток перехідних процесів $P_i$ , год	Кількість перехідних процесів $N1$	$d_{fs}$
1	2	3	4	5
1	1-27	820	8200	0,4252
2	1-26	200	2000	0,4652
3	2-26	740	7400	0,6154
4	3-26	340	3400	0,6869
5	4-26	160	1600	0,7236
6	5-26	740	7400	0,8961
7	6-25	300	3000	0,9347
8	6-24	360	3600	0,9413
9	7-24	1160	11600	0,9645
<b>10</b>	<b>8-24</b>	<b>280</b>	<b>2800</b>	<b>0,9709</b>
11	9-24	600	6000	0,9845
12	9-23	80	800	0,9863
13	10-23	380	3800	0,9945
14	10-21	180	1800	0,9956
15	11-21	500	5000	0,9967
16	11-20	1240	12400	0,9985
17	11-19	480	4800	0,9992
18	12-19	160	1600	0,9995
19	13-19	240	2400	0,9998
20	13-18	100	1000	0,9999
21	14-18	460	4600	1,0001
22	14-16	260	2600	<b>1,0001</b>

Отже, здійснено визначення спрощених керуючих функцій задачі нестационарної теплопровідності поршня за означеною вище методикою.

Нами запропоновано розглянути вплив на температурний, термонапружений стан та ресурсну міцність кромки КЗ поршня одноступінчастого виду зміни керуючих функцій із зміщенням за часом їх застосування відносно часу початку перехідного процесу.

Розглянуто такі варіанти одноступінчастого виду керуючих функцій:

– зміна ГУ відбувається миттєво з початком перехідного процесу;

– зміна ГУ відбувається із запізненням на 6, 17 та 22 с відносно початку перехідного процесу.

Отримані за виразом (2) дані розглянуто відносно відповідних даних з використанням дійсних ГУ:

$$f = d_{сфД} / d_{сфЗ}, \quad (3)$$

де  $d_{сфД}$  – дійсне значення величини накопичених пошкоджень;  $d_{сфЗ}$  – значення величини накопичених пошкоджень в зоні кромки КЗ при певній величині зсуву початку зміни ГУ за одноступінчастим законом. При використанні виразу (3) концепція гарантованого ресурсу виконується, коли значення  $f$  є не меншим за одиницю.

Отримані розрахункові результати представлені в табл.2 та на рис.3.

Таблиця 2. Оцінка ресурсної міцності поршня двигуна 4ЧН12/14

Варіанти керуючих функцій	f
Дійсний варіант	1
Миттєва зміна ГУ	0,7095
Запізнення зміни ГУ на 6 с	0,4018
Запізнення зміни ГУ на 17 с	1,0107
Запізнення зміни ГУ на 22 с	1,0193

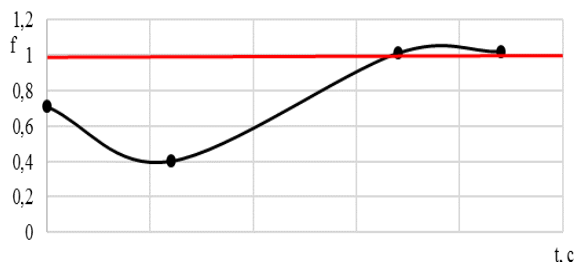


Рис.3. Співвідношення значень критерію  $f$  щодо кромки КЗ поршня для різного виду керуючих функцій задачі теплопровідності

Отримані результати оцінки ресурсної міцності кромки КЗ показали, що застосування миттєвого одноступінчастого виду керуючих функцій призводить до завищеного результату ресурсної міцності  $d_{fs}$ . Це означає, що в даному випадку концепція гарантованого забезпечення ресурсної міцності конструкції порушується. Водночас встановлено, що використання одноступінчастого спрощення керуючих функцій при запізненні зміни ГУ на 17-22 с відносно початку перехідного процесу практично відповідає дійсному варіанту зміни ГУ. Таким встановлено можливість спрощень ГУ нестационарної задачі теплопровідності.

Задачі є вирішеними.

### Висновки

Отримані результати розрахунків температурного та термонапруженого станів кромки КЗ поршня в перехідних процесах роботи двигуна, а також результати оцінки ресурсної міцності дозволяють зробити наступні висновки.

Враховуючі складність при визначенні дійсного виду керуючих функцій задачі теплопровідності в перехідному процесі навантаження двигуна необхідно мати більш прості способи їх завдання.

Варіант миттєвої зміни ГУ при зміні режиму навантаження двигуна не відповідає концепції гарантованого забезпечення ресурсної міцності кромки КЗ поршня.

Дотримання концепції гарантованого забезпечення ресурсу кромки КЗ поршня на початкових етапах його проектування є можливим за умови запізнення в часі зміни ГУ відносно моменту початку перехідного процесу навантаження двигуна.

Розрахунок ресурсної міцності в разі прискорюється при врахуванні одного найбільш важкого перехідного процесу та умовного наробітку  $P_1$ , що дорівнює 5000 годин.

Подальший напрямок робіт націлено на сумісне врахування низько- та високочастотних термічних навантажень поршнів.

### Список літератури:

1. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалості міцності: моногр. / В.О. Пильов. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ». – 2001. – 332 с 2. Damage analysis of details of ICE, DFCDIESEL available at. [Електронний ресурс]. – Режим доступу <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis>. 3. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: моногр. – Х.: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. 4. Матвеевко В.В. Разработка теоретических стационарных экономических моделей эксплуатации автотракторных дизелей для системы прогнозирования ресурсной прочности поршней / В.В. Матвеевко, В.А. Пылев // Грузовик. М., – 2011. – №3. – С. 6-8. 5. Шеховцов А. Ф. Процессы в перспективных дизелях / Шеховцов А. Ф., Абрамчук Ф. И., Крутов В. И. и др. ; под ред. А. Ф. Шеховцова. – Харьков : Изд-во «Основа», 1992. – 352 с. 6. Aryan R. The Effect of fuel Injection Advance Angel on Temperature State of Diesel Engine Piston / Pylyov V., Aryan R. // Науково-технічний журнал "Proceedings of the Institute of Vehicles" Інститут транспортних засобів Варшавського технологічного університету. – 2016. №4. - С.77-86. 7. Турчин В.Т. Аналіз ефективності застосування економічних теоретичних моделей експлуатації тракторних дизелів для оцінки ресурсної міцності поршнів / В.Т. Турчин, В.В. Матвеевко, В.О. Пильов, С.М. Бакланов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. №2. – с.89-92. 8. Мордвинцева И.А. Особенности задания граничных условий нестационарной задачи теплопроводности поршня дизеля / И.А. Мордвинцева, А.Н. Клименко, Р. Ариан, О.Ю. Линьков, В.А. Пылев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. №1. – с.33-41. 9. Пылев В.А. Совершенствование методики сравнительной оценки термонапряженного состояния поршней / В.А. Пылев, А.В. Белогуб, И.А. Нестеренко, А.Ю. Федоров, Р. Ариан, В.А. Хижняк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. №2. – с.68-72. 10. Nesterenko I. Analysis Temperature State and Simulation of Piston in Diesel Engines with using Computer-Aided Design/ Pylyov V., Aryan Rasoul, Nesterenko I. // Науково-технічний журнал "Industrial Technology and Engineering" Південно-Казахстанський державний університет ім. М. Ауезова 2015. №2. - С. 21-28. 11. Свідоцтво № 5915 про реєстрацію авторського права на твір. Комп'ютерна програма «Ресурс» / В.О. Пильов, М.В. Прокопенко, А.Ф. Шеховцов; зареєстровано 16.07.2002.

### Bibliography (transliterated):

1. Pilov, V.O. (2001), Automated design of the piston of fast-diesels with a given level of long-term strength: monograph [Automatizovane proektuvannya porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloyi mitsnosti:monogr.], Harkiv: Vidavnicхий tsestr NTU "HPI", 332 s. 2. Damage analysis of details of ICE, DFCDIESEL available at:<http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis>. 3. Parsadanov, I. (2003), Improving the quality and competitiveness of diesel engines on the basis of an integrated fuel and ecological criterion: monograph [Povyishenie kachestva i konkurentosposobnosti dizeley na osnove kompleksnogo toplivno-ekologicheskogo kriteriya: monografiya], H.: NTU "KhPI", 244 p. 4. Matveenko, V., Pilov, V.O. (2011), "Development of the theoretical models of stationary fuel-efficient operation of automotive diesel engines for resource pistons strength prediction system" [Razrabotka teoreticheskikh statsionarnykh ekonomichnykh modeley ekspluatatsii avtotraktornykh dizeley dlya sistemy prognozirovaniya resursnoy prochnosti porshney], Truck. M, No. 3, pp. 6-8. 5. Shehov-



tsov A., Abramchuk F., Krutov V. (1992), *Processes in perspective diesel engines [Procesy v perspektivnyh dizelyah]*, "Osnova", Khar'kov, 352 p. 6. Aryan R., Pylyov V. (2016) "The Effect of fuel Injection Advance Angle on Temperature State of Diesel Engine Piston", *Scientific and Technical Journal "Proceedings of the Institute of Vehicles" Institute of Vehicles of the Warsaw University of Technology*, No.4, pp.77-86. 7. Turchin, V., Matveenko, V., Pylov, V., Baklanov, S. (2010), "Analysis of efficiency of application of economic theoretical models of operation of tractor diesel engines for the estimation of the resource strength of pistons" [Analiz efektyvnosti zastosovannya ekonomichnih teoretichnih modeley ekspluatatsiyi traktornih dizeliv dlya otslnki resursnoyi mltsnosti porshnly], *Internal combustion engines*, No. 2, pp. 89-92. 8. Mordvintseva I., Klimenko, A., Aryan R., O. Linkov, Pylev, V. (2017), "Features of the specification of the boundary conditions for the nonstationary

heat conduction problem of a diesel piston" [Osobennosti zadaniya granichnykh usloviy nestatsionarnoy zadachi teploprovodnosti porshnya dizelya], *Internal combustion engines*, No.1, pp.33-41. 9. Pylev V., Belogub A., Nesterenko I., Fedorov A., Aryan R., Hizhnyak V. (2014), "Perfection of the method of comparative evaluation of the thermally stressed state of pistons" [Sovershenstvovaniye metodiki sravnitel'noy otsenki termonapryazhennogo sostoyaniya porshney], *Internal combustion engines*, No.2, pp.68-72. 10. Nesterenko I., Pylyov V., Aryan R. (2015), "Analysis Temperature State and Simulation of Piston in Diesel Engines with using Computer-Aided Design", *Industrial Technology and Engineering*, No. 2, pp. 21-28. 11. Pylov V., Prokopenko M., Shekhovtsov A. (2002), *Certificate No. 5915 on registration of copyright in a work. Computer resource "Resource"* [Svidotstvo № 5915 pro reyestratsiyu avtors'koho prava na tvir. Komp'yuterna prohrama «Resursy»].

Надійшла в редакцію 26.07.2018 р.

**Мордвінцева Ірина Олександрівна** – мол. наук. співр. кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: irka13n@bigmir.net .

**Зозуля Андрій Миколайович** – магістр кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна

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

**Аріан Расул** - мол. наук. співр. кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна

## ВЛИЯНИЕ ВИДА УПРАВЛЯЮЩИХ ФУНКЦИЙ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ЗАДАЧИ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ НА РЕСУРСНУЮ ПРОЧНОСТЬ ПОРШНЯ

*И.А. Мордвинцева, А.Н. Зозуля, В.А. Пылев, Р. Ариан*

Выполнен анализ расчетно-экспериментальных данных температурного и термонапряженного состояния поршня в переходных процессах работы двигателя. Определены управляющие функции в зоне первого и второго поршневых колец. Получены результаты температурного состояния поршня с учетом определенных управляющих функций. Полученные результаты совпадают с экспериментальными данными с погрешностью в допустимых пределах. Рассматривается одноступенчатое изменение управляющих функций в сравнении с полученным видом управляющих функций. Показано влияние вида управляющих функций нестационарной задачи теплопроводности на температурное и термонапряженное состояние кромки камеры сгорания поршня. Предложены упрощенные варианты управляющих функций на основе одноступенчатого изменения вида управляющих функций. Выполнена оценка ресурсной прочности поршня с учетом особенностей изменения упрощенных управляющих функций. Определен упрощенный вариант управляющих функций, соответствующий концепции гарантированного обеспечения ресурса кромки камеры сгорания поршня.

## INFLUENCE OF A TYPE OF CONTROLLING FUNCTIONS OF NON-STATIONARY PROBLEM OF THERMAL CONDUCTING ON THE RESOURCE STRENGTH OF THE PISTON

*Mordvintseva I., Zozulya A., Pylev V., Aryan R.*

The analysis of calculation and experimental data of the temperature and thermo-stressed state of the piston in the transient processes of the engine is performed. The control functions are determined in the zone of the first and second porous rings. The results of the temperature state of the piston have been obtained taking into account certain control functions. The obtained results coincide with the experimental data with an error in the admissible mediums. A one-step change in control functions is considered in comparison with the obtained type of control functions. The influence of the type of control functions of the non-stationary heat conduction problem on the temperature and thermo-stressed state of the edge of the combustion chamber of the piston is shown. The simplified variants of control functions are offered on the basis of one-step change of the type of control functions. The estimation of the resource strength of the piston is taken into account taking into account the peculiarities of the change of simplified control functions. A simplified version of control functions is defined, which corresponds to the concept of guaranteed maintenance of the resource of the edge of the combustion chamber of the piston.