

УДК 629.113

ИЗУЧЕНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ТУРБИНЫ СО СДВОЕННЫМ ВХОДОМ

М. М. Бенчериф, М. К. Хамидоу, М. Гамель, М. Абидат

Технологический университет Мохамеда Будиафа, BP-1505 Оран, Алжир
E-mails: mohamed_benchrif@yahoo.fr, mkamalhamidou@yahoo.com,
hamel_moh78@yahoo.fr, abidat.miloud@yahoo.fr

Исследована работа газовой турбины со сдвоенным входом в условиях импульсного режима течения. С использованием кода Ansys-CFX решена задача о трехмерном сжимаемом турбулентном потоке. Показано, что полученные результаты хорошо согласуются с результатами расчетов по одномерной модели и экспериментальными данными.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, газовая турбина, сдвоенный вход.

DOI: 10.15372/PMTF20160213

Введение. Одним из наиболее широко известных способов увеличения мощности двигателей внутреннего сгорания и уменьшения удельного расхода горючего является турбонаддув [1]. Обычно используется турбина с радиальным впуском со сдвоенным входом, что позволяет сохранить импульсы выхлопных газов в выхлопных трубах двигателя. Поскольку турбина с радиальным впуском является устройством для формирования стационарного течения, нестационарные режимы ее работы исследованы недостаточно.

Чтобы провести сравнение параметров работы турбин с одинарным и сдвоенным входами при различных условиях эксплуатации, необходимо выполнить компьютерное моделирование. Результаты моделирования должны быть протестированы с использованием экспериментальных данных и данных, полученных с помощью одномерной модели. Рабочее колесо турбины, используемое для всех режимов ее работы, спроектировано в Imperial College (Великобритания) [2, 3]. В [4] предложен метод расчета производительности турбины в случае смешанного течения при стационарных и нестационарных условиях. В работах [5–9] проведен анализ производительности турбины при стационарном и неустановившемся режимах течения.

Большинство исследований работы турбины со сдвоенным входом являются экспериментальными [10–13]. В [14] предложена модель, позволяющая вычислить гидродинамические параметры работы турбин с одинарным и сдвоенным входами. В [15] разработано пять одномерных моделей для изучения влияния геометрических характеристик турбины на ее производительность при полном впуске. В [16] проведен анализ производительности работы турбины с изменяемой геометрией сдвоенного входа.

В данной работе проводится сравнение производительности турбин с одинарным и сдвоенным входами при стационарном и нестационарном режимах работы.

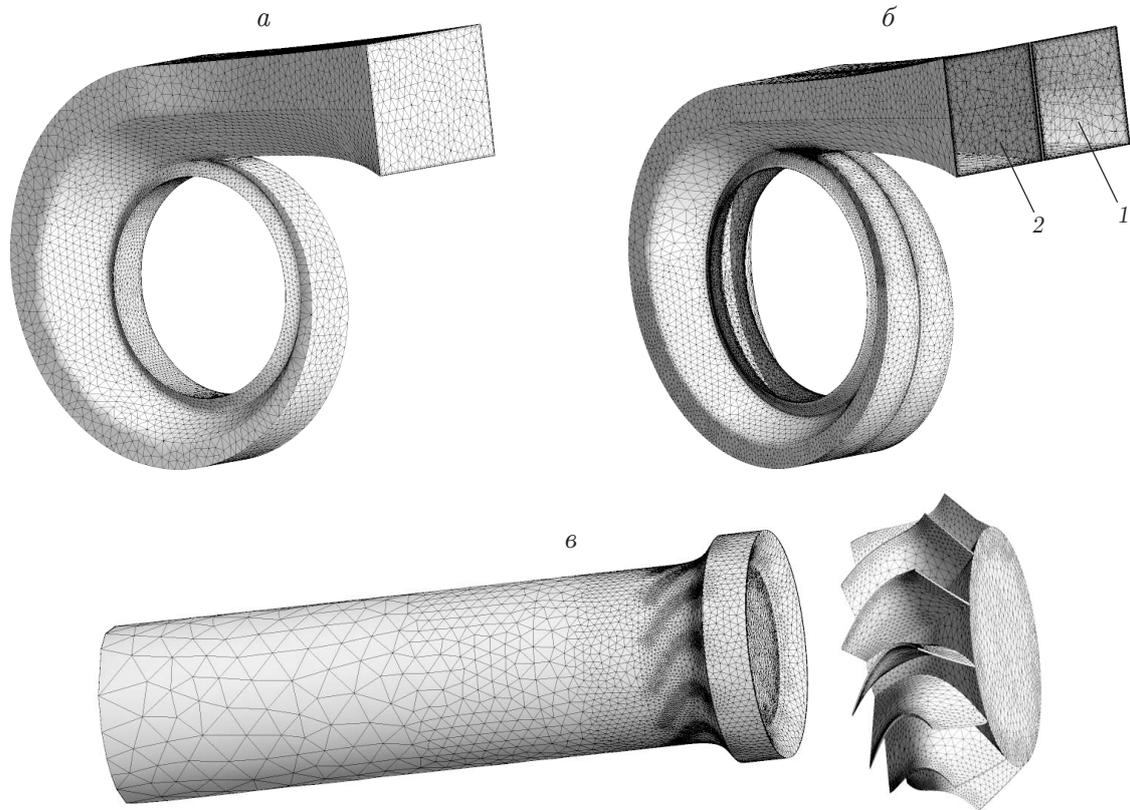


Рис. 1. Дискретизация области течения в турбине:
a — одинарный вход, *б* — двоянный вход, *в* — ротор-статор; 1 — внешнее сечение, 2 — внутреннее сечение

1. Моделирование течения в турбине при смешении потоков. С помощью компьютерной программы Ansys-CFX проведено моделирование работы турбины.

1.1. *Модель турбулентного потока.* С использованием уравнений Рейнольдса для массы, импульса и энергии, моделирующих течение сжимаемой жидкости, исследуется трехмерное течение в турбине при смешении потоков (рис. 1). Турбулентность моделируется стандартной ($k-\varepsilon$)-моделью.

Уравнение сохранения массы имеет вид

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0,$$

где ρ — плотность; \mathbf{U} — вектор средней скорости.

Уравнение сохранения импульса записывается в виде

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla P' + \nabla \cdot (\mu_{eff} (\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T)) + S_M,$$

где S_M — сумма массовых сил; $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ — эффективная вязкость; $\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon$ — турбулентная вязкость; P' — модифицированное давление:

$$P' = P + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k};$$

силы инерции Кориолиса и центробежные силы включены в источниковый член S_M .

Уравнение энергии имеет вид

$$\frac{\partial (\rho H)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} H - \rho \mathbf{u} h - \lambda \nabla T) = \frac{\partial p}{\partial t},$$

где H — средняя полная энтальпия:

$$H = h_s + \mathbf{U}^2/2 + k,$$

h_s — средняя статическая энтальпия; λ — удельная теплопроводность; T — средняя статическая температура; k — кинетическая энергия турбулентности:

$$k = \mathbf{u}^2/2.$$

Статическая температура, статическое давление p и плотность ρ связаны уравнением состояния

$$p = \rho RT,$$

где R — газовая постоянная воздуха. Согласно $(k-\varepsilon)$ -модели турбулентная вязкость μ_t связана с турбулентной кинетической энергией k и скоростью ее диссипации ε соотношением

$$\mu_t = \rho C_\mu k^2/\varepsilon,$$

где $C_\mu = 0,09$; k , ε определяются из уравнений

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} K) &= \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla K \right] + P_k - \rho \varepsilon, \\ \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \varepsilon) &= \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{K} (C_{1\varepsilon} P_k - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon), \end{aligned}$$

P_k — производство турбулентности; константы в уравнениях определены экспериментально для различных режимов турбулентных течений $\sigma_k = 1,00$, $\sigma_\varepsilon = 1,30$, $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$ [17].

1.2. *Моделирование течения вблизи стенки.* Течение вблизи стенки моделируется с использованием масштабируемой пристенной функции. Сдвиговые напряжения на данном расстоянии от стенки вычисляются следующим образом:

$$\tau_w = \rho u_\tau^2.$$

Здесь скорость трения u_τ определяется логарифмическим соотношением для пристенной скорости

$$u_\tau = \frac{U_t}{\lg(\tilde{y}^+)/0,41 + 5,2},$$

U_t — скорость, направленная по касательной к стенке, на расстоянии Δy от стенки; $\tilde{y}^+ = \max(y^+, y_{\text{lim}}^+)$; $y^+ = \rho u_\tau \Delta y / \mu$.

1.3. *Численный метод.* При интегрировании методом конечных объемов уравнения, описывающие турбулентный поток, сводятся к разностным уравнениям. Конвективные члены дифференциальных уравнений получены по противоточной схеме первого или второго порядка. Этот метод аналогичен методу, используемому в [18]. Предполагается, что на входе течение является дозвуковым, поэтому задаются полное давление, полная температура и интенсивность турбулентности (5 %) в стационарной системе отсчета. На выходе из турбины, где течение полагается дозвуковым, задано статическое давление. На твердых границах ставится условие прилипания.

1.4. *Построение сетки.* Решение для течения в турбине со смешением потоков (см. рис. 1) получено методом конечных объемов. В расчетах область течения дискретизируется на конечные объемы в виде тетраэдров, а в пристенном слое — в виде призм. Для того чтобы задать геометрию турбины и сгенерировать неструктурированную сетку, использовалась программа вычислительной гидродинамики ICEM.

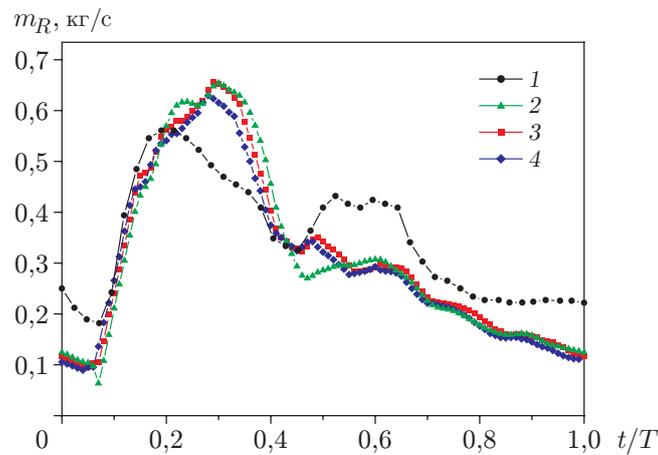


Рис. 2. Зависимость массового расхода от времени:

1 — экспериментальные данные [6], 2 — результаты расчета по одномерной модели [4],
 3 — результаты расчета работы турбины с одинарным входом по трехмерной модели [9],
 4 — результаты расчета работы турбины со сдвоенным входом по трехмерной модели,
 предложенной в данной работе

Расчетная область турбины с одинарным или сдвоенным входом содержит стационарную улитку или часть ротора соответственно. Расчетные сетки на поверхностях главных частей турбины показаны на рис. 1.

2. Результаты исследования и их обсуждение. В результате расчетов получены характеристики стационарных и нестационарных режимов работы турбины.

2.1. *Расчет производительности работы турбины при неустановившемся режиме.* На рис. 2 приведены результаты расчетов при нестационарном массовом расходе с частотой пульсаций 40 Гц на входе в турбину, а также результаты расчетов по одномерной модели [4] для такой же турбины со сдвоенным входом и результаты численных расчетов [9] для турбины с одинарным входом. Результаты расчетов, полученные в данной работе, лучше согласуются с экспериментальными данными. Различие результатов расчета и эксперимента объясняется, в частности, наличием погрешностей измерения скорости массового расхода [19]. Различие результатов расчетов по трехмерной модели обусловлено разным количеством контактных поверхностей. Ниже приведены значения среднего массового расхода за рабочий цикл. Экспериментальное значение среднего массового расхода составляет $m_R = 0,3396$ кг/с, значение m_R , полученное в данной работе, равно 0,3059 кг/с, в [4] — 0,3163 кг/с, в [9] — 0,31716 кг/с.

На рис. 3 приведена зависимость мощности турбины от времени $\dot{W}'(t)$, вычисленная по уравнению

$$\dot{W}'(t) = \dot{W}(t) - \frac{1}{T} \int_0^T \dot{W}(t) dt,$$

где $\dot{W}(t)$ — мгновенная мощность турбины (произведение мгновенного крутящего момента турбины и угловой скорости). Крутящий момент турбины получен путем интегрирования крутящего момента элементов поверхности каждой лопатки, в экспериментах он получен с помощью оценки углового ускорения ротора турбины и нагрузки компрессора. Различие результатов расчетов и экспериментов, по-видимому, обусловлено инерцией турбины компрессора и изменением скорости вращения ротора. Мощность турбины со сдвоенным входом на 3,27 % больше мощности турбины с одинарным входом.

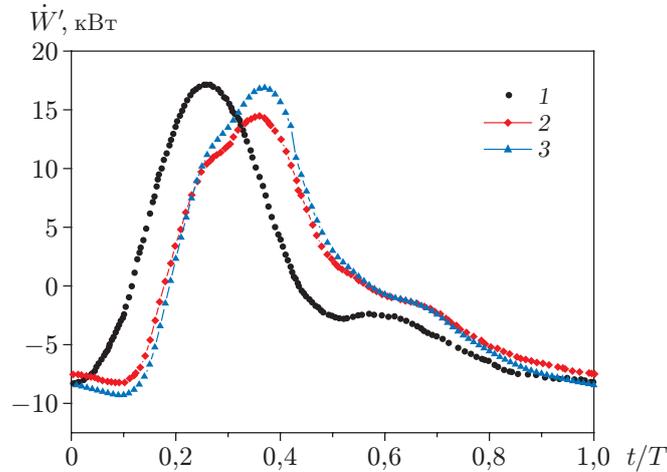


Рис. 3. Зависимость мощности турбины от времени за период:
 1 — экспериментальные данные [6], 2 — результаты расчета работы турбины с оди-нарным входом по трехмерной модели [9], 3 — результаты расчета работы турбины со сдвоенным входом по трехмерной модели, предложенной в данной работе

Наиболее существенное увеличение мощности, передаваемой турбине, наблюдалось для турбины со сдвоенным входом.

2.2. *Результаты расчетов стационарных режимов работы турбины.* Выполнено моделирование стационарного течения при полностью поглощаемом впуске для турбин с оди-нарным и сдвоенным входами при постоянной скорости, степени сжатия, изменяю-щейся в диапазоне $1,9 \div 3,3$, и относительной скорости, соответствующей скорости вала $59,74$ об/мин.

На рис. 4–7 приведены зависимости характеристик работы турбины от времени и азимутального угла.

2.3. *Величина впуска для турбин с оди-нарным и сдвоенным входами.* Для сравнения решений, полученных для турбин с оди-нарным и сдвоенным входами, используется без-размерный параметр массового расхода, задаваемый соответственно уравнениями

$$m_{ins,SE} = \frac{\dot{m}_{ins} \sqrt{T_{01ins}}}{P_{01ins}},$$

$$m_{ins,TE} = \dot{m}_{ins,tot} \frac{1}{2(P_{01ins,in} + P_{01ins,out})} \sqrt{\frac{m_{ins,in}}{m_{ins,tot}} T_{01ins,in} + \frac{m_{ins,out}}{m_{ins,tot}} T_{01ins,out}},$$

где

$$\dot{m}_{ins,tot} = \dot{m}_{ins,in} + \dot{m}_{ins,out}.$$

Степень сжатия для турбин с оди-нарным и сдвоенным входами определяется уравне-ниями [16, 20]

$$P_{ins,SE} = \frac{P_{01ins}}{P_{sins}}, \quad P_{ins,TE} = \frac{1}{2} \left(\frac{P_{01ins,in}}{P_{sins}} + \frac{P_{01ins,out}}{P_{sins}} \right).$$

На рис. 8 приведена зависимость массового расхода m_R от времени при скорости потока, равной 50% эквивалентной скорости, и различающихся на 180° по фазе моментах времени подвода газа.

На рис. 9 показана зависимость массового расхода от времени в различных сечениях турбины. Кривые 3, 4, соответствующие входному и выходному сечениям ротора, прак-тически совпадают, поэтому предположение о квазистационарном режиме работы ротора,

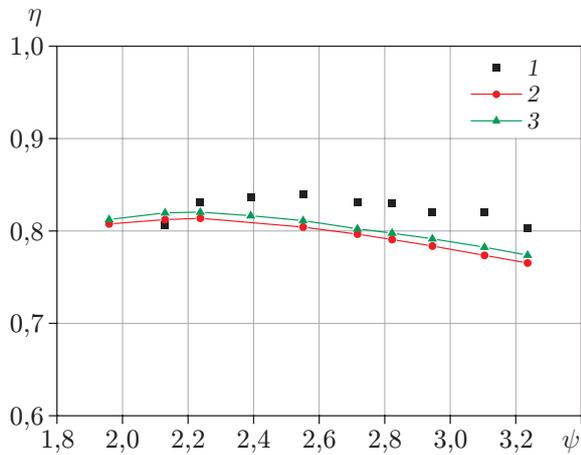


Рис. 4

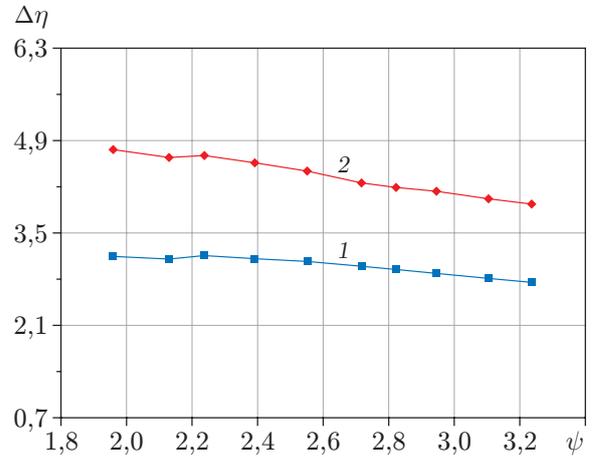


Рис. 5

Рис. 4. Зависимость КПД турбины η от азимутального угла ψ :

1 — экспериментальные данные [4], 2, 3 — результаты расчета работы турбины по трехмерной модели, предложенной в данной работе (2 — турбина с одинарным входом, 3 — турбина со двоянным входом)

Рис. 5. Зависимость КПД улитки от азимутального угла:

1 — результаты расчета для турбины с одинарным входом, 2 — результаты расчета для турбины со двоянным входом

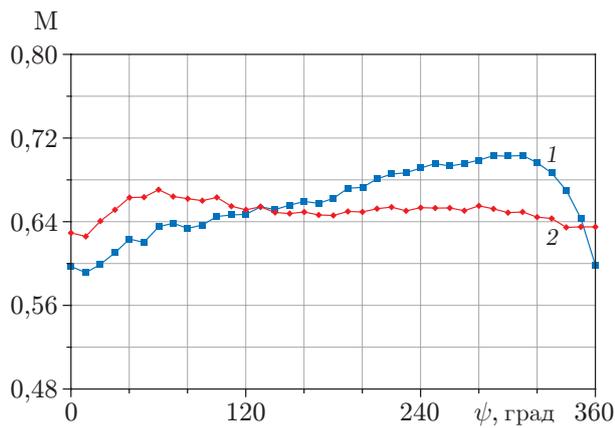


Рис. 6

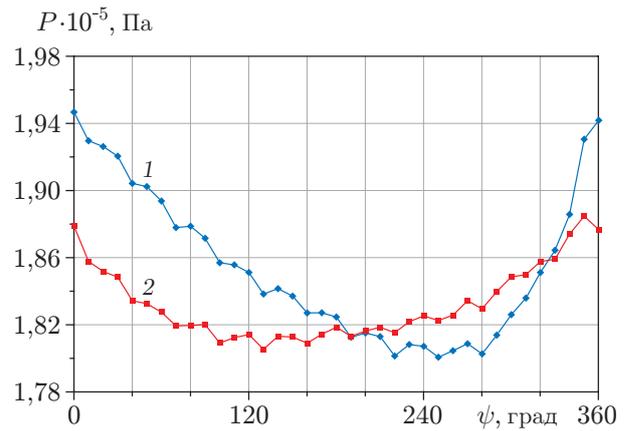


Рис. 7

Рис. 6. Зависимость числа Маха на выходе из улитки от азимутального угла (обозначения те же, что на рис. 5)

Рис. 7. Зависимость давления на выходе из улитки от азимутального угла (обозначения те же, что на рис. 5)

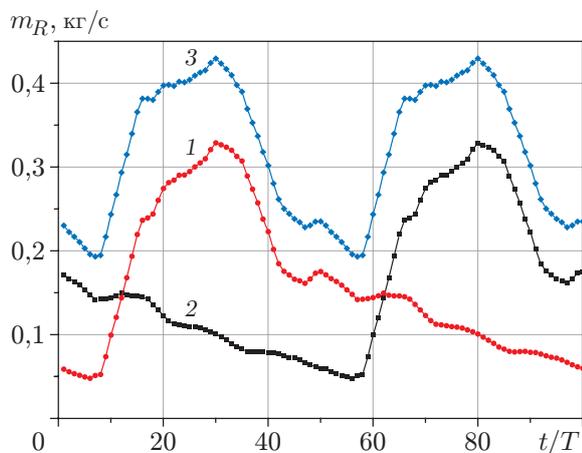


Рис. 8

Рис. 8. Зависимость массового расхода от времени при скорости потока, равной 50 % эквивалентной скорости, и различающихся на 180° по фазе моментах времени подвода газа в различных сечениях:

1 — входное сечение, 2 — выходное сечение, 3 — входное и выходное сечения

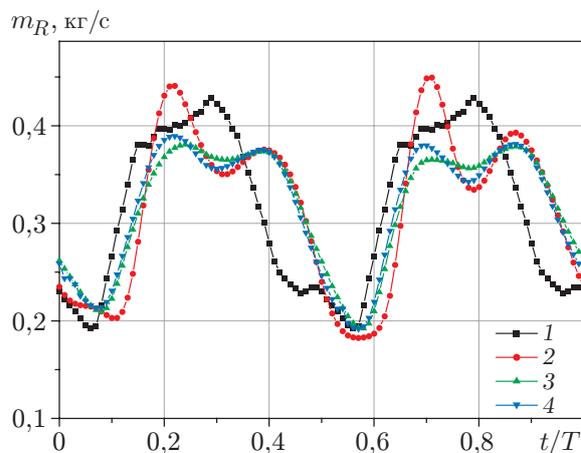


Рис. 9

Рис. 9. Зависимость массового расхода от времени в различных сечениях:

1 — входное сечение турбины, 2 — выходное сечение турбины, 3 — входное сечение ротора, 4 — выходное сечение ротора

принятое в различных одномерных моделях, применимо и для турбины со сдвоенным входом.

Заключение. В работе приведены результаты численного расчета течения в турбине со смешением потоков при использовании сдвоенного входа в условиях стационарного и импульсного режимов течения на входе. Для расчета трехмерного вязкого течения в турбине со смешением потоков использовано программное обеспечение Ansys CFX.

Описано стационарное течение в диапазоне значений давления $1,9 \div 3,3$ при скорости, равной 50 % эквивалентной расчетной скорости (59 740 об/мин). Проведено сравнение полученных результатов с результатами измерений и результатами численных расчетов для турбины с одинарным входом [9] при частоте импульса, равной 40 Гц. Результаты расчетов мгновенной мощности турбины, выполненных в данной работе, лучше согласуются с экспериментальными данными. Установлено, что характеристики турбины отличаются от полученных в условиях установившегося течения на входе, мощность турбины со сдвоенным входом на 3,27 % больше мощности турбины с одинарным входом. Результаты исследования показывают, что турбина со сдвоенным входом имеет большую степень заполнения и освобождения, поэтому применение симметричной улитки сдвоенного входа позволяет увеличить производительность турбокомпрессора и двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Ugur K.** Effect of turbocharging system on the performance of a natural gas engine // Energy Convers Manage. 2004. V. 46. P. 11–32.
2. **Abidat M.** Design and testing of a highly loaded mixed-flow turbine: PhD thesis. L.: Imperial College of Sci., Technol., and Medicine: Univ. of London, 1991.
3. **Abidat M., Chen H., Baines N. C.** Design of a highly loaded mixed flow turbine // Proc. Inst. Mech. Engrs. Pt A. J. Power Energy. 1992. V. 206. P. 95–107.

4. **Abidat M., Hachemi M., Hamidou M. K., Baines N. C.** Prediction of the steady and non-steady flow performance of a highly mixed-flow turbine // Proc. Inst. Mech. Engrs. Pt A. J. Power Energy. 1998. V. 212. P. 173–183.
5. **Arcoumanis C., Hakeem I., Martinez-Botas R. F., et al.** Performance of a mixed flow turbocharger turbine under pulsating flow conditions // Trans. ASME. 1995. Paper 95-GT-210.
6. **Chen H., Hakeem I., Martinez-Botas R. F.** Modelling of a turbocharger turbine under pulsating inlet conditions // Proc. Inst. Mech. Engrs. Pt A. J. Power Energy. 1996. V. 210. P. 397–408.
7. **Szymko S., Martinez-Botas R. F., Pullen K. R.** Experimental evaluation of turbocharger turbine performance under pulsating flow conditions // Proc. ASME Turbo Expo 2005, Reno-Tahoe (USA), June 6–9, 2005. S. 1.: ASME, 2005. P. 1447–1457.
8. **Hakeem I., Su C.-C., Costall A., Martinez-Botas R. F.** Effect of volute geometry on the steady and unsteady performance of mixed-flow turbines // Proc. Inst. Mech. Engrs. Pt A. J. Power Energy. 2007. V. 221. P. 535–550.
9. **Hamel M., Abidat M., Litim S. A.** Investigation of the mixed flow turbine performance under inlet pulsating flow conditions // Comptes Rendus Mecanuque. 2012. V. 340. P. 165–176.
10. **Capobianco M., Gambarotta A.** Performance of a twin-entry automotive turbocharger turbine: Tech. paper. N. Y.: ASME, 1993.
11. **Aghaali H., Hajilouy-Benisi A.** Experimental and theoretical investigation of twin-entry radial inflow gas turbine with unsymmetrical volute under full and partial admission conditions // Proc. ASME Turbo Expo 2007, Montreal (Canada), May 14–17, 2007. N. Y.: ASME, 2007.
12. **Aghaali H., Hajilouy-Benisi A.** Experimental modeling of twin-entry radial turbine // Iran. J. Sci. Technol. 2008. V. 32, N B6. P. 571–584.
13. **Hajilouy-Benisi A., Rad M., Shahhosseini M. R.** Flow and performance characteristics of twin-entry radial turbine under full and extreme partial admission conditions // Arch. Appl. Mech. 2009. V. 79. P. 1127–1143.
14. **Payri F., Benajes J., Reyes M.** Modelling of supercharger turbines in internal-combustion engines // Intern. J. Mech. Sci. 1996. V. 38, N 8/9. P. 853–869.
15. **Chiong M. S., Rajoo S., Martinez-Botas R. F., Costall A. W.** Engine turbocharger performance prediction one dimensional modeling of a twin entry turbine // Energy Convers. Management. 2012. V. 57. P. 68–78.
16. **Rajoo S., Romagnoli A., Martinez-Botas R. F.** Unsteady performance analysis of a twin-entry variable geometry turbocharger turbine // J. Energy. 2012. V. 38. P. 176–189.
17. **Patankar S. V., Spalding D. B.** A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows // Intern. J. Heat Mass Transfer. 1972. V. 15. P. 1778–1806.
18. **Rhie C. M., Chow W. L. A.** Numerical study of the turbulent flow past an isolated airfoil with trailing edge separation // AIAA J. 1983. V. 21. P. 1525–1532.
19. **Palfreyman D., Martinez-Botas R. F.** The pulsating flow field in a mixed flow turbocharger turbine: an experimental and computational study // Trans. ASME. J. Turbomachinery. 2005. V. 127. P. 144–155.
20. **Copeland C. D., Martinez-Botas R., Seiler M.** Unsteady performance of a double entry turbocharger turbine with a comparison to steady flow conditions // Trans. ASME. J. Turbomachinery. 2012. V. 134, iss. 2. 021022.