



ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОМЕХАНИКИ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ В ВЫХОДНЫХ КАНАЛАХ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА

Л.В. Плотников, Ю.М. Бродов, Б.П. Жилкин, Н.И. Григорьев, Л.Е. Осипов

Уральский федеральный университет имени первого Президента

России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, Россия

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4481-3607>, plotnikovlv@mail.ru

Резюме: Известно, что тепломеханические характеристики потока воздуха в выходном канале компрессора турбокомпрессора во многом определяют эффективность качества процессов газообмена поршневого двигателя. Исследования проводились на экспериментальной установке, содержащей турбокомпрессор, выходные каналы разной конфигурации, измерительную базу и систему сбора данных. Установлено, что стабилизация потока в выходном канале компрессора приводит к существенному росту интенсивности теплоотдачи (вплоть до 25 %) по сравнению с базовым трубопроводом при одновременном уменьшении степени турбулентности на величину до 30 %. В выходном канале компрессора с канавками наблюдается еще более существенный рост интенсивности теплоотдачи (вплоть до 30 %) при увеличении степени турбулентности на величину до 12 % по сравнению базовым каналом. Предлагаемые конфигурации выходных каналов компрессора могут быть использованы для интенсификации теплообмена с целью естественного охлаждения воздуха в процессе впуска, а также для стабилизации газодинамических параметров потока с целью снижения гидравлического сопротивления впускной системы двигателя с турбонаддувом.

Ключевые слова: турбокомпрессор, газовые потоки, выходной канал, газодинамика, степень турбулентности, локальный коэффициент теплоотдачи.

Благодарности: Работа, по результатам которой написана статья, выполнена при поддержке РНФ в рамках научного проекта 18-79-10003.

Для цитирования: Плотников Л.В., Бродов Ю.М., Жилкин Б.П., Григорьев Н.И., Осипов Л.Е. Физическое моделирование термомеханики газовых потоков в выходных каналах центробежного компрессора турбокомпрессора // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2020. Т. 22. № 3. С.44-50. doi:10.30724/1998-9903-2020-3-44-50.

PHYSICAL SIMULATION OF THERMOMECHANICS OF GAS FLOWS IN THE OUTPUT CHANNELS OF TURBOCHARGER CENTRIFUGAL COMPRESSOR

LV. Plotnikov, YM. Brodov, BP. Zhilkin, AM. Nevolin, LE. Osipov

Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin,
Ekaterinburg, Russia

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4481-3607>, plotnikovlv@mail.ru

Abstract: It is known that the thermal and mechanical characteristics of the air flow in the output channel of the turbocharger compressor largely determine the efficiency and quality of the gas exchange processes of the piston engine. The research was carried out on an experimental installation containing a turbocharger, output channels of different configurations, a measurement database and a data collection system. It was found that the stabilization of the flow in the output channel of the compressor leads to a significant increase in the heat transfer intensity (up to 25 %) compared to the base pipeline, while reducing the degree of turbulence by up to 30 %. In the output channel of the compressor with grooves, there is an even more significant increase in the heat transfer intensity (up to 30 %) with an increase

in the degree of turbulence by up to 12% compared to the base channel. The proposed configurations of the compressor output channels can be used to intensify heat exchange in order to naturally cool the air during the intake process, as well as to stabilize the gas dynamic parameters of the flow in order to reduce the hydraulic resistance of the intake system of the turbocharged engine.

Keywords: turbocharger, gas flows, output channel, gas dynamics, turbulence degree, local heat transfer coefficient.

Acknowledgments: the work has been supported by the Russian Science Foundation (grant No. 18-79-10003).

For citation: Plotnikov LV, Brodov YM, Zhilkin BP, Nevolin AM, Osipov LE. Physical simulation of thermomechanics of gas flows in the output channels of turbocharger centrifugal compressor *Power engineering: research, equipment, technology*. 2020;22(3):44-50. doi:10.30724/1998-9903-2020-3-44-50.

Введение

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) успешно применяются во всех отраслях народного хозяйства, включая большую и малую энергетику. Повышение их мощности, экономичности и надежности – одно из основных направлений в развитии ДВС. Эффективным решением этой задачи является установка на двигатель турбокомпрессора (ТК). Известно, что тепломеханические характеристики газовых потоков в выходном канале компрессора ТК во многом определяют качество процессов газообмена, КПД турбокомпрессора и самого двигателя, а соответственно, и энергетической установки в целом [1,2]. Анализ результатов современных исследований в области теплообмена газовых потоков в системах турбонаддува свидетельствует об актуальности и большом интересе специалистов к данной тематике. Можно отметить работы, в которых на основе математического моделирования газодинамики и теплообмена (в стационарных и нестационарных условиях) исследовалось влияние конфигурации впускных и выпускных каналов центробежного компрессора на его эффективность [3, 4]. Deng и др. [5] и Leufvén др. [6] разработали математические модели ТК (т.е. с учетом взаимного влияния компрессора и турбины друг на друга) с целью моделирования газодинамики и теплообмена потоков, а также оценки эксплуатационных показателей турбокомпрессора. Также существуют экспериментальные работы по этой теме. В статье [7] производилась оценка влияния различных конфигураций входных устройств компрессора на его производительность, а также на уровень шума и запас прочности. Hirano и др. [8] и Gancedo и др. [9] для разных типов центробежных компрессоров ТК исследовали газодинамику и теплообмен потоков во входных и выходных каналах с целью повышения их эффективности. Другая статья посвящена экспериментальному исследованию структуры потоков в колесе компрессора ТК и выходном канале с помощью PIV-метода [10]. Можно отметить, работы по комплексному совершенствованию конфигураций впускных и выпускных систем, режимов работы ТК и особенностей поршневых ДВС с целью повышения их эффективности [11, 12]. При этом, фактически отсутствуют исследования, связанные с разработкой методов управления термомеханикой потоков в выходном канале компрессора с целью повышения эффективности впускной системы ДВС с ТК. Цель данного исследования состоит в получении новых данных о влиянии конфигурации выходного канала центробежного компрессора на нестационарные тепломеханические характеристики газовых потоков.

Экспериментальная установка и приборно-измерительная база

Исследования проводились на экспериментальном стенде (рис. 1), который содержал следующие основные элементы: турбокомпрессор (ТКР6), систему смазки подшипников, систему регулирования частоты вращения ротора ТК, выходной канал, измерительный канал и автоматизированную систему сбора и обработки опытных данных.

Турбокомпрессор состоял из центробежного компрессора и одноступенчатой турбины. Ротор ТК приводился во вращение путем подачи сжатого воздуха от внешнего источника на лопатки колеса турбины. Диапазон изменения частоты вращения ротора ТК $n_{тс}$ составлял от 20000 до 60000 мин⁻¹. Температуре газа в исследуемой системе и составляла около 40-45 °С.

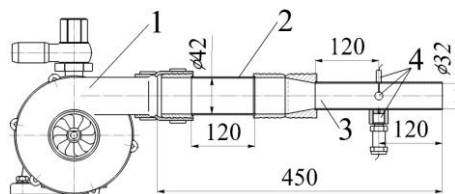


Рис. 1. Основные элементы экспериментальной установки: 1 – центробежный компрессор турбокомпрессора; 2 – выходной канал компрессора; 3 – измерительный канал; 4 – места установки датчиков термоанемометра и датчика давления

В качестве базовой конфигурации выходного канала использовалась труба длиной 120 мм с внутренним диаметром 42 мм. С целью стабилизации течения в рассматриваемую трубу устанавливалась выравнивающая решетка по принципу хонейкомба (рис. 2, а). Для другой конфигурации канала на внутренней поверхности трубы были выполнены канавки с целью интенсификации теплообмена (рис. 2, б). При этом, длина и внутренний диаметр выходного канала компрессора оставались неизменными. Эффективность исследуемых конфигураций оценивалась по ряду параметров: степени турбулентности потока Tu , интенсивности теплоотдачи, средней величине давления, расходным характеристикам.

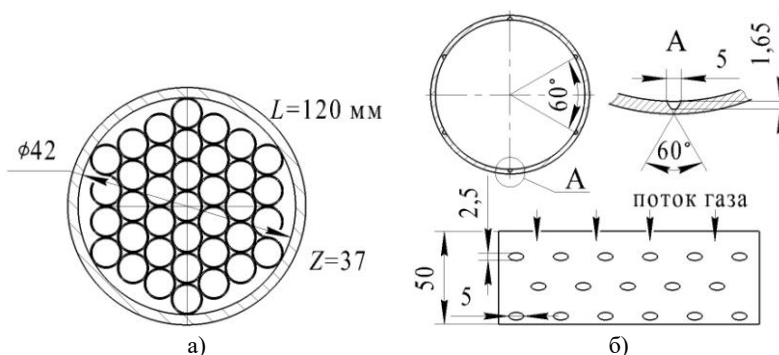
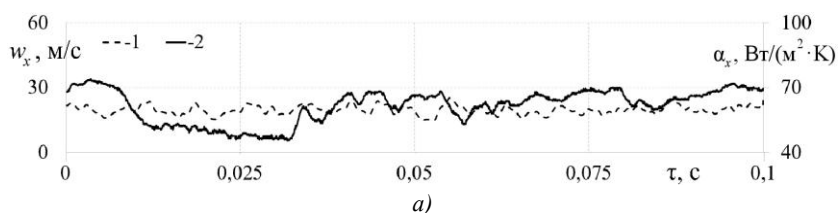


Рис. 2. Конфигурации выходных каналов компрессора турбокомпрессора: а – канал с выравнивающей решеткой; б – канал с канавками

В ходе проведения опытов осуществлялись измерения мгновенных значений скорости и давления потока воздуха, а также локального коэффициента теплоотдачи и частоты вращения ротора ТК n_{TK} . Для измерения частоты вращения ротора ТК использовался цифровой бесконтактный тахометр (лазер и метка на лопатке турбины). Для определения мгновенных значений скорости потока воздуха w_x и локального коэффициента теплоотдачи α_x использовался термоанемометр постоянной температуры. Постоянная времени термоанемометра составляла около 2 мс. Мгновенные значения статического давления измерялись с помощью датчика давления фирмы WKA. В данном исследовании определение локального коэффициента теплоотдачи в газовом потоке основано на идее гидродинамической аналогии теплообмена (аналогии Рейнольдса), которая основана на предположении о единстве процессов передачи импульса и тепла в турбулентном потоке и устанавливает количественную связь между теплопередачей и гидравлическим сопротивлением (критерием Стентона). Подробное описание способа определения скорости и локального коэффициента теплоотдачи, а также расчет погрешностей экспериментов для данного исследования дано в [13].

Анализ результатов экспериментальных исследований

На рис. 3 показаны осциллограммы мгновенных значений скорости и локальных коэффициентов теплоотдачи во времени для трех разных конфигураций выходного канала компрессора при частоте вращения ротора ТК равной 20000 мин^{-1} .



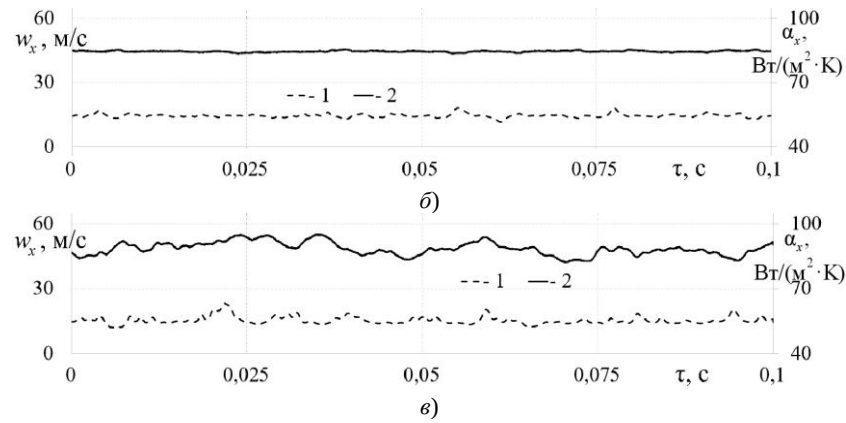


Рис. 3. Зависимости скорости потока воздуха w_x (1) и локального коэффициента теплоотдачи α_x (2) от времени в выходном канале компрессора разной конфигурации ($n_{\text{тк}} = 10\,000 \text{ rpm}$): а – базовый канал; б – канал с выравнивающей решеткой; в – канал с канавками

Из рис. 3, а видно, что в базовом выходном канале компрессора наблюдаются существенные амплитуды пульсаций скорости потока воздуха (среднеквадратичное отклонение составляет 2,03). Данные пульсации являются следствием работы лопаточного аппарата центробежного компрессора [13]. Как и следовало ожидать, установка выравнивающей решетки в выходной канал компрессора приводит к существенному выравниванию амплитуд пульсаций скорости и локального коэффициента теплоотдачи (рис. 3, б). Среднеквадратичное отклонение от средней скорости составляет 0,858. Также можно отметить заметный рост локального коэффициента теплоотдачи в выходном канале с выравнивающей решеткой примерно на 25 %. При этом, наличие в выходном канале компрессора канавок вызывает заметный рост локального коэффициента теплоотдачи почти на 30 % (по сравнению с базовым выходным каналом) при одновременном небольшом сглаживании амплитуд пульсаций скорости потока (рис. 3, в). Среднеквадратичное отклонение от средней скорости составляет 1,77. Полученные результаты хорошо согласуются с данными других авторов [14]: известно, что различного рода канавки и лунки на поверхности трубопроводов приводят к существенной интенсификации теплообмена при незначительном росте гидравлического сопротивления системы.

Влияние конфигурации выходного канала компрессора на степень турбулентности Tu можно проследить на рис. 4. Из рисунка видно, что наибольшие отличия в Tu наблюдаются низких и средних частотах вращения коленчатого вала (от 10000 до 40000 мин^{-1}). Например, при установке в выходной канал выравнивающей решетки степень турбулентности снижается почти на 30 % (при $n_{\text{тк}} = 10\,000 \text{ мин}^{-1}$) по сравнению с базовым каналом, а при $n_{\text{тк}} = 40\,000 \text{ мин}^{-1}$ это отличие уже не превышает 15 %. По мнению авторов, стабилизация потока связана с выравниванием поля скоростей в хонейкомбе, т.е. происходит стабилизация течения после воздействия лопаточного аппарата компрессора на поток. Это может иметь положительное влияние на КПД ТК, которое может увеличиться в пределах 2-3 % [15]. В свою очередь, наличие в выходном канале компрессора канавок приводит к росту Tu на 9-12 % по сравнению с базовым каналом. По мнению авторов, это связано с образованием вихрей за канавками и общей турбулизацией потока.

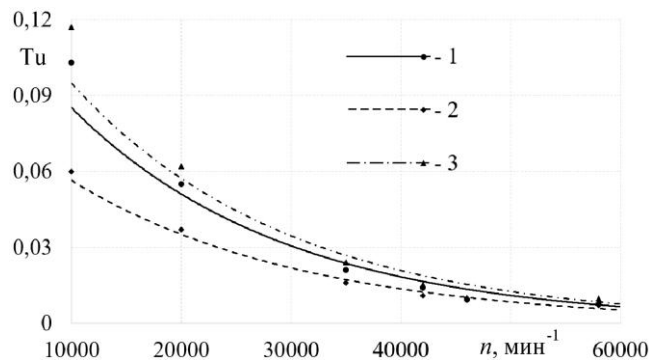


Рис. 4. Зависимость степени турбулентности Tu от частоты вращения ротора турбокомпрессора $n_{\text{тк}}$ в выходном канале компрессора разной конфигурации: 1 – базовый канал; 2 – канал с выравнивающей решеткой; 3 – канал с канавками

Следует отметить, что расход воздуха через выходной канал компрессора оставался фактически неизменным (в пределах погрешности эксперимента – 5,9 %) при всех конфигурациях канала при определенной фиксированной частоте вращения ротора ТК.

Влияние различных газодинамических условий в выходных каналах разной конфигурации на локальный коэффициент теплоотдачи показано на рис. 5.

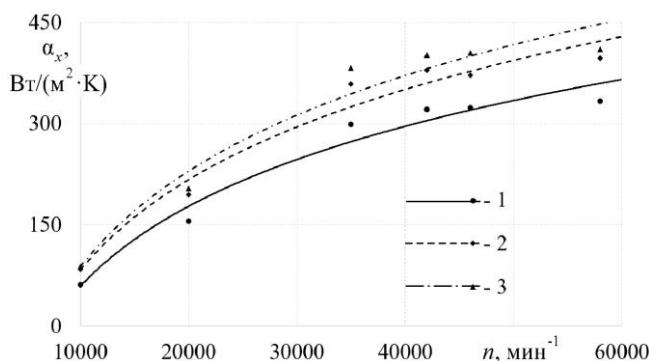


Рис. 5. Зависимости локального коэффициента теплоотдачи α_x от частоты вращения ротора турбокомпрессора $n_{\text{тс}}$ в выходном канале компрессора разной конфигурации: 1 – базовый канал; 2 – канал с выравнивающей решеткой; 3 – канал с канавками

Из рисунка видно, что установка выравнивающей решетки и наличие канавок в выходном канале компрессора приводят к интенсификации теплообмена по сравнению с базовым каналом. Интенсификация наблюдается на всех частотах вращения ротора ТК. При этом, установка выравнивающей решетки в выходном канале вызывает рост локального коэффициента теплоотдачи на 13-25 %, а наличие канавок – на 15-30 %. Наибольшие отличия (20-30 %) наблюдаются при $n_{\text{тс}}$ до 30000 мин⁻¹. Следует отметить, что физический механизм интенсификации теплообмена для разных конфигураций выходного канала компрессора является различным. В случае выходного канала с канавками он заключается в формировании весьма значительных скоростей вторичного течения, генерируемого канавками [14]. В свою очередь, выравнивающая решетка в выходном канале компрессора стабилизирует течение и способствует формированию устойчивого пограничного слоя с соответствующей интенсификацией теплообмена между ядром потока и стенками канала.

Полученные эффекты могут положительно сказаться на работе поршневых двигателей внутреннего сгорания с турбонаддувом, поскольку интенсификация теплообмена обеспечит естественное охлаждение воздуха во впускной системе двигателя без увеличения гидравлического сопротивления [16]. Проводилась аналитическая оценка потенциального положительного эффекта от модернизации выходного канала компрессора ТК, а именно, осуществлялся расчет коэффициента наполнения и мощности для двигателя 8ЧН 14/12 с базовой системой впуска и системой с выравнивающей решеткой. Получено, что коэффициент наполнения возрастет примерно на 2,5 % за счет снижения подогрева заряда в процессе заполнения и небольшого роста плотности воздуха. Это соответственно приведет к росту мощности рассматриваемого дизеля на 2 %.

Заключение

По результатам исследований были сделаны следующие заключения:

1. Установлено, что установка в выходной канал компрессора ТК выравнивающей решетки приводит к снижению амплитуды пульсаций скорости в 2-3 раза и уменьшению степени турбулентности вплоть до 30 % по сравнению с базовым каналом, а также интенсификации теплообмена канала на 13-25 % по сравнению с базовым каналом.
2. Показано, что наличие канавок в выходном канале компрессора ТК приводит к увеличению степени турбулентности на 9-12 % по сравнению с базовым каналом, а также росту локального коэффициента теплоотдачи вплоть до 30 % по сравнению с базовым каналом.
3. Полученные данные расширяют базу знаний о влиянии конфигурации выходного канала центробежного компрессора на тепломеханические характеристики газовых потоков. В практическом аспекте они могут быть использованы для проектирования перспективных впускных систем поршневых двигателей с турбонаддувом.

Литература

1. Ferguson C.R., Kirkpatrick A.T. Internal combustion engines: applied thermosciences. USA: John Wiley & Sons, 2016. 474 с.
2. Watson N., Janota M.S. Turbocharging the Internal Combustion Engine. London: Palgrave Macmillan Press, 1982. 608 p.

3. Zhang M., Zheng X. Criteria for the matching of inlet and outlet distortions in centrifugal compressors // *Applied Thermal Engineering*. 2018. V. 131. pp. 933-946.
4. De Bellis V., Bontempo R. Development and validation of a 1D model for turbocharger compressors under deep-surge operation // *Energy*. 2018. V. 142. pp. 507-517.
5. Deng Q., Burke R.D., Zhang Q., et al. A research on waste-gated turbine performance under unsteady flow condition // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2017. V. 139. N 6
6. Leufvén O. Measurement, analysis and modeling of centrifugal compressor flow for low pressure ratios // *International Journal of Engine Research*. 2016. V. 17. N. 2. pp. 153-168.
7. Galindo J., Tiseira A., Navarro R., et al. Effect of the inlet geometry on performance, surge margin and noise emission of an automotive turbocharger compressor // *Applied Thermal Engineering*. 2017. V. 110. pp. 875-882.
8. Hirano T., Ogawa T., Yasui R. Effect of double air injection on performance characteristics of centrifugal compressor // *Journal of Thermal Science*. 2017. V. 26. N 1. pp. 11-17.
9. Gancedo M., Gutmark E., Guillou E. PIV measurements of the flow at the inlet of a turbocharger centrifugal compressor with recirculation casing treatment near the inducer // *Experiments in Fluids*. 2016. V. 57. N 2.
10. Torregrosa A.J., Broatch A., Pastor J.V., et al. Measuring turbocharger compressor inlet backflow through particle image velocimetry // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2018. V. 99. pp. 420-432.
11. Hou H., Wang L., Wang R., et al. Effects of bending-torsional duct-induced swirl distortion on aerodynamic performance of a centrifugal compressor // *Journal of Thermal Science*. 2017. V. 26. N 2. pp. 97-106.
12. Bozza F., Bellis V.De, Teodosio L. A numerical procedure for the calibration of a turbocharged spark-ignition variable valve actuation engine at part load // *International Journal of Engine Research*. 2017. V. 18. № 8. pp. 810-823.
13. Plotnikov L.V., Zhilkin B.P. Specific aspects of the thermal and mechanic characteristics of pulsating gas flows in the intake system of a piston engine with a turbocharger system // *Applied Thermal Engineering*, 2019. V. 160.
14. Isaev S.A., Schelchikov A.V., Leontiev A.I., et al. Numerical simulation of the turbulent air flow in the narrow channel with a heated wall and a spherical dimple placed on it for vortex heat transfer enhancement depending on the dimple depth // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016. V. 94. pp. 426-448.
15. Шестаков Д.С., Плотников Л.В., Жилкин Б.П и др. Снижение пульсаций потока во впускной системе поршневого ДВС с наддувом // *Двигателестроение*. 2013. № 1 (251). С. 24-27.
16. Плотников Л.В., Бродов Ю.М. Экспериментальное исследование и совершенствование процессов газообмена поршневых и комбинированных ДВС в условиях газодинамической нестационарности // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2015. № 12 (669). С. 35-44.

Авторы публикации

Плотников Леонид Валерьевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели» «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина».

Бродов Юрий Миронович – д-р. техн. наук, зав. кафедрой турбин и двигателей «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина».

Жилкин Борис Прокопьевич – д-р физ.-мат. наук, профессор кафедры «Теплоэнергетика и теплотехника» «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина».

Григорьев Никита Игоревич – доцент кафедры «Турбины и двигатели» «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина».

Осинов Леонид Евгеньевич – магистрант кафедры «Турбины и двигатели» «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина».

References

1. Ferguson CR, Kirkpatrick AT. *Internal combustion engines: applied thermosciences*. USA: John Wiley & Sons, 2016. 474 с.
2. Watson N, Janota MS. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. London: Palgrave Macmillan Press. 1982. 608 p.
3. Zhang M, Zheng X. Criteria for the matching of inlet and outlet distortions in centrifugal compressors. *Applied Thermal Engineering*. 2018;131:933-946.

4. De Bellis V, Bontempo R. Development and validation of a 1D model for turbocharger compressors under deep-surge operation. *Energy*. 2018;142:507-517.
5. Deng Q, Burke RD, Zhang Q, et al. A research on waste-gated turbine performance under unsteady flow condition. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2017;139(6).
6. Leufvén O, Eriksson L. Measurement, analysis and modeling of centrifugal compressor flow for low pressure ratios. *International Journal of Engine Research*. 2016;17(2):153-168.
7. Galindo J, Tiseira A, Navarro R, et al. Effect of the inlet geometry on performance, surge margin and noise emission of an automotive turbocharger compressor. *Applied Thermal Engineering*. 2017;110:875-882.
8. Hirano T, Ogawa T, Yasui R, et al. Effect of double air injection on performance characteristics of centrifugal compressor. *Journal of Thermal Science*. 2017;26(1):11-17.
9. Gancedo M, Gutmark E, Guillou E. et al. PIV measurements of the flow at the inlet of a turbocharger centrifugal compressor with recirculation casing treatment near the inducer. *Experiments in Fluids*. 2016;57(2).
10. Torregrosa AJ, Broatch A, Pastor JV. Measuring turbocharger compressor inlet backflow through particle image velocimetry. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2018;99:420-432.
11. Hou H, Wang L, Wang R, et al. Effects of bending-torsional duct-induced swirl distortion on aerodynamic performance of a centrifugal compressor. *Journal of Thermal Science*. 2017;26(2):97-106.
12. Bozza F, Bellis VDe, Teodosio L. A numerical procedure for the calibration of a turbocharged spark-ignition variable valve actuation engine at part load. *International Journal of Engine Research*. 2017;18(8):810-823.
13. Plotnikov LV, Zhilkin BP. Specific aspects of the thermal and mechanic characteristics of pulsating gas flows in the intake system of a piston engine with a turbocharger system. *Applied Thermal Engineering*. 2019. V. 160.
14. Isaev SA, Schelchikov AV, Leontiev AI, et al. Numerical simulation of the turbulent air flow in the narrow channel with a heated wall and a spherical dimple placed on it for vortex heat transfer enhancement depending on the dimple depth. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2016;94:426-448.
15. Shestakov DS, Plotnikov LV, Zhilkin BP, et al. Reducing flow pulsations in the intake system of a piston internal combustion engine with supercharging. *Engine building*. 2013;1(251):24-27.
16. Plotnikov LV, Zhilkin BP, Brodov YuM. Experimental research and improvement of gas exchange processes of piston and combined internal combustion engines under conditions of gas-dynamic unsteadiness. Proceedings of higher educational institutions. *Engineering*. 2015;12(669):35-44.

Authors of the publication

Leonid V. Plotnikov – Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia. E-mail: plotnikovlv@mail.ru.

Boris P. Zhilkin – Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia. E-mail: turbine66@mail.ru.

Yurii M. Brodov – Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia. E-mail: tot@ustu.ru.

Nikita I. Grigoriev – Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia. E-mail: alexandr_nevolin@mail.ru.

Leonid E. Osipov – Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia. E-mail: gepebola3@mail.ru.

Поступила в редакцию

13 февраля 2020г.