

УДК 621.436

DOI: 10.18698/0536-1044-2015-12-35-44

Экспериментальное исследование и совершенствование процессов газообмена поршневых и комбинированных ДВС в условиях газодинамической нестационарности

Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин, Ю.М. Бродов

ФГАОУ ВПО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», 620002, Екатеринбург,
Российская Федерация, ул. Мира, 19

Experimental Study and Improvement of Gas Exchange Processes in Piston and Combined Internal Combustion Engines in Unsteady Gas-Dynamic Conditions

L.V. Plotnikov, B.P. Zhilkin, Yu.M. Brodov

Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, 620042, Ekaterinburg, Russian Federation,
Mir St., Bldg. 19

@ e-mail: plotnikovlv@mail.ru

i Известно, что более 80 % всей мировой энергии вырабатывается двигателями внутреннего сгорания (ДВС). Поэтому совершенствование рабочих процессов и модернизация систем и элементов поршневых и комбинированных ДВС с целью повышения их технико-экономических показателей является одной из актуальных задач в мировой энергетике. Исследования по этому направлению проводились в основном методами численного моделирования или экспериментально в стационарных условиях. Сведения о процессах газообмена в условиях нестационарности очень ограничены и весьма противоречивы. Данная работа направлена на получение дополнительной, уточняющей информации по газодинамике и локальной теплоотдаче в газовоздушных трактах ДВС, а также на поиск способов совершенствования процессов в них. В настоящей статье представлены результаты математического моделирования и экспериментальных исследований процессов газообмена во впускных и выпускных трактах поршневых двигателей с наддувом и без него. Экспериментальные исследования проводились на натурных моделях одноцилиндрового ДВС. Представлены расчетные и опытные зависимости изменения мгновенной скорости и давления потока газа в газовоздушных трактах от угла поворота коленчатого вала. Предложено направление совершенствования процессов газообмена во впускных и выпускных трубопроводах поршневых ДВС за счет поперечного профилирования каналов. Разработан способ снижения пульсаций давления и скорости газового потока (в среднем в 2 раза) во впускном трубопроводе комбинированного ДВС.

Ключевые слова: процесс впуска, процесс выпуска, газодинамическая нестационарность, расходные характеристики, двигатель внутреннего сгорания, наддув двигателей.

i It is known that more than 80% of global energy is produced by internal combustion engines. Therefore, the improvement of working cycles and modernization of systems and components of piston and combined internal combustion engines with the aim of improving their technical and economic indicators is one of the urgent tasks in the global energy sector. Research in this area was undertaken mainly by means of numerical

simulations or experimentally under static conditions. The data about the gas exchange processes in unsteady conditions is very limited and rather controversial. This work aims to obtain additional, clarifying information about the gas dynamics and the local heat transfer in the air-gas tract of internal combustion engines and to find ways of improving the processes. The results of mathematical modeling and experimental studies of the gas exchange processes in the intake and exhaust tracts of piston engines with and without supercharging are presented in the article. Experimental studies were conducted on full-scale models of the single-cylinder engine. The calculated and experimental dependences of the change of instantaneous velocity and pressure of the gas flow in the air-gas tracts on the rotation angle of the crank shaft are presented in the article. Transverse profiling of the channels is proposed as a way to improve gas exchange processes in the inlet and exhaust pipes of internal combustion engines. A method of reducing pulsations of pressure and gas flow velocity (on average 2-fold) in the intake pipe of the combined internal combustion engine is proposed in the article.

Keywords: intake process, exhaust process, gas-dynamic instability, flow characteristics, internal combustion engine, supercharged engines.

Эффективность работы двигателей внутреннего сгорания (ДВС) в значительной степени зависит от совершенства процессов, протекающих во впускных и выпускных трубопроводах [1–3]. Исследованию газодинамических и теплообменных характеристик течения газов в газоздушных трактах до сих пор уделялось недостаточное внимание. Это объясняется тем, что совершенствование теплообмена в цилиндре изначально было более актуальным и эффективным с точки зрения повышения технико-экономических показателей поршневых ДВС (этой проблеме посвящено много работ, в частности, [4, 5]). На данный момент двигателестроение достигло такого уровня, что повышение какого-либо показателя двигателя хотя бы на несколько десятых процента является для специалистов значительным достижением. Поэтому в настоящее время исследователи и инженеры ищут новые направления совершенствования рабочих процессов ДВС. Одно из таких направлений, по мнению авторов, — это изучение и совершенствование процессов во впускных и выпускных трубопроводах двигателей в условиях газодинамической нестационарности.

Известно, что процессы впуска и выпуска в двигателях являются пульсационными, высокочастотными и нестационарными. Периоды газообмена в современных ДВС составляют сотые доли секунды. Потoki газа во впускных и выпускных трубопроводах изменяются с частотой до 100 Гц и более. В связи с этим ввиду сложности процессов газообмена за основу был принят экспериментальный подход к их исследованию. Однако изучение газодинамических и

теплообменных характеристик потока газов в газоздушных трактах только в стационарных условиях и/или с помощью квазистационарных подходов путем численного моделирования не совсем корректно, поскольку известно, что показатели теплообмена газовых потоков в стационарных и нестационарных условиях могут различаться в 2–4 раза [6–9].

В данной статье представлены результаты комплексного экспериментального исследования газодинамических и теплообменных характеристик газовых потоков в процессах впуска и выпуска в двигателе размерностью 8,2/7,1, а также предложены направления совершенствования этих процессов.

Для экспериментального исследования газодинамики и локального теплообмена процессов впуска и выпуска были разработаны и изготовлены экспериментальные установки, представляющие собой натурные модели одноцилиндрового двигателя размерностью 8,2/7,1 с наддувом и без него. Механизм газораспределения экспериментальных установок заимствован у двигателя автомобиля «ВАЗ-Ока». Фазы газораспределения и подъем клапанов установки соответствовали таковым для данного двигателя. Привод коленчатого вала осуществлялся с помощью асинхронного электродвигателя, частота вращения которого регулировалась преобразователем частоты в диапазоне значений 600...3 000 мин⁻¹, наддув — с помощью турбокомпрессора ТКР6. Подробное описание экспериментальных установок представлено в работе [10].

Для проведения исследований на базе аналого-цифрового преобразователя была создана

автоматизированная система сбора и обработки экспериментальных данных. Для определения мгновенных значений скорости потока воздуха w_x и локального коэффициента теплоотдачи α_x использовали термоанемометр постоянной температуры. Метод термоанемометрии для исследования газодинамики и локальной теплоотдачи газовых потоков был выбран на основании анализа литературы, в частности [11–14], и сложившихся подходов к изучению течения нестационарных потоков. Применимость метода термоанемометрии для исследования процессов газообмена в двигателях показана в работах [1, 2]. В нашем случае чувствительным элементом датчиков термоанемометра в обоих случаях была нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 5 мм. Для измерения скорости потока воздуха использовали датчик со свободной нитью, размещенной перпендикулярно оси газоздушного канала. Для определения α_x применяли датчик с нитью, лежащей на фторопластовой подложке, который устанавливали заподлицо со стенкой канала. Частоту вращения и угол поворота коленчатого вала (ПКВ) измеряли тахометром. По этим данным также определяли прохождение поршнем верхней и нижней мертвых точек (ВМТ и НМТ). Более подробно приборно-измеритель-

ная база и оценка погрешности экспериментов описаны в [10].

На рис. 1 показаны конфигурация рабочего участка газоздушного тракта экспериментальной установки и места установки датчиков термоанемометра для измерения мгновенных значений скорости потока газа и локальной теплоотдачи.

В связи с недостаточным количеством экспериментальных данных по процессам газообмена с учетом газодинамической нестационарности и слабой изученностью данного вопроса методологически было целесообразно в качестве исходной базы выбрать традиционный прямой трубопровод с круглым поперечным сечением.

Перед экспериментальными исследованиями процессов газообмена было проведено численное моделирование с помощью программных комплексов AVL Boost и ДИЗЕЛЬ-РК (МГТУ им. Н.Э. Баумана). Сравнение отдельных результатов моделирования и экспериментальных данных представлено на рис. 2.

Установлено, что наиболее достоверные результаты численного моделирования процессов впуска и выпуска имеют место в периоды открытых клапанов, тогда как в остальном промежутке рабочего цикла двигателя эти резуль-

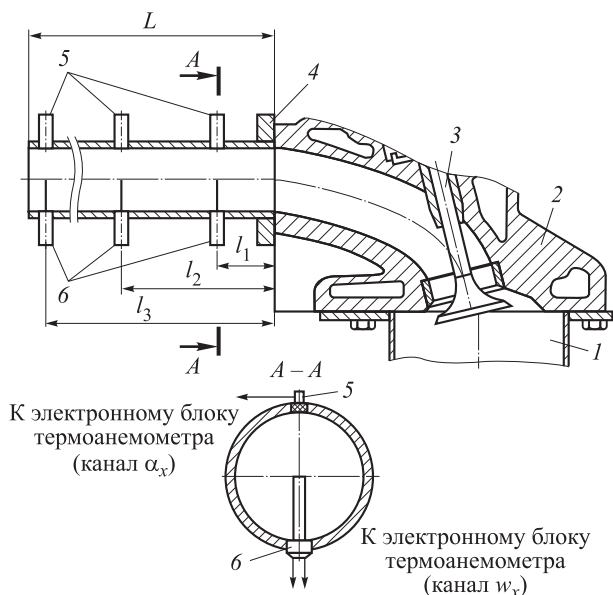


Рис. 1. Конфигурация опытного газоздушного тракта поршневого ДВС:

1 — цилиндр; 2 — головка цилиндра; 3 — клапан (впускной или выпускной); 4 — опытный трубопровод (впускной или выпускной); 5 — датчик термоанемометра для определения локального коэффициента теплоотдачи; 6 — датчик термоанемометра для определения местной скорости потока газа

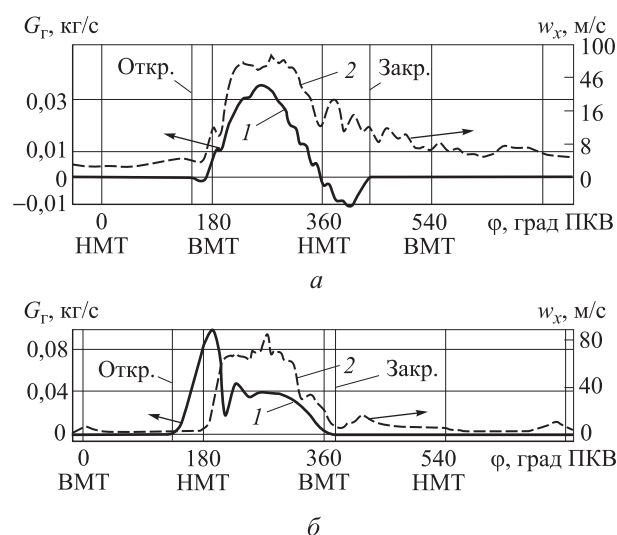


Рис. 2. Расчетные (1) и экспериментальные (2) зависимости массового расхода G_T и местной скорости w_x газа в газоздушных трактах двигателя от угла φ поворота коленчатого вала при разных частотах вращения n :

a — во впускном трубопроводе поршневого при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; b — в выпускном трубопроводе комбинированного двигателя, степень повышения давления в компрессоре ($\pi_k \approx 1,2$) при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

таты следует рассматривать как предварительные, которые должны быть проверены экспериментально.

Экспериментальные данные, полученные на лабораторной одноцилиндровой установке, были верифицированы на действующем двигателе «ВАЗ-Оки». На рис. 3 представлены совмещенные зависимости скорости потока свежего заряда во впускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала для разных частот вращения коленчатого вала, полученные на лабораторной модели двигателя и действующем поршневом ДВС. Неравномерная шкала оси ординат на осциллограммах обусловлена нелинейной тарировочной зависимостью термоанемометров.

Из рисунка видно, что данные, полученные на лабораторной установке, качественно подтверждаются на действующем двигателе. Различия в максимальных значениях скорости свежего заряда не превышают 10 %. Также в обоих случаях наблюдаются колебания (пульсации) потока свежего заряда после закрытия впускного клапана. Необходимо отметить, что процесс впуска наступает не с нулевых значений скорости потока. Это характерно для всех режимов работы модели ДВС и действующего двигателя. Следует подчеркнуть, что верификация лабораторных данных была проведена и для процесса выпуска отработавших газов; были получены аналогичные результаты.

Предложена корректирующая методика соотношения количественных показателей (в частности, расходных характеристик), полученных при лабораторных исследованиях и на действующем ДВС [15].

Традиционно для обеспечения равномерного поля скоростей в газозвушных трактах

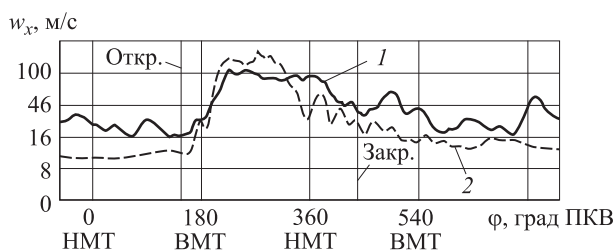


Рис. 3. Зависимости местной скорости w_x свежего заряда (расстояние от входа в трубопровод до контрольного сечения $l_x = 110$ мм, внутренний эквивалентный диаметр впускного трубопровода $d_3 = 32$ мм) во впускном трубопроводе от угла φ поворота коленчатого вала для частоты вращения коленчатого вала $n = 1500$ мин⁻¹:

1 — действующий двигатель;
2 — лабораторная модель ДВС

двигателей применяют каналы, как правило, с круглой формой поперечного сечения. Вместе с тем известно, что в каналах, лишенных полной симметрии, возникают сложные устойчивые продольные вихревые течения [16], которые могут повлиять на газодинамику и теплообмен во впускных и выпускных трубопроводах двигателя. Выдвинута гипотеза о том, что одним из методов совершенствования процессов газообмена является поперечное профилирование каналов.

В настоящем исследовании использовались вставки (участки) с поперечным сечением в форме круга, квадрата и равностороннего треугольника. Участок с несимметричным поперечным сечением составлял приблизительно 30 % общей длины газозвушных трактов. Для впускного трубопровода эквивалентный (гидравлический) диаметр d_3 равнялся 32 мм, для выпускного — 30 мм. Ступеньки на переходе участков разной формы были сглажены пластичным материалом. Внутренние поверхности профилированных участков газозвушных трактов были технически гладкими с шероховатостью, не превышающей 6,3 мкм.

После закрытия впускного клапана, т. е. по завершении процесса впуска, наблюдаются сильные колебательные явления (рис. 4). При этом более быстрое гашение колебательных явлений в случае использования в газозвушных трактах профилированных участков, по мнению авторов, связано со стабилизирующим влиянием продольных вихревых структур, образующихся в углах треугольного и квадратного профилей.

Поперечное профилирование газозвушных трактов оказывает влияние и на расходные характеристики впускной и выпускной систем (рис. 5 и 6 соответственно).

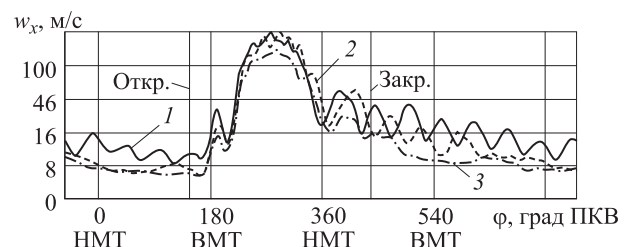


Рис. 4. Зависимости местной ($l_x = 110$ мм, $d_3 = 32$ мм) скорости w_x свежего заряда во впускных трубопроводах круглого (1), квадратного (2) и треугольного (3) поперечного сечения от угла φ поворота коленчатого вала для частоты вращения $n = 3000$ мин⁻¹

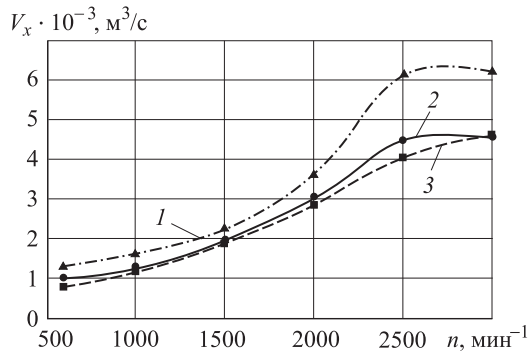


Рис. 5. Зависимости местного объемного расхода V_x свежего заряда через впускные трубопроводы треугольного (1), круглого (2) и квадратного (3) поперечного сечения от частоты вращения коленчатого вала n

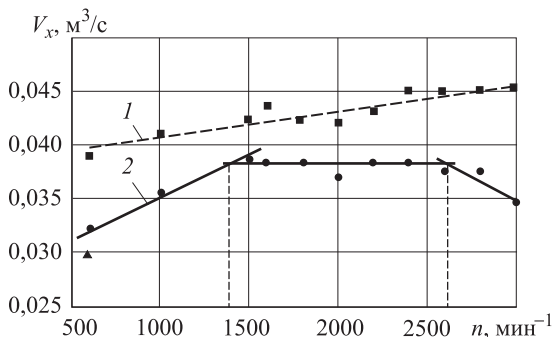


Рис. 6. Зависимости местного объемного расхода V_x газов через выпускные трубопроводы квадратного (1) и круглого (2) поперечного сечения от частоты вращения n коленчатого вала при начальном избыточном давлении $p_b = 1,0$ бар

На рис. 5 видно, что за счет размещения во впускном трубопроводе профилированных участков можно в сравнении с традиционной трубой круглого сечения приобрести ряд преимуществ. В частности, установлено увеличение в среднем на 22 % объемного расхода свежего заряда, поступающего в цилиндр, а также возрастание крутизны зависимости расхода свежего заряда от частоты вращения n коленчатого вала в рабочем диапазоне при использовании треугольного участка. При квадратном поперечном сечении трубопровода наблюдается линейаризация расходной характеристики во всем диапазоне значений частот вращения вала.

Обработка экспериментальных данных для выпускного трубопровода с квадратным поперечным сечением в условиях постоянного давления на выпуске показала, что в данном случае объемный расход линейно возрастает с увеличением частоты вращения коленчатого вала. При этом объемный расход воздуха через (см. рис. 6) квадратный выпускной трубопровод

больше в среднем на 8...20 % по сравнению с цилиндрическим трубопроводом. По мнению авторов, зафиксированный эффект вызван уже упомянутым стабилизирующим влиянием турбулентных вихревых структур, образующихся в углах квадратного канала.

Существенное изменение газодинамических условий в газозвудушных трактах двигателей при использовании в них профилированных участков приводит также к трансформации зависимостей локального коэффициента теплоотдачи по углу φ , что показано на рис. 7.

На рис. 7, а видно, что наибольшее снижение интенсивности теплоотдачи происходит при использовании во впускном трубопроводе участка с треугольной формой поперечного сечения (в среднем на 11 %). Аналогичные результаты получены авторами и для выпускного трубопровода (рис. 7, б): при использовании участка с треугольной формой поперечного сечения интенсивность теплоотдачи снижается до 30 % [16].

Влияние газодинамической нестационарности на теплообменные характеристики потока в газозвудушных трактах можно оценить, обратившись к рис. 8.

Сравнение значений локального коэффициента теплоотдачи α_x в статическом и пульсирующем режимах движения потока показывает, что для впускного трубопровода ДВС газодинамическая нестационарность приводит к значительному снижению теплоотдачи (в 2,5 раза).

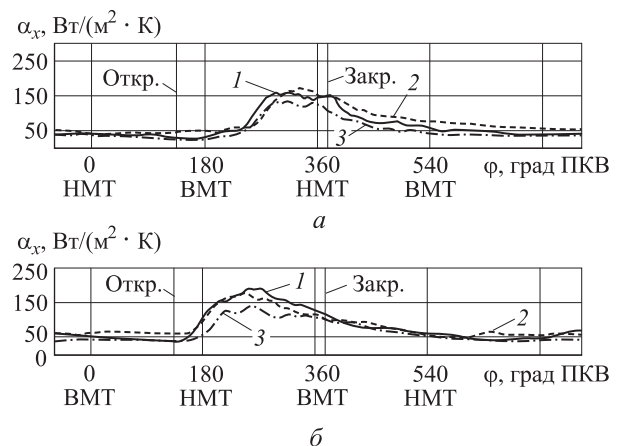


Рис. 7. Зависимости мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи α_x в газозвудушных трактах круглого (1), квадратного (2) и треугольного (3) поперечного сечения от угла φ поворота коленчатого вала при частоте вращения коленчатого вала $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$: а — во впускном трубопроводе ($l_x = 110 \text{ мм}$; $d_s = 32 \text{ мм}$); б — во выпускном трубопроводе ($l_x = 140 \text{ мм}$; $d_s = 32 \text{ мм}$)

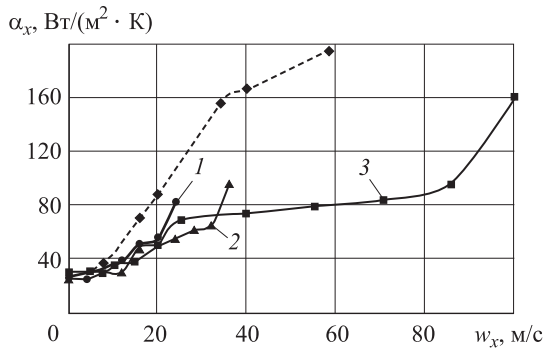


Рис. 8. Зависимости локального ($l_x = 110$ мм; $d = 32$ мм) коэффициента теплоотдачи α_x от скорости w_x потока воздуха во впускном трубопроводе поршневого двигателя при частоте вращения $n = 600$ (1), 1500 (2) и 3 000 (3):
- - - стационарный поток; — пульсирующий поток

Аналогичные данные были получены и для процесса выпуска [9, 16].

В классической литературе, посвященной теории рабочих процессов и конструированию поршневых и комбинированных двигателей, установка турбокомпрессора (ТК) для наддува ДВС рассматривается исключительно как эффективный способ повышения массового расхода через цилиндры двигателя и, соответственно, улучшения его технико-экономических показателей [2, 3, 17]. Следует отметить, что фактически не затрагивается вопрос о влиянии ТК на тепломеханические характеристики потока в газоздушных трактах. В упомянутой литературе с гидродинамической точки зрения ТК принято упрощенно считать статическим элементом систем впуска и выпуска, который создает гидравлическое сопротивление и одновременно служит для форсирования двигателя. Вместе с тем очевидно, что установка ТК приведет к существенному изменению тепломеханических характеристик потока газа.

На рис. 9 видно, что существуют довольно значительные различия в закономерностях из-

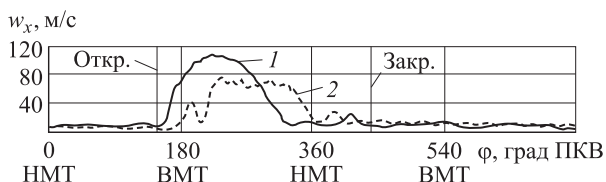


Рис. 9. Зависимости местной ($l_x = 110$ мм, $d = 32$ мм) скорости потока w_x воздуха во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом (1) ($n_{TK} = 35\,000$ мин⁻¹) и без наддува (2) от угла φ поворота коленчатого вала при частоте вращения $n = 1\,500$ мин⁻¹

менения местной скорости потока воздуха в двигателях с наддувом и без. В первую очередь обращает на себя внимание более ранний и более резкий рост скорости потока воздуха сразу после открытия впускного клапана в двигателе с наддувом (кривая 1). Это объясняется тем, что давление наддува превышает внутрицилиндровое давление на момент открытия впускного клапана, соответственно, процесс наполнения начинается сразу. В атмосферном двигателе наблюдается некоторая задержка в росте скорости потока воздуха после открытия клапана, связанная с тем, что процесс наполнения начинается только после того, как в цилиндре будет создано разрежение.

Таким образом, показаны значительные различия газодинамических и расходных характеристик во впускных и выпускных трубопроводах в поршневых и комбинированных ДВС. Это, в свою очередь, должно оказать влияние и на теплообменные характеристики потоков в газоздушных трактах двигателей.

Установлено, что при использовании ТК происходит снижение интенсивности теплоотдачи в выпускном трубопроводе при всех значениях избыточного давления и частотах вращения коленчатого вала двигателя. При этом уменьшение максимальных значений локального коэффициента теплоотдачи при избыточном давлении $p_b = 1,0$ бар в выпускной системе с ТК составляет 10...15 %, тогда как при $p_b = 2,0$ бар снижение составляет уже 15...20 % (рис. 10). Для впускного трубопровода была выявлена обратная закономерность. Во впускном трубопроводе комбинированного ДВС в отличие от поршневого при всех частотах вращения рото-

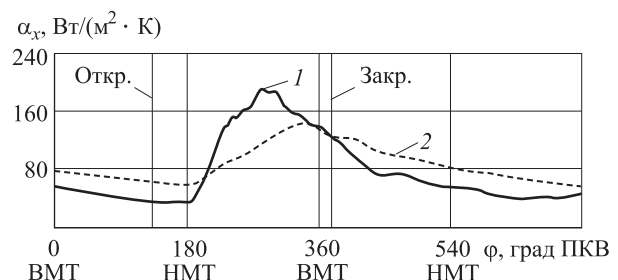


Рис. 10. Зависимости локальных ($l_x = 140$ мм; $d = 32$ мм) коэффициентов теплоотдачи α_x в выпускном трубопроводе от угла φ поворота коленчатого вала в поршневом ДВС с наддувом ($n_{TK} = 35\,000$ мин⁻¹) при избыточном давлении выпуска $p_b = 2,0$ бар при частоте вращения $n = 3\,000$ мин⁻¹ для различных конфигураций системы:
1 — без ТК; 2 — с ТК

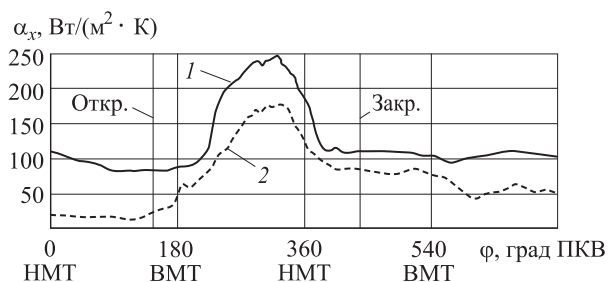


Рис. 11. Зависимости локального ($l_x = 150$ мм; $d = 32$ мм) коэффициента теплоотдачи α_x от угла φ поворота коленчатого вала во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом ($n_{TK} = 35\,000$ мин⁻¹) при частоте вращения $n = 3\,000$ мин⁻¹ для различных конфигураций системы:
1 — без сброса воздуха; 2 — со сбросом воздуха (оптимальная доля сброса $G^* = 0,12$)

ра ТК возрастают как максимальные, так и средние значения α_x .

Обнаруженное снижение интенсивности теплоотдачи в стенке выпускного трубопровода при наличии ТК положительно сказывается на рабочем процессе и технико-экономических показателях двигателя, поскольку в этом случае большой теплоперепад будет полезно срабатывать в ТК, а не «уходить» в стенки канала.

Анализ литературы и результатов проведенных исследований позволил сделать вывод о том, что во впускной системе ДВС с наддувом наблюдаются существенные пульсации скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи, причиной которых может служить избыточная по отношению к двигателю производительность ТК на некоторых режимах.

Стабилизация потока воздуха (снижение пульсаций скорости и давления) была достигнута путем сброса определенной доли воздуха из впускного трубопровода, что привело к снижению интенсивности локальной теплоотдачи (рис. 11).

Установлено, что при сбросе из впускного трубопровода определенной части сжатого в компрессоре воздуха уменьшаются пульсации скорости и давления потока, а также локальный коэффициент теплоотдачи при сохранении расходных характеристик через двигатель. Полученные эффекты позволяют уменьшить

различия в работе цилиндров многоцилиндровых ДВС, понизить уровень шума, увеличить моторесурс двигателя и КПД компрессора. Для достижения максимального эффекта гашения пульсаций были составлены режимные карты, позволяющие определить оптимальную долю сброса G^* в зависимости от n и n_{TK} . Выполнена конструктивная проработка установки подобной системы на дизель 8ДМ-21ЛМ производства ООО «Уральский дизель-моторный завод» [10].

Выводы

1. Показано, что методы численного моделирования при изучении процессов в газоздушных трактах поршневых ДВС (с наддувом и без него) могут быть использованы как оценочные для прогнозирования основных характеристик газовых потоков и должны быть дополнены (подтверждены) результатами экспериментальных опытно-конструкторских работ.

2. Актуализировано направление совершенствования процессов газообмена, которое приводит к увеличению расхода свежего заряда (до 20 %), поступающего в цилиндр, и улучшению очистки цилиндра от отработавших газов (снижению коэффициента остаточных газов на 15...20 %) за счет поперечного профилирования впускного и выпускного трубопроводов поршневых ДВС.

3. Установлено, что осуществление наддува приводит к значительным различиям в закономерностях изменения газодинамических и теплообменных характеристик газовых потоков в газоздушных трактах. На основании этого показано, что для комбинированных двигателей необходимо искать принципиально другие научно-технические решения совершенствования процессов газообмена.

4. Предложен способ уменьшения пульсаций давления и скорости газового потока (в среднем в 2 раза) во впускном трубопроводе комбинированного ДВС, а также способ снижения локального коэффициента теплоотдачи (в среднем на 25 %), что позволит уменьшить различия в работе цилиндров многоцилиндрового ДВС, снизить уровень шума, повысить моторесурс двигателя.

Литература

- [1] Драганов Б.Х., Круглов М.Г., Обухова В.С. *Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания*. Киев, Вища школа, 1987. 175 с.
- [2] Вихерт М.М., Грудский Ю.Г. *Конструирование впускных систем быстроходных дизелей*. Москва, Машиностроение, 1982. 151 с.
- [3] Орлин А.С., Круглов М.Г., ред. *Двигатели внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1983. 372 с.
- [4] Кавтарадзе Р.З. *Локальный теплообмен в поршневых двигателях*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 592 с.
- [5] Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Голосов А.С. Анализ трехмерного состояния поршня двигателя с применением экспериментальных граничных условий. *Тр. Третьей Рос. нац. конф. по теплообмену. Т. 7*. Москва, Изд-во МЭИ, 2002, с. 135–138.
- [6] Михеев Н.И., Кирилин А.К., Колчин С.А. Повышение теплогидравлической эффективности теплообменников на основе нестационарных эффектов. *Тез. Шестой Рос. нац. конф. по теплообмену*. Москва, 27–31 октября 2014 г. Т. 3. Москва, Издательский дом МЭИ, 2014, с. 85–86.
- [7] Краев В.М. Теплообмен и гидродинамика турбулентных течений в условиях гидродинамической нестационарности. *Известия вузов. Авиационная техника*, 2005, № 3, с. 39–42.
- [8] Давлетшин И.А. Экспериментальное исследование теплоотдачи в сложных турбулентных течениях. *Тр. Академэнерго*, 2007, № 1, с. 25–36.
- [9] Plotnikov L.V., Zhilkin B.P., Brodov Y.M. Influence of high-frequency gas-dynamic unsteadiness on heat transfer in gas flows of internal combustion engines. *Applied mechanics and materials*, 2015, vol. 698, pp. 631–636.
- [10] Бродов Ю.М., ред. *Совершенствование процессов в газоздушных трактах поршневых двигателей внутреннего сгорания*, Екатеринбург, Изд-во Урал. ун-та, 2015. 228 с.
- [11] Хинце И.О. *Турбулентность*. Москва, Физматгиз, 1963. 680 с.
- [12] Повх И.Л. *Аэродинамический эксперимент в машиностроении*. Ленинград, Машиностроение, 1974. 480 с.
- [13] Брэдшоу П. *Введение в турбулентность и ее измерение*. Москва, Мир, 1974. 282 с.
- [14] Фреймут П. Теория регулирования с обратной связью для термоанемометров постоянной температуры. *Приборы для научных исследований*, 1967, № 5, с. 98–105.
- [15] Плотников Л.В., Жилкин Б.П. Верификация лабораторных данных о процессах газообмена на действующем ДВС. *Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Тез. докл. XX Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева*. Звенигород, 25–29 мая 2015. Издательский дом МЭИ, 2015, с. 115–116.
- [16] Плотников Л.В., Жилкин Б.П., Бродов Ю.М., Григорьев Н.И. Влияние газодинамической нестационарности на локальную теплоотдачу в выпускном тракте поршневого двигателя внутреннего сгорания. *Известия вузов. Проблемы энергетики*, 2014, № 7–8, с. 24–31.
- [17] Шароглазов Б.А., ред. *Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов*. Челябинск, ЮУрГУ, 2010. 382 с.

References

- [1] Draganov B.Kh., Kruglov M.G., Obukhova V.S. *Konstruirovaniye vpusknykh i vpusknykh kanalov dvigatelei vnutrennego sgoraniia* [Construction of intake and exhaust ports of internal combustion engines]. Kiev, Vishcha shkola publ., 1987. 175 p.
- [2] Vikhert M.M., Grudskii Yu.G. *Konstruirovaniye vpusknykh sistem bystrokhodnykh dizelei* [Construction of the intake system speed diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1982. 151 p.

- [3] *Dvigateli vnutrennego sgoraniia: teoriia porshnevnykh i kombinirovannykh dvigatelei* [Internal combustion engines: The theory of piston engines and combined]. Eds. Orlin A.S., Kruglov M.G. Moscow, Mashinostroenie publ., 1983. 372 p.
- [4] Kavtaradze R.Z. *Lokal'nyi teploobmen v porshnevnykh dvigateliakh* [Local heat transfer in piston engines]. Moscow, Bauman Press, 2001. 592 p.
- [5] Kavtaradze R.Z., Onishchenko D.O., Golosov A.S. Analiz trekhmernogo sostoiianiia porshnia dvigatel'ia s primeneniem eksperimental'nykh granichnykh uslovii [Analysis of the three dimensional state of the engine piston with experimental boundary conditions]. *Trudy tret'ei Rossiiskoi natsional'noi konferentsii po teploobmenu* [Proceedings of the Third Russian National Conference on Heat Transfer]. Vol 7. Moscow, MEI publ., 2002, pp. 135–138.
- [6] Mikheev N.I., Kirilin A.K., Kolchin S.A. Povyshenie teplogidravlicheskoii effektivnosti teploobmennikov na osnove nestatsionarnykh effektivnostei [Improving the efficiency of heat exchangers, thermal-hydraulic-based transient effects]. *Tezisy Shestoii Rossiiskoi natsional'noi konferentsii po teploobmenu* [Abstracts of the Sixth Russian National Conference on Heat Transfer (27-31 October 2014, Moscow)]. Vol. 3. Moscow, MEI publ., 2014, pp. 85–86.
- [7] Kraev V.M. Teploobmen i gidrodinamika turbulentnykh techenii v usloviakh gidrodinamicheskoi nestatsionarnosti [Heat transfer and hydrodynamics of turbulent flows in a hydrodynamic nonstationarity]. *Izv. vuzov. Aviatsonnaia tekhnika* [Russian Aeronautics]. 2005, no. 3, pp. 39–42.
- [8] Davletshin I.A. Eksperimental'noe issledovanie teplootdachi v slozhnykh turbulentnykh techeniakh [Experimental study of heat transfer in complex turbulent flows]. *Trudy Akademenergo* [Transactions of Academenergo]. 2007, no. 1, pp. 25–36.
- [9] Plotnikov L.V., Zhilkin B.P., Brodov Y.M. Influence of high-frequency gas-dynamic unsteadiness on heat transfer in gas flows of internal combustion engines. *Applied mechanics and materials*, 2015, vol. 698, pp. 631–636.
- [10] *Sovershenstvovanie protsessov v gazovozdushnykh traktakh porshnevnykh dvigatelei vnutrennego sgoraniia* [Process improvement in gas path of reciprocating internal combustion engines]. Ed. Brodov Iu.M. Ekaterinburg, Ural. un-ta publ., 2015. 228 p.
- [11] Khintse I.O. *Turbulentnost'* [Turbulence]. Moscow, Fizmatgiz publ., 1963. 680 p.
- [12] Povkh I.L. *Aerodinamicheskii eksperiment v mashinostroenii* [Aerodynamic experiment in engineering]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1974. 480 p.
- [13] Bredshou P. *Vvedenie v turbulentnost' i ee izmerenie* [Introduction to turbulence and its measurement]. Moscow, Mir publ., 1974. 282 p.
- [14] Freimut P. Teoriia regulirovaniia s obratnoi sviaz'iu dlia termoanemometrov postoiannoii temperatury [Theory of feedback control for constant temperature hot-wire anemometers]. *Pribory dlia nauchnykh issledovaniy* [Research instruments]. 1967, no. 5, pp. 98–105.
- [15] Plotnikov L.V., Zhilkin B.P. Verifikatsiia laboratornykh dannykh o protsessakh gazoobmena na deistvuiushchem DVS [Verification of laboratory data on gas exchange processes in an efficient DVS]. *Problemy gazodinamiki i teplomassoobmena v energeticheskikh ustanovkakh: Tezisy dokladov 20 Shkoly-seminara molodykh uchenykh i spetsialistov pod rukovodstvom akad. RAN A.I. Leont'eva (25–29 maia 2015 g., Zvenigorod)* [Problems of gas dynamics and heat and mass transfer in power plants: Abstracts of the 20 School-Seminar of young scientists and specialists under the leadership of Acad. RAS A.I. Leontiev (May 25–29, 2015 Zvenigorod)]. Moscow, MEI publ., 2015, pp. 115–116.
- [16] Plotnikov L.V., Zhilkin B.P., Brodov Iu.M., Grigor'ev N.I. Vliianie gazodinamicheskoi nestatsionarnosti na lokal'nuii teplootdachu v vpusknom trakte porshnevoogo dvigatel'ia vnutrennego sgoraniia [The influence of gasdynamic unsteady on the local heat transfer in the exhaust tract of the piston internal combustion engine]. *Izvestiia vuzov. Problemy energetiki* [Proceedings of the universities. Energy problems]. 2014, no. 7–8, pp. 24–31.
- [17] *Dvigateli vnutrennego sgoraniia: teoriia, modelirovanie i raschet protsessov* [Internal combustion engines: theory, modeling and calculation processes]. Ed. Sharoglavov B.A. Cheliabinsk, IuUrGU publ., 2010. 382 p.

Информация об авторах

ПЛОТНИКОВ Леонид Валерьевич (Екатеринбург) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели». ФГАОУ ВПО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (620002, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, 19, e-mail: plotnikovlv@mail.ru).

ЖИЛКИН Борис Прокопьевич (Екатеринбург) — доктор физико-математических наук, профессор кафедры «Теплоэнергетика и теплотехника». ФГАОУ ВПО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (620002, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, 19).

БРОДОВ Юрий Миронович (Екатеринбург) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Турбины и двигатели». ФГАОУ ВПО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (620002, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, 19).

Information about the authors

PLOTNIKOV Leonid Valerievich (Ekaterinburg) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Turbines and Engines. Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (620042, Ekaterinburg, Russian Federation, Mir St, Bldg. 19, e-mail: plotnikovlv@mail.ru).

ZHILKIN Boris Prokopievich (Ekaterinburg) — Doctor of Science (Physics & Maths), Professor, Department of Power Engineering and Heat Engineering. Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (620042, Ekaterinburg, Russian Federation, Mir St, Bldg. 19).

BRODOV Yury Mironovich (Ekaterinburg) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Department, Turbines and Engines. Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (620042, Ekaterinburg, Russian Federation, Mir St, Bldg. 19).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышла в свет монография
М.А. Шолохова

«Траекторные задачи при автоматической и роботизированной сварке»

Применение новых видов материалов и технологий в сварочном производстве приводит к повышению требований к качеству сварных конструкций, что, в свою очередь, требует использования новых, более прогрессивных видов сварочного оборудования и систем контроля, обеспечивающих заданные свойства готовой продукции.

Приведены новейшие достижения в разработке систем слежения при сварке, классификация систем слежения, принципы их работы, область применения.

Издание предназначено для инженерно-технических работников, занимающихся созданием сварочных технологий, комплексов и оборудования, а также может быть использовано в качестве справочного пособия для подготовки специалистов по сварке.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru