

Повышение эффективности диффузоров и снижение шума газотурбинных установок

А.Н. Арбеков, доцент, канд. техн. наук

П.Б. Дермер, начальник управления

Б.А. Куникеев, доцент, канд. техн. наук

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана

e-mail: arbekov@bmstu.ru, barku50@gmail.com

Ключевые слова:

газотурбинная установка,
аэродинамический шум,
диффузор, закрутка потока,
коэффициент повышения давления,
степень торможения,
тангенциальный вдув,
угол раскрытия диффузора.

В работе обосновано применение выхлопных и переходных диффузоров для повышения эффективности газотурбинных установок и снижения уровня шума, производимого ими. Представлена оценка методов повышения эффективности выхлопных и переходных диффузоров газотурбинных промышленных установок и сформулирована задача математического моделирования течения в коническом диффузоре с высокой степенью расширения и углом раскрытия больше критического со стабилизацией течения тангенциальным закрученным вдувом.

1. Введение

В настоящее время все более широкое распространение получают газотурбинные энергетические установки (ГТУ) малой и средней мощности блочно-модульного исполнения. Основой для их создания чаще всего служат конвертированные авиационные и транспортные газотурбинные двигатели, особенностью которых является значительная расходная скорость при выходе из турбины ($C_T = 180\text{--}250$ м/с) [1–3], а для двухконтурных тригенерационных установок, созданных на базе авиационных двигателей с малой степенью двухконтурности $m = 0,3\text{--}1,0$ (отношением расхода воздуха во втором контуре к расходу через газогенератор), еще и за компрессором низкого давления [4, 5]. Столь высокие скорости приводят, с одной стороны, к большим потерям энергии в выхлопном устройстве, а с другой — к высокому уровню шума, генерируемого вытекающей струей, величина которого оценивается зависимостью [6, 7]:

$$L_p = 80 \lg C_T + 20 \lg \rho_T + 10 \lg F_T - K,$$

где: ρ_T — плотность газа за турбиной, F_T — площадь выходного сечения турбины, K — параметр, определяемый температурой струи (для высокотемпературных струй $K = 44$ дБ, для низкотемпературных — $K = 57$ дБ).

Для борьбы с этими явлениями в газотурбинных установках используют выхлопной или промежуточный диффузор, в котором скорость потока снижается до приемлемого уровня (30–60 м/с). В специально спроектированных промышленных ГТУ рациональные значения скорости выхода из турбины составляют от 80 до 120 м/с, что позволяет использовать диффузоры с геометрической степенью торможения потока n_T (отношение площади выходного сечения диффузора к площади входного) от 1,5 до 4,0, а в конвертированных установках ее величина колеблется в пределах от 3,0 до 8,0.

Использование диффузора позволяет увеличить теплоперепад, срабатываемый в турбине конвертированной ГТУ, на 15–31 кДж/кг при одновременном снижении уровня шума выхлопной струи на 35–65 дБ, что может позволить отказаться от специальных систем глушения шума выхлопа, особенно с учетом последующего поворота потока и установки теплообменного оборудования [1, 3–7]. Однако эффективное преобразование кинетической энергии потока в статическое давление возможно только при ограниченных углах раскрытия диффузора для заданной степени торможения потока. Так, при геометрической степени торможения потока $n_T = 4$ оптимальный угол раскрытия эквивалентного ко-

нического диффузора составляет $2\alpha = 7^\circ$, а его длина достигает $l_d = 16D_1$ при длине собственно ГТУ около $l_0 = 5D_1$, где D_1 — диаметр при входе в диффузор. Значительная длина диффузора определяет и большую поверхность обечайки, излучающей звук и имеющей низкую частоту собственных колебаний, что может приводить к резонансным явлениям.

Таким образом, стремление создать компактную мобильную высокоэффективную блочно-модульную установку наталкивается на необходимость сокращения длины выхлопных и переходных патрубков при сохранении его эффективности.

В большинстве ГТУ, конвертированных из авиационных и транспортных двигателей, реализованы двух-, трехвальные схемы, как с блокированными, так и со свободными силовыми турбинами. Последний случай предполагает привод нагрузки трансмиссионным валом, длина которого определяется в основном протяженностью выхлопного диффузора, что также требует сокращения длины последнего (рис. 1) [8]. Кольцевой диффузор ГТУ, состоящий из центрального тела 4 и наружной обечайки 6, начинается непосредственно за рабочим колесом последней ступени турбины 1, ротор которой опирается цапфой на радиальный подшипник 2, момент к нагрузке от которой передается фланцевой муфтой 3. Опора подшипника, передающая усилие на внешний силовой корпус ГТУ, защищена от потока горячих газов обтекаемым пилоном 5. Для обеспечения устойчивого течения при повороте потока применены лопатки Прандтля 7.

Одной из основных характеристик диффузоров является коэффициент восстановления статического да-

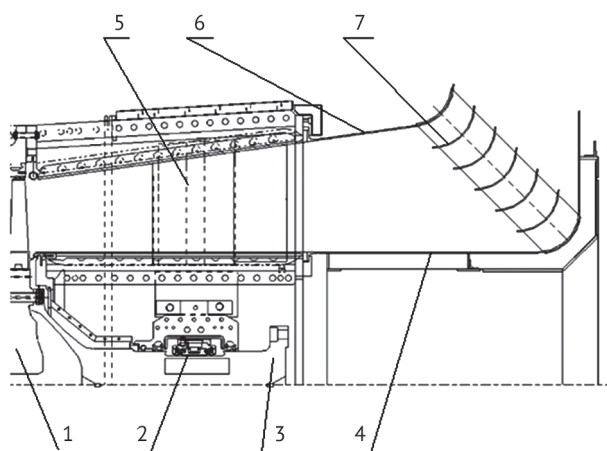


Рис. 1. Конструктивная схема кольцевого диффузора с поворотом потока
1 — рабочее колесо ГТУ, 2 — радиальный подшипник, 3 — фланец муфты привода нагрузки, 4 — центральное тело, 5 — пилон, 6 — наружная обечайка диффузора, 7 — лопатки Прандтля

вления, представляющий собой отношение приращения статического давления в диффузоре ($p_2 - p_1$) к динамическому напору потока при входе в диффузор $\rho c_1^2 / 2$:

$$C_p = \frac{2(p_2 - p_1)}{\rho c_1^2}.$$

В нашей стране значительное количество работ, посвященных исследованию эффективности выхлопных патрубков турбомашин, было выполнено в ЦАГИ, ЦКТИ, ВТИ, МЭИ (ТУ) [9–12]. Широкий спектр работ по исследованию влияния вдува на течение в диффузорах был проведен и в МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре «Турбостроение» (ныне «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки») под руководством М.И. Осипова [13, 14].

2. Анализ методов сокращения длины выхлопных патрубков

Стремление сократить массогабаритные характеристики установки привело к исследованиям различных методов воздействия на режим течения в диффузоре, часть из которых оказалась пригодной для использования в выхлопных и переходных патрубках ГТУ.

1. Установка разделительных пластин при входе в диффузор позволяет поднять коэффициент восстановления давления с $C_p = 0,65$ при $2\alpha = 7^\circ$ до $C_p = 0,70$ при $2\alpha = 10^\circ$ и $C_p = 0,80$ при $2\alpha = 12^\circ$, как это показано на рис. 2 [15].
2. Разделительные ребра позволяют поднять C_p с 0,4 до 0,65 при $2\alpha = 30^\circ$ [9].
3. Закрутка потока при входе в диффузор позволяет поднять C_p с 0,55 до 0,70 при $2\alpha = 20^\circ$ и $n_r = 4$ [16], как показано на рис. 3.
4. Использование ступенчатого диффузора [17] существенно усложняет геометрию обечайки и требует протяженного участка стабилизации.

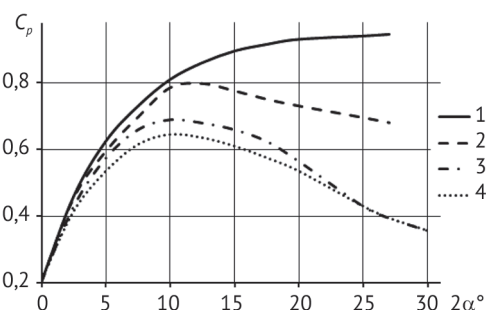


Рис. 2. Влияние формы профиля скорости во входном сечении
1 — идеальный диффузор, 2 — w-образный профиль $c_{max} / c_1 = 1,1$, 3 — w-образный профиль $c_{max} / c_1 = 1,6$, 4 — прямоугольный профиль

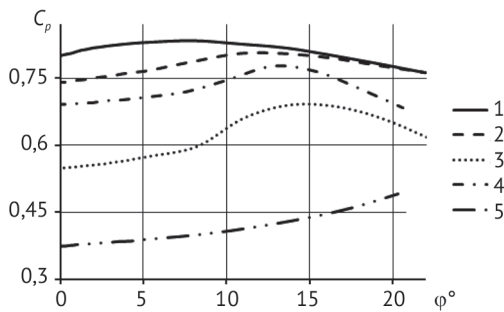


Рис. 3. Влияние закрутки потока при входе в диффузор при углах раскрытия:
1 – $2\alpha = 8^\circ$, 2 – $2\alpha = 12^\circ$, 3 – $2\alpha = 16^\circ$, 4 – $2\alpha = 20^\circ$, 5 – $2\alpha = 30^\circ$

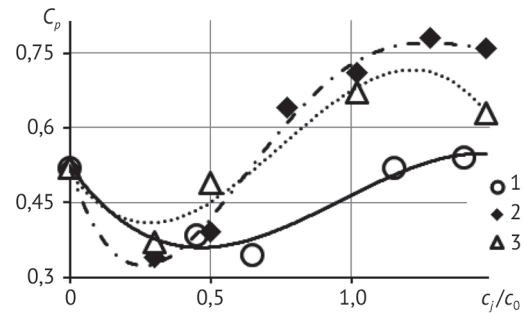


Рис. 5. Влияние параметра вдува на коэффициент восстановления давления в диффузоре при углах закрутки вдуваемой струи:
1 – $\varphi = 0^\circ$; 2 – $\varphi = 15^\circ$; 3 – $\varphi = 30^\circ$

5. Тангенциальный вдув газа вдоль ограничивающей поверхности создает условия, позволяющие управлять развитием пограничных слоев и достичь безотрывного режима течения при значительном положительном градиенте давления, что позволяет достигнуть $C_p = 0,85$ при $2\alpha = 30^\circ$ и $n_T = 4$ [18] (см. на рис. 4).

Анализ рассмотренных способов управления пограничным слоем позволяет сделать вывод, что решение поставленной задачи возможно при использовании щелевого тангенциального вдува [13, 14, 18].

Дальнейшее повышение эффективности диффузора возможно путем использования комбинации различных способов управления пограничным слоем. Одной из них является использование закрученного тангенциального вдува, который позволяет повысить коэффициент восстановления давления на 65 % при работе ГТУ, как на расчетном режиме, так и в переходных процессах [13].

В практических случаях закрученный тангенциальный вдув может осуществляться через дискретные щели, располагаемые по периферии с определенным шагом, что представляет дополнительный интерес с точки зрения акустики.

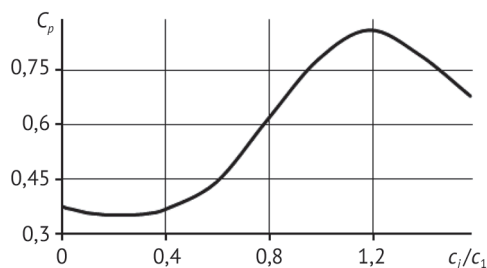


Рис. 4. Влияние относительной скорости вдува c_1/c_1 на коэффициент восстановления давления

3. Постановка задачи

Создание высокоэффективных выхлопных патрубков для ГТУ требует разработки расчетной методики, позволяющей адекватно описывать процессы переноса в потоках со значительным положительным градиентом давления и сложными граничными условиями, обусловленными наличием тангенциального закрученного вдува вдоль поверхности обечайки, как через непрерывную щель, так и через систему дискретных щелей при одно- и многорядном их расположении. Сложное взаимодействие основного потока, находящегося в предотрывном состоянии, с пристенной тангенциальной закрученной струей требует проведения математического моделирования с использованием современных численных методов, что позволит получить информацию о тонкой структуре течения, а также построить оптимизационную модель по выбору мест расположения отверстий для вдува, его интенсивности и закрутки. Обобщение результатов математического моделирования позволит оценить интегральные характеристики потока и влияние наличия закрученных пристенных струй на шумовые характеристики диффузора и всей установки в целом.

На ранних стадиях исследований предпочтение отдавалось интегральным методам расчета, базирующимся на известном подходе асимптотического пограничного слоя с исчезающей вязкостью, созданном С.С. Кутателадзе и А.И. Леонтьевым [19]. Основным недостатком интегральных методов является использование приближения пограничного слоя Л. Прандтля, которое ограничивает рассмотрение только безотрывной и предотрывной областью течения.

При современном уровне развития вычислительной техники предпочтение следует отдавать методам численного моделирования уравнений Навье — Стокса, осредненным по Рейнольдсу. В качестве основы для математического моделирования предполагается использовать хорошо известный пакет CFx ANSYS.

Для верификации разрабатываемой методики будут использованы экспериментальные данные, полученные при исследованиях конического диффузора с высокой степенью торможения и углом раскрытия выше критического со стабилизацией течения тангенциальным закрученным вдувом в МГТУ им. Н.Э. Баумана под руководством М.И. Осипова [13, 14].

4. Заключение

В развитие работ, ранее выполненных на кафедре «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки», предполагается выполнить математическое моделирование течения в коническом диффузоре с геометрической степенью торможения потока

$n_T = 4$ и углом раскрытия $2\alpha = 18^\circ > 2\alpha_{opt} = 7^\circ$ на основе программного кода CFX (ANSYS). Стабилизация потока будет осуществлена путем применения тангенциального закрученного вдува вдоль ограничивающей поверхности. В результате математического моделирования будут определены рациональные параметры вдува и сформулированы условия, обеспечивающие сходимость результатов математического моделирования и экспериментальных результатов, позволяющие провести верификацию методики с последующим переходом к прикладным исследованиям.

Работа выполнена при поддержке Минобрнауки РФ (госзадание № 2014/104, код проекта 2092).

ЛИТЕРАТУРА

1. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных двигателей и установок: Учебник для вузов / Ю.С. Елисеев, Э.А. Манушин, В.Е. Михальцев и др. — М.: Изд—во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. — 640 с.
2. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей / И.П. Деменчонок, Л.Н. Дружинин, А.Л. Пархомов и др. Под ред. С.М. Шляхтенко и В.А. Сосунова. — М.: Машиностроение, 1979. 432 с.
3. *Иноземцев А.А.* Энергетические и промышленные газотурбинные установки на базе авиационных ТРДД ОАО «Авиадвигатель». Принципы конвертации // Тяжелое машиностроение. 2009. № 9. С. 2.
4. *Varaksin A.Yu., Arbekov A.N., Inozemtsev A.A.* The Trigenation Cycle as a Way to Create Multipurpose Stationary Power Plants Based on Conversion of Aeroderivative Turbofan Engines. Doklady Physics, 2014, Vol. 59, No. 10, pp. 495–497. © Pleiades Publishing, Ltd., 2014.
5. *Arbekov A.N., Varaksin A.Yu., Inozemtsev A.A.* Influence of the ByPass Ratio of a Basic Turbofan Engine on the Possibility of Creating Aeroderivative Trigenation Power Plants // High Temperature, 2015, Vol. 53, No. 6, pp. 899–903. © Pleiades Publishing, Ltd., 2015
6. Охрана окружающей среды: Учеб. для техн. спец. вузов / С.И. Белов, Ф.А. Барбинов, А.Ф. Козьяков и др. Под ред. С.В. Белова. — М.: Высш. Шк., 1991. — 319 с.
7. Тупов В.Б. Снижение шумового воздействия от оборудования в энергетике — М.: 2004 г. — 258 с.
8. *Giampaolo A.* Gas Turbine Handbook: Principles and Practices Third Editions 2006 by The Fairmont Press. 451 p.
9. *Веревкин Н.Н., Лашков А.И.* О способах уменьшения потерь давления в диффузорах с большими углами раскрытия. // Пром. Аэродинамика. — 1956. № 7. С. 175–178.
10. *Франкфурт М.О.* Экспериментальное исследование характеристик конических диффузоров с тангенциальным сдувом. // Промышленная аэродинамика. — 1 (33): Машиностроение, — 1986. — С. 156–168.
11. *Мигай В. К., Гудков Э.И.* Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин. Л.: Машиностроение. 1981. 272 с.
12. *Дейч М.Е., Зарянкин А.Е.* Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. — М: Энергия, 1970. — 384 с.
13. *Осипов М.И., Арбеков А.Н.* Результаты экспериментального исследования течения в диффузоре с закруткой потока вдувом газа // Газотурбинные и комбинированные установки. — Москва, 1987. — С. 30–31.
14. *Osipov M.I., Arbekov A.N.* Investigation of turbulent structure and stability of flow in conical wide—angle diffusers with tangential swirling injection //4th World conference on experimental heat transfer, fluid mechanics and thermodynamics. Brussels. 1997.
15. *Waitman B.A., Reneau L.R., Kline S.I.* Effects of inlet conditions on performance of two — dimensional subsonic diffusers // ASME, Jour. of Basic Engineering. 1961. № 9. P. 349–360.
16. *Senoo Y., Kawaguchi N., Nagata T.* Swirl Flow in Conical Diffusers // Bull. JSME. — 1978. Vol. 21. № 151. P. 112–119.
17. *Gibson A.* On the Flow of Water through pipes and passages having converging, or diverging boundaries // Proceedings of the Royal Society, Engineering, London, 1912. vol. 83. p. 137–141.
18. *Nicoll W.B., Ramaprian B.R.* Performance of conical diffusers with annular injection at inlet //ASME, Jour. of Basic Engineering. 1970. № 12. P. 827–835.
19. *Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И.* Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. 2–е изд., перераб. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 320 с.

REFERENCES

1. Eliseev Yu.S., Manushin E.A., Mikhal'tsev V.E. *Teoriya i proektirovanie gazoturbinykh i kombinirovannykh dvigateley i ustanovok* [The theory and design of gas-turbine engines and combined systems]. Moscow, Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2000. 640 p.
2. Shlyakhtenkoi S.M. Sosunov V.A. *Teoriya dvukhkонтурных turboreaktivных двигателей* [Theory of turbojet engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979. 432 p.
3. Inozemtsev A.A. Energeticheskie i promyshlennye gazoturbinnye ustanovki na baze aviatsionnykh TRDD OAO «Aviadvigatel». *Printsipy konvertatsii* [Energeticheskie and industrial gas turbines on the basis of aircraft turbofan]. *Tyazheloe mashinostroenie* [Heavy Engineering]. 2009, I. 9, pp. 2.
4. Varaksin A.Yu., Arbekov A.N., Inozemtsev A.A. Trigeneratsionnyy tsikl kak put' sozdaniya mnogotselevykh statsionarnykh energeticheskikh ustanovok na osnove konversii dvukhkонтурных turboreaktivных двигателей [Trigeneration cycle as a way to create a multi-purpose stationary power plants, based on the conversion of turbojet engines]. *DAN*. 2014, V. 458, I 5, pp. 539.
5. Arbekov A.N., Varaksin A.Yu., Inozemtsev A.A. Vliyanie stepeni dvukhkонтурности bazovogo turboreaktivного двигателя na vozmozhnost' sozdaniya konversionnykh trigeneratsionnykh dvukhkонтурных energeticheskikh ustanovok [Effect bypass ratio turbojet base on the possibility of creating conversion of double-trigeneration power plants]. *Teplofizika vysokikh temperatur* [High Temperature]. 2015, V. 53, I. 6, pp. 928–933.
6. Belov S.V. *Okhrana okruzhayushchey sredy* [Environment]. Moscow, Vyssh. Shk. Publ., 1991. 319 p.
7. Tupov V.B. *Snizhenie shumovogo vozdeystviya ot oborudovaniya v energetike* [Reducing the noise impact on the equipment in the energy sector]. Moscow, 2004, 258 p.
8. Giampaolo A. *Gas Turbine Handbook: Principles and Practices Third Editions 2006* by The Fairmont Press. 451 p.
9. Verevkin N.N., Lashkov A.I. O sposobakh umen'sheniya poter' davleniya v diffuzorakh s bol'shimi uglami raskrytiya [On ways of reducing the pressure loss in the diffuser with large opening angles]. *Prom. Aerodinamika* [Industrial Aerodynamics]. 1956, I. 7, pp. 175–178.
10. Frankfurt M.O. Eksperimental'noe issledovanie kharakteristik konicheskikh diffuzorov s tangentsial'nym sduvom [Experimental study of the characteristics of conical diffusers with tangential blowing]. *Promyshlennaya aerodinamika* [Industrial Aerodynamics]. 1986, I.1 (33), pp. 156–168.
11. Migay V.K., Gudkov E.I. *Proektirovanie i raschet vykhodnykh diffuzorov turbomashin* [Design and calculation of output diffusers turbomachinery]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1981. 272 p.
12. Deych M.E., Zaryankin A.E. *Gazodinamika diffuzorov i vykhlopnykh patrubkov turbomashin* [Gasdynamics diffusers and exhaust pipes turbomachinery]. Moscow, Energiya Publ., 1970. 384 p.
13. Osipov M.I., Arbekov A.N. Rezul'taty eksperimental'nogo issledovaniya techeniya v diffuzore s zakrutkoy potoka vduvom gaza [The results of experimental studies of flow in the diffuser with a swirling flow gas injection]. *Gazoturbinnye i kombinirovannye ustanovki* [Gas turbine and combined installation]. Moscow, 1987, pp. 30–31.
14. Osipov M.I., Arbekov A.N. Investigation of turbulent structure and stability of flow in conical wide-angle diffusers with tangential swirling injection. 4th World conference on experimental heat transfer, fluid mechanics and thermodynamics. Brussels. 1997.
15. Waitman B.A., Reneau L.R., Kline S.I. Effects of inlet conditions on performance of two — dimensional subsonic diffusers. ASME, Jour. of Basic Engineering. 1961. № 9. P. 349–360.
16. Senoo Y., Kawaguchi N., Nagata T. Swirl Flow in Conical Diffusers. Bull. JSME. — 1978. Vol. 21. № 151. P. 112–119.
17. Gibson A. On the Flow of Water through pipes and passages having converging, or diverging boundaries. Proceedings of the Royal Society, Engineering, London, 1912. vol. 83, pp.137–141.
18. Nicoll W.B., Ramaprian B.R. Performance of conical diffusers with annular injection at inlet. ASME, Jour. of Basic Engineering. 1970. № 12. P. 827–835.
19. Kutateladze S.S., Leont'ev A.I. *Teplomassoobmen i trenie v turbolentnom pogranchnom sloe* [Heat and mass transfer and friction in turbolentnom boundary layer]. Moscow, Energoatomizdat, 1985. 320 p.

Increasing Effectiveness and Decreasing Noise of Gas Turbine Units

Arbekhov A.N., Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Bauman Moscow State Technical University

Dermer P.B., Head of Department, Bauman Moscow State Technical University

Kunikev B.A., Bauman Moscow State Technical University

The article substantiates application of exhaust and transition diffusers to increase the effectiveness and decrease the noise of gas turbine units. It presents assessment of methods of increasing the effectiveness of exhaust and transition diffusers of industrial gas turbine units, and formulates the task for mathematical modeling of flow in conic diffuser with high flare and over-critical angle of expansion with flow stabilization by tangent twisted blow.

Keywords: gas turbine unit, aerodynamic noise, diffuser, flow vortex, pressure increase ratio, slowing rate, tangent blow, expansion angle of diffuser.