

ВЛИЯНИЕ ТУРБИНЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА НА ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТОКА В ВЫПУСКНОМ ТРАКТЕ ПОРШНЕВОГО ДВС

*Ю.М. Бродов, Н.И. Григорьев, Б.П. Жилкин,
Л.В. Плотников, Д.С. Шестаков*

Представлены результаты экспериментального исследования влияния турбины турбокомпрессора на тепломеханические характеристики потока в процессе выпуска. Опыты проводились на натуральных моделях одноцилиндрового ДВС. Описаны установки и методика проведения экспериментов. Представлен анализ зависимостей изменения мгновенной скорости и давления потока, а также локального коэффициента теплоотдачи в выпускном канале двигателя от угла поворота коленчатого вала. Данные получены для двигателя с турбокомпрессором и без него. Показано, что размещение турбины турбокомпрессора в газоздушном тракте поршневого ДВС значительно влияет на газодинамические и теплообменные характеристики процесса выпуска. Установка турбокомпрессора вызывает перестройку структуры и режима течения в выпускном канале.

Ключевые слова: поршневой двигатель, турбокомпрессор, процесс выпуска, динамика процесса, тепломеханические характеристики.

Введение

В классической литературе, посвященной теории рабочих процессов и конструированию поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), установка турбокомпрессора (ТК) для наддува ДВС рассматривается исключительно как эффективный способ повышения массового расхода через цилиндры двигателя и, соответственно, улучшения его технико-экономических показателей [1–4]. Изучению и оптимизации выпускных систем поршневых ДВС посвящены труды многих авторов, в частности [5, 6]. Однако эти исследования проводились, в основном экспериментально в статических условиях или методами численного моделирования в одномерной постановке задачи. Сведения о динамике процесса выпуска весьма ограничены. Следует отметить, что фактически не затрагивался вопрос о роли ТК в формировании газодинамических и теплообменных характеристик потока в выпускном тракте. В упомянутой литературе с гидродинамической точки зрения турбину турбокомпрессора принято упрощенно считать статическим элементом газоздушного тракта, который создает гидравлическое сопротивление и одновременно является способом форсирования двигателя. Вместе с тем очевидно, что установка турбокомпрессора в выпускной системе двигателя приведет к существенному изменению тепломеханических характеристик потока газа, выражающееся, в частности, в увеличении гидравлического сопротивления системы. В данной статье представлены результаты изучения влияния турбины турбокомпрессора типа ТКР-6 на тепломеханические характеристики потока в выпускном тракте поршневого ДВС применительно к двигателю размерности 8,2/7,1.

Экспериментальные установки и система сбора данных

Для экспериментального исследования использовалась натурная одноцилиндровая установка размерности 8,2/7,1 с турбокомпрессором ТКР-6. Основные элементы установки показаны на рис. 1.

Механизм газораспределения в установке использован от двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА. Фазы газораспределения и подъем клапанов соответствовали таковым для данного двигателя. Привод распределительного вала осуществлялся с помощью асинхронного двигателя, частота вращения которого регулировалась преобразователем частоты в диапазоне 300–1500 мин⁻¹, что соответствует частоте вращения коленчатого вала от 600 до 3000 мин⁻¹. Турбокомпрессор ТКР-6 представляет собой агрегат с радиально-осевой турбиной и центробежным компрессором, установленными на одном валу.

На рис. 2 показана конфигурация опытного участка выпускного тракта экспериментальной установки и места установки датчиков для измерения мгновенных значений скорости потока воздуха и локального коэффициента теплоотдачи. В ходе проведения исследований также осуществлялись замеры мгновенных значений статического давления воздуха в выпускном канале.

В связи с ограниченным количеством качественной информации о газодинамических и теплообменных характеристиках процесса выпуска в качестве исходной базы была принята прямолинейная цилиндрическая выпускная труба с турбокомпрессором на выходе. К головке цилиндра была пристыкована на шпильках опытная труба длиной $L = 400$ мм и диаметром $d = 30$ мм. В трубе имелись три контрольных сечения для установки датчиков термоанемометра на расстояниях

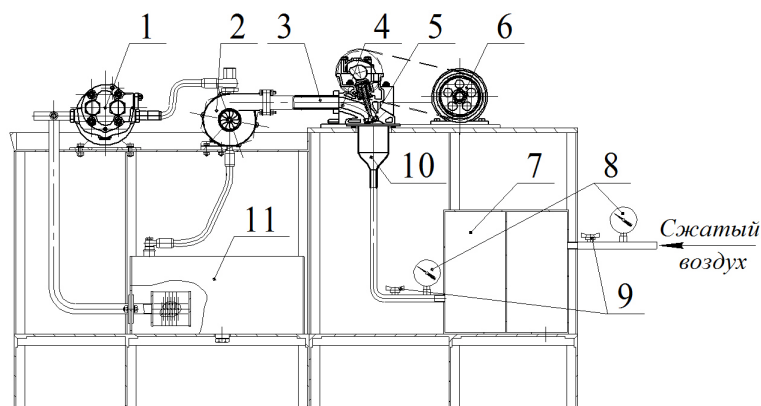


Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 – агрегат маслозакачивающий; 2 – турбокомпрессор; 3 – выпускная труба; 4 – головка цилиндров; 5 – клапан выпускной; 6 – асинхронный электродвигатель; 7 – бак-ресивер с выравнивающей решеткой; 8 – манометр; 9 – вентиль; 10 – цилиндр – дутьевая камера с хонейкомбом; 11 – бак масляный

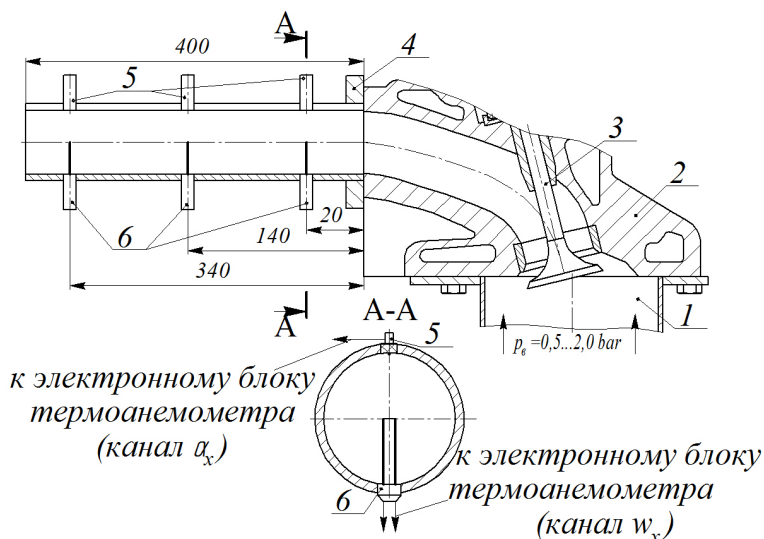


Рис. 2. Конфигурация рабочего участка установки при исследовании процесса выпуска при установке ТК: 1 – цилиндр – дутьевая камера; 2 – головка блока; 3 – выпускной клапан; 4 – опытная выпускная труба; 5 – датчики термоанемометра для измерения локальной теплоотдачи; 6 – датчики термоанемометра для измерения скорости потока воздуха

20, 140 и 340 мм от выпускного окна в головке блока.

Для проведения исследований на базе аналого-цифрового преобразователя (АЦП) была создана автоматизированная система сбора данных. В ней для определения средней по контрольному поперечному сечению скорости потока воздуха w_x и локального коэффициента теплоотдачи α_x использовался термоанемометр постоянной температуры. Чувствительным элементом датчиков термоанемометра в обоих случаях была нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 5 мм. Отличие состояло в том, что для измерения скорости потока воздуха использовался зонд со свободной нитью, размещенной в центре сечения перпендикулярно оси выпускного канала, тогда как при определении α_x применялся датчик с нитью, базирующейся на фторопластовой подложке, поверхность

которой была смонтирована заподлицо со стенкой канала.

Замер частоты вращения распределительного вала и определение прохождения поршнем ВМТ и НМТ производились специальным тахометром, состоящим из закрепленного на валу зубчатого диска и индуктивного датчика. Для измерения частоты вращения ротора турбокомпрессора использовался цифровой бесконтактный тахометр СЕМ АТ-6. Для определения мгновенных значений статического давления потока в выпускном канале p_x , а также измерения давления наддува использовались датчики давления фирмы WIKA. Сигналы со всех датчиков (кроме цифрового тахометра) поступали в АЦП и далее передавались в персональный компьютер для дальнейшей обработки.

Исследования проводились при различных частотах вращения коленчатого вала (от 600 до

3000 мин⁻¹) при разных избыточных давлениях на выпуске p_b (от 0,5 до 2,0 бар) без турбокомпрессора и при наличии его.

Влияние турбины ТК на газодинамические характеристики потока

Результаты определения функций w_x и p_x от угла поворота коленчатого вала φ при разных конфигурациях выпускной системы и режимах работы установки представлены на рис. 3 и 4.

Установлено, что в выпускном канале с турбокомпрессором значения максимальной скорости потока воздуха, как и следовало ожидать, меньше, чем в канале без него. Наиболее ярко это выражено при избыточном давлении на выпуске p_b равном 1,0 бар. При этом обращает на себя внимание смещение максимума рассматриваемой характеристики в сторону увеличения угла поворота коленчатого вала, что характерно для всех режимов работы двигателя. В обоих случаях (с турбокомпрессором и без) пульсации скорости потока воздуха наиболее ярко выражены при низких частотах вращения коленчатого вала.

Аналогичные эффекты зафиксированы и на графиках изменения давления потока в выпускном канале. При установке ТК максимальные значения давления потока выше, чем в выпускном тракте без него. При этом последующие за максимумом пики давления имеют примерно одинаковую ам-

плитуду. Наблюдается смещение пика максимума давления по углу в сторону момента закрытия выпускного клапана.

При этом после закрытия выпускного клапана скорость воздуха в канале при всех условиях не становится равной нулю: наблюдаются ее некоторые флуктуации, что характерно и для процесса впуска [7, 8]. Присутствие турбины турбокомпрессора в выпускном канале приводит к некоторому сглаживанию пульсаций скорости потока при всех условиях (особенно при $p_b = 1,0$ бар), как в течение самого процесса выпуска, а также после закрытия выпускного клапана.

Необходимо отметить наличие пульсаций давления потока после закрытия выпускного клапана в выпускной системе с ТК и без него, которые также затухают несколько быстрее при наличии в системе турбокомпрессора.

Аналогичные результаты (наличие пульсаций w_x и p_x после закрытия выпускного клапана) были получены [9] при исследовании влияния гидравлического сопротивления на газодинамические характеристики процесса впуска в ДВС. Там при установке воздушного фильтра пульсационные эффекты после закрытия впускного клапана присутствовали, но затухали быстрее, чем без него. При этом наличие фильтра в системе впуска также приводило к снижению максимальной скорости потока воздуха и ослаблению динамики процесса.

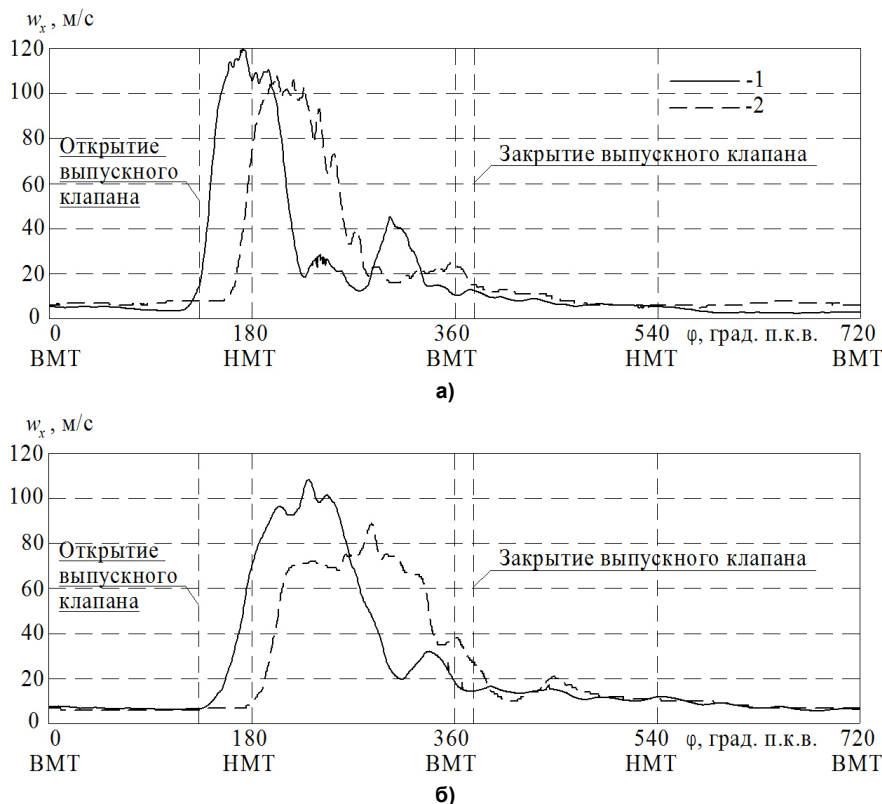


Рис. 3. Зависимость скорости потока воздуха w_x в выпускном канале от угла поворота коленчатого вала φ при избыточном давлении $p_b = 2,0$ бар при разных частотах вращения коленчатого вала n : а – 1500 мин⁻¹; б – 3000 мин⁻¹. Конфигурация системы: 1 – без турбокомпрессора; 2 – с турбокомпрессором

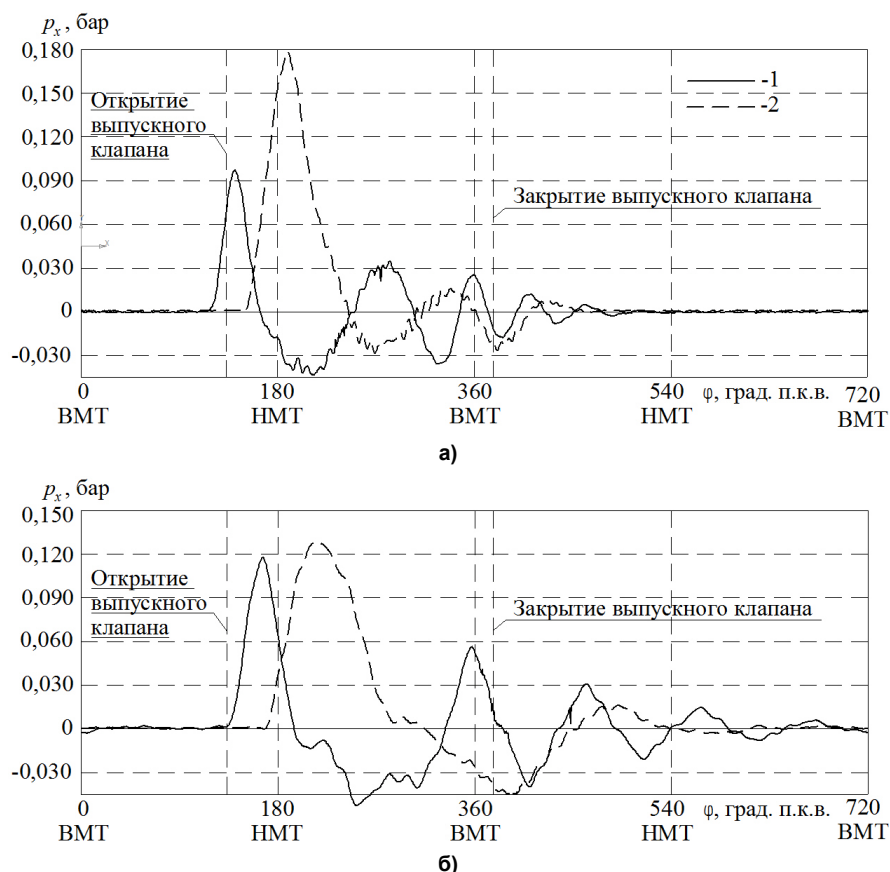


Рис. 4. Зависимость давления потока воздуха p_x в выпускном канале от угла поворота коленчатого вала φ при избыточном давлении $p_b = 2,0$ бар при разных частотах вращения коленчатого вала n : а – 1500 мин^{-1} ; б – 3000 мин^{-1} . Конфигурация системы: 1 – без турбокомпрессора; 2 – с турбокомпрессором

Описанные выше изменения в газодинамических характеристиках процесса выпуска, по нашему мнению, свидетельствуют о перестройке газодинамической структуры потока в выпускном канале при размещении в нем турбины ТК, что неизбежно должно привести к изменениям в теплообменных характеристиках потока в процессе выпуска.

Влияние турбины ТК на теплообменные характеристики потока

Выявлено (рис. 5), что при установке турбокомпрессора происходит снижение интенсивности теплоотдачи при всех значениях избыточного давления выпуска и частотах вращения коленчатого вала двигателя. При этом происходит уменьшение максимальных значений локального коэффициента теплоотдачи: при избыточном давлении $p_b = 1,0$ бар снижение интенсивности теплоотдачи в выпускной системе с ТК составляет 10–15 %, тогда как при $p_b = 2,0$ бар – уже 15–20 %.

Обнаруженное снижение интенсивности теплоотдачи к стенкам выпускного тракта при наличии ТК должно положительно сказаться на рабочем процессе и технико-экономических показателях двигателя, поскольку в этом случае больший

теплоперепад будет срабатывать в турбокомпрессоре, а не теряться через стенки канала.

При этом, можно отметить смещение по углу пиков максимальных значений локального коэффициента теплоотдачи в сторону момента закрытия выпускного клапана, что наиболее выражено при больших значениях избыточных давлений выпуска.

Площадь под кривой $\alpha_x = f(\varphi)$ (см. рис. 5) в случае размещения ТК в выхлопном тракте меньше, чем без него. Это косвенно указывает на тот факт, что тепловые потери через стенку трубы в этом случае меньше.

В заключении рассмотрим влияние установки ТК на расходные характеристики через выпускную систему двигателя. Путем обработки графиков изменения скорости потока за отдельный такт по методике, описанной в [10], был рассчитан массовый расход воздуха Q при разных частотах вращения коленчатого вала через выпускной тракт с ТК и без него (рис. 6).

Установлено, что при всех значениях избыточного давления в цилиндре при выпуске расход газа Q через выпускную систему примерно одинаков как при наличии ТК, так и без него. Расхождение расходных характеристик на некоторых режи-

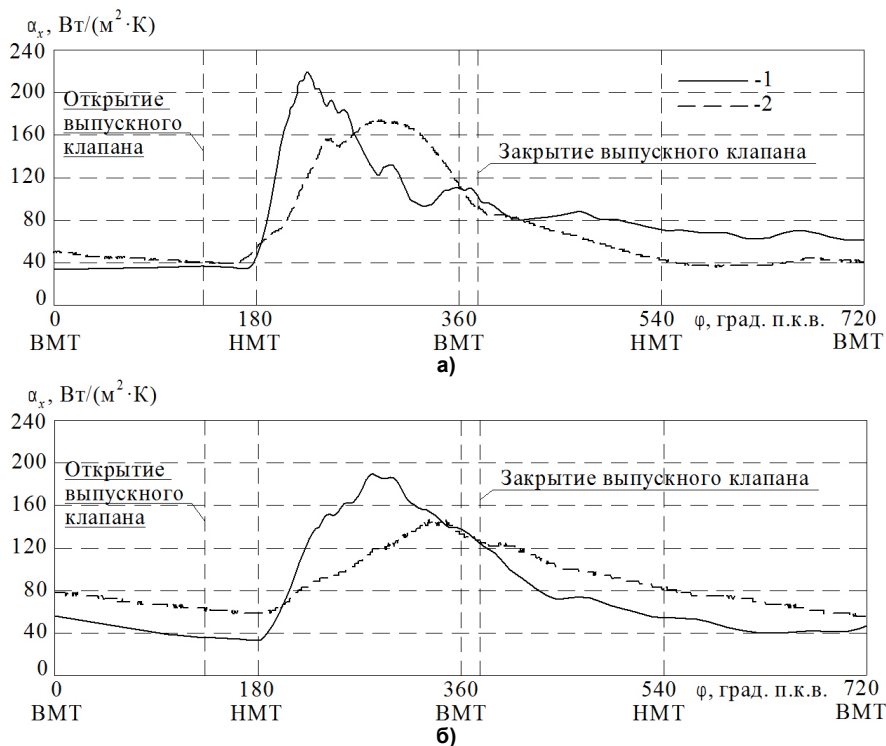


Рис. 5. Зависимости локального коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленчатого вала ϕ в выпускной системе при избыточном давлении $p_b = 2,0$ бар при разных частотах вращения коленчатого вала: а – $n = 1500$ мин⁻¹; б – $n = 3000$ мин⁻¹; Конфигурация системы: 1 – без турбокомпрессора; 2 – с турбокомпрессором

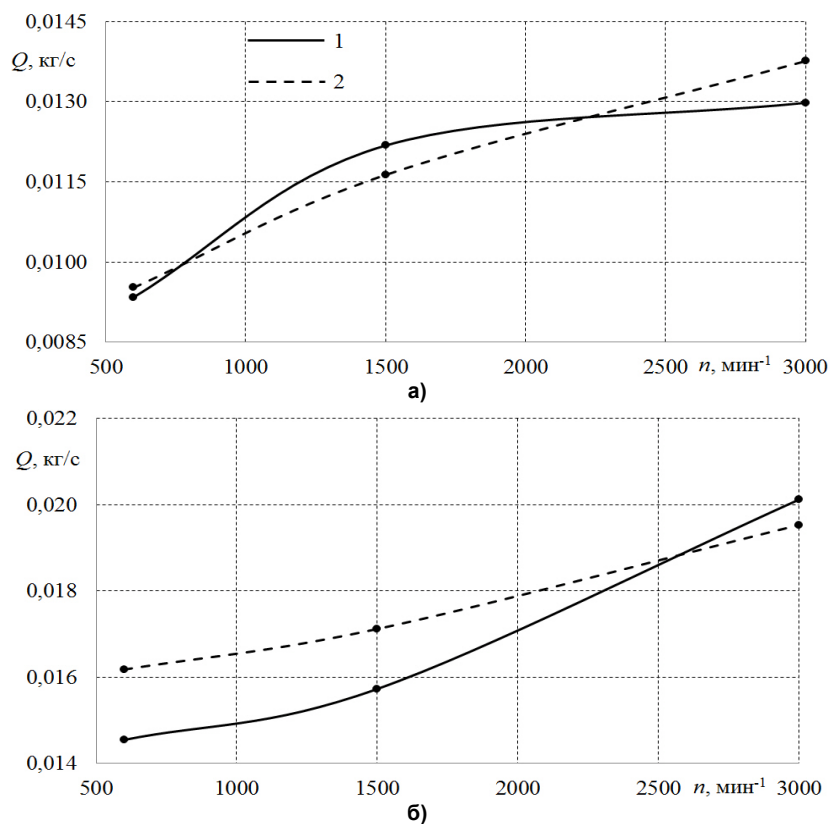


Рис. 6. Зависимость массового расхода воздуха Q через выпускной тракт от частоты вращения коленчатого вала n при различных значениях избыточного давления p_b и конфигурациях выпускной системы: а – 1,0 бар; б – 2,0 бар. Конфигурация системы: 1 – без турбокомпрессора; 2 – с турбокомпрессором

мах работы установки несколько превышают погрешность определения массового расхода воздуха и составляют около 8–10 %.

Заключение

Проведенное исследование показало, что размещение турбины турбокомпрессора в газоздушном тракте поршневого ДВС значительно влияет на газодинамические и теплообменные характеристики процесса выпуска, что необходимо учитывать при расчетах процессов газообмена и при конструировании газоздушных трактов двигателей. Наличие ТК в выпускной системе поршневого ДВС приводит к сглаживанию пульсаций скорости и давления потока воздуха в выпускном канале. При этом наблюдается снижение интенсивности теплоотдачи в выпускном канале, что приведет к срабатыванию большего теплоперепада в турбине ТК при прочих равных условиях. Установка турбокомпрессора вызывает перестройку структуры и режима течения в выпускном канале. Это усложняет задачу создания методики расчета температурных напряжений в выпускном коллекторе, поскольку необходимо учитывать динамику процесса выпуска, т. е. применять только эмпирические уравнения теплопереноса, отражающие особенности нестационарности данного процесса для конкретных типоразмеров двигателя и ТК и режимов их совместной работы.

Литература

1. *Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»* / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
2. *Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учеб. для студентов высш. учеб. заведений, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» направления подготовки «Энергомашиностроение»* / Н.Д. Чайнов, Н.А. Ива-

щенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мяков; под ред. Н.Д. Чайнова. – М.: Машиностроение, 2008. – 496 с.

3. *Двигатели внутреннего сгорания: учеб. В 3 кн. Кн. 1: Теория рабочих процессов* / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 1995. – 368 с.

4. *Шароглазов, Б.А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов: учеб. по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания»* / Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонов, В.В. Клементьев; под ред. засл. деят. науки РФ Б.А. Шароглазова. – Челябинск: ЮУрГУ, 2010. – 382 с.

5. *Драганов, Б.Х. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания* / Б.Х. Драганов, М.Г. Круглов, В.С. Обухова – Киев: Вища шк. Головное изд-во, 1987. – 175 с.

6. *Вихерт, М.М. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей* / М.М. Вихерт, Ю.Г. Грудский. – М.: Машиностроение, 1982. – 151 с.

7. *Плотников, Л.В. Особенности изменения скорости и локального коэффициента теплоотдачи во впускных каналах разной конфигурации поршневого ДВС* / Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин // *Ползуновский вестник*. – 2012. – № 3/1. – С. 178–183.

8. *Экспериментальное исследование газодинамических процессов в системе впуска поршневого ДВС* / Б.П. Жилкин, Л.В. Плотников, С.А. Корж, И.Д. Ларионов // *Двигателестроение*. – 2009. – № 1. – С. 24–27.

9. *Жилкин, Б.П. Влияние фильтрующего элемента на газодинамические характеристики поршневого ДВС при различных конфигурациях впускного тракта* / Б.П. Жилкин, Л.В. Плотников // *Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин: материалы науч.-техн. конф., посвящ. 40-летию каф. двигателей*. – Челябинск: ЧВВАКИУ, 2008. – С. 84–89.

10. *Плотников, Л.В. Экспериментальные определения показателей качества процессов газообмена поршневых ДВС: учеб. пособие* / Л.В. Плотников. – Екатеринбург: УрФУ, 2013. – 76 с.

Бродов Юрий Миронович, д-р техн. наук, директор Уральского энергетического института, зав. кафедрой «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург; turbine66@mail.ru.

Григорьев Никита Игоревич, аспирант кафедры «Теплоэнергетика и теплотехника», Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург; gerebola3@mail.ru.

Жилкин Борис Прокопьевич, д-р физ.-мат. наук., профессор кафедры «Теплоэнергетика и теплотехника», Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург; tot@ustu.ru.

Плотников Леонид Валерьевич, канд. техн. наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург; plotnikovlv@mail.ru.

Шестаков Дмитрий Сергеевич, канд. техн. наук, начальник бюро систем и агрегатов ООО «Уральский дизель-моторный завод», доцент кафедры «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург; dmshe@mail.ru.

Поступила в редакцию 8 апреля 2014 г.

THE INFLUENCE OF THE TURBOCHARGER TURBINE ON THERMAL MECHANICAL CHARACTERISTICS OF THE FLOW IN THE PISTON ENGINE EXHAUST TRACT

Yu.M. Brodov, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Yekaterinburg, Russian Federation, turbine66@mail.ru,

N.I. Grigoriev, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Yekaterinburg, Russian Federation, gepebola3@mail.ru,

B.P. Zhilkin, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Yekaterinburg, Russian Federation, tot@ustu.ru,

L.V. Plotnikov, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Yekaterinburg, Russian Federation, plotnikovlv@mail.ru,

D.S. Shestakov, Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Yekaterinburg, Russian Federation, dmshes@mail.ru

The paper considers the results of experimental studies of the influence of the turbocharger turbine on thermal mechanical characteristics of the flow during exhaust process. The experimental investigations were carried out on full-sized models of one-cylinder ICE. The experimental unit and research methods are described. The authors present the analysis of dependences of change of instantaneous velocity and pressure of the stream, the local heat transfer coefficient in the exhaust channel of the engine from the crank angle. The data are obtained for the engine with turbocharger and without it. It is shown that the placement of the turbocharger turbine in piston ICE gas tract significantly affects the gas dynamic and heat transfer characteristics of the release process. Installing the turbocharger causes the reconstruction of the structure and flow regime in the exhaust channel.

Keywords: piston engine, turbocharger, exhaust process, process dynamics, thermal mechanical characteristics.

References

1. Vyrubov D.N., Ivashhenko N.A., Ivin V.I., Orlina A.S., Kruglova M.G. (ed.) *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Teoriya porshnevykh i kombinirovannykh dvigateley*. [Internal Combustion Engines: Theory and combined piston engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 372 p.
2. Chajnov N.D., Ivashhenko N.A., Krasnokutskij A.N., Mjagkov L.L.; Chajnova N.D. (Ed.) *Konstruirovaniye dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Construction of internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2008. 496 p.
3. Lukanin V.N., Morozov K.A., Hachijan A.S., V.N. Lukanina (ed.) *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya rabochikh protsessov* [Internal combustion engines. Workflow Theory]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1995. 368 p.
4. Sharoglazov B.A., Farafontov M.F., Klement'ev V.V., Sharoglazova B.A. (Ed.) *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: teoriya, modelirovaniye i raschet protsessov* [Internal combustion engines : theory, modeling and calculation processes]. Cheljabinsk, South Ural St. Univ. Publ., 2010. 382 p.
5. Draganov B.H., Kruglov M.G., Obuhova V.S. *Konstruirovaniye vpusknykh i vypusknykh kanalov dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Construction of the intake and exhaust ducts of internal combustion engines]. Kiev, Vishha shkola Publ., 1987. 175 p.
6. Vihert M.M., Grudskij Ju.G. *Konstruirovaniye vpusknykh sistem bystrokhodnykh dizeley* [Construction of the intake systems of high-speed diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982. 151 p.
7. Plotnikov L.V., Zhilkin B.P. [Features the speed and local heat transfer coefficient in the inlet channels of different configuration piston engine], *Polzunovskiy vestnik* [Polzunovskii Bulletin], 2012, no. 3/1, pp. 178–183. (in Russ.)
8. Zhilkin B.P., Plotnikov L.V., Korzh S.A., Larionov I.D. [Experimental study of dynamic processes in the intake system of a piston engine] *Dvigatelistroenie*, 2009, no 1, pp. 24–27. (in Russ.)
9. Zhilkin B.P., Plotnikov L.V. [Effect filter element gasdynamic characteristics of reciprocating internal combustion engines with different configurations of the intake tract]. *Povysheniye effektivnosti silovykh ustanovok kolesnykh i gusenichnykh mashin: materialy nauchno-tehnicheskoy konferentsii, posvyashchennoy 40-letiyu kafedry dvigateley* [Improved propulsion of wheeled and tracked machines : Materials Science and Engineering Conference, dedicated 40th anniversary of the engines]. Cheljabinsk, 2008, pp. 84–89.
10. Plotnikov L. V. *Eksperimental'nye opredeleniya pokazateley kachestva protsessov gazoobmena porshnevykh DVS*. [Experimental determination of quality processes gas exchange piston engine]. Ekaterinburg, Ural Federal University Publ., 2013. 76 p.

Received 8 April 2014