

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНЕШНИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА СВЯЗИ ЭЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ДИЗЕЛЯ

В статье описаны методика и результаты расчётных исследований на математической модели электронного регулятора дизеля. Объект исследования – автомобильный дизель 4ЧН12/14 с двухрежимным регулятором. Вводили внешнее воздействие на каналы частоты вращения, измерения перемещений электронной педали и рейки ТНВД. Канал частоты вращения микропроцессорной САР требует 10-ти разрядного представления данных.

Введение

На колёсных транспортных средствах и их силовых установках на основе дизелей широко распространены электронные компоненты, и соответственно, системы автоматического регулирования (САР) и управления (САУ). Среди дизельных САР и САУ обязательно присутствует система автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала (САРЧ).

Настройку и тестирование электронных САРЧ дизеля на устойчивость производят предварительно в «ручном» режиме от специального программатора или компьютера с установленным на нём специализированным программным обеспечением. Обычно, программное обеспечение для операций настройки позволяет формировать для тестирования эталонные сигналы двух видов: треугольные и прямоугольные.

Постановка задачи

В публикациях [1-4] были описаны методика создания двухрежимной электронной САРЧ, результаты разработки математической модели САРЧ дизеля и на его основе программного обеспечения для автомобильного дизеля 4ЧН12/14. Особенностью работ по созданию микропроцессорной САРЧ для автомобильного дизеля 4ЧН12/14 является идентичность программного обеспечения для реального микропроцессорного блока управления и математической модели этого блока, реализованной в системе Matlab/Simulink [2]. Для расчёта цикловой подачи в блок управления программно были введены три корректирующие кривые между верхней (внешняя скоростная характеристика) и нижней (холостой ход) граничными кривыми. Настройкой наклона корректирующих кривых был устранен известный недостаток многоплунжерных ТНВД с дозированием подачи топлива отсечкой в ходе нагнетания, а именно – падение цикловой подачи при уменьшении частоты вращения коленчатого вала дизеля [3].

В экспериментальном двухрежимном регуляторе для автомобильного дизеля 4ЧН12/14 обязательными являются входные сигналы (контуры) от индукционного датчика частоты вращения колен-

чатого вала и датчика положения электронной педали, а выходным – сигнал в контур управления исполнительным электро-механическим сервоприводом, кинематически связанный с рейкой ТНВД и оборудованный автономным пропорционально-интегральным регулятором. Входные и выходные сигналы в реальных условиях эксплуатации подвергаются внешним частотным воздействиям от вибраций, упругих реакций вязкого трения, а их информационно-измерительные каналы – от электронных помех различной природы.

Цель настоящей работы – исследование влияния частотных внешних воздействий на стабильность работы информационно-измерительных каналов микропроцессорного блока управления и на устойчивость САРЧ дизеля в целом.

Методика и результаты исследования

В расчётных исследованиях на разработанной математической модели внешние возмущения в виде прямоугольных сигналов поочередно через сумматор накладывали на основные сигналы каналов: частоты вращения (NDv), положения электронной педали (FIR), положения рейки ТНВД (Hn). На рис. 1 показано моделирование наложения внешних возмущений на входной сигнал FIR – положения электронной педали, которое приводили на математической модели высшего структурного уровня «дизель - нагрузка». На рис. 1 обозначены блочные программы: «дизель» (DVZ), «нагрузка» (Nagruzka), блок Hnag задатчика нагрузки на моторном стенде.

На рис. 2 показано наложение внешних прямоугольных сигналов на входной канал NDv частоты вращения дизеля и выходной канал Hn управления положением рейки ТНВД в математической модели электронного регулятора, которая является подпрограммой модели «дизель» (DVZ) низшего структурного уровня.

На рис. 2 обозначено блоки: El_Reg – описывает работу исполнительного электромеханического сервопривода; Ue-Hn – описывает пересчёт сигнала управления в перемещение рейки ТНВД; Pk1 – вводит значение давления наддува в дизеле.

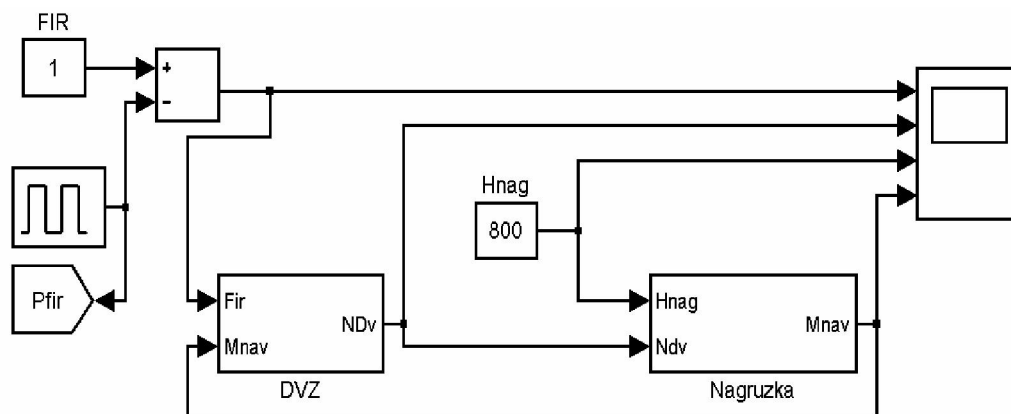


Рис. 1. Математическая модель высшего структурного уровня «дизель - нагрузка»

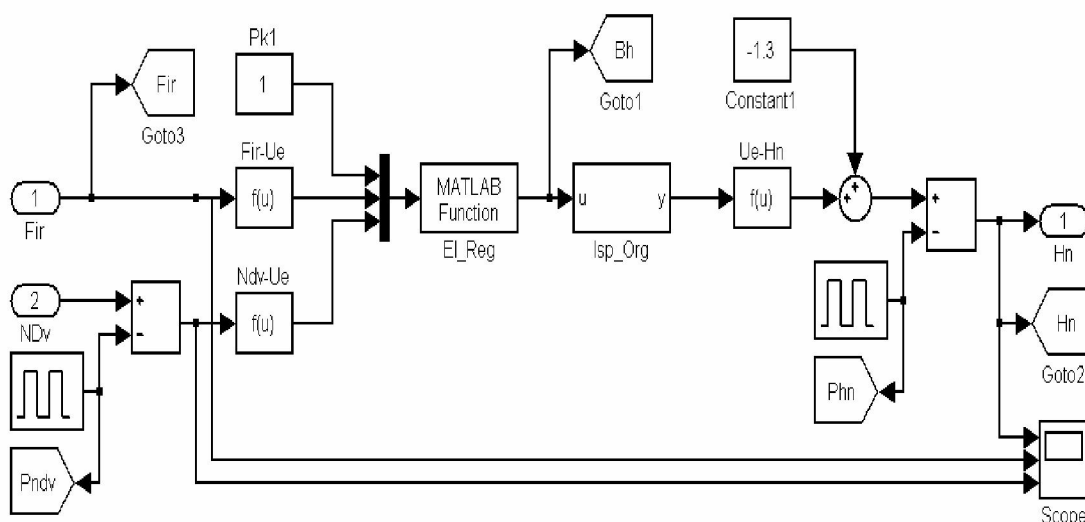


Рис. 2. Математическая модель электронного регулятора с наложением внешних возмущений

Точность измерения входных сигналов зависит от точности примененных датчиков, от уровня электронных шумов в измерительно-информационном канале, от разрядности аналого-цифрового преобразователя (АЦП) выбранного микроконтроллера и разрядности представления данных в нём.

Точность перемещения рейки ТНВД зависит от разрядности выходного широтно-импульсного модулятора, точности позиционирования исполнительного электромеханического сервопривода, механических люфтов и вибраций в соединении с рейкой ТНВД.

В автомобильных блоках управления используют 8-ми и 10-ти разрядные АЦП, что обеспечивает 256 и 1024 точек отсчёта соответственно. В процентах – это 0,4 % и 0,1 % точности от диапазона измерений. Большинство автомобильных датчи-

ков имеют точность не больше 1 % от диапазона своего измерения.

Для расчётных исследований были выбраны внешние возмущения в виде прямоугольных сигналов с частотой 1 Гц и амплитудой 0,1 %, 0,4 %, 1 % и 5 % от диапазона измерения величин. Диапазон измерения величин составил для каналов: положения электронной педали – $FIR = 0...1$; частоты вращения – $NDv = 0...3000 \text{ мин}^{-1}$; перемещения рейки ТНВД – $Hn = 0...10 \text{ мм}$.

Расчёты проводили на динамической модели с выходом после наброса нагрузки на частоты вращения дизеля 1000, 1500 и 2000 мин^{-1} . Оценивали качество переходного процесса при набросе 100 % нагрузки и устойчивость работы САПЧ дизеля. Пример расчёта при воздействии внешних возмущений с амплитудами 5 %, 1 %, 0,4 % и 0,1% (от диапазона измерения) на канал NDv – частоты вращения коленчатого вала дизеля показан на рис.3.

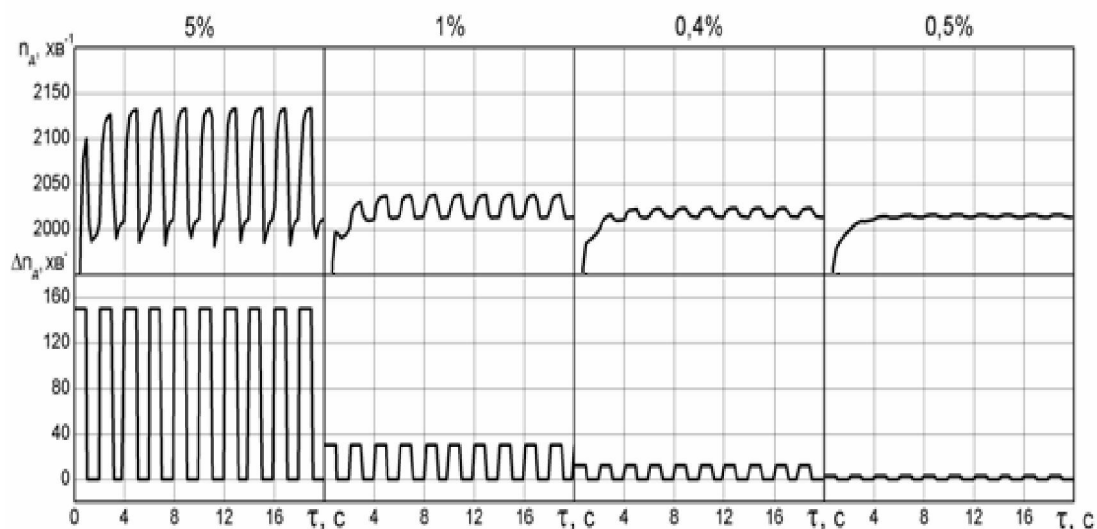


Рис. 3. Внешнее воздействие на канал измерения частоты вращения дизеля 4ЧН12/14 на номинальном режиме

Заключение

Наиболее чувствительным к внешним возмущениям в микропроцессорной САРЧ дизеля является входной канал частоты вращения коленчатого вала. Расчёты показали, что при одинаковых внешних прямоугольных возмущениях этот канал имеет в 5...6 раз большую чувствительность к внешним воздействиям, чем каналы электронной педали и управления рейкой ТНВД.

Исходя из этого, рекомендуется для повышения устойчивости и качества работы САРЧ дизеля в канале частоты вращения микроконтроллера, использовать представление данных не ниже 10-ти разрядного формата.

Список литературы:

1. Лисовал А.А. Методика и результаты испытания микропроцессорного регулятора с программно-измерительным комплексом в его составе / А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С.15–19. 2. Лисовал А.А. Подготовка математической модели электронного регулятора к расчётным исследо-

ваниям / А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №1. – С.98–103. 3. Лисовал А.А. Микропроцессорный регулятор дизеля и расчёт цикловой подачи топлива / А.А. Лисовал, С.В. Кострица, А.В. Вербовский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №2. – С.63–67. 4. Лисовал А.А. Проверка адекватности математической модели системы автоматического регулирования дизеля / А.А. Лисовал, А.В. Вербовский, С.В. Кострица // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С.64–69

Bibliography (transliterated):

1. Lisoval A.A. Metodika i rezultaty ispytaniya mikroprotsessornogo reguljatora s programmno-izmeritelnyim kompleksom v ego sostave / A.A. Lisoval // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2007. – №1. – S.15–19. 2. Lisoval A.A. Podgotovka matematicheskoy modeli elektronnoho reguljatora k raschetnim issledovaniyam / A.A. Lisoval // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2008. – №1. – S.98–103. 3. Lisoval A.A. Mikroprotsessornyy reguljator dizelya i raschet tsiklovooy podachi topliva / A.A. Lisoval, S.V. Kostritsa, A.V. Verbovskiy // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2010. – №2. – S.63–67. 4. Lisoval A.A. Proverka adekvatnosti matematicheskoy modeli sistemy avtomaticheskogo regulirovaniya dizelya / A.A. Lisoval, A.V. Verbovskiy, S.V. Kostritsa // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2011. – №2. – S.64–69.

Поступила в редакцию 12.06.2013

Лисовал Анатолий Анатольевич – доктор техн. наук, доцент, профессор кафедры двигателей и теплотехники Национального транспортного университета, Киев, Украина, e-mail: li-dvz@bigmir.net.

Кострица Сергей Валентинович – мл. научн. сотр. отдела переработки и транспорта природного газа Института газа НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: kostricza@ukr.net

МОДЕЛЮВАННЯ ЗОВНІШНІХ ВПЛИВІВ НА ЗВ'ЯЗКИ ЕЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ДИЗЕЛЯ

А.А. Лисовал, С.В. Кострица

У статті описані методика і результати розрахункових досліджень на математичній моделі електронного регулятора дизеля. Об'єкт дослідження - автомобільний дизель 4ЧН12/14 з дворіжним регулятором. Вводили зовнішній вплив на канали частоти обертання, вимірювання переміщень електронної педалі і рейки ПНВД. Канал частоти обертання в мікропроцесорній САР вимагає 10-ти розрядного представлення даних.

MODELING THE EXTERNAL INFLUENCES ON CHANNELS OF THE ELECTRONIC CONTROLLER OF DIESEL ENGINE

A.A. Lisoval, S.V. Kostritsa

The article describes the method and results of computational research based on the mathematical model of electronic controller of diesel engine. The object of research - automobile diesel 4CH12/14 with dual-mode controller. An external impact on the speed channels, e-measuring pedals and fuel pump rack was introduced. Channel of engine speed in microprocessor requires 10-bit representation of the data.

УДК 621.434

А.В. Хімченко, Д.Г. Мішин, А.В. Бузов

ЗНИЖЕННЯ НЕРІВНОМІРНОСТІ КРУТНОГО МОМЕНТУ ДВИГУНА З ВІДКЛЮЧЕННЯМ ЦИЛІНДРІВ НА РЕЖИМАХ ЧАСТКОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Розглянуто необхідність використання системи відключення циліндрів на режимах часткового навантаження, варіанти відключення та проблеми, що при цьому виникають. Розроблено методичку та програму розрахунку параметрів бензинового двигуна внутрішнього згорання з кривошипно-шатунним (КШМ) або кривошипно-кулісним механізмом (ККМ), що дозволяє імітувати роботу в ряді послідовних циклів під час відключення частини циліндрів. Розрахунково-теоретично досліджено зміну рівня нерівномірності крутного моменту двигуна під час відключення циліндрів, запропоновано принцип керування відключенням циліндрів. Встановлено, що в двигуні з ККМ нерівномірність середнього крутного моменту на 15...20 %, менша ніж у двигуні з КШМ, а індивідуальне регулювання потужності в окремих циліндрах під час відключення дозволяє суттєво знизити коливання крутного моменту двигуна та зменшити його нерівномірність в 10...11 разів.

Вступ

Проблема зниження витрати палива двигунів внутрішнього згорання на режимах часткового навантаження є дуже актуальною в наші дні. Це обумовлено тим, що дуже багато часу двигун працює саме на таких режимах, а необхідності використовувати всю потужність ДВЗ немає. Тому передові виробники шукають можливі варіанти зменшення витрат палива на режимах часткового навантаження і вже мають певний успіх у цьому питанні [1, 2]. Роботи в цьому напрямку проводяться і на кафедрі «Автомобільний транспорт» АДП ДонНТУ [3].

Одним з найпоширеніших варіантів зменшення витрат палива двигуна на режимах часткового навантаження є відключення циліндрів. Випробування показали, що використання методу відключення циліндрів на режимах часткового навантаження двигуна дозволяє економити до 25% палива.

Найчастіше на сьогодні використовується метод «відключення» клапанів циліндру (системи Multi-Displacement System, Displacement on Demand, Active Cylinder Control, Variable Cylinder Management, Zylinderabschaltung).

Примусова дезактивація циліндрів окрім безперечних переваг має ряд недоліків, які перешкоджають масовому застосуванню відключення циліндрів у двигунах автомобілів. Серед них слід відзначити різке зниження крутного моменту і збільшення його нерівномірності при відключенні

частини циліндрів [4], особливо в момент переходу на меншу кількість навантажених циліндрів.

Необхідність покращення рівномірності крутного моменту під час відключення циліндрів потребує впливу на показники потужності окремих циліндрів.

Метою дослідження було визначити яка саме нерівномірність виникає під час відключення циліндрів та з'ясувати можливість її усунення шляхом індивідуального регулювання потужності в окремих циліндрах для двигунів з різними механізмами перетворення руху поршня.

Розрахунок двигуна з відключенням циліндрів

Для досягнення поставленої мети в середовищі Matlab була розроблена програма розрахунку бензинового двигуна внутрішнього згорання з кривошипно-шатунним (КШМ) або кривошипно-кулісним механізмом (ККМ), що дозволяє імітувати роботу в ряді послідовних циклів під час відключення частини циліндрів.

Класично розрахунки виконуються для одного циліндра двигуна оскільки величини і характер зміни параметрів циліндрів двигуна однакові і відрізняються лише кутовими інтервалами, рівними кутовим інтервалам між спалахами в окремих циліндрах.

Однак, розрахунок двигуна з відключенням циліндрів повинен:

– виконуватися для кожного циліндра окремо, у зв'язку з тим, що робочі процеси в циліндрах не ідентичні;

– мати можливість розрахунку відключених циліндрів з відключенням подачі палива і з відключенням газообміну;

– мати можливість визначати механічні втрати для кожного циліндра окремо, враховуючи зміни їх величини при відключенні циліндрів.

Особливості визначення ефективних показників двигуна з відключенням циліндрів

В основу теплового розрахунку було покладено класичний розрахунок з визначенням параметрів згорання по методу І.І. Вібе.

Деякі особливості розрахунку, в першу чергу, стосувалися визначення механічних втрат в окремому циліндрі двигуна.

Визначення середнього тиску p_{mN} механічних втрат на номінальному режимі можливо з достатньою точністю за однією з відомих емпіричних формул в залежності від середньої швидкості поршня з подальшим коректуванням за ефективними показниками базового двигуна. Для режимів часткового навантаження та в залежності від наявності газообміну при відключенні циліндра необхідно розглянути механічні втрати окремо для кожного типу або групи механізмів. Розглянемо їх структуру з огляду на можливість відносно простого визначення при моделюванні роботи двигуна.

Механічні втрати в поршневому двигуні складаються з втрат на тертя $P_{цпг}$ в циліндро-поршневій групі, $P_{мпр}$ в механізмі перетворення руху поршня, втрат $P_{нас}$ на газообмін (насосних), $P_{мгр}$ на привод механізму газорозподілу та інших $P_{ін}$ на привод навісних агрегатів та механізмів

$$P_m = P_{цпг} + P_{мпр} + P_{нас} + P_{мгр} + P_{ін} \quad (1)$$

Згідно даних сучасних авторів [5] для бензинових двигунів механічні втрати в циліндро-поршневій групі складають близько 45 %, в кривошипно-шатунному механізмі – біля 22 %, на механізм газорозподілу – до 8...10 %. Це узгоджується і з іншими даним. Як правило стверджується, що на різні види тертя припадає частка до 80 % від механічних втрат двигуна.

Слід звернути увагу на те, що втрати в циліндро-поршневій групі та механізмі перетворення руху поршня залежать від навантаження та швидкісного режиму. Оскільки швидкісний режим визначає питомі сили інерції, а навантаження – сили тиску газів, з достатньою в даному випадку досто-

вірністю, їх можна вважати пропорційними середній сумарній силі P_{Σ} , що діє на поршень.

Тоді при наявності значень на номінальному режимі $P_{цпгN}$, $P_{мпрN}$ та $P_{\Sigma N}$

$$P_{цпг} + P_{мпр} = (P_{цпгN} + P_{мпрN}) \frac{P_{\Sigma}}{P_{\Sigma N}} \quad (2)$$

Враховуючи викладене вище, можна прийняти $P_{мпрN} = 0,22P_{mN}$.

Щодо втрат у циліндро-поршневій групі двигуна з кривошипно-кулісним механізмом, то для їх оцінки необхідно знати частку, що припадає на поршневі кільця. За різними даними на поршневі кільця відводять від 25 % до 60 % усіх механічних втрат у двигуні. Аналіз результатів дослідження двигунів з регулюванням ступеня стиску на часткових навантаженнях [6] показує, що при високих ступенях стиску середній тиск механічних втрат у безшатунного двигуна менше на 26 %. Це попри те, що кількість кінематичних пар в механізмі перетворення руху поршня безшатунного двигуна майже у півтора рази більша ніж у класичного.

Таким чином, складова тертя поршня о стінки циліндра повинна бути не менше 25 %, та, якщо прийняти $P_{цпгN} = 0,45P_{mN}$ для двигуна з кривошипно-шатунним механізмом, то для двигуна з кривошипно-кулісним механізмом механічні втрати повинні бути менші на 25 %, тобто $P_{цпгN} = 0,2P_{mN}$.

Насосні втрати легко визначаються з індикаторної діаграми, як різниця середнього тиску випуску та нагнітання.

При виконанні розрахунків було прийнято, що на номінальному режимі $P_{мгрN} = 0,08P_{mN}$, та для урахування зміни швидкісного режиму використовувалася гіпотеза про лінійну залежність цього компоненту від частоти обертання колінчастого вала n :

$$P_{мгр} = P_{мгрN} \frac{n}{n_N} \quad (3)$$

Витрати на привод навісних агрегатів та механізмів майже не залежать від навантаження, але змінюються зі зміною швидкісного режиму. І якщо номінальні витрати $P_{інN}$ можуть бути визначені за залишковим принципом із залежності (1), то на інших режимах аналогічно (3)

$$P_{ін} = P_{інN} \frac{n}{n_N} \quad (4)$$

В загальному вигляді

$$P_M = \left(P_{цпг_N} + P_{мпр_N} \right) \frac{P_{\Sigma}}{P_{\Sigma_N}} + P_{нас} + \left(P_{мгр_N} + P_{ін_N} \right) \frac{n}{n_N}, \quad (5)$$

а враховуючи прийняті статистичні значення

$$P_M = \left(0,2 P_{M_N} + 0,25 P_{M_N} + 0,22 P_{M_N} \right) \frac{P_{\Sigma}}{P_{\Sigma_N}} + P_{нас} + \left(0,08 P_{M_N} + P_{ін_N} \right) \frac{n}{n_N} \quad (6)$$

Залежності (5) і (6) дозволяють врахувати при визначенні середнього тиску механічних втрат спосіб відключення циліндрів та наявність у двигуні кривошипно-шатунного чи кривошипно-кулісного механізму.

Механічний к.к.д., відповідно, повинен враховувати кількість циліндрів $i_{ин}$, що не працюють, та при відомому середньому індикаторному тиску $P_{и}$

$$\eta_M = \sum_k^i P_{M_k} / \sum_k^{i-i_{ин}} P_{и_k}. \quad (7)$$

При відключенні циліндрів і регулюванні навантаження в окремих циліндрах середній індикаторний тиск і механічні втрати та інші параметри робочого процесу і динаміки розраховувалися окремо для кожного циліндру. Це дозволило визначити зміну сумарного крутного моменту двигуна при переході в роботі на меншу кількість циліндрів.

Розрахунок нерівномірності крутного моменту двигуна під час відключення циліндрів

Для оцінки нерівномірності крутного моменту двигуна під час відключення циліндрів визначався саме середній ефективний сумарний крутний момент. Оскільки маховик серійного двигуна розраховано на згладжування крутного моменту, його коливання відносно середнього значення малопомітні. Коливання середнього моменту, що виникають при відключенні відчуються в трансмісії автомобіля і впливають на плавність його ходу.

Для оцінки міри рівномірності ефективного сумарного крутного моменту двигуна, використовувався коефіцієнт нерівномірності крутного моменту:

$$\mu = \frac{M_{\Sigma, \max} - M_{\Sigma, \min}}{M_{\Sigma, \text{сеп}}}, \quad (7)$$

де $M_{\Sigma, \max}$ і $M_{\Sigma, \min}$ — відповідно, максимальний і мінімальний момент; $M_{\Sigma, \text{сеп}}$ — середній момент перед або після відключення.

Вплив відключення циліндрів на рівномірність ходу 4-х циліндрового двигуна

При регулюванні потужності відключенням циліндрів, як правило, після виключення з роботи одного чи декількох циліндрів проводиться компенсація моменту підвищенням потужності в циліндрах двигуна, що залишилися в роботі.

Як показали попередні експерименти, проведені в АДІ ДонНТУ, для повернення до попереднього крутного моменту необхідно від 3 до 10 циклів в залежності від швидкісного режиму роботи двигуна. Але коливання навіть в одному циклі стають достатньо помітними.

Це показують і результати розрахункових досліджень. Так при аналізі відключення одного циліндру видно, що різке відключення без компенсації призводить до значного падіння середнього крутного моменту (рис. 1). При подальшому підвищенні потужності в циліндрах, що залишаються працювати, буде компенсовано зниження потужності, але залишиться нерівномірність крутного моменту в момент відключення чи підключення циліндрів.

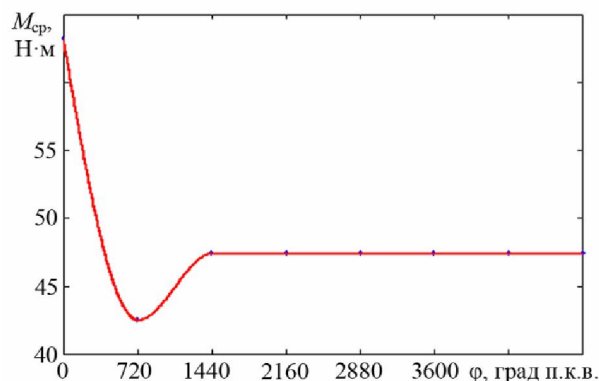


Рис. 1. Зміна середнього крутного моменту при відключенні одного циліндра без регулювання

При регулюванні потужності відключенням циліндрів така нерівномірність призведе, щонайменше, до дискомфорту водія та пасажирів автомобіля, крім того буде відбиватися на роботі трансмісії.

Для усунення цієї нерівномірності необхідно плавно зменшувати потужність циліндру, що відключається, при нарощуванні потужності працюючих циліндрів.

При плавному зниженні потужності першого циліндру нарощувалася потужність третього і четвертого, а параметри роботи другого залишалися без змін. Перед відключенням першого циліндру необхідно для компенсації падіння потужності дещо підвищити потужність в робочих циліндрах,

а потім зменшити її, щоб повернутися до початкового значення середнього крутного моменту (рис. 2, 3). Аналогічний метод керування змодельовано при відключенні двох (рис. 4, 5) і трьох циліндрів (рис 6, 7).

Відключення двох чи трьох циліндрів можливе у меншому діапазоні навантажень, ніж відключення одного, оскільки, необхідно робочими циліндрами перекрити падіння потужності, що обумовлено відключенням інших циліндрів. Для ілюстрації було обрано режими навантаження при частоті обертання колінчастого вала $n = 1900 \text{ хв}^{-1}$. На цій частоті можливе відключення від 1 до 3-х циліндрів.

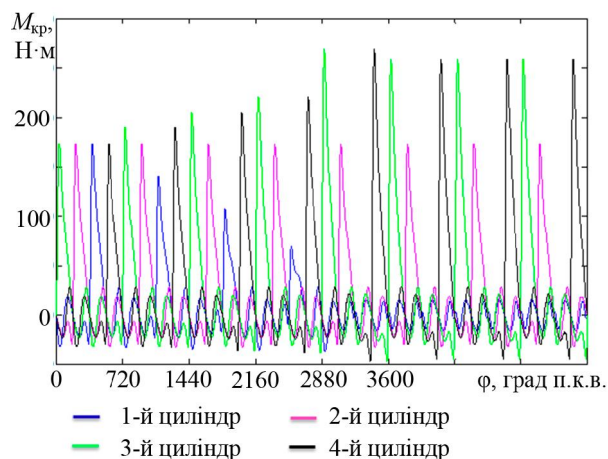


Рис. 2. Зміна крутних моментів циліндрів двигуна при плавному відключенні одного циліндра

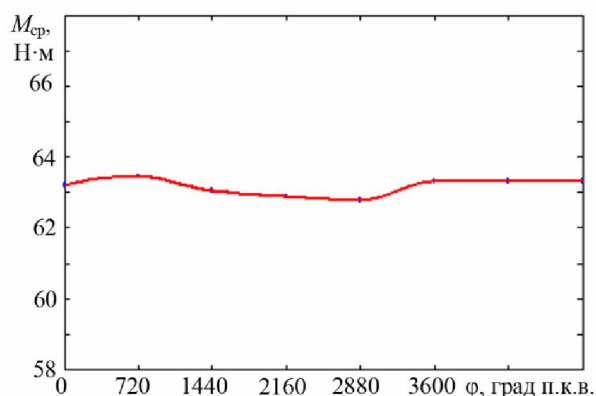


Рис. 3. Зміна середнього крутного моменту при плавному відключенні одного циліндра

Як видно з графіків (рис. 3, 5, 7) індивідуальне регулювання потужності в окремих циліндрах під час відключення дозволяє суттєво знизити коливання крутного моменту двигуна з кривошипно-шатунним механізмом.

Проведені розрахунки дозволили отримати значення нерівномірності середнього крутного

моменту в ДВЗ із КШМ та ККМ при відключенні різної кількості циліндрів з регулюванням процесу відключення та без нього (рис. 8).

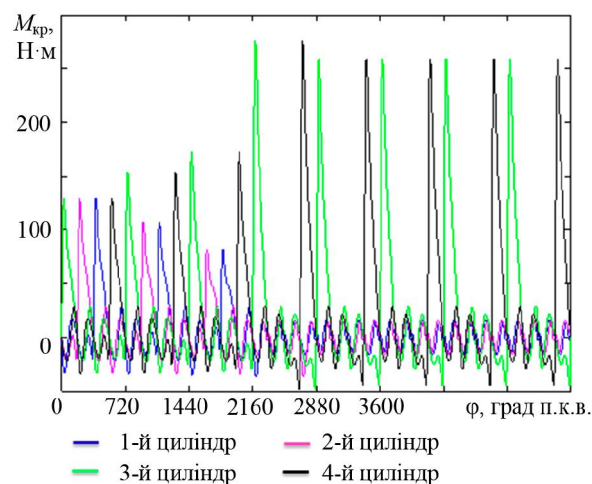


Рис. 4. Зміна крутних моментів циліндрів двигуна при плавному відключенні двох циліндрів

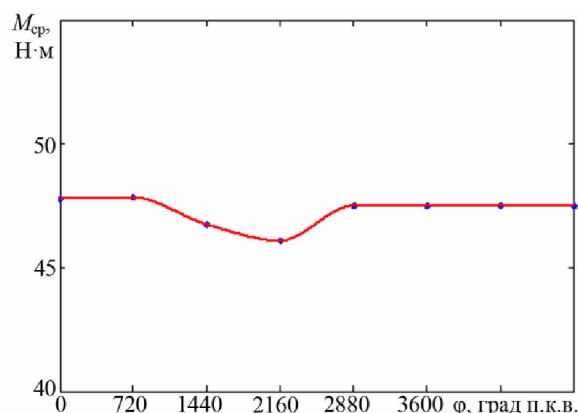


Рис. 5. Зміна середнього крутного моменту при плавному відключенні двох циліндрів

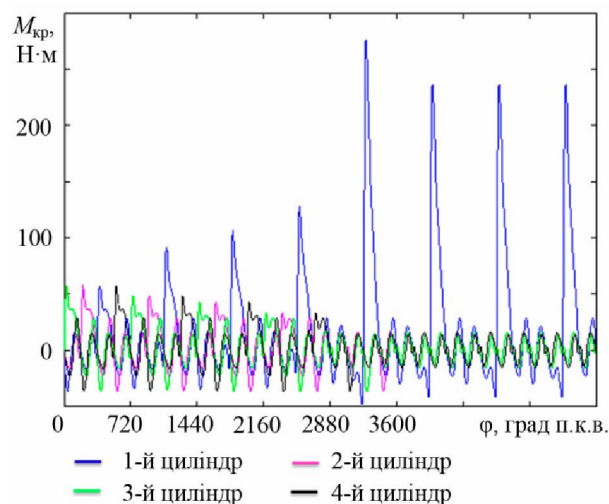


Рис. 6. Зміна крутних моментів циліндрів двигуна при плавному відключенні трьох циліндрів

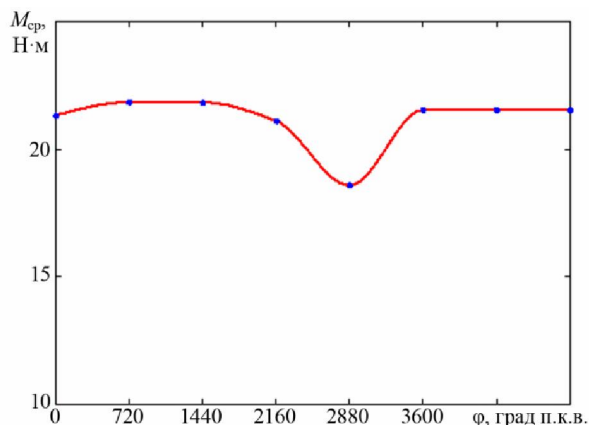


Рис. 7. Зміна середнього крутного моменту при плавному відключенні трьох циліндрів

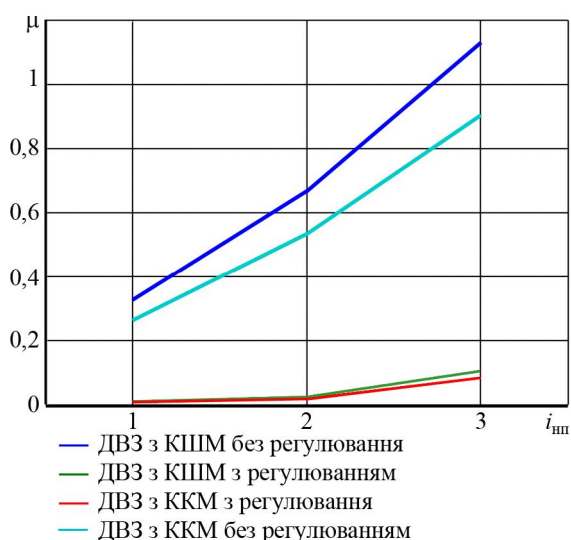


Рис. 8. Залежність нерівномірності середнього крутного моменту від кількості відключених циліндрів

Аналіз графіків показує, що при відключенні циліндрів в двигуні з ККМ нерівномірність середнього крутного моменту на 15...20 % менша ніж у двигуні з КШМ, а індивідуальне регулювання потужності в окремих циліндрах дозволяє суттєво знизити нерівномірність середнього крутного моменту і фактично зробити цей процес непомітним для водія та пасажирів автомобіля.

Висновки

Результати дослідження показали, що:

- амплітуда коливань крутного моменту при відсутності індивідуального регулювання потужності може сягати 50...60 %, що дає неприпустиму нерівномірність середнього моменту двигуна;
- при відключенні циліндрів в двигуні з ККМ нерівномірність середнього крутного моменту на 15...20 % менша, ніж у двигуні з КШМ

– індивідуальне регулювання потужності в окремих циліндрах під час відключення дозволяє суттєво знизити коливання крутного моменту двигуна та зменшити нерівномірність середнього крутного моменту в 10...11 разів;

– індивідуальне регулювання потужності в окремих циліндрах під час відключення їх частини є перспективним і необхідним заходом, що дозволить поширити регулювання потужності в бензинових двигунах шляхом відключення циліндрів на часткових навантаженнях.

Список літератури:

1. Einfluss hydraulischer Nockenwellenversteller auf die Dynamik von Ventil- und Steuertrieben / Bernd HeiJaing. — 2009. — 133 с. 2. Сирота, А.В. Покращення паливної економічності і екологічних показників багатциліндрового бензинового двигуна застосуванням комбінованого методу регулювання потужності: дис...канд. техн. наук: 05.05.03 / Сирота Олександр Вадимович. — К., 2011. — 286 с. 3. Мищенко, Н.И. Автомобильные двигатели с отключением цилиндров. Конструкции, анализ [Текст] / Н.И. Мищенко, В.С. Шляхов, Т.Н. Колесникова, В.Л. Супрун, А.Г. Подлесный. // Вісник СевНТУ, Севастополь: Машиноприладобудування та транспорт. - 2011. Вип. 122/2011. - С. 14-21. 4. Peters, G. Cylinder deactivation on 4 cylinder engines: A torsional vibration analysis [text] / Gilbert Peters // Eindhoven University of Technology (TU/e). — 2007. — 75 с. 5. Путинцев, С.В. Механические потери в поршневых двигателях. специальные главы конструирования, расчета и испытаний [Текст] / С.В. Путинцев. — М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. — 288 с. 6. Мищенко, Н.И. Влияние силового механизма на работу двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой при регулировании степени сжатия [Текст] / Н.И. Мищенко, А.В. Химченко, С.Н. Крамарь, В.Л. Супрун // Двигатели внутреннего сгорания.. - 2004. - №1 (4). - С. 54 – 57.

Bibliography (transliterated):

1. Einfluss hydraulischer Nockenwellenversteller auf die Dynamik von Ventil- und Steuertrieben / Bernd HeiJaing. — 2009. — 133 s. 2. Sirota, A.V. Pokrashhenja palivnoi ekonomichnosti i ekologichnih pokaznikov bagatocilindrovogo benzinovogo dviguna zastosuvannjam kombinovanogo metodu reguljuvannja potuzhnosti: dis...kand. tehn. nauk: 05.05.03 / Sirota Olexsandr Vadimovich. — K., 2011. — 286 s. 3. Mishhenko, N.I. Avtomobil'nye dvigateli s otključeniem cilindrov. Konstrukcii, analiz [Tekst] / N.I. Mishhenko, V.S. Shljahov, T.N. Kolesnikova, V.L. Suprun, A.G. Podlesnyj. //Visnik SevNTU, Sevastopol': Mashinopriladobuduvannja ta transport. - 2011. Vip. 122/2011. —, - S. 14-21. 4. Peters, G. Cylinder deactivation on 4 cylinder engines: A torsional vibration analysis [text] / Gilbert Peters // Eindhoven University of Technology (TU/e). — 2007. — 75 s. 5. Putincev, S.V. Mehanicheskie poteri v porshnevnyh dvigateljah. special'nye glavy konstruirovannija, rascheta i ispytaniij [Tekst] / S.V. Putincev. — M.: MVTU im. N. Je. Bauman, 2011. — 288 s. 6. Mishhenko, N.I. Vlijanie silovogo mehanizma na rabotu dvuhtaktnogo dvigatelja s krivoshipno-kamernoju produvkoju pri regulirovanii stepeni szhatija [Tekst] / N.I. Mishhenko, A.V. Himchenko, S.N. Kra-mar', V.L. Suprun // Dvigateli vnutrennego sgoranija.. - 2004. - №1 (4). - S. 54 – 57.

Химченко Акрадий Васильевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Автомобильный транспорт» АДИ ДонНТУ, Україна, e-mail: himch_arkady@ukr.net.

Мишин Дмитрий Геннадьевич – ассистент кафедри «СДМ и ДМ» АДИ ДонНТУ, Україна, e-mail: awcmit@gmail.com.

Бузов Артур Валерьевич – магистр, факультет «Автомобильный транспорт», АДИ ДонНТУ, Україна, e-mail: buzov.artur@gmail.com.

СНИЖЕНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ДВИГАТЕЛЯ С ОТКЛЮЧЕНИЕМ ЦИЛИНДРОВ НА РЕЖИМАХ ЧАСТИЧНОГО НАГРУЖЕНИЯ

А.В. Химченко, Д.Г. Мишин, А.В. Бузов

Рассмотрена необходимость использования системы отключения цилиндров на режимах частичной нагрузки, варианты отключения и проблемы, возникающие при этом. Разработана методика и программа расчета параметров бензинового двигателя внутреннего сгорания с кривошипно-шатунным (КШМ) или кривошипно-кулисным механизмом (ККМ), которая позволяет имитировать работу в ряде последовательных циклов при отключении части цилиндров. Расчетно-теоретически определено изменение уровня неравномерности крутящего момента двигателя во время отключения цилиндров, предложен принцип управления отключением цилиндров. Установлено, что в двигателе с ККМ неравномерность среднего крутящего момента на 15 ... 20% меньше, чем в двигателе с КШМ, а индивидуальная регулировка мощности в отдельных цилиндрах при отключении позволяет существенно снизить колебания крутящего момента двигателя и уменьшить его неравномерность в 10...11 раз.

REDUCING IRREGULARITY OF TORQUE OF MODULAR ENGINE WITH DISABLING CYLINDERS SYSTEM ON PARTIAL LOAD

A.V. Himchenko, D.G. Mishin, A.V. Buzov

We consider the need for a disabling cylinders system on partial load and the problems arising from this. The program for calculating the parameters and the method of calculating for gasoline internal combustion engine with a crankshaft or crank-rocker mechanism was developed, that's allow to simulate work in a number of successive cycles with disabling cylinders. The principle of controlling circuit cylinders has been proposed. Founded that engine with crank-rocker mechanism unevenness average torque of 15 ... 20% less than at engine with a crankshaft, and individual power control for disabling cylinders system can significantly reduce of engine torque fluctuations and reduce its unevenness 10...11 times.

УДК 621.43.056

М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, В.Л. Супрун, В.С. Шляхов

ВИЗНАЧЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ У ПОРШНЕВОМУ ДВИГУНІ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Наведено результати досліджень втрат на тертя та газообмін в двох чотиритактних бензинових двигунах внутрішнього згорання – класичному та безшатунному. Повідомляється, що механічні втрати в групі кривошипно-кулісного механізму безшатунного двигуна на 30...40 % більше, ніж в кривошипно-шатунному механізмі класичного ДВЗ. Однак загальні механічні втрати в безшатунному двигуні менше на 20...35 % у порівнянні з класичним ДВЗ завдяки відсутності в безшатунному двигуні бічного переміщення поршня. Дослідження показали, що більш високий рівень втрат на газообмін (на 1...8 %) відноситься до безшатунного двигуна.

Вступ

Однією з тенденцій розвитку сучасних поршневих ДВЗ є підвищення ступеня стиску і частоти обертання колінчастого вала, застосування нетрадиційних способів регулювання навантаження (Аткінсона, Міллера, Т.Ма), розробка принципово нових конструкцій двигунів, наприклад, з відключенням циліндрів, з використанням замість класичного кривошипно-шатунного механізму (КШМ) інших видів силового механізму (траверсного, кривошипно-кулісного тощо), що обумовлює більш високий

їх ККД. Це особливо призводить до зміни складових механічних втрат - втрат на тертя, газообмін і привід допоміжних механізмів.

У АДИ ДонНТУ виконані порівняльні дослідження механічних втрат чотиритактних двигунів: класичному з КШМ і безшатунному з кривошипно-кулісним механізмом (ККМ). У роботі наведені деякі результати визначення основних джерел втрат на тертя, а також втрат енергії палива на газообмін.

Мета роботи

Механічні втрати в ДВЗ можуть бути визначені експериментально або теоретично. Теоретичні методи в даний час розроблені недостатньо з наступних причин: по-перше, в такій складній машині, як ДВЗ, тертя в змащувальних вузлах носить неоднозначний характер, що істотно ускладнює математичний опис цього процесу, особливо на різних режимах роботи двигуна. По-друге, математична модель лише в першому наближенні описує умови змащення і тертя, що пов'язано з недостатньою вивченістю і складністю тертя в ДВЗ, особливо поршнів і кілець.

Метою даної роботи є визначення в умовах натурального експерименту структурних складових механічних втрат у ДВЗ та складання емпіричних рівнянь цих механічних втрат.

Методика досліджень механічних втрат

Втрати тиску на газообмін визначались розрахунковим методом за допомогою математичної моделі, а інші складові та сумарні втрати тиску отримано експериментально.

У задачі експериментів входило вимір складових механічних втрат – поршня, поршневих кілець та колінчастого вала при різних режимах роботи двигуна, а також залежно від зазору між поршнем і циліндром.

Для експериментального визначення механічних втрат застосовувався широко використовуваний метод прокрутки колінчастого вала непрацюючого двигуна з приводом від балансиної електричної машини.

Дослідження проводились в лабораторії ДВЗ АДІ ДонНТУ на двох одноциліндрових двигунах – з КШМ і безшатуному з ККМ [1]. Двигуни чотири тактні, двоклапанні з верхнім розташуванням клапанів, мають діаметр циліндра 52 мм, хід поршня 38 мм, зазор між поршнем і циліндром 0,05 мм. Для змащення застосовувалось масло Леол Ультра 5W-40.

Експериментальні дослідження складових механічних втрат проводилися в наступній послідовності: а) вимір сумарних втрат на тертя; б) вимір втрат на тертя в окремих деталях і вузлах шляхом послідовного вимикання їх з роботи – відключення механізму газорозподілу потім почергове зняття верхнього і нижнього ущільнювальних кілець, маслоз'ємного кільця, поршня й шатуна (або куліси в безшатуному двигуні).

Безшатуний ДВЗ достатньо докладно описаний у роботі [1]. Він являє собою двовальний поршневий двигун з ККМ, в якому зусилля від поршня 1 (рис.1) передається на колінчасті вали 2 через

шток 3 та кулісу 4, виконану у вигляді замкнутої рамки.

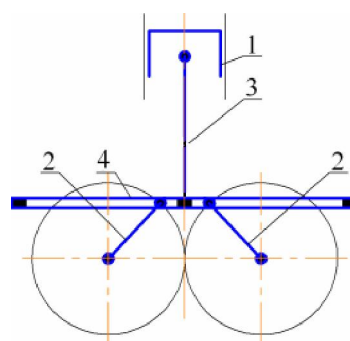


Рис. 1. Схема безшатуного двигуна

Загальна методика досліджень механічних втрат передбачає розробку емпіричних формул на підставі даних експериментів та одержання оцінки внесків складових механічних втрат на показники двигуна в цілому.

У класичному та безшатуному ДВЗ застосовувався серійний комплект поршневих кілець від двигуна Briggs (США), що складається із двох ущільнювальних кілець і маслоз'ємного кільця, яке представляє собою коробчасте прорізне кільце зі збіжними фасками, хромовим покриттям і витим пружинним розширювачем.

В експериментах на непрацюючих двигунах температура стінок циліндра підтримувалася в заданому інтервалі температур за допомогою ніхромової спіралі, намотаної на циліндр і підключеної до джерела постійного струму напругою 30В.

Спіраль має електричну ізоляцію від циліндра за допомогою керамічних ізоляторів у вигляді бусинок.

Температура циліндра контролювалася за допомогою хромель-копелевої термомпари, установленної в середній по висоті частині циліндра.

У двигунах застосована незалежна система для змащення підшипників колінчастого вала й регулювання температури масла від 40 до 120°C.

Результати досліджень

Газообмін. В табл.1 та на рис.2 приведено порівняння насосних втрат $p_{нас}$ класичного та безшатуного двигунів.

Як видно, насосні втрати в безшатуному двигуні дещо вище, ніж в класичному, причому з підвищенням частоти обертання колінчастого вала n різниця $p_{нас}$ в цих ДВЗ збільшується по мірі відкриття дросельної заслінки $\phi_{др}$ і при номінальному режимі ($\phi_{др} = 100\%$, $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$) ця різниця складає приблизно 8%. Причиною цього, напевно, є неузгодженість кінематики поршня безшатуного двигуна з фазами газорозподілу і характеристикою

підйому клапанів, які було прийнято такими ж, як і в класичному ДВЗ.

Таблиця 1. Насосні втрати в двигунах

Ф _{др} , %	n, хв ⁻¹	Тиск насосних втрат, p _{нас} (МПа)		Δp _{нас} , %
		Класичний двигун	Безшатунний двигун	
30	1000	0,0221	0,0223	0,998
	2700	0,0444	0,0447	0,58
	4000	0,0475	0,0479	0,033
	5400	0,0749	0,0737	0,048
50	1000	0,0127	0,0131	2,6
	2700	0,0321	0,033	2,98
	4000	0,0475	0,0479	0,041
	5400	0,0629	0,0618	0,15
80	1000	0,0106	0,0111	4,5
	2700	0,0255	0,0271	6,2
	4000	0,04	0,0416	0,17
	5400	0,0565	0,0575	0,34
100	1000	0,0107	0,0113	5,52
	2700	0,0257	0,0275	6,86
	4000	0,0402	0,0423	0,31
	5400	0,0577	0,0593	0,47

Слід відмітити, що отримані величини насосних втрат є декілька завищеними оскільки, як стверджує Г. Рікардо [2], при непрацюючому двигуні на випуску відсутня кінетична енергія, що використовується для очищення циліндра.

Поршень. Як відомо, втрати на тертя поршня p_п залежать від швидкості поршня, зазору в циліндропоршнєвій групі, температури масла, конструкції поршня (висоти, овальності й бочкоподібності робочої поверхні) і т.д.

На основі системного аналізу літературних даних [3, 4, 5, 6], а також результатів експериментів, отриманих авторами, установлена залежність втрат тиску на тертя поршня від його швидкості й зазору між поршнем і циліндром у наступному виді

$$p_p = K \cdot p_{пN} \left(\frac{c_m}{c_{mN}} \right)^a, \quad (1)$$

де p_{пN} – середній тиск втрат на тертя поршня при номінальній частоті обертання колінчастого вала, МПа; c_m, c_{mN} – середня швидкість поршня при частоті обертання n і n_N, відповідно, м/с; a – змінний показник ступеня; K = 1 – для класичного двигуна, K = 0,35 – для безшатунного двигуна.

Величини, що входять у рівняння (1), визначаються з виражень

$$\left. \begin{aligned} a &= 1,45 + 5\Delta \quad \text{при} \quad \Delta \leq 0,05 \text{ мм;} \\ a &= 0,2 + 30\Delta \quad \text{при} \quad 0,05 \leq \Delta \leq 0,06 \text{ мм;} \\ a &= 2,6 - 10\Delta \quad \text{при} \quad \Delta \geq 0,06 \text{ мм;} \end{aligned} \right\} (2)$$

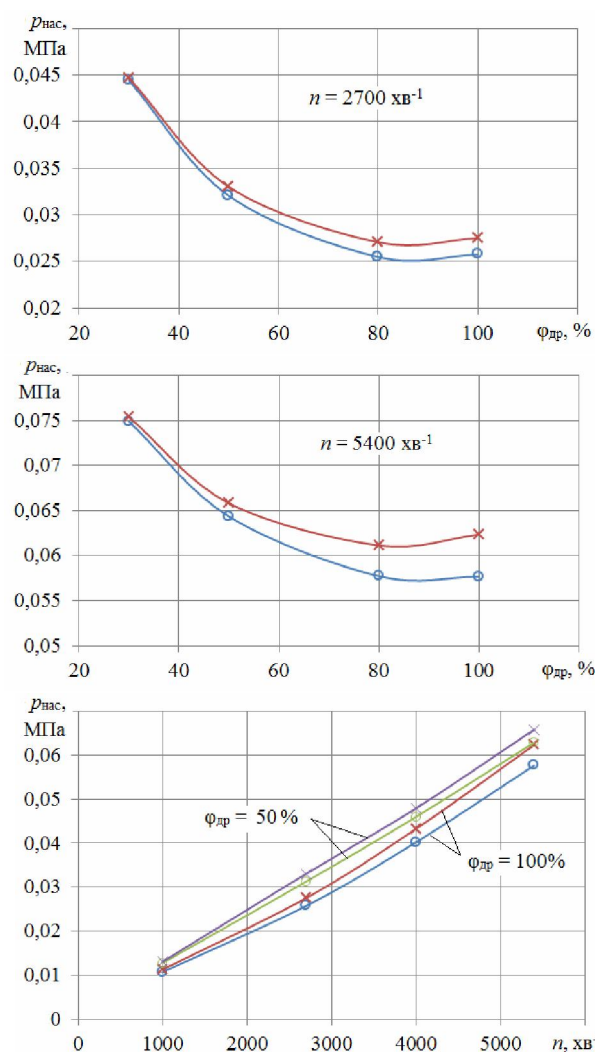


Рис. 2. Насосні втрати:

о – класичний двигун; х – безшатунний двигун

$$\left. \begin{aligned} p_{пN} &= 0,036 - 2\Delta \quad \text{при} \quad \Delta \leq 0,05 \text{ мм;} \\ p_{пN} &= 0,0135 + 0,25\Delta \quad \text{при} \quad \Delta \geq 0,05 \text{ мм;} \end{aligned} \right\} (3)$$

де Δ – зазор між поршнем і циліндром, мм.

Величина c_{mN} у розрахунках може бути прийнята рівною c_{mN} = 12 м/с.

На рис.3 показаний вплив зазору Δ на середній тиск втрат на тертя поршня.

Поршневі кільця. Втрати на тертя першого й другого ущільнювальних кілець p_{к1} і p_{к2} мають приблизно однаковий рівень. У маслос'ємного кільця втрати на тертя p_{км} значно більше, ніж ущільнювального й залежать, у першу чергу, від тангенціального зусилля кільця.

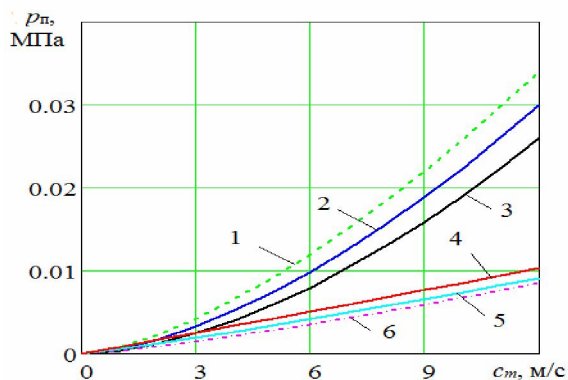


Рис.3. Залежність середнього тиску втрат на тертя поршня від зазору та швидкості поршня: 1, 2, 3 – класичний двигун (зазор - 0,01, 0,03 та 0,05 мм відповідно); 4, 5, 6 – безшатунний двигун (зазор - 0,01, 0,03 та 0,05 мм відповідно)

Характер зміни втрат на тертя поршневих кілець приблизно однаковий і описується наступними емпіричними залежностями:

$$\left. \begin{aligned} p_{к1} &= B \cdot (P_A - P_1 (c_A - c_m)^{p_1}) \quad \text{при } c_m \leq c_A; \\ p_{к1} &= B \cdot (P_A - P_2 (c_m - c_A)^{p_2}) \quad \text{при } c_m > c_A, \end{aligned} \right\} (4)$$

де $P_A = 6,75 \cdot 10^{-3}$; $c_A = 10,5$; $p_1 = 1,5$; $p_2 = 1,6$; $B = 1$ – для класичного двигуна; $B = 0,7$ – для безшатунного двигуна;

$$P_1 = \frac{P_A}{c_A^{p_1}}; P_2 = \frac{P_A - P_B}{(c_B - c_A)^{p_2}}; c_B = 14; P_B = 5,9 \cdot 10^{-3};$$

– для другого ущільнювального кільця

$$p_{к2} = (0,9 \dots 0,95) p_{к1};$$

– для маслоз’ємного кільця

$$p_{км} = (1,4 \dots 1,6) p_{к1}.$$

Втрати на тертя ущільнювального кільця залежать від швидкості поршня, як показано на рис.4.

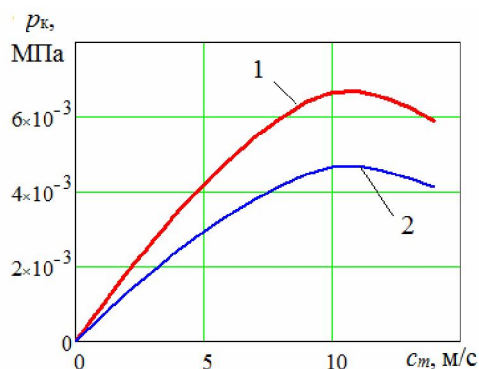


Рис.4. Зміна втрат на тертя першого ущільнювального кільця: 1 – класичний двигун; 2 – безшатунний двигун

Як видно, при $c_m > 10,2$ м/с спостерігається зниження втрат на тертя, що пояснюється спливанням кільця на масляній плівці.

Колінчастий вал. Тут розглядаються втрати на тертя в опорах вала і його ущільненнях.

Середній тиск втрат на тертя колінчастого вала $p_{кв}$ визначається за емпіричною формулою

$$p_{кв} = 4,49 \cdot 10^{-7} n \ln n.$$

На рис.5 представлено залежність $p_{кв}$ від частоти обертання колінчастого вала.

Наведені порівняльні випробування свідчать, що за інших рівних умов загальні механічні втрати в безшатунному двигуні на 25...35 % менші, ніж в класичному, хоча втрати на тертя ККМ (два колінчастих вала, плюс дві синхронізуючі шестерні, плюс два повзуна, що переміщуються у напрямних куліси) більше на 30...40 % у порівнянні з втратами КШМ.

Ця особливість пов’язана з тим, що в безшатунному ДВЗ набагато менші втрати на тертя в парах: «поршень – циліндр» та «поршень – поршневе кільце – циліндр» внаслідок відсутності знакозмінної радіальної сили, що викликає динамічні навантаження поршня і кілець на стінку циліндра.

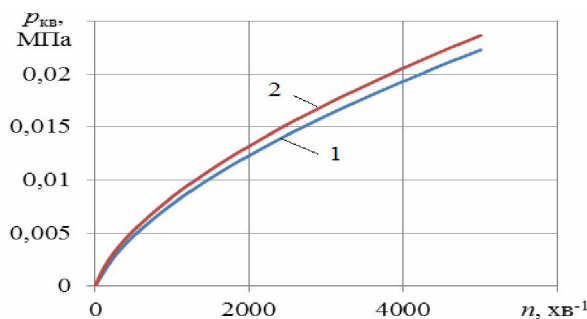


Рис.5. Втрати на тертя колінчастого вала: 1 – класичний двигун; 2 – безшатунний двигун (два вала)

Тут втрати на тертя знижуються не лише за рахунок відсутності контакту поршня, але й у зв’язку з кращими умовами режимів тертя поршня і особливо поршневих кілець (гідродинамічного, змішаного). Крім того, відсутність радіального переміщення поршня, завдяки ККМ, виключає силу тертя між кільцем і канавкою поршня.

Висновки

1. Одержані на основі експериментальних даних емпіричні залежності відображають закономірності протікання складових механічних втрат у ДВЗ і підтверджуються статистичними даними сучасних автомобільних двигунів.

2. При використанні результатів даної роботи в математичній моделі втрат тертя у ДВЗ слід ураховувати залежність цих втрат від температури масла й стінок циліндра.

3. У безшатунному двигуні складові механічних втрат, особливо газообміну й тертя в поршневій групі і кривошипно-кулісному механізмі, дотепер не вивчені. Тому для розробки конструктивних заходів і створення теоретичної бази по зниженню механічних втрат безшатунного двигуна необхідна постановка широких досліджень складових механічних втрат, у тому числі й втрат на привід допоміжних механізмів.

Список літератури:

1. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Т.1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. – Донецк: Лебедь, 1998. – 228 с. 2. Рикардо Г.Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания / Г.Р. Рикардо. – Машигиз, 1960. – 412 с. 3. Uras H.M. Effect of Some Piston Variables on Piston and Ring Assembly Friction / H.M. Uras, D.J. Patterson // SAE Techn. Pap. Ser. – 1987. – №. 870088, 11 pp. 4. Uras H. M. Measurement of piston and ring assembly friction instantaneous JMEP method / H. M. Uras, Donald J. Patterson // SAE Techn. Pap. Ser. – 1983. – № 830416. – 14 pp. 5. Betz Gebhard Untersuchungen zur Reibleistung der Kolben-gruppe / Betz Gebhard, Zellbeck Hans // MTZ: Motortechn. Z. – 1986. – 47, № 10. – 433–437.

urement of piston and ring assembly friction instantaneous JMEP method / H. M. Uras, Donald J. Patterson // SAE Techn. Pap. Ser. – 1983. – № 830416. – 14 pp. 5. Betz Gebhard Untersuchungen zur Reibleistung der Kolben-gruppe / Betz Gebhard, Zellbeck Hans // MTZ: Motortechn. Z. – 1986. – 47, № 10. – 433–437.

Bibliography (transliterated):

1. Mishhenko N.I. Netradicionnye malorazmernye dvigateli vnutrennego sgoraniya. V 2 tomah. T.1. Teorija, razrabotka i ispytanie netradicionnyh dvigatelej vnutrennego sgoraniya. – Doneck: Lebed', 1998. – 228 s. 2. Rikardo G.R. Bystrohodnye dvigateli vnutrennego sgoraniya / G.R. Rikardo. – Mashgiz, 1960. – 412 s. 3. Uras H.M. Effect of Some Piston Variables on Piston and Ring Assembly Friction / H.M. Uras, D.J. Patterson // SAE Techn. Pap. Ser. – 1987. – №. 870088, 11 pp. 4. Uras H. M. Measurement of piston and ring assembly friction instantaneous JMEP method / H. M. Uras, Donald J. Patterson // SAE Techn. Pap. Ser. – 1983. – № 830416. – 14 pp. 5. Betz Gebhard Untersuchungen zur Reibleistung der Kolbengruppe / Betz Gebhard, Zellbeck Hans // MTZ: Motortechn. Z. – 1986. – 47, № 10. – 433–437.

Поступила в редакцію 01.07.2013

Мищенко Микола Іванович – доктор техн. наук, проф., зав. каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Заренбін Володимир Георгійович – доктор техн. наук, проф., зав. каф. «Експлуатація та ремонт машин» Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна.

Колеснікова Тетяна Миколаївна – асистент каф. «Експлуатація та ремонт машин» Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна.

Юрченко Юрій Валерійович – асистент каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Супрун Володимир Леонідович – асистент каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Шляхов Віталій Сергійович – аспірант каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ПОРШНЕВОМ ДВИГАТЕЛЕ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Н.И. Мищенко, В.Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова, Ю.В. Юрченко, В.Л. Супрун, В.С. Шляхов

Приводятся результаты исследований потерь на трение и газообмен в двух четырехтактных двигателях внутреннего сгорания – классическом и бесшатунном. Сообщается, что механические потери в группе кривошипно-кулісного механизма бесшатунного двигателя на 30...40 % больше, чем в кривошипно-шатунном механизме классического ДВС. Однако общие механические потери в бесшатунном двигателе меньше на 20...35 % в сравнении с классическим ДВС благодаря отсутствию в бесшатунном двигателе бокового перемещения поршня. Исследования показали, что более высокий уровень потерь на газообмен (на 1...8 %) относится к бесшатунному двигателю.

DETERMINATION OF MECHANICAL LOSSES IN AN INTERNAL COMBUSTION PISTON ENGINE

N.I. Mishchenko, V.G. Zarenbin, T.N. Kolesnikova, Y.V. Yurchenko, V.L. Suprun, V.S. Shliahov

The results of studies of friction loss and gas exchange in two four-stroke internal combustion engines (ICE) – a classic one and conrod-free are offered. It is reported that the mechanical losses in the group crank rocker mechanism conrod-free engine are in 30...40 % larger than the crank mechanism classic engine. However, the overall mechanical losses conrod-free engine is less than 20...35 % in comparison with the classical ICE conrod-free due to the lack of lateral movement of the engine piston. Studies have shown that the higher gas exchange rate loss (per 1...8%) refers to a conrod-free motor.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ДВС

В статье представлен анализ параметров охлаждения, влияющих на процессы теплообмена и эрозионно-коррозионных разрушений в полостях охлаждения, свидетельствующий о необходимости совершенствования систем жидкостного охлаждения двигателей. Описана методика оценки влияния этих параметров на экономичность и надежность ДВС. Приведены результаты расчетных и экспериментальных исследований, подтверждающих эффективность предлагаемых направлений совершенствования жидкостного охлаждения ДВС. Даны рекомендации по модернизации систем охлаждения.

Введение и постановка проблемы

Форсирование транспортных двигателей, главным образом за счет повышения давления наддува и среднего эффективного давления, приводит к повышению тепловой и механической напряженности узлов ДВС, возрастанию нагрузок на его детали. Для современных форсированных ДВС характерно сокращение разрыва между действующими значениями тепловых и механических нагрузок и их допустимого предела. Обеспечение надежной работы двигателя возможно лишь при условии поддержания безопасного температурного уровня деталей цилиндропоршневой группы, которое осуществляется системой охлаждения (СО) двигателя. Жидкостные СО, обеспечивающие теплоотвод требуемой интенсивности, получили наиболее широкое применение в конструкциях транспортных ДВС (автомобильных, тепловозных, судовых). Системы охлаждения современных и перспективных поршневых и комбинированных двигателей должны обеспечивать оптимальное и стабильное тепловое состояние деталей и узлов. Оптимальным следует считать такой температурный уровень, при котором материалы деталей сохраняют свои прочностные свойства, моторные масла сохраняют высокую смазывающую и несущую способность, а потери теплоты через систему охлаждения минимальны. На показателях работы двигателя отрицательно сказывается как недостаточное, так и излишнее охлаждение. Перегрев двигателя вызывает ухудшение наполнения цилиндров воздушным зарядом, неполное сгорание топлива и его повышенный расход, нарушение условий жидкостного трения, возникновение повышенных износов и задиров трущихся поверхностей в узлах трения, повышенный расход масла на угар, снижение прочностных свойств материалов и появление термоусталостных разрушений. Переохлаждение двигателя приводит к чрезмерному повышению вязкости масла и, вследствие этого, возрастанию механических потерь, снижению эффективного КПД двигателя, а также к ухудшению смесеобразования и

воспламенения, переносу процесса сгорания на линию расширения и повышенным расходам топлива. Переохлаждение ДВС имеет место при работе на режимах холостого хода и малых нагрузок, характерных для большинства транспортных двигателей.

Процессы теплоотвода в жидкостных СО сопровождаются кавитационно-коррозионными разрушениями элементов систем и образованием отложений на теплоотдающих поверхностях. Эти процессы крайне негативно сказываются на надежности и эффективности ДВС. Коррозия в системах охлаждения является причиной образования шлама, который оседает преимущественно в зонах с низкой скоростью течения. Под образующимися отложениями активно протекает подшламовая коррозия. Трубопроводы систем охлаждения, изготовленные из оцинкованной или футерованной стали, подвергаются, кроме подшламовой, и равномерной коррозии, сопровождающейся уменьшением толщины стенок трубопроводов и образованием отложений продуктов коррозии, уменьшающих проходные сечения. Значительное уменьшение проходных сечений трубопроводов отрицательно сказывается на работе системы охлаждения и может привести к перегреву ДВС.

Совершенствование жидкостных СО ДВС предполагает решение трех задач: 1) определение параметров охлаждения, оказывающих наиболее существенное влияние на надежность и эффективность работы двигателя; 2) обоснование предпочтительных значений выбранных параметров; 3) разработка устройств, обеспечивающих автоматический контроль и регулирование параметров охлаждения.

Анализ публикаций

В работе [1] обоснован подход, при котором функционирование жидкостных СО ДВС характеризуется двумя группами параметров: режимных и водно-химических. К первой группе относятся температура охлаждающей жидкости $T_{ож}$ и давление в системе охлаждения $p_{со}$, скорость ее цирку-

ляции $W_{ож}$, перепад температур в контуре охлаждения ΔT , определяющие плотность теплового потока $q_{охл}$ через охлаждаемые поверхности и количество отводимой через систему охлаждения теплоты $Q_{охл}$. Основными следует считать температуру охлаждающей жидкости $T_{ож}$ и связанное с ней, в случае высокотемпературного охлаждения, давление в системе охлаждения $p_{со}$. Установлено, что для каждого типа двигателей существует определённый сравнительно узкий диапазон температур в рубашке охлаждения ДВС, который обеспечивает сочетание высоких мощностных и экономических показателей с достаточной долговечностью и надёжностью. Такую температуру принято называть оптимальной. Для современных комбинированных ДВС эта температура лежит в пределах 85...110 °С [2, 3].

Основной характеристикой водно-химического режима, определяющей интенсивность кавитационно-коррозионных разрушений является водородный показатель рН охлаждающей жидкости [4, 5]. Наиболее эффективным способом регулирования водородного показателя охлаждающих жидкостей ДВС является введение присадок в систему охлаждения.[6].

Целью проведенных исследований являлось определение предпочтительных режимных и водно-химических параметров охлаждения с точки зрения экономичности и надежности и разработка способов обеспечения этих параметров.

Методика решения проблемы

Алгоритм решения задачи совершенствования режимных и водно-химических параметров охлаждения представлен на рис. 1.

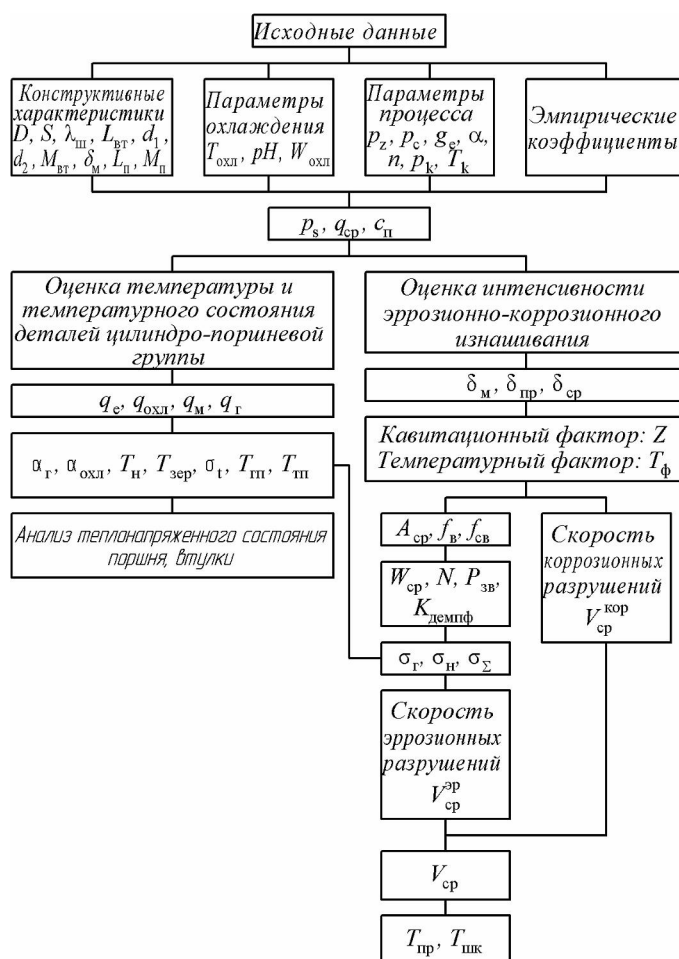


Рис. 1. Алгоритм оценки теплового состояния и скорости эрозионно-коррозионных разрушений

В качестве исходных данных при выполнении расчетов используются конструктивные характеристики двигателя, параметры охлаждения, варьируемые в процессе расчета, параметры рабочего цикла двигателя, а также эмпирические коэффици-

енты, приводимые в литературных источниках.

На первом этапе рассчитывались параметры, оказывающие определяющее влияние на теплофизические процессы, протекающие в полостях охлаждения: давление p_s , соответствующее заданной

температуре охлаждающей жидкости $T_{\text{охл}}$, средний удельный тепловой поток через боковую поверхность втулки цилиндра $q_{\text{ср}}$, средняя скорость поршня $c_{\text{п}}$.

Для расчета использовались эмпирические формулы.

Давление насыщения охлаждающей воды [7]:

– при температуре охлаждающей воды менее 373 К:

$$P_s = 1,67 \cdot 10^{-8} \cdot \exp(0,042 \cdot T_{\text{охл}});$$

– при температуре охлаждающей воды более 373 К:

$$P_s = 1,08 \cdot 10^{-6} \cdot \exp(0,0308 \cdot T_{\text{охл}}).$$

Температура насыщения охлаждающей воды

$$T_s = 447,6 \cdot P_{\text{охл}}^{0,8}.$$

Средний удельный тепловой поток через боковую поверхность втулки цилиндра определялся по формуле, предложенной в работе [8]:

$$q_{\text{ср}} = 148 \cdot \frac{353}{T_{\text{охл}}} \cdot C_M^{0,566} \cdot P_e \cdot g_e \cdot T_{\text{int}} \cdot \frac{1}{\sqrt{D}} \cdot \frac{1}{(P_s \cdot P_{\text{int}})^{0,434}}.$$

На втором этапе вычислений по методике, описанной в работе [7], определялись составляющие теплового баланса (q_e , $q_{\text{охл}}$, $q_{\text{отг}}$, q_M), коэффициенты теплоотдачи от рабочего тела к стенке цилиндра и от стенки к охлаждающей жидкости (α_r , $\alpha_{\text{охл}}$), температуры наружной и внутренней поверхностей гильзы цилиндров, головки и тронка поршня ($T_{\text{п}}$, $T_{\text{зер}}$, $T_{\text{гп}}$, $T_{\text{тп}}$), напряжения в цилиндрической втулке, подверженной эрозионно-коррозионным разрушениям, под действием газовых сил, термических напряжений, дополнительных контактных напряжений (σ_r , σ_b , σ_H).

Для оценки интенсивности эрозионно-коррозионного изнашивания наружной поверхности цилиндрических втулок на основании конструкторской документации с использованием эмпирических формул определялись монтажные, предельные и средние зазоры между зеркалом втулки цилиндра и тронком поршня (δ_m , $\delta_{\text{пр}}$, $\delta_{\text{ср}}$), круговая частота свободных колебаний втулки (ω), числа свободных и вынужденных колебаний цилиндрической втулки за один рабочий цикл двигателя ($f_{\text{св}}$, $f_{\text{в}}$). Полученные значения использовались для расчета:

– коэффициента демпфирования ударного воздействия поршня при переключке масляной пленкой:

$$K_{\text{дем}} = \exp(-t_d \cdot 0,5 \frac{\delta_{\text{ср}}}{\delta_{\text{пр}}}),$$

где $t_d = 1000$ при $n < 16,5 \text{ с}^{-1}$ и $t_d = 1250$ при $n \geq 16,5 \text{ с}^{-1}$;

– среднего виброускорения втулки за период ее эрозионного изнашивания до предельного состояния:

$$W_{\text{ср}} = 3 \cdot 10^6 \cdot \frac{\delta_{\text{ср}}^2 \cdot n^2 \cdot N}{D_c} \cdot \left(\frac{L_{\text{вт}}}{L_{\text{п}}}\right)^{1,1} \cdot \left(\frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{вт}}}\right)^{0,6} \times \left(\frac{P_z}{P_c}\right)^{0,11} \cdot K_{\text{дем}};$$

– средней амплитуды колебаний втулки за период ее эрозионного изнашивания до предельного состояния:

$$A_{\text{ср}} = \frac{W_{\text{ср}}}{(2 \cdot \pi \cdot f_s)^2};$$

– значения теплового фактора в эрозионно-коррозионном изнашивании:

$$T_{\Phi} = 2,5 \cdot \frac{q_{\text{ср}}^2}{1,5 + q_{\text{ср}}^4};$$

– значения кавитационного фактора в эрозионно-коррозионном изнашивании:

$$Z = 2 \cdot \pi \cdot \frac{f_{\text{в}} \cdot (P_{\text{охл}} - P_s)}{\rho_{\text{охл}} \cdot C_{\text{охл}}};$$

– звукового давления, генерируемого втулкой цилиндра при ее колебаниях:

$$P_{\text{зв}} = \frac{W_{\text{ср}} \cdot \rho_{\text{охл}} \cdot C_{\text{охл}}}{2 \cdot \pi \cdot f_{\text{св}}}.$$

На завершающем этапе расчета определялись средние скорости эрозионных и коррозионных разрушений $V_{\text{ср}}^{\text{эп}}$, $V_{\text{ср}}^{\text{кор}}$ и средняя скорость эрозионно-коррозионных разрушений $V_{\text{ср}}$:

$$V_{\text{ср}}^{\text{эп}} = 2,25 \cdot A_{\text{ср}} \cdot D \cdot \frac{\sigma_E}{R_{\text{ос}}} \cdot T_{\Phi} \cdot \frac{P_{\text{зв}}}{P_{\text{охл}} - P_s} \cdot \frac{n_{\text{в}}}{n_{\text{св}}},$$

где $R_{\text{ос}}$ – акустическое сопротивление материала втулки;

$$V_{\text{ср}}^{\text{кор}} = K_{\text{кор}} \cdot \left(\frac{7}{\text{pH}}\right)^3 \cdot \frac{2,5 \cdot T_{\text{отн}}^2}{1,5 + T_{\text{отн}}^4},$$

$$V_{\text{ср}} = V_{\text{ср}}^{\text{эп}} + V_{\text{ср}}^{\text{кор}} + 0,05 \cdot V_{\text{ср}}^{\text{эп}} \cdot V_{\text{ср}}^{\text{кор}}.$$

Значение средней скорости эрозионно-коррозионных разрушений позволяет определить время до предельного износа втулки (на 1/3 первоначальной толщины стенки h) $T_{\text{пред}}$ и длительность инкубационного периода, предшествующего эрозионно-коррозионным разрушениям $T_{\text{инк}}$:

$$T_{\text{пред}} = \frac{0,333 \cdot h}{3600 \cdot V_{\text{ср}}},$$

$$T_{\text{инк}} = (0,02 + 5 \cdot 10^{-10} \cdot R_{\text{ос}}) \cdot T_{\text{пред}}.$$

В соответствии с алгоритмом разработана программа в среде Delphi 7, позволяющая исследовать влияние режимных и водно-химических параметров на теплонапряженное состояние и ресурс цилиндрических втулок и оптимизировать данные параметры.

Результаты исследований

Результаты выполненных расчетов представлены на рис. 2 и 3.

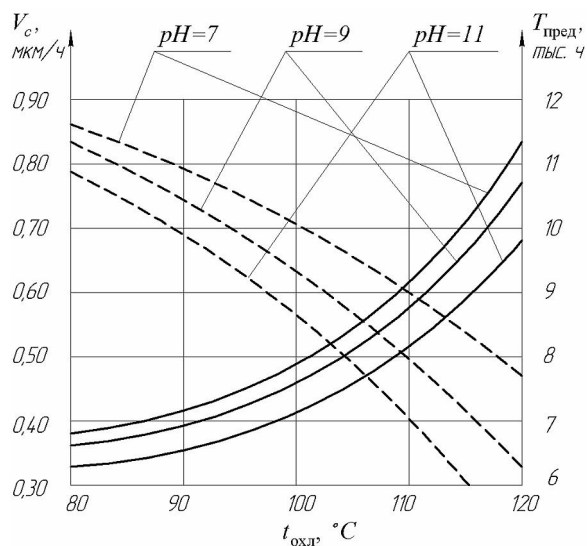


Рис. 2. Влияние режимов охлаждения на интенсивность эрозионно-коррозионного изнашивания

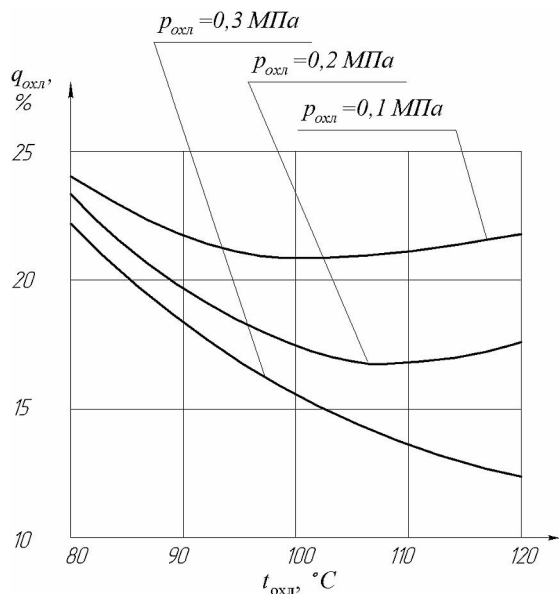


Рис. 3. Влияние режимов охлаждения на тепловые потери с охлаждающей жидкостью

Полученные данные свидетельствуют, что наиболее оптимальными, с энергетической и ресурсной точек зрения, для высокооборотных судовых ДВС являются температура охлаждающей жидкости 110...120 °С, при давлении, исключающем активное пристеночное кипение (0,13...0,14 МПа), и состав охлаждающей жидкости, содержащей комплексную присадку, обеспечивающую водородный показатель в пределах 7,5...9,0.

Результаты аналитических исследований были подтверждены в процессе стендовых испытаний двигателя 8ЧН 14/14. При работе двигателя с фиксированной нагрузкой ($N_e = 350$ кВт) и частой вращения коленчатого вала ($n = 2000$ мин⁻¹) температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя изменялась от 75 до 110 °С. Дальнейшее повышение температуры ограничивалось возможностями герметизации штатной системы охлаждения, давление в которой составляло при температуре 110 °С 0,15 МПа. Повышение температуры жидкости $t_{ож}$ привело к практически линейному возрастанию температуры отработавших газов перед турбиной t_t , что вызвало некоторое повышение давления наддува p_k и температуры воздуха после компрессора t_k (табл. 1). Более существенным было повышение температуры на впуске $t_{вп}$, что объясняется уменьшением глубины охлаждения наддувочного воздуха в охладителе, включенном во внутренний контур охлаждения.

Минимальное значение удельного эффективного расхода топлива соответствовало $t_{ож} = 106$ °С. При дальнейшем увеличении температуры удельный эффективный расход топлива начал возрастать, что объясняется снижением коэффициента наполнения и подтверждает необходимость увеличения глубины охлаждения наддувочного воздуха при использовании ВТО. Результаты испытаний представлены на рис. 4.

Обеспечение оптимальных режимных параметров охлаждения может быть осуществлено при помощи устройств, предложенных в работе [9], автоматическое регулирование состава охлаждающей жидкости с целью обеспечения требуемых водно-химических режимов реализуется в системах охлаждения, предложенных в работе [10].

Таблица 1. Результаты стендовых испытаний двигателя 8ЧН 14/14

$t_{ож}, °C$	75	80	85	90	95	100	105	110
$g_e, кг/кВт·ч$	0,210	0,208	0,206	0,205	0,204	0,203	0,203	0,204
$t_{вп}, °C$	91	93	98	102	104,8	112	122	133
$t_t, °C$	582	590	595	602	608	610	612	614
$t_k, °C$	159	160	161	162	163	164	165	166

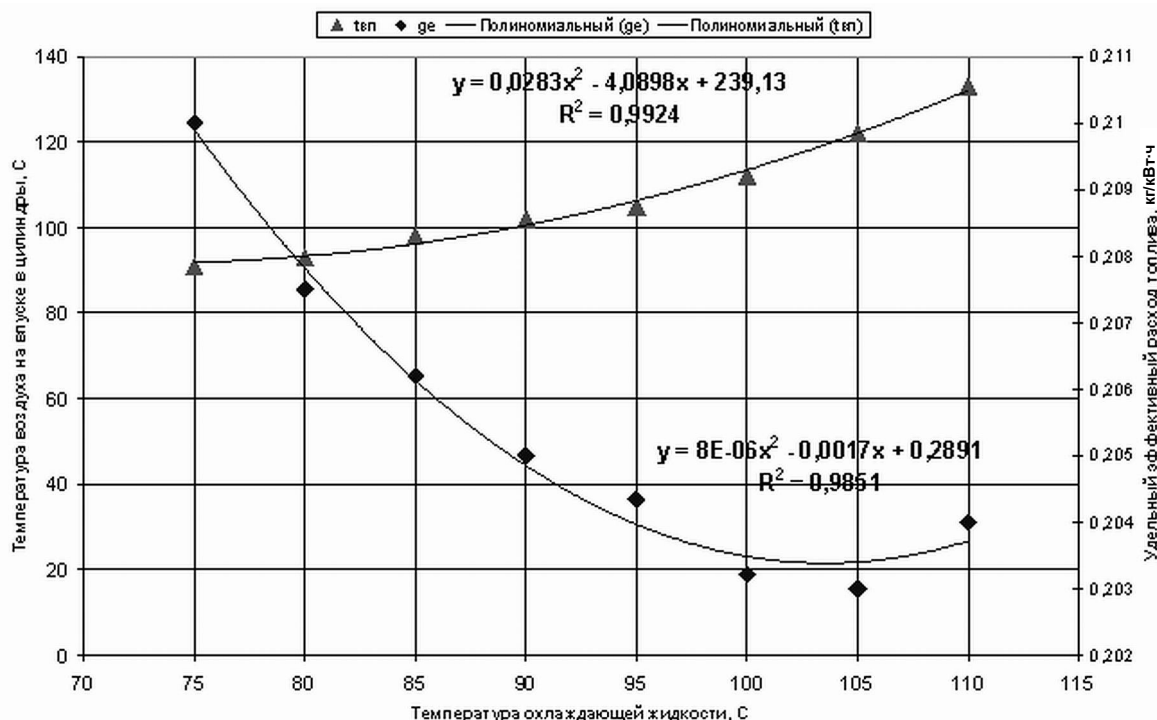


Рис. 4. Влияние температуры охлаждающей жидкости на удельный эффективный расход топлива двигателя 8 ЧН 14/14

Выводы

В результате проведенных исследований:

1. Подтверждено влияние параметров охлаждения на экономические и ресурсные показатели работы ДВС.

2. Установлено, что наиболее существенно влияют на тепловое состояние двигателя и интенсивность эрозионно-коррозионных разрушений в полостях охлаждения температура охлаждающей жидкости и давление в системе охлаждения и водородный показатель охлаждающей жидкости.

3. Проведено математическое моделирование, позволившее определить оптимальные значения данных параметров, справедливость полученных результатов подтверждена экспериментально.

4. Предложены технические решения, позволяющие осуществлять автоматическое регулирование указанных параметров.

Внедрение полученных результатов обеспечивает совершенствование жидкостного охлаждения ДВС.

Список литературы:

1. Безюков О.К. Комплексный подход к выбору конструкции и параметров систем охлаждения транспортных ДВС / О.К. Безюков, В.А. Жуков, М.А. Тарасов // Вестник Двигателестроения. – Запорожье, 2003. – № 2. – С. 70-73. 2. Большаков В.Ф. Эксплуатация судовых среднеоборотных дизелей / Большаков В.Ф., Фолмин Ю.Я., Павленко В.И. – М.: Транспорт, 1983. – 160 с. 3. Кригер А.М. Жидкостное охлаждение автомобильных двигателей. /

А.М. Кригер, М.Е. Дискин, А.Л. Новенников, В.И. Пикус. – М.: Машиностроение, 1985. – 176 с. 4. Камкин С. В. Эксплуатация судовых дизелей / Камкин С. В., Возницкий И. В., Шмелев В. П. - М.: Транспорт, 1990. - 344 с. 5. Громогласов А. А. Водоподготовка, процессы и аппараты / Громогласов А. А., Копылов А. С., Пильщиков А. П. Водоподготовка. - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 270 с. 6. Тузов Л. В. Защита элементов жидкостных систем охлаждения ДВС от кавитационно-коррозионных разрушений / Л. В. Тузов, О. К. Безюков, В. А. Жуков // Двигатель-97. Материалы международной научно-технической конференции. – М., МГТУ, 1997, – с. 67–68. 7. Тузов Л.В. Вибрация судовых двигателей внутреннего сгорания / Тузов Л.В., Безюков О.К., Афанасьева О.В. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 348 с. 8. Лебедев О. Н. Двигатели внутреннего сгорания речных судов: Учеб. Для вузов / О. Н. Лебедев, В. А. Сомов, С. А. Калашиников. – М.: Транспорт, 1990. – 328 с. 9. Патент 2459093 РФ МПК F01P 5/10 Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания / Безюков О.К., Жуков В.А. Опубл. 20.08.2012 Бюл. № 23. – 7 с. 10. Патент 2453714 РФ МПК F01P 5/10 Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания / Жуков В.А.; опубл. 20.06.2012, Бюл. № 17. – 7 с.

Bibliography (transliterated):

1. Безюков О.К. Комплексный подход к выбору конструкции и параметров систем охлаждения транспортных ДВС / О.К. Безюков, В.А. Жуков, М.А. Тарасов // Вестник Двигателестроения. – Запорожье, 2003. – № 2. – С. 70-73. 2. Большаков В.Ф. Эксплуатация судовых среднеоборотных дизелей / Большаков В.Ф., Фолмин Ю.Я., Павленко В.И. – М.: Транспорт, 1983. – 160 с. 3. Кригер А.М. Жидкостное охлаждение автомобильных двигателей. / А.М. Кригер, М.Е. Дискин, А.Л. Новенников, В.И. Пикус. –М.: Машиностроение, 1985. – 176 с. 4. Камкин С. В. Эксплуатация судовых дизелей / Камкин С. В., Возницкий И. В., Шмелев В. П. - М.: Транспорт, 1990. - 344 с. 5. Громогласов А. А. Водоподготовка, процессы и аппараты / Громогласов А. А.,

Копылов А. С., Пильщиков А. П. *Водоподготовка*. - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 270 с. 6. Тузов Л. В. *Защита элементов жидкостных систем охлаждения ДВС от кавитационно-коррозионных разрушений* / Л. В. Тузов, О. К. Безюков, В. А. Жуков // *Двигатель-97. Материалы международной научно-технической конференции*. - М., МГТУ, 1997, - с. 67-68. 7. Тузов Л.В. *Вибрация судовых двигателей внутреннего сгорания* / Тузов Л.В., Безюков О.К., Афанасьева О.В. - СПб.: Изд-во По-

литехн. ун-та, 2012. - 348 с. 8. Лебедев О. Н. *Двигатели внутреннего сгорания речных судов: Учеб. Для вузов* / О. Н. Лебедев, В. А. Сомов, С. А. Калашников. - М.: Транспорт, 1990. - 328 с. 9. Патент 2459093 РФ МПК F01P 5/10 Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания / Безюков О.К., Жуков В.А. Опубл.20.08.2012 Бюл. № 23. - 7 с. 10. Патент 2453714 РФ МПК F01P 5/10 Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания / Жуков В.А.; опубл. 20.06.2012, Бюл. № 17. - 7 с.

Поступила в редакцию 13.06.2013

Безюков Олег Константинович – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой теории и конструкции судовых ДВС Санкт-Петербургского государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова, Санкт-Петербург, Россия

Жуков Владимир Анатольевич – доктор техн. наук, доцент, заведующий кафедрой технологии машиностроения и ДВС Тутаевского филиала ФГБОУ ВПО «Рыбинский государственная авиационный технический университет имени П. А. Соловьева», Тутаев, Россия

Николенко Евгений Николаевич – старший преподаватель кафедры технологии машиностроения и ДВС Тутаевского филиала ФГБОУ ВПО «Рыбинский государственная авиационный технический университет имени П. А. Соловьева», Тутаев, Россия

УДОСКОНАЛЕННЯ РІДИННОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ДВЗ

О.К. Безюков, В.А. Жуков, Є.М. Ніколенко

У статті представлений аналіз параметрів охолодження, що впливають на процеси теплообміну та ерозійно-корозійних руйнувань у порожнинах охолодження, що свідчить про необхідність удосконалювання систем рідинного охолодження двигунів. Описана методика оцінки впливу цих параметрів на економічність і надійність ДВЗ. Наведені 7 результати розрахункових і експериментальних досліджень, що підтверджують ефективність запропонованих напрямків удосконалення рідинного охолодження ДВЗ. Дані рекомендації з модернізації систем охолодження.

THE IMPROVING OF LIQUID COOLING SYSTEMS FOR TRANSPORT INTERNAL COMBUSTION ENGINES

O.K. Bezjukov, V.A. Zhukov, E.N. Nikolenko

The article presents an analyses of parameters, which has influence on processes of heat-transfer and erosion-corrosion destruction in cooling cavity. This analyses shows, that improving of liquid cooling system of engines is necessary. Method of valuation influence of this parameters on fuel consumption and reliability is presented. The article contains results of numerical and experimental investigations, which confirms effect from presenting improve of cooling systems of internal combustion engine. Recommendations for modernization of cooling systems are given.

УДК 621.43.06:534.83

А.А. Прохоренко, И.В. Парсаданов, Д.Е. Самойленко

НОВАЦИОННАЯ КОНСТРУКЦИЯ ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА ВЫПУСКА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

В статье рассмотрено решение задачи уменьшения габаритного размера глушителя шума выпуска колесного трактора при сохранении акустической эффективности и аэродинамических характеристик. Предложена новационная конструкция глушителя, позволяющая улучшить обзорность с рабочего места оператора. Расчеты параметров работы глушителя выполнены с помощью программного комплекса AVL BOOST-Linear Acoustics.

К одному из значительных экологических нарушений относится шумовое загрязнение – раздражающий акустический шум антропогенного происхождения, наносимый вред жизнедеятельности живых организмов и человека. Главным источником шумового загрязнения являются транспортные и механизированные средства, в том числе – сельскохозяйственного назначения. Шум тракторов и комбайнов влияет на экологическую обстановку окружающей среды, на состояние здоровья оператора и является нормируемой величиной. Поэтому

разработка решений, направленных на его снижение является актуальной задачей.

Основными источниками шума при работе колесного трактора признаны [1]: выпускная система, корпус двигателя, вентилятор системы охлаждения и трансмиссия. Причем, наибольший уровень звука имеет выпускная система – 100-120 дБА [1-4], что на 15-35 дБА превышает допустимый уровень. Следовательно, основной задачей является снижение уровня шума именно этого источника, для чего используются глушители [1, 2].

По принципу действия глушители разделяются на диссипативные (абсорбционные) и реактивные [5, 6].

В диссипативных глушителях снижение шума достигается за счет потерь акустической энергии на трение в звукопоглощающих материалах (волоконистых или пористых поглотителях, сетках, перфорированных листах и т.п.), расположенных на пути распространения звука.

В реактивных глушителях снижение шума обеспечивается за счет отражения части звуковой энергии в сторону источника. Звуковые волны, попадая в полость реактивного глушителя, возбуждают в нем собственные колебания, что приводит к ослаблению звука в одних частотных областях и усилению в других.

Применяются также и комбинированные глушители, содержащие в себе как реактивные так и диссипативные элементы. В принципе, любой глушитель является комбинированным, так как имеет место частичное отражение звуковых волн от диссипативных элементов, а в реактивных энергия колебаний при отражении волн переходит в тепловую.

К глушителю шума выпуска ДВС предъявляются следующие требования [1, 4]:

1. Акустическая эффективность – обеспечение требуемого снижения звукового давления в широком диапазоне частот (ΔL , дБ).

2. Минимально возможное гидросопротивление, выраженное в потерях давления при прохождении газов по аэродинамическому тракту (Δp , мм вод. ст.).

3. Минимально возможные габаритные размеры.

4. Применение материалов, стойких к коррозии и тепловым нагрузкам.

5. Конструктивная и технологическая простота.

До настоящего времени не разработано единой методики расчета глушителей шума [2]. Проектирование глушителей проводится на основе экспериментальных исследований, включающих изготовление опытных образцов и их стендовые испытания, по результатам которых выбирается лучший вариант. Такой подход связан со значительными материальными затратами и далеко не всегда приводит к желаемому результату, вследствие чего подготовленные к производству глушители в большинстве случаев нуждаются в дальнейшей доработке.

Для глушителя шума выпуска колесного трактора особую важность приобретает требование №3 – минимизации габаритных размеров. Это требование определяется нормированными действующими

стандартами, местом расположения струи ОГ и обзорностью с рабочего места оператора.

В данной работе предложено решение задачи уменьшения диаметрального габаритного размера глушителя шума выпуска колесного трактора при повышении (улучшении) акустической эффективности и аэродинамических характеристик.

В настоящее время на колесных тракторах применяются глушители реактивно-диссипативного типа, конструкция которого приведена на рис. 1,а. Глушитель состоит из камеры расширения (I), переходящей в диссипативную часть в виде однотрубной абсорбционной камеры (II) и имеет в своем составе три четвертьволновых резонатора (III). Такие глушители имеют приемлемые показатели акустической эффективности и гидросопротивления, но обладают относительно большим габаритным диаметром. Например, для колесного трактора ХТЗ-172 этот диаметр равен 180 мм, что создает ухудшенный обзор для оператора при монтаже агрегата вдоль стойки кабины.

При уменьшении диаметрального габарита следует учитывать, что уменьшение объема глушителя, как правило, приводит к ухудшению его акустических характеристик [1].

Исходя из этого, предлагается оригинальное решение компоновки глушителя, имеющего эллиптическое поперечное сечение корпуса. Глушитель реактивно-диссипативного типа. Его конструкция приведена на рис. 1,б. Он состоит из камеры расширения (I) диаметром 180 мм, сужающейся при переходе к диссипативной части по одной из осей до 120 мм, *двухтрубной* абсорбционной камеры (II) и имеет в своем составе три четвертьволновых резонатора (III). Заданный акустический эффект, несмотря на уменьшение эквивалентного диаметра сечения по сравнению с базовой конструкцией, сохраняется за счет разделения потока на выходе в две трубы. Это увеличивает площадь соприкосновения со звукопоглощающим материалом, при равной площади проходного сечения, в $\sqrt{2}$ раз.

Важным конструктивным отличием новационного глушителя от серийного является то, что он имеет эллиптическое поперечное сечение с малой осью 120 мм и большой осью 180 мм. Таким образом, получаем значительное улучшение обзорности из кабины при расположении большой оси по линии зрения оператора. Зависимость видимого сечения от угла зрения приведена на рис. 2. Как видно из рисунка, изменение угла зрения α до 20 град. (что примерно соответствует отклонению головы водителя на 30 см на расстоянии 1 м) практически не приводит к увеличению кажущегося диаметра D (видимого габарита). Для получения приведенных

результатов был выполнен расчет, базирующийся на каноническом уравнении эллипса:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1. \quad (1)$$

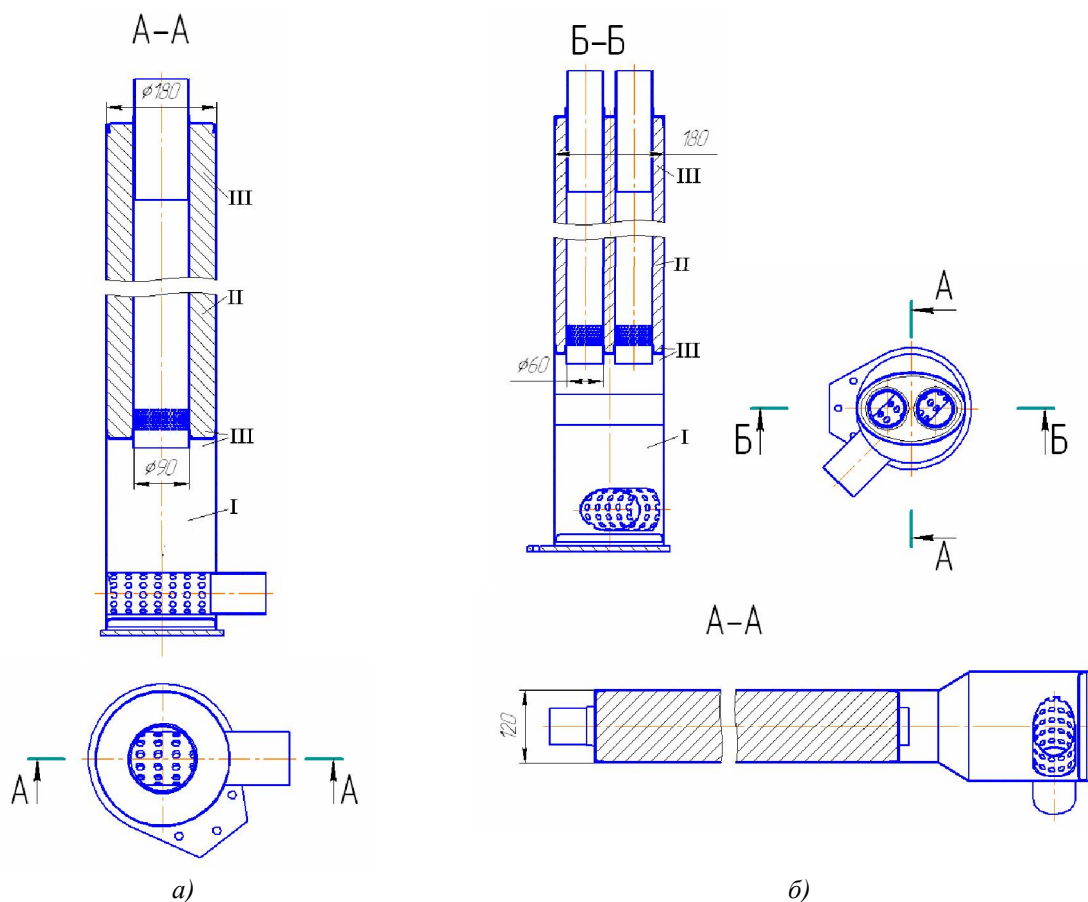


Рис. 1. Конструкция глушителя:
а – серийного, б – новационного

После введения параметрической замены:

$$\begin{cases} x = t \cos \alpha; \\ y = t \sin \alpha, \end{cases} \quad (2)$$

$$D = 2t = 2b \sqrt{\frac{1}{(b/a)^2 \cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha}}. \quad (3)$$

и последующих преобразований, было получено расчетное уравнение:

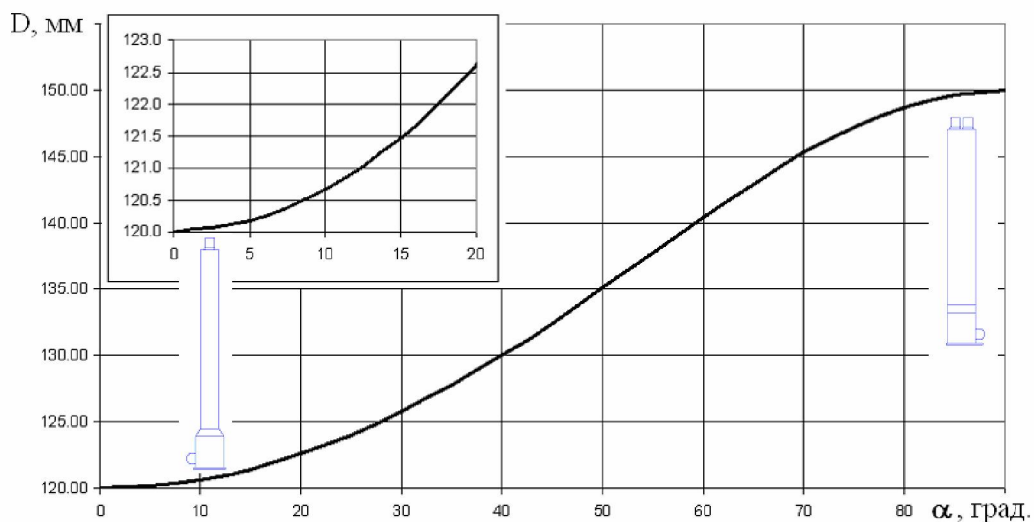


Рис. 2. Зависимость видимого габарита глушителя D от угла зрения оператора α

Акустический расчет глушителей выполнен с помощью программного комплекса AVL BOOST-Linear Acoustics, который представляет собой решатель в частотной области на основе метода матриц перехода. При этом акустическая система описывается моделью простейших элементов, расположенных между источником звука и, так называемым, терминатором. Акустические свойства систе-

мы определяются как совокупность акустических свойств каждого элемента [7]. Расчетные схемы (модели) акустических систем для исследуемых глушителей приведены на рис. 3. Разработанные модели содержат следующие простейшие элементы: «PPIP» – перфорированная труба в трубе, «SB» – системный ограничитель и трубы (отмечены цифрами без литерного обозначения).

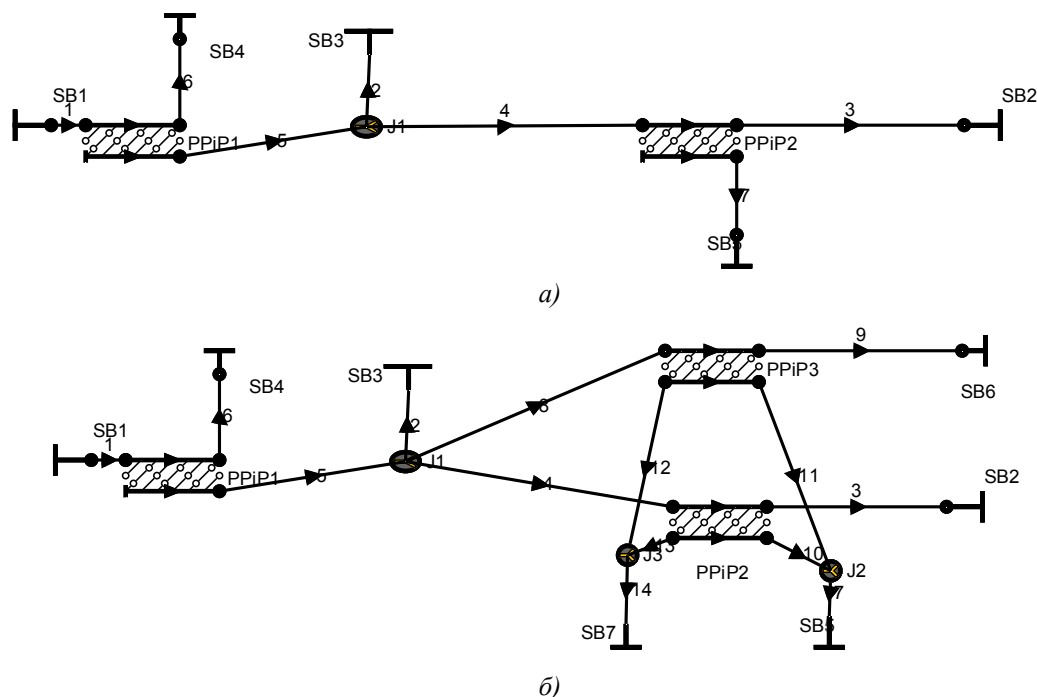


Рис 3. Расчетные схемы комплекса AVL AST Boost: а – серийный глушитель, б – новационный глушитель

При выполнении акустических расчетов в первом приближении принято, что средний эквивалентный диаметр эллиптического сечения составляет $d_{eq} = \sqrt{120 \cdot 180} = 147$ мм.

Результаты акустических расчетов относительно величины подавления шума, выполненного с помощью созданных моделей исследуемых конструкций глушителей, приведены на рис. 4.

Расчетное исследование обеих конструкций глушителей позволило определить и сравнить обеспечиваемое ими уменьшение шума выпуска в виде снижения уровня звукового давления (ΔL_q , дБА) в октавных полосах с указанными в ГОСТ Р 52914-2008 среднегеометрическими частотами. Эти результаты приведены в табл. 1. Как видно из таблицы, новационный глушитель обеспечивает лучшие акустические показатели как по снижению уровня звука в октавных полосах ΔL_{qi} до 10 дБА, так и по общему уровню звука $\Delta L_a = 6$ дБА.

Также, выполненные расчеты показали, что гидросопротивление (аэродинамическое сопротив-

ление) исследуемых конструкций глушителей составляет: для базовой конструкции – 700 мм вод. ст., для новационной – 650 мм вод. ст.

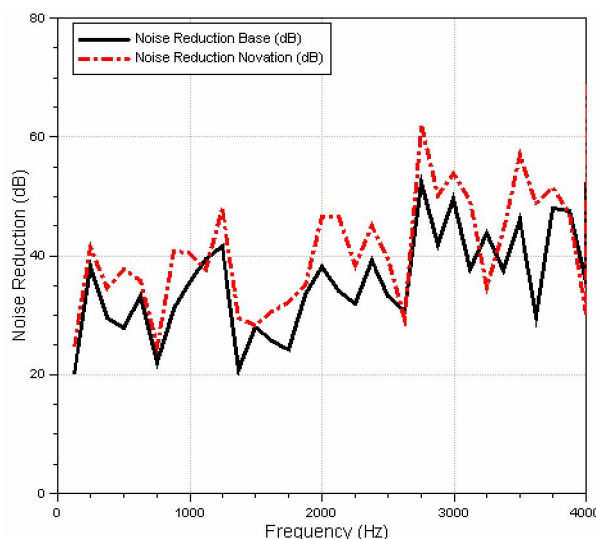


Рис. 4. Результаты моделирования акустических характеристик глушителей

При выполнении акустических расчетов в первом приближении принято, что средний эквива-

лентный диаметр эллиптического сечения составляет $d_{eq} = \sqrt{120 \cdot 180} = 147$ мм.

Таблица 1. Снижение шума выпуска глушителями, ΔL_q , дБА

	По среднегеометрическим частотам октавных полос, Гц							По уровню звука
	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Базовый	20	38	28	35,5	38	35,5	154	35,5
Новационный	24,5	41,5	37,5	40,5	47	30	145	41,5
	4,5	3,5	9,5	5	9	-4,5	-9	6

Выводы

Таким образом, по результатам проведенного исследования можно сделать вывод, что предлагаемая новационная конструкция глушителя является рациональным решением, позволяющим улучшить обзорность с рабочего места оператора при сохранении и улучшении параметров его акустической эффективности и аэродинамического сопротивления.

Список литературы:

1. Техническая акустика транспортных машин / Под ред. Н.И. Иванова. – Спб.: Политехника, 1992. – 365 с. 2. Комкин А.И. Разработка современных методов расчета и проектирования автомобильных глушителей шума с требуемыми характеристиками: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / Комкин Александр Иванович; Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова. – Санкт-Петербург, 2012. – 47 с. 3. Айрбабамян С.А. Разработка глушителей шума дизелей для повышения мощностных и экономических характеристик / С.А. Айрбабамян, Г.И. Калабухов // Грузовик. – 2012. – №10. – С. 22-23, 48. 4. Бангоян Э.Г. Разработка методов и средств снижения шума выпуска дизелей автопозрузчиков (на примере дизеля автопозрузчика ДВ – 1792М): автореф. дис. ... канд. техн. наук / Бангоян Эмиль Гайкович. – Московский государственный технический университет «ММИ». – Москва, 2007. –

26 с. 5. Международный стандарт ИСО 14163, Акустика – Руководящие принципы управления шумом с помощью глушителей. 6. Григорьян Ф.Е. Расчет и проектирование глушителей шума энергоустановок/ Ф.Е. Григорьян, Е.А. Перцовский. – Л.: Энергия, 1980. – 120с. 7. BOOST v2011 – Linear Acoustics Users Guide, AVL LIST GmbH, Hans-List-Platz 1, A-8020 Graz, Austria.

Bibliography (transliterated):

1. Tehnicheskaja akustika transportnyh mashin / Pod red. N.I. Ivanova. – Spb.: Politehnika, 1992. – 365 s. 2. Komkin A.I. Razrabotka sovremennyh metodov rascheta i proektirovaniya avtomobil'nyh glushitelej shuma s trebuemyimi harakteristikami: avtoref. dis. ... d-ra tehn. nauk / Komkin Aleksandr Ivanovich; Baltijskij gosudarstvennyj tehničeskij universitet «VOENMEH» im. D.F. Ustinova. – Sankt-Peterburg, 2012. – 47 s. 3. Ajrbabamjan S.A. Razrabotka glushitelej shuma dizelej dlja povyshenija moshhnostnyh i jekonomičeskix harakteristik / S.A. Ajrbabamjan, G.I. Kalabuhov // Gruzovik, 2012, №10 – S. 22-23, 48. 4. Bangojan Je.G. Razrabotka metodov i sredstv sniženija shuma vypuska dizelej avtopogruzchikov (na primere dizelja avtopogruzchika DV – 1792M): avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk / Bangojan Jemil' Gajkovich. – Moskovskij gosudarstvennyj tehničeskij universitet «MAMI». – Moskva, 2007. – 26 s. 5. Mezhdunarodnyj standart ISO 14163, Akustika – Rukovodjashhie principy upravlenija shumom s pomoshh'ju glushitelej. 6. Grigor'jan F.E. Raschet i proektirovanie glushitelej shuma jenergoustanovok/ F.E. Grigor'jan, E.A. Percovskij. – L.: Jenergija, 1980. – 120s. 7. BOOST v2011 – Linear Acoustics Users Guide, AVL LIST GmbH, Hans-List-Platz 1, A-8020 Graz, Austria.

Поступила в редакцию 29.05.2013

Прохоренко Андрей Алексеевич – доктор техн. наук, старший научный сотрудник, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», e-mail: prokhorenko@kpi.kharkov.ua

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

Самойленко Дмитрий Евгеньевич – канд. техн. наук, старший научный сотрудник, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», e-mail: dima_samojlenko@hotmail.com

НОВАЦІЙНА КОНСТРУКЦІЯ ГЛУШНИКА ШУМУ ВИПУСКУ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

А.О. Прохоренко, І.В. Парсаданов, Д.Є. Самойленко

У статті розглянуто рішення задачі зменшення габаритного розміру глушника шуму випуску колісного трактора при збереженні акустичної ефективності і аеродинамічних характеристик. Запропоновано новацийну конструкцію глушника, що дозволяє поліпшити обзорність з робочого місця оператора. Розрахунки параметрів роботи глушника виконані за допомогою програмного комплексу AVL BOOST-Linear Acoustics.

AN INNOVATION DESIGN OF THE MUFFLER FOR TRACTOR DIESEL

A. Prokhorenko, I. Parsadanov, D. Samoilenko

The paper considers the solution of reducing the overall size of the muffler for the wheel tractor while maintaining its acoustic and aerodynamic efficiency. We propose an innovation design of the muffler, which allows better visibility for the operator of the tractor. Calculations of the muffler's parameters are made using complex software AVL BOOST-Linear Acoustics.

А.В. Белогуб, В.А. Пылев, А.М. Бодяко, С.В. Галагаев, А. А. Бодяко

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДИЗЕЛЯ К6S310DR

В работе рассмотрена возможность и результаты расчетного исследования по изменению конструкции поршня и поршневых колец, связанного с уменьшением их количества и размеров. Проведена идентификация тепловых граничных условий имеющейся конструкции и рассчитан модифицированный профиль боковой поверхности. Показано, что эффект от внедрения предложения будет состоять в снижении потерь трения в цилиндропоршневой группе и улучшении условий смазки пары тронк – зеркало цилиндра, что повысит ресурс двигателя и снизит расход топлива.

Актуальность и постановка задачи

В 1957 году чехословацкие заводы «ЧКД» начали выпускать маневровые тепловозы ЧМЭ2 (рис.1) с электрической передачей. На этих тепловозах был установлен четырехтактный рядный шестицилиндровый дизель 6S310DR мощностью 750 л.с. (550 кВт) при 750 об/мин и восьмиполосный тяговый генератор постоянного тока типа TD-868 мощностью 470 кВт, жёстко соединённый с дизелем. Тепловозы ЧМЭ2 производились до 1965 г. включительно, всего было создано 522 секции. Основная часть этих тепловозов в СССР была исключена в период 1986–1988 годов [1]. С 1965 года заводы ЧКД-Прага начали серийное производство ЧМЭ3 для поставки в СССР. Эти тепловозы и их модификации (ЧМЭ3М, ЧМЭ3Т, ЧМЭ3Э) выпускались по 1991 год включительно. Мощность дизеля была увеличена до 1350 л.с. (993 кВт). Всего было поставлено 7454 тепловоза [2]. **Конструкция дизеля и его комплектующих, в частности поршня, при этом практически не изменялась более 50 лет.**



Рис.1. Первый тепловоз серии — ЧМЭ3-001 в музее Варшавского вокзала в Санкт-Петербурге

В 2000-м году АОЗТ «Украинские моторы» (дочернее предприятие ОАО «АВТРАМАТ») получило предложение от «Укрзалізниця» на производство поршней для дизеля К6S310DR для поставок на Днепропетровский тепловозоремонтный завод (ДТРЗ).

Поршень (рис.2) изготавливался методом литья, он имел камеру сгорания Гессельмана, четыре

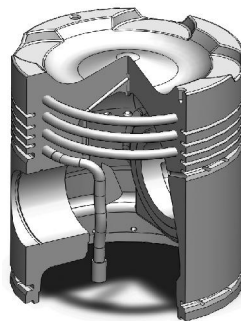


Рис.2. Конструкция поршня 67.08.41.00 СБ зап

канавки под компрессионные и две под маслосъемные кольца, снабжен стальной трубкой масляного охлаждения. Материал поршня – эвтектический Al-Si сплав, легированный медью, марганцем и никелем (АК12М2МгН).

Чертеж поршня был предоставлен ПКТБ по ремонту локомотивов, г. Полтава, и вначале 2001 года была изготовлена опытная партия, переданная на испытания в ДТРЗ. По их результатам на двух из шести поршней были обнаружены натирсы, после чего в ОАО «АВТРАМАТ» с использованием САД/САЕ-пакетов прикладных программ SolidWorks и COSMOS были проведены работы по корректировке профиля поршня. При этом минимальный (по головке) и максимальный (по юбке) диаметры были сохранены, а изменена лишь форма бочкообразной образующей.

Новый профиль был согласован, и в дальнейшем поршни производились и производятся в настоящее время с откорректированным профилем [3]. До настоящего времени ПАО «АВТРАМАТ» произведено, реализовано и работает на железных дорогах Украины и Беларуси более 10 тысяч поршней Д67.08.41.00 СБ зап. Особенности конструкции – 6 поршневых колец (4 компрессионных и 2 маслосъемных), масляное охлаждение посредством змеевика, залитого в тело поршня, палец запрессован в бобышки.

В настоящее время поршневые комплекты для новых двигателей с маслосъемными кольцами, расположенными ниже пальцевого отверстия и компрессионными, количеством более трех не применяются. Это связано с тем, что более половины потерь трения в поршневой группе

приходится на трение колец о зеркало цилиндра, причем, чем меньше высота кольца и их количество, тем эти потери меньше.

Известно, что для изготовления колец широко используется чугун – недорогой материал с высокими антифрикционными свойствами. Современные тенденции увеличения мощности двигателей предъявляют все возрастающие требования к прочностным и износостойким характеристикам материала колец в условиях высоких динамических и контактных нагрузок. Разработанный в Институте технологии металлов НАН Беларуси и освоенный впервые в мировой литейной практике на УЧНПП «Технолит» (Республика Беларусь) метод непрерывно-циклического литья нагораживанием (НЦЛН), рис.3, [4] в основу которого положен принцип направленного затвердевания, обеспечивает однонаправленный теплоотвод и свободное питание фронта кристаллизации перегретым расплавом в течение всего времени затвердевания отливки. Это позволяет в непрерывном процессе литья циклически извлекать из металлической водоохлаждаемой формы затвердевшую часть расплава, представляющую собой полую отливку мерной длины при температуре, выше критических точек, и обеспечивает возможность гибкого управления структурообразованием и формированием заданных свойств в отливках фактически в процессе литья. Проведенные Всероссийским научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ) сравнительные испытания поршневых колец, изготовленных из отливок, полученных различными способами литья, показали, что наибольшей стойкостью к износу и задиру, а также высокими упругими свойствами обладают изготовленные НЦЛН.

Сопоставление взаимодействий внутренних структур жизненного цикла (ЖЦ), рис.4, ДВС и ЖЦ его комплектующих (поршня и колец) показывает, что маршруты ЖЦ ДВС и комплектующих пересекаются несколько раз, совпадая только в части периода использования. Это обусловлено разными значениями ресурса комплектующих и двигателя и, согласно концепции системной поддержки ЖЦ, накладывает дополнительные жесткие условия относительно качества комплектующих – каждое следующее совпадение этапов монтажа и технического обслуживания двигателя желательно выполнять при достижении нового уровня качества комплектующих новых конструкций [5].

Из вышеизложенного следует вывод, что в настоящее время существует возможность повысить качество двигателя К6S310DR путем установки нового, более совершенного, комплекта поршне-

вых колец с соответствующим изменением конструкции поршня в части их расположения и изменения профиля поршня в соответствии с новыми условиями теплообмена.

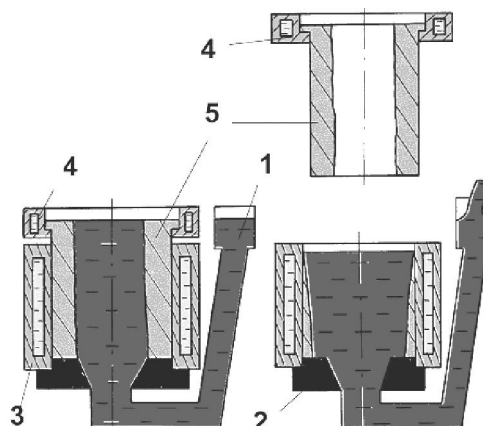


Рис. 3. Принципиальная схема и процесс непрерывно-циклического литья полых заготовок без стержня: 1 – металлопровод; 2 – соединительный стакан; 3 – стационарная часть кристаллизатора; 4 – подвижная часть кристаллизатора (захваты); 5 – отливка

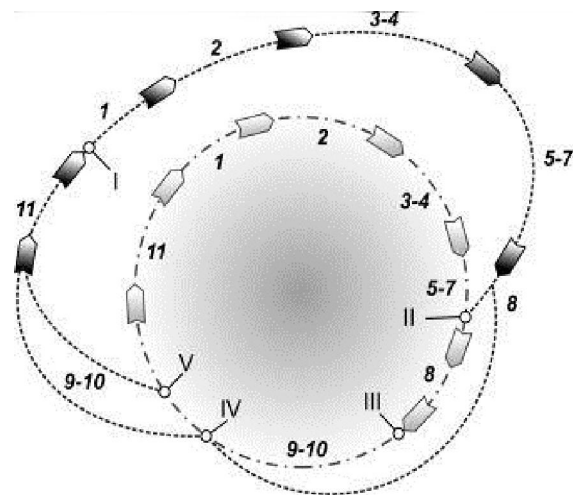


Рис. 4. Особенности маршрутизации ЖЦ поршневой группы (---) относительно ЖЦ ДВС (- · - ·):

1 – маркетинг, планирование; 2 – НИР; 3 – проектирование, приемные испытания; 4 – технологическая подготовка производства; 5 – освоение производства; 6 – серийное производство; 7 – снятие с производства; 8 – монтаж; 9 – использование; 10 – обслуживание и ремонт; 11 – утилизация

Методика расчета профиля поршня. Предлагаемая методика расчета профиля внешней боковой поверхности поршня включает шесть этапов:

Этап 1. Разработка твердотельной 3-D модели существующего поршня (1/4 часть) с опорными точками по внешней поверхности.

Этап 2. Идентификация теплового состояния поршня по его радиальной деформации путем численного эксперимента, состоящего из двух последовательных расчетов – определения температурного поля с последующим определением деформации поршня с рассчитанным распределением температуры. Результат этого этапа – граничные условия (ГУ), обеспечивающие продольный профиль поршня в соответствии с требованиями существующего чертежа.

Этап 3. Модификация 3-D модели существующего поршня, связанная с изменением теплопередающих поверхностей кольцевых канавок (изменение наличия и геометрии поршневых канавок).

Этап 4. Численный эксперимент с выбранной ГУ и ГУ, ужесточающими условия теплового нагружения.

Этап 5. Поверочный расчет 1-го компрессионного кольца.

Этап 6. Определение поправки к исходному чертежному профилю, как разницы между расчетным со старым набором колец и новым. Результат этого этапа – новый профиль боковой поверхности.

Определение профиля. Первоначально была проведена серия из 5-ти численных экспериментов, в которых ГУ 3-го рода задавались по 13 поверхностям [6]. Проведенная серия экспериментов не позволила достичь ожидаемого результата. Отклонение от диаметра по чертежу и расчетное отличалось более чем на 0,5 мм. Для получения приемлемого результата количество поверхностей (зон задания ГУ) было увеличено до 21-й.

Камера сгорания:

1. собственно камера;
2. гнездо клапана;
3. периферия (вытеснитель)

Масляная трубка:

4. поверхность масляной трубки

Внутренняя поверхность:

5. внутренняя поверхность поршня

Пальцевое отверстие:

6. поверхность пальцевого отверстия до стопорного кольца

Юбка поршня:

7. поверхность юбки поршня 1-я зона;
8. поверхность юбки поршня 2-я зона;
9. поверхность юбки поршня 3-я зона

Кольцевые канавки:

10. 1-е кольцо верх;
11. 1-е кольцо низ;
12. 2-е кольцо верх;
13. 2-е кольцо низ;
14. 3-е кольцо верх;
15. 3-е кольцо низ;
16. 4-е кольцо верх;
17. 4-е кольцо низ;
18. 5-е кольцо верх;
19. 5-е кольцо низ;
20. 6-е кольцо верх;
21. 6-е кольцо низ.

В табл. 1 представлены значения ГУ (α – [Вт/м²К], T – [К]), на рис. 5 – продольный профиль поршня, а в табл. 2 – отклонения чертежного и расчетного профилей для эксперимента №10.

Таблица 1. Граничные условия проведения численного эксперимента

№ зоны	Эксперимент 6		Эксперимент 7		Эксперимент 8		Эксперимент 9		Эксперимент 10	
	α	T	α	T	α	T	α	T	α	T
1.	350	1000	350	1000	350	1050	350	1050	350	1020
2.	320	950	320	950	320	1000	320	1000	320	1000
3.	300	950	300	950	300	950	300	950	300	950
4.	1000	385	1000	385	1000	385	1000	385	1000	385
5.	250	380	250	380	250	380	250	360	250	355
6.	10000	385	10000	385	10000	385	10000	385	10000	385
7.	2000	420	2000	420	2000	420	2000	420	1800	425
8.	2000	410	2000	410	2000	390	2000	385	1800	385
9.	2000	395	2000	380	2000	370	2000	360	2000	360
10.	350	520	350	520	350	520	340	530	340	530
11.	30000	500	30000	500	25000	500	25000	510	25000	510
12.	450	505	450	505	450	505	400	505	400	505
13.	15000	470	12000	470	12000	480	12000	480	12000	480
14.	450	470	450	470	450	470	400	470	400	470
15.	15000	460	12000	460	12000	470	12000	470	12000	470
16.	450	460	450	460	450	460	400	460	400	460
17.	15000	455	12000	455	12000	460	12000	460	12000	460
18.	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450
19.	15000	440	12000	440	12000	440	12000	440	12000	440
20.	450	390	450	390	450	390	450	390	450	355
21.	15000	390	15000	380	15000	380	12000	360	1200	355

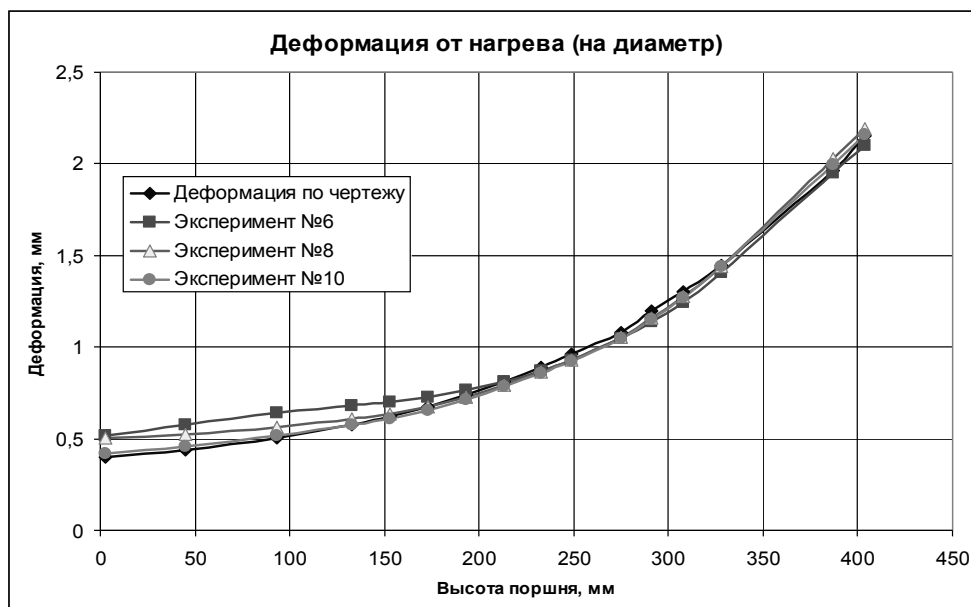


Рис. 5. Результаты численного эксперимента по деформации от нагрева

Таблица 2. Отклонения расчетного профиля от «чертежного»

Высота поршня	3	93	153	193	233	275	308	387	404
Отклонение расчетной деформации от чертежа	5,2%	2,1%	2,0%	3,0%	3,8%	2,7%	2,5%	1,8%	0,4%

Отклонения деформаций по профилю чертежа и по эксперименту №10 (табл. 2) составляют от 0,4 % по головке поршня до 5% по юбке, что является достаточным для использования найденных ГУ в дальнейшем расчете.

Модификация 3-D модели существующего поршня была осуществлена следующим образом: размеры канавок под кольца 1,2,3 и 5 перестроены под новые размеры. Канавки 4 и 6 «заращены» металлом. ГУ в зоне канавки 4 приняты без теплообмена. ГУ в зоне канавки 6 – как в 3-й зоне юбки поршня. Условия теплообмена по оставшимся кольцам были ужесточены по температуре для разных численных экспериментов на +10 и +20 К. Это ужесточение выполнено для обеспечения гарантированного зазора между втулкой и поршнем для случая, когда коэффициент теплопроводности материала новых колец ниже, чем традиционных.

Размеры колец (и кольцевых канавок), рис.6, принятые для расчета: 1-е (компрессионное) кольцо – В=5,5 мм; Т=10,0; 2-е и 3-е (скребковые) кольца – В=5,0 мм; Т=10,0 мм; 4-е (маслосъемное) – В=8,0 мм; Т=9,0 мм. Здесь В – высота кольца, Т – ширина кольца. Опорная поверхность принята как ширина минус 1 мм.

В табл. 3 и на рис. 7 приведены профили поршня по чертежу и рассчитанные для 4-х колец с запасом по температуре +10 и +20 К.

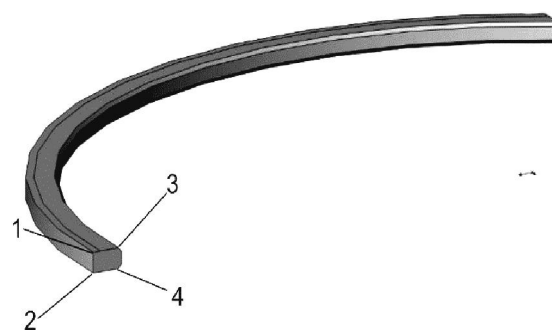


Рис. 6. 3-D модель кольца и точки измерения температуры

На основании выполненных расчетов и данных рис.6 и табл. 3 следует, что профиль по юбке практически не изменился (не более 0,01 мм), что полностью соответствует нашим представлениям о работе поршневого кольца, расположенного под поршневым пальцем. В зоне установки оставшихся колец наблюдается некоторое ухудшение теплообмена, связанное, в первую очередь, с меньшими размерами колец. Но даже в этой зоне поправка на большее тепловое расширение не превосходит 0,06 мм при искусственно назначенном перегреве колец.

Таблица 3. Профиль «чертежного» и модифицированного поршня

Высота поршня	3	193	233	249	275	291	308	328	387	404
Профиль чертеж	309,60	309,25	309,08	308,99	308,87	308,74	308,63	308,49	308,00	307,82
Профиль 4 кольца +10К	309,59	309,25	309,07	308,97	308,85	308,72	308,60	308,46	307,99	307,82
Профиль 4 кольца +20К	309,60	309,24	309,05	308,95	308,82	308,68	308,57	308,43	307,97	307,79

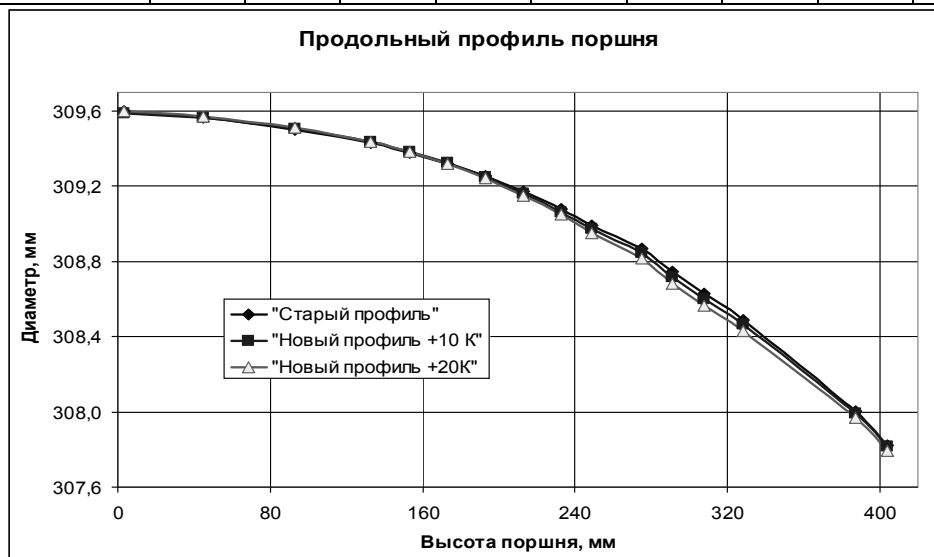


Рис.7. Результаты определения профиля поршня новой конструкции

Поверочный расчет 1-го кольца (рис.6). Граничные условия по кольцу: Верхняя грань (от фаски до линии раздела) – $\alpha = 430 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, $T = 530\text{К}$; Нижняя грань (от фаски до линии раздела) – $\alpha = 25000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, $T = 510\text{К}$; Передняя грань – $\alpha = 40000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$, $T = 430\text{К}$. Результаты численного эксперимента (по температуре) для 1-го компрессионного кольца приведены в таблице 4. Из расчета следует, что суммарный перегрев нового кольца при самых неблагоприятных обстоятельствах (у старых теплопроводность $\lambda = 30 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, а у новых – $\lambda = 50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$, что не соответствует действительности), не превышает 12 К, что соответствует допущениям, принятым нами при расчете нового профиля.

Таблица 3. Профиль «чертежного» и модифицированного поршня

		Температура по ребрам, К (рис. 6)			
		1	2	3	4
Старое кольцо	$\lambda = 50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$	440	441	483	496
	$\lambda = 30 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$	436	438	487	501
Новое кольцо	$\lambda = 50 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$	447	450	489	497
	$\lambda = 30 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$	443	446	494	501

Проведенная оценка температурного режима колец позволяет обоснованно подойти к назначению такого важного с точки зрения работоспособности цилиндропоршневой группы (ЦПГ) конст-

руктивного параметра, как зазор в замке собранного кольца (ЗЗСК), установленного в цилиндр. Наиболее термонагруженным, как и ожидалось, является верхнее компрессионное кольцо. Его максимальная температура достигает 500 К, при этом достаточно существенным является перепад температур по радиальной толщине, составляющий 50 – 65 К (таблица 3), что может оказать заметное влияние на зазор в замке. Если положить, что кольца выходят на рабочий режим до заметного разогрева охлаждающей жидкости и масла в картере двигателя, то оценка ЗЗСК будет получена с некоторым запасом. В результате находим, что величина ЗЗСК для первого компрессионного кольца, которое является наиболее термонагруженным, должна быть не менее 1,55 – 1,58 мм при старой конструкции и 1,58 – 1,63 мм для предлагаемых колец. Эти оценки получены в предположении, что в момент пуска охлаждающая жидкость и масло разогреты до 353 К. Если же при пуске двигателя масло и особенно охлаждающая жидкость разогреты до более низких температур, то вероятность задиробразования вследствие подклинивания верхнего компрессионного кольца существенно возрастает. Так, если температура ЦПГ в момент пуска находится на уровне 300 К, то ЗЗСК должен быть не менее 2,18 – 2,23 мм для колец новой конструкции.

Выводы и рекомендации. Приведенные выше расчеты подтверждают тезис о том, что отказ от шести колец в пользу четырех с изменением их конструкции не вносит существенных изменений в

тепловое состояние поршня. Для безопасной эксплуатации поршней с предлагаемыми кольцами рекомендуется применить профиль, рассчитанный с запасом на возможный перегрев. Эта поправка внесена в чертеж опытного поршня. Положительный эффект от внедрения предложения будет состоять в снижении потерь трения в цилиндропоршневой группе и улучшении условий смазки пары тронк – зеркало цилиндра, что повысит ресурс двигателя и снизит расход топлива.

Внешний вид разработанного поршня показан на рис.8.



Рис.8. Внешний вид предлагаемого поршня

Список литературы:

1. ЧМЭ2 [Электронный ресурс] – Режим доступа:

<http://ru.wikipedia.org/wiki/ЧМЭ2>. 2. ЧМЭ3 [Электронный ресурс] – Режим доступа:

<http://ru.wikipedia.org/wiki/ЧМЭ3>. 3. Белогуб А.В. Расчетно-экспериментальное формирование образующей поршня тепловозного двигателя./ А.В. Белогуб, А.А. Зотов, А.Г. Щербина // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Харьков: Нац. Аэрокосм. Ун-т «ХАИ». – Вып.26. 2001. –С 100-102. 4. Технолит [Электронный ресурс] <http://www.tehnolit.by/ru/technology-castle.htm> 5. Белогуб А.В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства / А.В. Белогуб // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. – 2010. – №3. – С. 27-40. 6. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПИ», 2001.– 332с.

Bibliography (transliterated):

1. ChMJe2 [Elektronnyj resurs] – Rezhim dostupa: <http://ru.wikipedia.org/wiki/ChMJe2>. 2. ChMJe3 [Elektronnyj resurs] – Rezhim dostupa: <http://ru.wikipedia.org/wiki/ChMJe3>. 3. Belogub A.V. Raschetno-eksperimental'noe formirovanie obrazujushhej porshnja teplovoznogo dvigatelja./ A.V. Belogub, A.A. Zotov, A.G. Shherbina // *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. – Har'kov: Nac. Ajerokosm. Un-t «HAI». – Выр.26. 2001. –S 100-102. 4. Tehnolit [Elektronnyj resurs] <http://www.tehnolit.by/ru/technology-castle.htm> 5. Belogub A.V. Podderzhka zhiznennogo cikla tonkostennyh porshnej DVS na osnove tehnologii integririvanogo proektirovanija i proizvodstva / A.V. Belogub // *Vostochno-evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij*. – 2010. – №3. – S. 27-40. 6. Pil'ov V.O. Avtomatizovane proektuvannja porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloi micnosti: Monografija. – Harkiv: Vidavnicij centr NTU «HPI», 2001.– 332s.

Поступила в редакцию 23.05.2013

Белогуб Александр Витальевич – доктор техн. наук, ст. н сотр., научный консультант ПАО «АВТРАМАТ», Харьков, Украина, e-mail: a_belogub@mail.ru.

Пылев Владимир Александрович – доктор техн. наук, проф., и.о. зав. каф. ДВС НТУ «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: pylyov@meta.ua.

Бодяко Александр Михайлович – канд. техн. наук, директор УЧНПП «Технолит», г. Могилев, Беларусь, e-mail: tehnolit@tut.by.

Галагаев Сергей Викторович – канд. техн. наук, гл. металлург УЧНПП «Технолит» г. Могилев, Беларусь, e-mail: tehnolit@tut.by.

Бодяко Андрей Александрович – зам. директора по коммерческим вопросам УЧНПП «Технолит» г. Могилев, Беларусь, e-mail: tehnolit@tut.by.

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛЯ K6S310DR

А.В. Білогуб, В.А. Пильов, А.М. Бодяко, С.В. Галагаєв, А. А. Бодяко

У роботі розглянуто можливість і результати розрахункового дослідження щодо зміни конструкції поршня і поршневих кілець, пов'язаного із зменшенням їх кількості та розмірів. Проведена ідентифікація теплових граничних умов наявної конструкції і розрахований модифікований профіль бічної поверхні. Показано, що ефект від впровадження пропозиції буде полягати в зниженні втрат тертя в циліндропоршневій групі і поліпшенні умов змащення пари Тронк - дзеркало циліндра, що підвищить ресурс двигуна і знизить витрату палива.

MODERNIZATION OF THE PISTON GROUP'S OF THE DIESEL ENGINE K6S310DR

A.V. Bilogub, V.A. Pylyov, A.M. Bogyako, S.V. Galagaev, A.A. Bogyako

The paper considers the possibility and the results of current research on the modification of the piston and piston rings which are related to a decreasing of their number and size. The identification of thermal boundary conditions of the existing structure was carried out and modified side surface profile was calculated. It is shown that the implementation effect will be in reducing of the friction losses in cylinder-piston group and improving of the lubrication conditions on pair skirt-cylinder glass. It will increase the lifecycle of the engine and reduce fuel consumption.

NEW DESIGN OF THE TRACTOR EXHAUST MUFFLER BASED ON COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS ANALYSIS

New regulations and standards for noise emission increasingly compel the automotive firms to make some improvements in exhaust systems of engines which include the muffler. First of all such improvement concerns the decreasing of engine noise. Nowadays, the perforated reactive mufflers which have an effective damping capability are specifically used for this purpose. New designs should be analyzed with respect to both acoustics and back pressure. In this study, a new design of reactive perforated mufflers are investigated numerically by using computational fluid dynamics (CFD) tools. Back pressure was obtained based on the flow field analysis and compared for commercial and new design mufflers.

Introduction

Muffler design is an important research area for automotive companies because of new regulations and standards for noise emission. To examine the performance of any muffler, certain parameters are used. These parameters are transmission loss and back pressure. The transmission loss gives a value in decibel (dB) that corresponds to the ability of the muffler to dampen the noise. Transmission loss is independent from the noise source, thus this property of muffler does not vary with respect to noise source. New designs to improve the acoustical properties of a muffler cause a resistance against the flow of exhaust gases and this resistance stems the flow. This is called back pressure and it causes an extra pressure inside the engine. Because of the back pressure, volumetric efficiency decreases and specific fuel consumption increases. Therefore, there must be specific limitations for the back pressure [1]. Numerical analysis programs make the acoustic investigation of the muffler easier. In 2005, Daniel explained the general design principles of a muffler and advantages of different types of mufflers [2]. Mo and Huh calculated the acoustic transmission loss of muffler with basic and complex geometry using NASTRAN and the analytical results were compared with the experimental results [3]. Munjal calculated the back pressure of a perforated, cross-flow and reactive muffler with CFD method and examined the effects of different parameters such as diameter and area expansion ratio. In a study published in 2007, Fairbrother and Varhos investigated the transmission loss and back pressure of a muffler with perforated pipe and baffle numerically [4].

In this study, a new design solution of the muffler for reducing the overall diametrical size of the muffler for wheel tractor while improving its aerodynamic characteristics is offered. Back pressure of the present muffler was obtained using CFD analysis.

New muffler design

Minimizing the overall dimensions of the muffler is requirement of special importance for tractors. This

requirement is determined by the normalized current standards, the location of the exhaust gases flow and visibility for the operator.

This paper provides a new design solution of the muffler for reducing the overall diametrical size of the muffler for wheel tractor while improving its aerodynamic characteristics.

Currently, wheel tractors used reactive-dissipative type of the muffler. General view of such muffler is shown in Fig. 1,a and Fig.1 b. Muffler consist of expansion chamber (I), passing in the dissipative part as a one-pipe absorber chamber (II) and has in its composition three quarter-wave resonator (III). Such Muffler has acceptable performance, hydraulic resistance and acoustic efficiency, but has a relatively large overall diameter. For example, for a wheel tractor HTZ-172 the diameter is 180 mm, which creates a degraded visibility for the operator when the unit is installed along the front cabin. When reducing the diametric dimension it should be taken into account that the reduction of the muffler usually leads to a deterioration of its acoustic characteristics [5].

Accordingly, the original muffler solution proposed having an elliptical cross-section of its body. Muffler is reactive-dissipative type. Its design is shown in Fig. 1, b. It consists of an expansion chamber (I) 180 mm in diameter which narrowed on his way to dissipative part to the diameter of 120 mm at one of his axes. Also muffler include two-pipe absorber chamber (II) and has in its composition three quarter-wave resonator (III). The predetermined acoustic effect, despite reduction in the equivalent sectional diameter in comparison with the commercial design is maintained by dividing the stream into two outlet pipes. This increases the area of contact with the absorbing material in $\sqrt{2}$ times.

An important structural difference from commercial muffler is that it has an elliptical cross section with a minor axis of 120 mm and a major axis of 180 mm. Thus, we obtain a significant improvement in visibility from the operator's cabin.

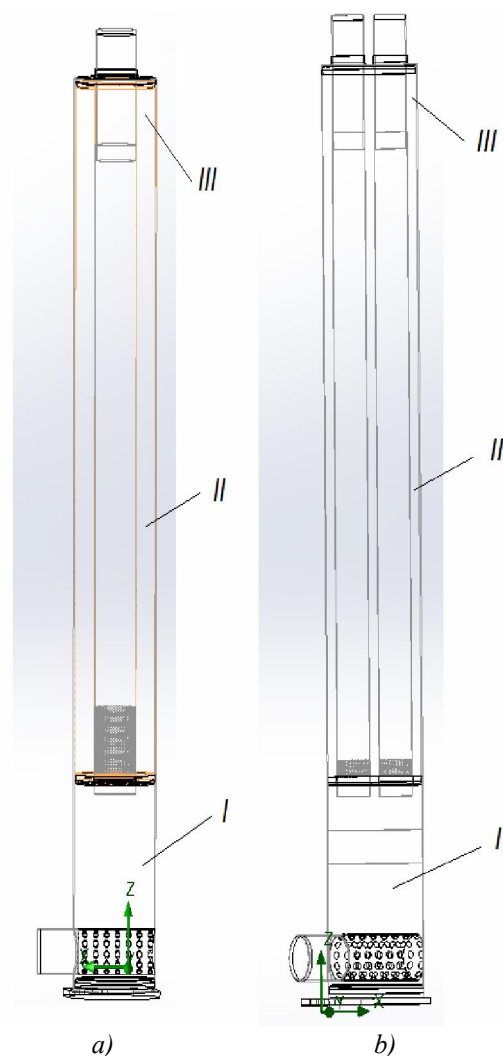


Fig. 1. Muffler designs:
a – Commercial, b – New Design

Numerical calculations

In this study, flow characteristics and pressure drop were analysed for commercial and new design mufflers and the simulation results were compared.

For flow analysis and pressure drop estimation of the mufflers, present mufflers were drawn via a 3D CAD program SolidWorks. These 3D muffler models was meshed and calculated using SolidWorks Flow Simulation. In Table 1 is shown the mesh statistics for commercial and new designs of the mufflers.

Table 1. Mesh statistics for commercial and new designs of the mufflers

Name of mesh parameter	Commercial muffler	New design muffler
Number of fluid cells	22729	43579
Number of solid cells	14815	13652
Number of partial cells	34303	46864

The greater number of mesh cells for new design muffler could be explained by more multiplex geometry of the new design muffler. After the muffler was meshed, flow field analysis was performed with Flow Simulation. The flow inside the muffler is assumed to be turbulence. Mass flow rate and temperature were defined as inlet boundary conditions. Pressure and temperature were defined as outlet boundary conditions; the physical properties of air were defined for flow analysis. Boundary conditions are given in Table 2.

Table 2. Boundary conditions

Parameters	Value
Inlet mass flow	0.215 kg/s
Gas density	Air defined as a real gas
Inlet flow temperature	650 °C
Inlet turbulence intensity	10 %
Outlet Pressure	101325 Pa (Atmospheric pressure)
Outlet temperature	650 °C

Results and discussions

Flow fields of commercial and new design mufflers are shown in Fig. 2. According to results of calculation, the values of total pressure drop are next: for commercial muffler – 4032 Pa, for new design muffler – 3346 Pa. The difference is 686 Pa. That means a new design muffler has less back pressure effect for the engine. Such difference can be explained by the next statement. It can be seen from Fig.3 that in case of new design muffler the flow trajectories entering two pipes have less turbulence in comparison with the on-pipe commercial muffler. That means the pressure drop in this case will be less.

Conclusion

New regulations and standards for noise emission increasingly make the automotive improvements about decreasing the engine noise. Considering the cost and the volume of the muffler in the vehicle, the aim is to develop smaller and more compact designs without any loss from the back pressure in muffler. Proposed new designs should be analyzed with respect to both acoustics and back pressure. In this study, a new design reactive perforated muffler is investigated. The present new design muffler was analyzed to obtain minimal back pressure affects for the engine. Back pressure values from numerical analysis were calculated. It was established that new design muffler has less back pressure effect for the engine. The difference between total pressure drops is 686 Pa which is essential. Next step for investigation should include simulation of acoustic effects and temperature fields in the muffler units for new design muffler.

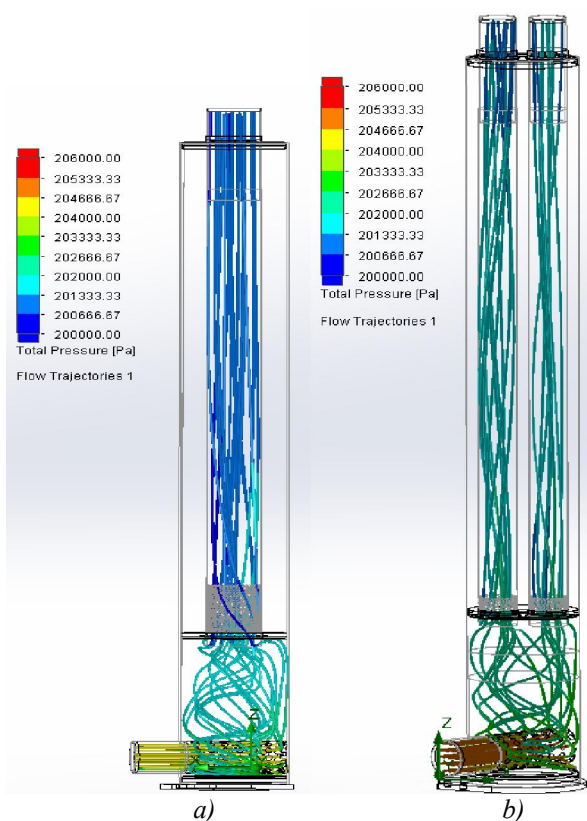


Fig. 2. Flow trajectories and total pressure values:
a – Commercial, b – New Design

Bibliography:

1. Munjal M. L. *Acoustic of Ducts and Mufflers* // John Wiley & Sons / M. L. Munjal.- .1987. – p. 31-36. 2. Potente D. *General Design Principles for an Automotive Muffler* // *Proceedings of ACOUSTICS* / Potente D. – 2005. – p.30-37. 3. Jin-Yong Mo. *A Study on the Analysis and Improvement of the Acoustic Characteristics of the Muff Complex Geometry* / Jin-Yong Mo, Man-Sun Huh // *International Compressor Engineering Conference*. -1994. – p. 15-18. 4 Fairbrother R. *Acoustic Simulation of an Automotive Muffler with Perforated Baffles and Pipe* / R. Fairbrother // *SAE Technical Paper Series*.- 2007. – №1. – p. 34-39. 5. *Техническая акустика транспортных машин* / Под ред. Н.И. Иванова. – Спб.: Политехника, 1992. – 365 с. 1. *Tehnicheskaja akustika transportnyh mashin* / Pod red. N.I. Ivanova. – Spb.: Politehnika, 1992. – 365 s.

Bibliography (transliterated):

1. Munjal M. L. *Acoustic of Ducts and Mufflers* // John Wiley & Sons / M. L. Munjal.- .1987. – p. 31-36. 2. Potente D. *General Design Principles for an Automotive Muffler* // *Proceedings of ACOUSTICS* / Potente D. – 2005. – p.30-37. 3. Jin-Yong Mo. *A Study on the Analysis and Improvement of the Acoustic Characteristics of the Muff Complex Geometry* / Jin-Yong Mo, Man-Sun Huh // *International Compressor Engineering Conference*. -1994. – p. 15-18. 4 Fairbrother R. *Acoustic Simulation of an Automotive Muffler with Perforated Baffles and Pipe* / R. Fairbrother // *SAE Technical Paper Series*.- 2007. – №1. – p. 34-39. 5. *Tehnicheskaja akustika transportnyh mashin* / Pod red. N.I. Ivanova. – Spb.: Politehnika, 1992. – 365 s. 1. *Tehnicheskaja akustika transportnyh mashin* / Pod red. N.I. Ivanova. – Spb.: Politehnika, 1992. – 365 s.

Поступила в редакцию 12.07.2013

Самойленко Дмитрий Евгеньевич – канд. техн. наук, старший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “Харьковский политехнический институт, Харьков, Украина, e-mail: dimitri.samoilenko@gmail.com

НОВА КОНСТРУКЦІЯ ГЛУШНИКА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ, РОЗРОБЛЕНА ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ АНАЛІЗУ ГАЗОДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ

Д.Є. Самойленко

Нові стандарти та нормативи щодо рівня шуму автотракторних двигунів примушують виробників вдосконалювати випускні системи ДВС. В першу чергу, такі покращення стосуються зниження рівня шуму. В наведеному дослідженні нова конструкція реактивного глушника запропонована для тракторного дизеля. Виконані газодинамічні розрахунки з використанням програм обчислювальної газової динаміки (CFD). Рівень протитиску було встановлено за результатами аналізу течії газу через глушник, та виконано порівняння цього параметру для серійної та нової конструкції глушників.

НОВАЯ КОНСТРУКЦИЯ ГЛУШИТЕЛЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ, РАЗРАБОТАННАЯ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ АНАЛИЗА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ

Д.Е. Самойленко

Новые стандарты и нормативы по уровню шума автотракторных двигателей заставляют производителей совершенствовать выпускные системы ДВС. В первую очередь, такие улучшения касаются снижения уровня шума. В приведенном исследовании новая конструкция реактивного глушителя предложена для тракторного дизеля. Выполнены газодинамические расчеты с использованием программ вычислительной газовой динамики (CFD). Уровень противодавления был установлен по результатам анализа течения газа через глушитель, и выполнено сравнение этого параметра для серийной и новой конструкции глушителей.

СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ С ЭЛЕКТРОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

В статье рассмотрены основные проблемы, возникающие при использовании традиционной конструкции системы жидкостного охлаждения для современного высокофорсированного двигателя. Выполнен анализ существующих конструкций, определены основные направления развития современных систем охлаждения. Определено, что наибольшей эффективности работы ДВС можно достичь при внедрении в систему охлаждения электронного регулирования, что позволит гибко управлять температурой охлаждающей жидкости в зависимости от режима работы двигателя.

Введение

Основным назначением системы охлаждения является поддержание требуемого температурного режима работы двигателя, быстрое достижение рабочей температуры после запуска и предотвращение перегрева.

Система охлаждения современного автомобиля, помимо перечисленных, должна выполнять ряд дополнительных функций, а именно, охлаждение: масла в системе смазки; отработавших газов в системе рециркуляции; воздуха в системе промежуточного охлаждения наддувочного воздуха; рабочей жидкости в автоматической коробке передач; подогрев воздуха в климатической системе транспортного средства и др. Важным аспектом является также особенность использования ДВС в современных гибридных установках автомобилей и вытекающее отсюда специфическое требование к системе охлаждения – поддержание заданного температурного состояния при движении с выключенным двигателем.

Формулирование проблемы

Конструкция системы охлаждения ДВС в последние годы несколько изменилась: увеличилась емкость системы, площадь радиаторов и количество вентиляторов. Увеличившаяся тепловая напряженность системы потребовала от конструкторов тщательного моделирования и учета движения воздушных потоков, как в подкапотном пространстве, так и снаружи транспортного средства. Но при этом устройство системы охлаждения остается довольно традиционным. Следовательно, имеют место характерные для таких систем недостатки:

1. Частота вращения вала водяного насоса связана фиксированным передаточным отношением с частотой вращения коленчатого вала двигателя. А это означает, что скорость циркуляции охлаждающей жидкости является величиной не оптимальной для большинства режимов работы двигателя. Особенно явно данный недостаток проявляется при движении автомобиля с малой скоростью в условиях повышенной температуры окружающей среды. Скорость циркуляции охлаждающей жидкости не-

достаточна. В таком случае, жидкость не успевает отдать теплоту в радиаторе, даже при включенных с максимальной частотой вращения вентиляторах. Возникает опасность перегрева, коробления головки блока цилиндров и блока, выход двигателя из строя.

2. В момент запуска двигателя и его прогрева, система охлаждения должна обеспечить минимальное время достижения рабочей температуры. Двигатель, работающий при температуре охлаждающей жидкости ниже рабочей, потребляет больше топлива и выбрасывает повышенное количество вредных веществ с отработавшими газами. Помимо этого, отработавшие газы имеют недостаточную температуру, чтобы эффективно очищаться в нейтрализаторе или сажевом фильтре. Для снижения влияния данного недостатка, в двигателестроении используются различные мероприятия для сокращения времени прогрева двигателя: двухконтурная система охлаждения, система подачи вторичного воздуха в выпускной коллектор.

3. Эксплуатация транспортного двигателя характерна резкой сменой режима работы. Причем наиболее опасным для двигателя является быстрое снятие нагрузки и выключение двигателя. Такая ситуация возникает, например, при съезде с автомагистрали, торможении и остановке на заправке. В таком случае возникает чрезмерная термическая нагрузка на детали ДВС, что сказывается крайне негативно на его работоспособности, надежности и ресурсе.

Существуют решения для подобных ситуаций [1], когда при остановке двигателя оставляют включенным на некоторое время вентилятор радиатора системы охлаждения. Но эффективность этого метода не высока, так как охлаждающая жидкость не циркулирует по системе.

4. Эксплуатация автомобиля при отрицательных температурах приводит к тому, что охлаждающая жидкость медленно достигает рабочей температуры. В некоторых случаях приходится использовать вспомогательные средства, которые перекрывают доступ воздуха к радиатору. Работа

двигателя в таких условиях также не является эффективной.

Цель исследования: сокращение времени прогрева ДВС со снижением расхода топлива и вредных выбросов, работа двигателя с заданной температурой охлаждающей жидкости, предотвращение перегрева двигателя.

Перечисленные недостатки конструкции традиционной системы охлаждения делают их малоприспособленными для использования на современных высокофорсированных двигателях и гибридных силовых установках.

Пути решения проблемы

Решением данной проблемы может стать введение электронного управления в работу системы охлаждения. В настоящий момент предложено несколько вариантов конструктивного исполнения системы охлаждения с электронным управлением [2, 3, 4]. Из рассмотренных вариантов лишь два варианта системы представляются перспективными для использования. Это система предложенная фирмой Volkswagen с электронно-регулируемым термостатом [5] и система с электрическим приводом водяного насоса.

Система с электронно-регулируемым термостатом фирмы Volkswagen позволяет гибко изменять момент начала открытия термостата и его полное открытие. Производитель декларирует, что использование такой системы позволит снизить расход топлива на частичных режимах и содержание CO и СН в отработавших газах.

Конструкция предложенной системы практически не отличается от конструкций традиционного типа, за исключением термостата с электронным управлением. Его отличительной особенностью является применение нагревательного элемента в твердом наполнителе. По команде электронного блока управления на нагревательный элемент подается ток, что приводит к повышению его температуры, которая воздействуя на наполнитель, приводит к изменению его размеров, следовательно, к перемещению штока термостата. Степень нагрева определяется электронным блоком управления, исходя из заложенных в него полей характеристик. Пример таких характеристик представлен на рисунках 1 и 2. Это трехмерные матрицы зависимости температуры охлаждающей жидкости от массы поступающего в двигатель воздуха для двигателя легкового автомобиля (рис. 1) и скорости движения транспортного средства (рис. 2). В результате сравнения по первому и второму графику в качестве номинальной величины температуры охлаждающей жидкости принимается меньшее значение, на

термостат подается соответствующее управляющее воздействие.

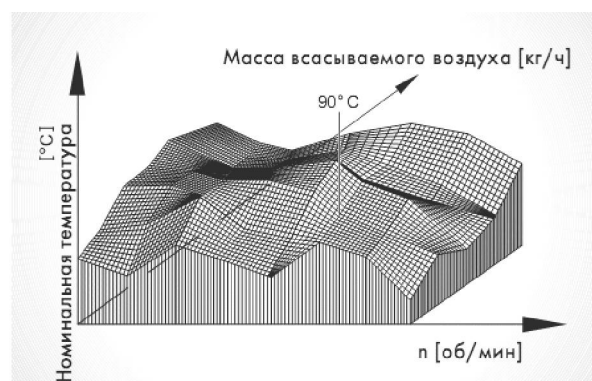


Рис. 1. График номинальной температуры охлаждающей жидкости в зависимости от частоты вращения (n) и степени нагрузки двигателя (массы поступающего воздуха в кг/ч)

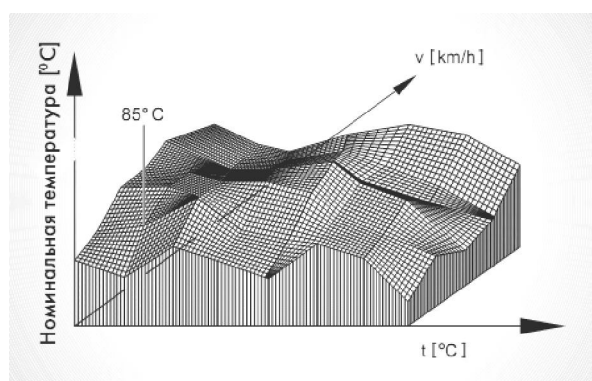


Рис. 2. График номинальной температуры охлаждающей жидкости в зависимости от скорости автомобиля (V) и температуры поступающего воздуха (t)

Установлено, что двигатель легкового автомобиля работает наиболее эффективно при температуре охлаждающей жидкости $95 \div 110^\circ\text{C}$ в режиме частичных нагрузок и $85 \div 95^\circ\text{C}$ при полной нагрузке двигателя (рис.3) [5].

Особенностью управления термостатом является то, что он срабатывает только тогда, когда фактическая величина температуры охлаждающей жидкости выходит за пределы поля допуска ее номинальной величины. Включение вентилятора и интенсивность его работы осуществляется также по команде электронного блока управления, в соответствии с заложенными в него полями характеристик (рис.4).

Несмотря на перечисленные достоинства, такая система охлаждения не в состоянии нивелировать главный недостаток традиционной системы охлаждения: неоптимальную скорость движения охлаждающей жидкости в зависимости от режима работы двигателя. Помимо этого, предложенная система имеет разветвленную систему каналов и

сложную конструкцию распределителя охлаждающей жидкости, что отрицательно сказывается на

надежности системы.

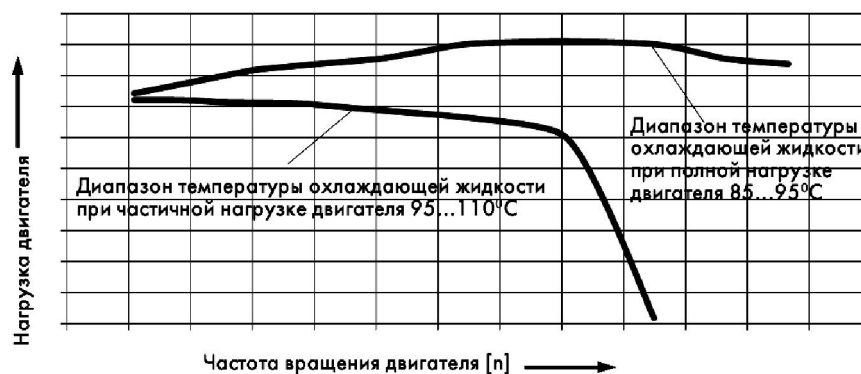


Рис. 3. Значение оптимальной температуры двигателя в зависимости от режима его работы

Более прогрессивной конструкцией является система с электрическим водяным насосом или дополнительным электрическим водяным насосом в системе охлаждения [6]. Стимулом к появлению таких систем явилось значительное увеличение удельной мощности и распространение в автомобилестроении гибридных силовых установок, где ДВС работает не постоянно.

К сожалению, информация относительно алгоритмов и режимов работы такой системы является недоступной. На основе рассмотренных выше недостатков традиционной системы охлаждения, сформулируем основные принципы работы такой системы:

- режим запуска и прогрева. Для обеспечения стабильного запуска и устойчивой работы, топливовоздушная смесь принудительно обогащается. Это приводит к повышенным выбросам вредных веществ и увеличенному расходу топлива. Использование системы охлаждения с электронным управлением производительностью водяного насоса позволяет в момент запуска снизить до минимально возможного уровня скорость циркуляции охлаждающей жидкости, что приведет к ее активному нагреву, сократит время достижения двигателем рабочей температуры. Некоторые источники указывают, что в подобных случаях можно даже отказаться от использования термостата. Но отсутствие термостата приведет к увеличению времени прогрева, так как объем охлаждающей жидкости, который придется прокачать системе, является значительным, и положительные эффекты от использования системы будут сведены к минимуму. Наиболее предпочтительным решением является использование термостата с электронным управлением, который в состоянии гибко изменять моменты начала открытия и полного открытия термостата по команде электронного блока управления.

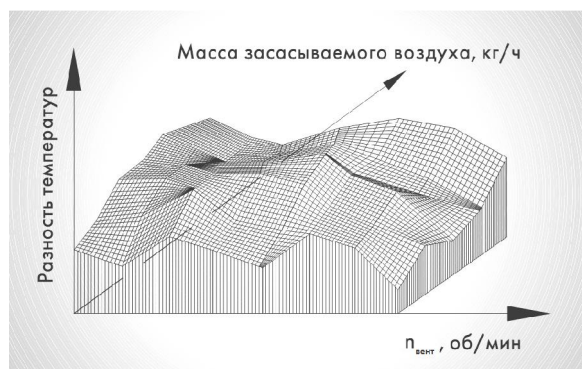


Рис. 4. Характеристика скорости вращения вентилятора системы охлаждения в зависимости от температуры и массы поступающего в двигатель воздуха

Основным преимуществом такой системы является независимость скорости циркуляции охлаждающей жидкости от частоты вращения коленчатого вала. Привод водяного насоса осуществляется при помощи электрического двигателя, частота вращения ротора которого, определяется по команде электронного блока управления в соответствии с заложенными в него характеристиками.

Основными элементами рассматриваемой системы являются: электрический водяной насос, электронно-управляемый термостат, радиатор и вентиляторы с электроприводом.

- режим движения с малой скоростью при высокой температуре окружающей среды. Как было сказано выше, при таких условиях возникает опасность перегрева двигателя, что обусловлено малой скоростью циркуляции охлаждающей жидкости по системе. Жидкость не успевает достичь радиатора и отвести теплоту в радиаторе. Следовательно, принудительно увеличивая скорость циркуляции

охлаждающей жидкости по системе, при включенных на максимальную скорость вращения вентилятора радиатора, к минимуму сводится опасность возникновения перегрева двигателя и последующий выход его из строя.

- режим резкой остановки двигателя после движения на высокой скорости. Предлагается в момент остановки ДВС продолжать циркуляцию охлаждающей жидкости. Причем скорость циркуляции, частота вращения вентилятора радиатора и время автономной работы определяется электронной системой управления в соответствии с заложенными в него алгоритмами. Данное решение особенно актуально для высокофорсированных двигателей и двигателей, оснащенных турбокомпрессором.

При перечисленных достоинствах системы у нее есть недостаток: электрический водяной насос, надежность которого ниже, чем насоса с механическим приводом. Программа управления системой охлаждения, в таком случае, должна быть дополнена подпрограммой работы системы для случая выхода электрического насоса из строя. При возникновении данной ситуации, ДВС должен быть остановлен, а на информационное табло автомобиля выводится соответствующее сообщение.

Применение предложенной системы является рациональным решением для современного двигателестроения, поэтому вопрос разработки алгоритмов управления электронной системой охлаждения является актуальной задачей для двигателестроения Украины.

Таким образом, проведение исследований в данной области является перспективной задачей, которая предусматривает: создание системы охлаждения с электронным управлением с использованием серийно выпускаемых элементов; создание программы управления системой охлаждения для электронного блока управления; построение характеристик управления электрическим водяным насосом, электронным термостатом и электрическим вентилятором системы; разработка алгоритма работы двигателя в аварийном режиме, при отказе водяного насоса; проведение комплекса сравнительных исследований на моторном стенде с целью

определения эффективности предлагаемых решений.

Заключение

Исходя из вышесказанного можно заключить, что использование системы охлаждения с электронным управлением является тем резервом, который позволит не только сократить выбросы вредных веществ с отработавшими газами, снизить расход топлива, но и повысить надежность эксплуатации двигателя, его ресурс и удобство управления.

Для получения перечисленных эффектов необходимо проведение комплекса исследовательских работ, направленных на достижение максимальной эффективности работы как системы охлаждения с электронным управлением, так и всей энергетической установки.

Список литературы:

1. Системы управления двигателем ВАЗ-2112 с распределенным впрыскиванием топлива / Косарев С.В., АСТ, Москва, 2005, 175 с.
2. Fahrzeugkühlung - Kompaktes Wissen für die Werkstatt! Technical Booklet, Behr Hella Service GmbH, Dr.-Manfred-Behr-Straße 1, 74523 Schwäbisch Hall, Germany, 2012, 52 s.
3. Thermomanagement bei Hybridfahrzeugen, Technischer Pressetag, 2009, 20 s.
4. Пат. RU 98120906 А, Россия, МПК F01P7/16. Система охлаждения с электронным управлением автомобильного двигателя / Кузе Йосиказу (Япония) – № 98120906/06; Заявл. 19.11.1998; Опубл. 20.09.2000.
5. Система охлаждения двигателя с электронным регулированием. Устройство и принцип действия / Программа самообучения.
6. Статья Mercedes-Benz A45 AMG // Журнал «Авторевию»: 2013, № 13(145).- 38-40 с.

Bibliography (transliterated):

1. Sistemyi upravleniya dvigatelem VAZ-2112 s raspredelenym vpryskivaniem topliva / Kosarev S.V., AST, Moskva, 2005, 175 s.
2. Fahrzeugkühlung - Kompaktes Wissen für die Werkstatt! Technical Booklet, Behr Hella Service GmbH, Dr.-Manfred-Behr-Straße 1, 74523 Schwäbisch Hall, Germany, 2012, 52 s.
3. Thermomanagement bei Hybridfahrzeugen, Technischer Pressetag, 2009, 20 s.
4. Pat. RU 98120906 A, Rossiya, MPK F01P7/16. Sistema ohlazhdeniya s elektronnyim upravleniem avtomobilnogo dvigatelya / Kuze Yosikazu (Yaponiya) – № 98120906/06; Zayavl. 19.11.1998; Opubl. 20.09.2000.
5. Sistema ohlazhdeniya dvigatelya s elektronnyim regulirovaniem. Ustroystvo i printsip deystviya / Programma samoobucheniya.
6. «Mercedes-Benz A45 AMG». Zhurnal «Avtoreviyu», 2013, № 13(145).– 38-40 s.

Поступила в редакцию 10.06.2013

Мешков Денис Викторович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: denys.meshkov@mail.ru

Горячий Ярослав Владимирович – начальник сервиса официального представительства концерна Volkswagen в Украине, автомобильного дома «Солли+», г. Харьков, Украина, e-mail: ygoriachy@gmail.com

СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ ДВИГУНА З ЕЛЕКТРОНИМ КЕРУВАННЯМ

Д.В. Мешков, Я.В. Горячий

У статті розглянуті основні проблеми, що виникають при використанні традиційної конструкції системи рідинного охолодження для сучасного високофорсованого двигуна. Виконаний аналіз існуючих конструкцій, визначені основні напрямки розвитку сучасних систем охолодження. Визначено, що найбільшої ефективності роботи ДВЗ можна досягти при впровадженні в систему охолодження електронного регулювання, що дозволить гнучко управляти температурою охолоджуючої рідини залежно від режиму роботи двигуна.

COOLING SYSTEM WITH ELECTRONIC CONTROL

D.V. Meshkov, J.V. Gorajchij

The paper describes the main issues arising from the use of traditional liquid cooling system design for modern turbo-charged engine. The analysis of existing structures, the main directions of development of modern cooling systems was made. It was determined that the greatest efficiency of internal combustion engines can be achieved by introducing a system of electronic control for cooling system that will allow flexibility to control the temperature of the cooling liquid, depending on the mode of operation.