



DOI: 10.18721/JEST.230305

УДК 621.165.001.5

*Е.Ю. Семакина, Ч.В. Хоанг, В.А. Черников*

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация

## **АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ВЫХОДНОМ ТРАКТЕ СТАЦИОНАРНОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ: РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ**

Представлены результаты экспериментального исследования аэродинамики выходного тракта двухвальной газотурбинной установки средней мощности, выполненного в лаборатории турбиностроения имени И.И. Кириллова СПбПУ. Эксперименты проводились на модели, состоящей из выходного диффузора и патрубка, путем траверсирования потока в контрольных сечениях проточной части модельного выходного тракта. Целью исследования было определение интегральных характеристик выходного тракта — потерь кинетической энергии потока и коэффициента восстановления давления на различных участках тракта, а также получение экспериментальных данных для валидирования CFD-модели течения. В результате эксперимента выявлены основные источники потерь кинетической энергии в тракте, получено представление о механизме формирования вихревых структур за силовыми стойками и в выходном патрубке и определены пути аэродинамического совершенствования тракта. Более детальный анализ течения в тракте можно получить только с помощью численного моделирования. Поэтому важным итогом работы являются экспериментально измеренные 3D-поля параметров потока в контрольных сечениях тракта, которые необходимы для тестирования CFD-модели течения и проведения численного эксперимента.

ВЫХОДНЫЙ ТРАКТ; ДИФFUЗОР; ПАТРУБОК; АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ; ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ.

*Ссылка при цитировании:*

Е.Ю. Семакина, Ч.В. Хоанг, В.А. Черников. Аэродинамические процессы в выходном тракте стационарной газовой турбины: результаты экспериментальных исследований // *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*. 2017. Т. 23. № 3. С. 49–60. DOI: 10.18721/JEST.230305

*E.U. Semakina, V.C. Hoang, V.A. Chernikov*

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, Saint-Petersburg, Russian Federation

## **AERODYNAMIC PROCESSES IN A STATIONARY GAS TURBINE EXHAUST DUCT: RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDIES**

The results of an experimental study of exhaust duct aerodynamics of a two-shaft gas turbine of medium power made at the Turbomachinery Laboratory named after I.I. Kirillov of the Peter the Great St. Petersburg polytechnic university are presented in the study. The experiments were performed on a model consisting of an exhaust diffuser and a collector box, by traversing the flow at the cross-sections of the flow channel of a model output duct. The goal of the study was to determine the integral characteristics of the output duct: the kinetic energy losses of the flow and the pressure recovery coefficient at various sections of the path, as well as obtaining experimental data for validating the CFD flow model. As a result of the experiment, the main sources of kinetic energy losses in the flow channel were identified, the generation mechanism of vortex structures after the struts and in the outlet collector box was discovered and ways to improve duct aerodynamics were determined. A more detailed analysis of the flow in the duct can be obtained only by numerical simulation. Therefore, an important result of the work is the

experimentally measured 3D fields of the flow parameters at the flow duct cross-sections, which are necessary for testing the CFD flow model and performing a numerical experiment.

EXHAUST SYSTEM; DUFFUSOR; COLLECTOR-BOX; AERODYNAMIC CHARACTERISTICS; EXPERIMENTAL RESEARCH.

*Citation:*

E. U. Semakina, V. C. Hoang, V. A. Chernikov, Aerodynamic processes in a stationary gas turbine exhaust duct: results of experimental studies, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering sciences and technology*, 23 (03) (2017) 49–60, DOI: 10.18721/JEST.230305

### Введение

В начале нынешнего столетия в индустриально развитых странах происходит интенсивная замена энергетического оборудования тепловых паротурбинных электростанций на современные комбинированные газопаровые установки (ГПУ). По экономичности ГПУ существенно (на 18–20 %) превосходят паротурбинные установки на органическом топливе. Реально достигнутый КПД современных ГПУ составляет 60,7 % при мощности электростанции около 600 МВт. Такой уровень эффективности недостижим другими тепловыми двигателями. Доля газовой турбины в комбинированной установке составляет примерно 70 % от общей мощности ГПУ и может достигать 1000 МВт. В этих условиях совершенствование рабочих процессов в газовых турбинах, в частности аэродинамики выходных трактов турбин, — актуальная и важная научно-техническая задача.

Двухвальная конструкция ГТУ позволяет с большей эффективностью оптимизировать ее турбокомпрессорную часть при сохранении нужной частоты вращения ротора силовой турбины [1–6]. Вместе с тем в таких конструкциях требуется отвод газа от силовой турбины к котлу-утилизатору в направлении, перпендикулярном оси ротора, что часто выполняется при помощи дополнительного устройства — выходного патрубка за осевым диффузором силовой турбины. Такое решение вызывает новые аэродинамические проблемы, связанные с неосесимметричностью выходного тракта как в газовых [4–6], так и в паровых турбинах [7, 8]. Выходной патрубок оказывает негативное влияние на восстановительные процессы в диффузоре, нарушая в нем осесимметричность течения [5, 6, 8]. По данным многочисленных исследований одна из основных причин снижения восстановительной способности турбинного диффузора — отрыв потока

в области силовых стоек опоры подшипника [10–14]. В силу существенного влияния выходного тракта на эффективность современных газовых турбин из-за больших чисел Маха актуальной задачей стало снижение потерь кинетической энергии и аэродинамическое совершенствование их выходных трактов.

Цель представляемого в статье исследования — экспериментальное определение структуры пространственного потока и источников потерь в выходных турбинных трактах с односторонним отводом, широко применяемым в конструкциях двухвальных ГТУ. Приводимые здесь экспериментальные результаты имеют не только самостоятельную научно-техническую ценность для совершенствования процесса течения в выходных трактах данной конструкции, но и являются уникальным научным материалом для валидирования CFD моделей 3D течения в выходных трактах двухвальных турбин.

### Объект исследования

**Модель выходного тракта «Д–П» и критерии подобия.** Выходной тракт «Д–П» силовой турбины ГТУ включает в себя выходной диффузор (Д) и патрубок (П) (рис. 1). Проточная часть модельного диффузора и патрубка выполнены в точном соответствии с натурным образцом в масштабе 1:6,45. Периферийный обвод 1 диагонального диффузора формируется тремя деталями, средняя из которых скреплена с его корневым обводом 2 через семь силовых стоек 3. Осерадиальная часть диффузора 4 образуется двумя деталями, продолжающими корневой обвод 2 диагонального диффузора.

Модель выходного патрубка выполнена в виде прямоугольного корпуса, составленного из дюралюминиевых листов толщиной 12 мм. Корпус полностью герметичен и по осевой ширине соответствует размеру натурального патрубка.

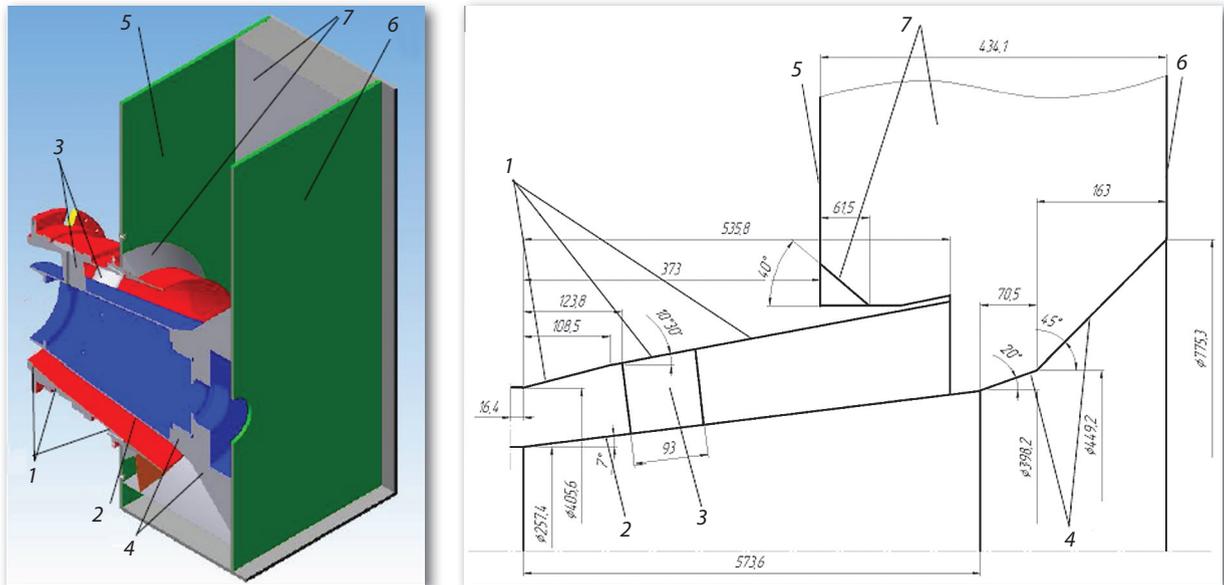


Рис. 1. Проточная часть модели выходного тракта «Д–П»:

1 – периферийной обвод диагонального диффузора; 2 – корневой обвод диагонального диффузора; 3 – силовые стойки; 4 – осерadiальная часть диффузора; 5 – передняя стенка патрубкa; 6 – задняя стенка патрубкa; 7 – боковой обвод патрубкa

Fig. 1. Flow duct of the model Exhaust unit «D–CB»:

1 – shroud of diagonal diffuser; 2 – hub of the diagonal diffuser; 3 – struts; 4 – radial part of the diffuser; 5 – Collector Box front wall; 6 – Collector Box back wall; 7 – Collector Box side-wall

Торцевые панели корпуса образуют переднюю 5 и заднюю 6 стенки проточной части патрубкa. Контуры нижнего и боковых обводов 7 проточной части патрубкa сменные и формируются тонкостенными (толщиной 1,0 мм) металлическими вставками. Геометрия бокового обвода 7 формируются и может легко изменяться посредством установочных координатных призм, прикрепленных болтами к боковым стенкам корпуса. Тонкостенный обвод крепится к этим координатным призмам винтами, так что создается обвод проточной части, который достаточно точно соответствует форме проточной части натурального патрубкa.

**Критерии подобия.** Геометрическое подобие представленных моделей и натуральных объектов обеспечивается достаточно точным изготовлением деталей модели тракта «Д–П», которые выполнены в указанном масштабе. Основные критерии динамического подобия приведены в таблице.

Данные табл. 1 свидетельствуют о вполне удовлетворительном моделировании потока при выбранных размерах выходного тракта. Так, на-

пример, число Рейнольдса  $Re_2$  в модельном диффузоре имеет тот же порядок в натурной машине и как показывают опыты, при таких высоких значениях  $Re_2$  течение рабочей среды происходит в области автомодельности по числу  $Re$ . Подчеркнем, что при этом число Маха  $M_2$  выдерживается точно.

### Экспериментальный стенд и измерительная система

Экспериментальные исследования проводились на универсальном экспериментальном стенде ЭТ4 [5]. Продольный разрез стенда с моделью выходного тракта «Д–П» представлен на рис. 2.

Главная отличительная черта модификации стенда, предназначенной для испытания модели выходного тракта «Д–П», — наличие за диффузором модели выходного патрубкa для отвода потока от турбины в направлении, перпендикулярном ее оси. В этих условиях для имеющегося стенда необходимо было обеспечить измерения неосесимметричного потока, а также организовать отвод горячего воздуха за пределы лаборатории.

Таблица 1

**Характерные константы, параметры потока и критерии подобия для натурального и модельного выходного тракта «Д–П»**

Table 1

**Specific constants, flow parameters and similarity criteria for the full-scale and model Exhaust Unit «D-CB»**

Наименование и формула	Размерность	Величина	
		Натура	Модель
Число Маха при входе в диффузор, $M_2 = \frac{c_2}{a_2}$	—	0,369	0,302
Местная скорость звука, $a_2 = \sqrt{kRT_2}$	$\frac{м}{с}$	568	346
Местная приведенная скорость, $\lambda_2 = \frac{c_2}{a_2^*}$	—	0,396	0,327
Критическая скорость, $a_2^* = \sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_2^*}$	$\frac{м}{с}$	529,5	318,7
Число Рейнольдса при входе в диффузор $Re_2 = \frac{c_2 2l_2 \rho_2}{\mu}$	—	$2,01 \cdot 10^6$	$0,96 \cdot 10^6$
Скорость потока $c_2$ при входе в диффузор	$\frac{м}{с}$	209,8	104,3
Показатель изоэнтропы, $k = \frac{c_p}{c_v}$	—	1,3518	1,40
Газовая постоянная	$\frac{Дж}{кгК}$	286,7	287,1
Температура $T_2$ газа при входе в диффузор	$\tilde{N}$	559,5	96

Средняя часть диффузора, в которой расположены семь опорных стоек 5 подшипника силовой турбины, выполнена в модели в виде поворотной конструкции для измерения поля параметров потока по шагу указанных стоек с помощью неподвижных в окружном направлении 3D зондов 11, установленных в измерительном сечении 5–5 за стойками (см. рис. 2). По длине диффузора выполнены десять дренажных отверстий как по корневому, так и по периферийному обводам в горизонтальной плоскости с левой и правой стороны конических поверхностей. Также с двух сторон в горизонтальной плоскости во входном сечении 2–2 предусмотрена установка 3D зондов для траверсирования потока при входе в диффузор (рис.1 и 2). Такой выбор расположения дренажей и зондов позволил выполнить измерения параметров

и скоростей потока во входном сеч. 2–2 диффузора, а также давлений на его обводах в пределах 360° при повороте корпуса патрубка на 180°. С этой целью корпус патрубка выполнен поворотным вокруг оси z диффузора. Для его поворота были установлены две ролико-подшипниковые опоры: передняя опора — по фланцу корпуса 12 стэнда; задняя опора 9 — специальная конструкция выходной части отводящего тракта (см. рис. 2).

На рис. 3 представлена схема всех измерений в потоке данной модели. Характерными особенностями схемы измерений являются траверсирование неосесимметричного потока в сеч. 2–2 посредством поворота патрубка вокруг оси диффузора при неподвижных измерительных приборах и дренажах в диффузоре. Кроме того, в схеме предусмотрено траверсирование

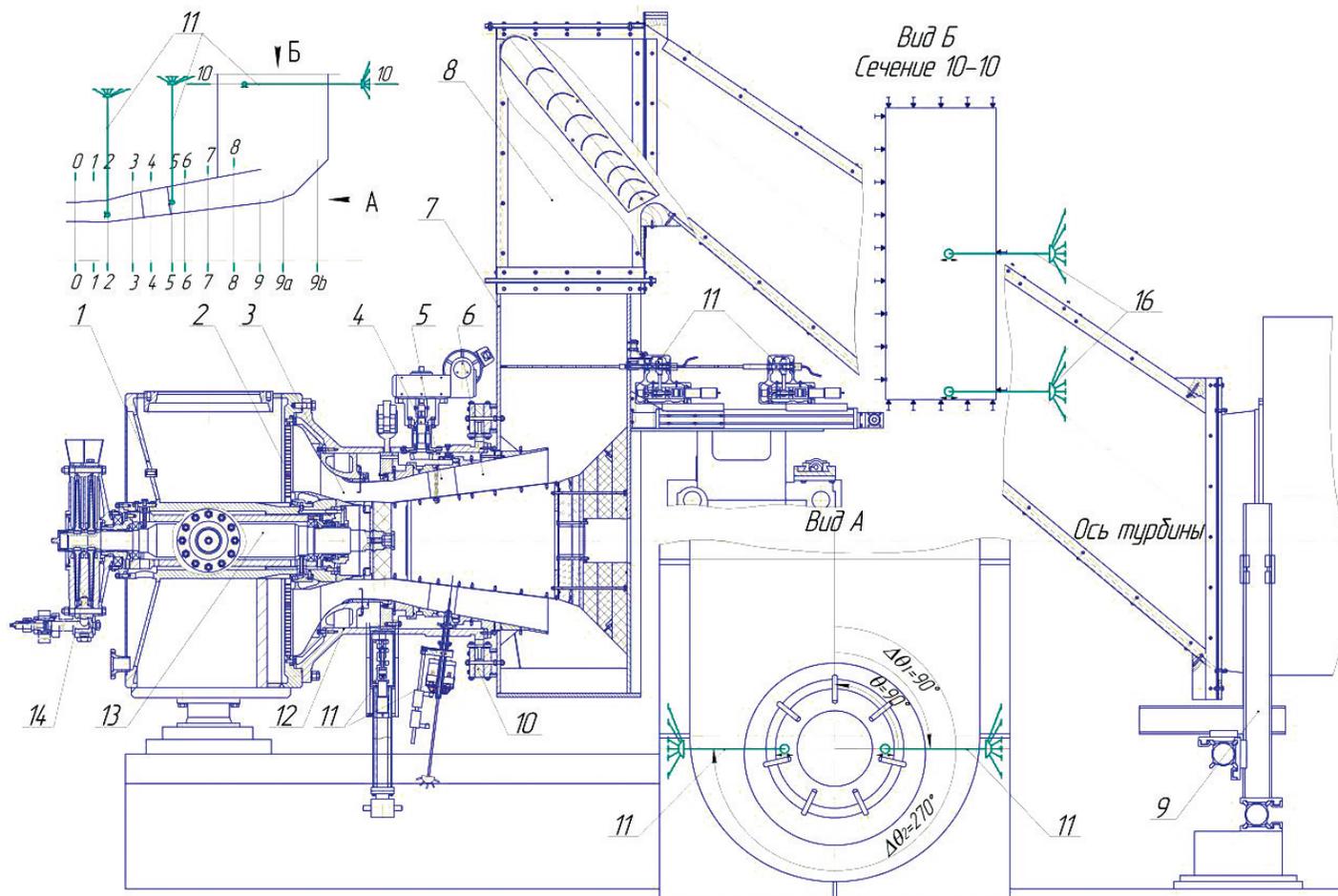


Рис. 2. Продольный разрез экспериментального стенда ЭТ4 с моделью выходного тракта «Д-П»:

1 — уравнильный бак; 2 — хоникомб; 3 — подводящий тракт; 4 — устройство для поворота кольцевого втулочного диффузора; 5 — силовые стойки; 6 — диагональный диффузор; 7 — выходной патрубок; 8 — отводящий тракт; 9 — задняя роликовая опора отводящего тракта; 10 — передняя радиально-упорная шарикоподшипниковая опора патрубка и отводящего тракта; 11 — пятиканальные пневмометрические векторные зонды; 12 — корпус стенда; 13 — вал ротора; 14 — гидротормоз

Fig. 2. Longitudinal section of Test Bench with model Exhaust unit «D-CB»:

1 — leveling tank; 2 — honeycomb; 3 — Inflow tract; 4 — device for rotating the annular bush diffuser; 5 — struts; 6 — diagonal diffuser; 7 — Collector Box; 8 — outflow tract; 9 — rear roller support of the outlet tract; 10 — front angular contact ball bearing support of branch pipe and outlet duct; 11 — five-channel pneumometric vector probes; 12 — Test Bench housing; 13 — rotor; 14 — hydro-brakes

3D-полей скоростей и параметров потока термометром FlowMaster и шестиканальным зондом United Sensor в выходном сечении 10–10. Подробное описание автоматизированной информационно-измерительной системы стенда представлено в [16].

### Интегральные характеристики выходного тракта «Д–П»

По результатам экспериментальных исследований определялись следующие аэродинамические характеристики выходного тракта «Д–П»: коэффициент потерь блока «Д–П»

$$\zeta_{Д+П} = \frac{P_{2ср}^* - P_{10ср}^*}{P_{2ср} - P_{2ср}^*};$$

коэффициент потерь полного давления блока «Д–П»

$$\zeta_{Д+П}^* = \frac{P_{2ср}^* - P_{10ср}^*}{P_{2ср} - P_{2ср}^*};$$

суммарный коэффициент восстановления давления в блоке «Д–П»

$$\zeta_{рД+П} = \frac{P_{10ср} - P_{2ср}}{P_{2ср}^* - P_{2ср}};$$

коэффициент потерь диффузора

$$\zeta_{Д} = \frac{P_{2ср}^* - P_{9ср}^*}{P_{2ср} - P_{2ср}^*};$$

коэффициент потерь полного давления в диффузоре

$$\zeta_{Д}^* = \frac{P_{2ср}^* - P_{9ср}^*}{P_{2ср} - P_{2ср}^*};$$

суммарный коэффициент восстановления давления в диффузоре

$$\zeta_{рД} = \frac{P_{9ср} - P_{2ср}}{P_{2ср}^* - P_{2ср}};$$

распределение местных значений коэффициента восстановления давления в диффузоре по окружности

$$C_{рД_i} = \frac{P_9(\theta_i) - P_2(\theta_i)}{P_2^*(\theta_i) - P_2(\theta_i)},$$

где  $\theta_i$  — угловая координата (см. схему измерений), принимавшая фиксированные значения в пределах от 0 до 180°;

распределение местных значений коэффициента восстановления давления по корневому ( $C_p' = f(L_j, \theta_i)$ ) и периферийному ( $C_p'' = f(L_j, \theta_i)$ ) обводам диффузора для различных фиксированных значений угловой координаты  $\theta_i$ ,

$$C_{рД_i}'(L_j, \theta_i) = \frac{P_j'(\theta_i) - P_2(\theta_i)}{P_2^*(\theta_i) - P_2(\theta_i)};$$

$$C_{рД_i}''(L_j, \theta_i) = \frac{P_j''(\theta_i) - P_2(\theta_i)}{P_2^*(\theta_i) - P_2(\theta_i)};$$

где  $j$  — номер контрольного измерительного сечения пристеночных давлений в диффузоре.

### Результаты эксперимента

Распределения локальных периферийных  $C_p''$  и прикорневых  $C_p'$  значений коэффициента восстановления  $C_{р_i}$  по осевой координате диффузора при числе Маха  $M_{с2} = 0,30$  для различных значений угла  $\theta$  представлены на рис. 4.

Сопоставление полученных при разных углах  $\theta_i$  распределений  $C_{р_i}$  показывает существенное потенциальное влияние неосимметричности выходного патрубка на рабочий процесс в диффузоре. Обращает на себя внимание также заметное влияние силовых стоек на характер восстановления давления в потоке на этом участке диффузора ( $z = 0,1-0,23$  м).

Окружное распределение осевой составляющей числа  $M_{2z}$  во входном сечении диффузора представлено на рис. 5. Следует обратить внимание на локальное увеличение расхода в области углов 135–180°. Падение расходной составляющей скорости в области от 180° до 135° объясняется обратным влиянием процесса развития вихревой структуры в выходном сечении диффузора у периферийного обвода. Дальнейшая стабилизация расходной составляющей скорости связана с увеличением проходного сечения патрубка, которое компенсирует указанное развитие вихревой структуры. Подобные явления были исследованы в работе [17].

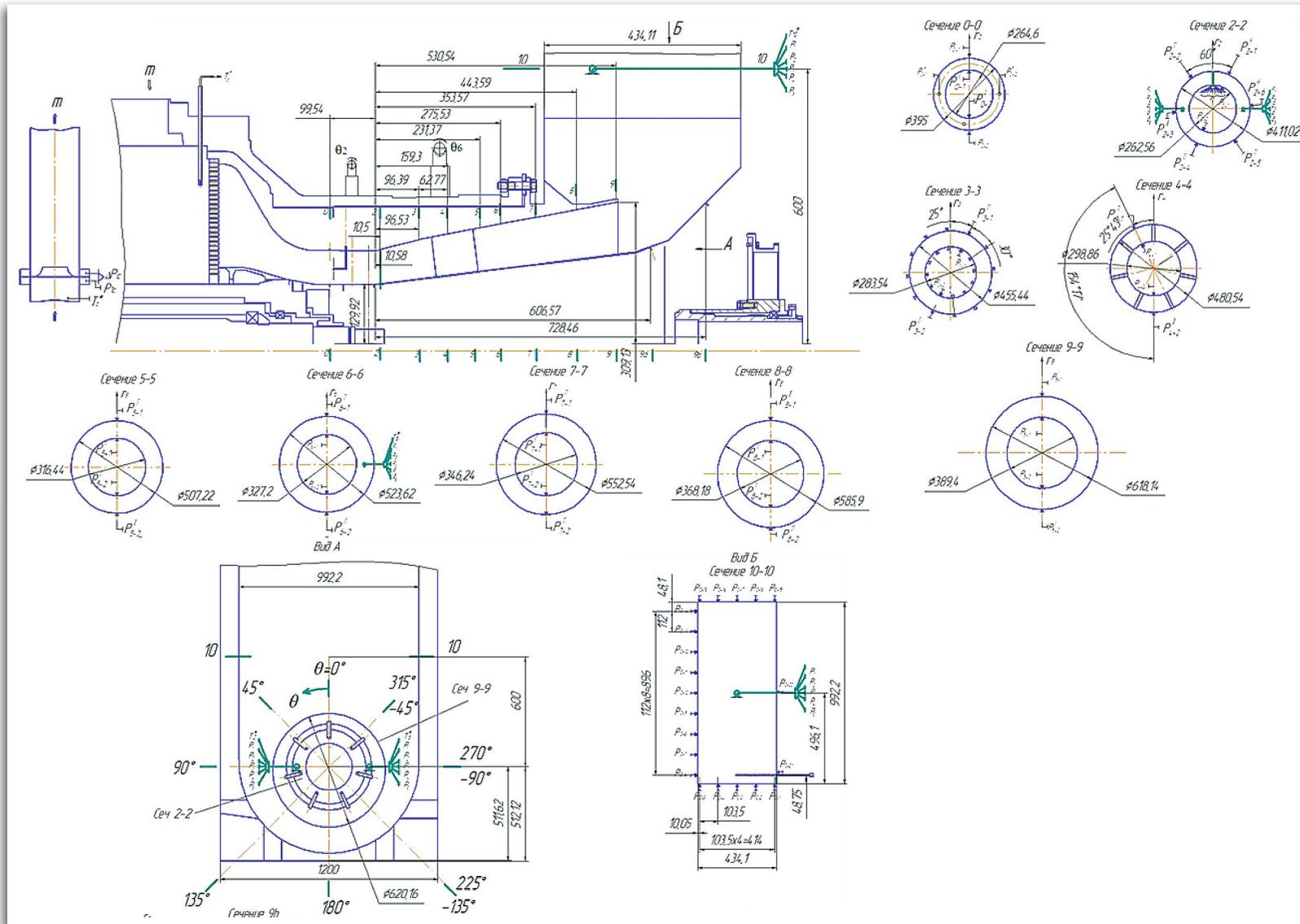


Рис. 3. Схема измерений модели «Д–П» на стенде ЭТ4  
 Fig. 3. Measurement scheme of the «D-CB» model at the Test Bench

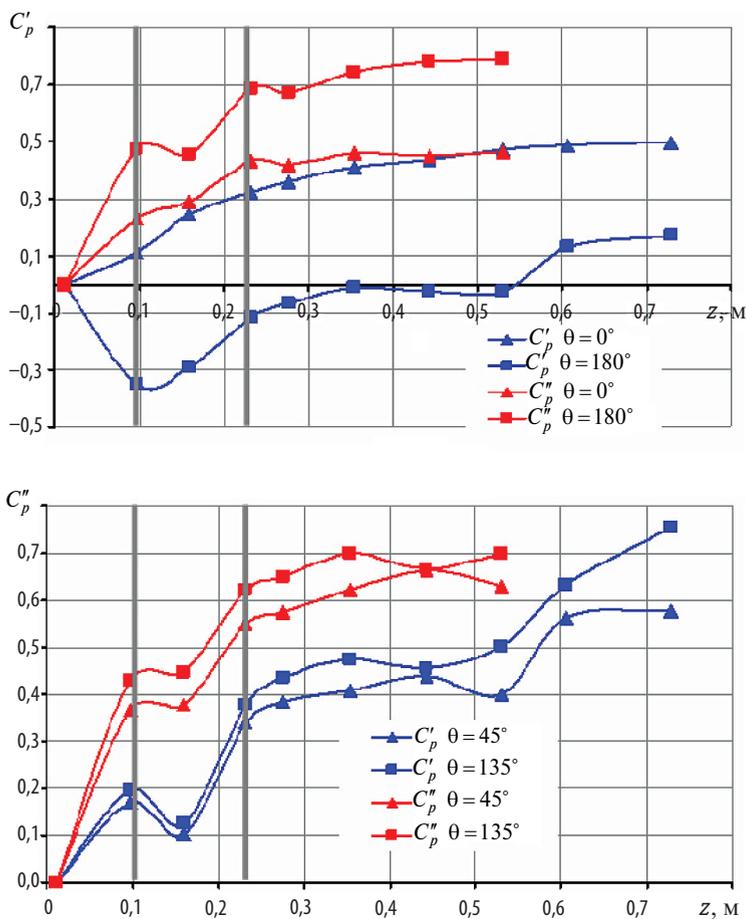


Рис. 4. Распределения коэффициентов восстановления давления  $C'_p$  и  $C''_p$  по длине диффузора для разных значений угла  $\theta$  (0; 45°; 135°; 180°)

Figure 4. Pressure recovery coefficient distribution on the diffuser length for angles  $\theta$  (0; 45°; 135°; 180°)

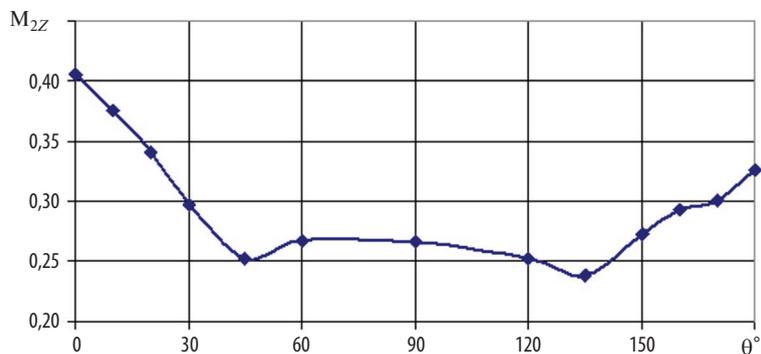


Рис. 5. Окружное распределение осевой составляющей числа  $M_{2z}$  во входном сечении диффузора

Figure 5. Circumferential distribution of Mach number axial component at the diffuser Inlet

Существенное возрастание  $\bar{M}_{2z}$  от величины 0,25 до 0,41 в области  $\theta = 45-0^\circ$  связано с расположением этого сегмента напротив выходного сечения патрубка, что обеспечивает для этой части потока минимальные потери давления. Изменение параметров потоков по радиусу в сечении 2–2 при  $\theta = 0^\circ$  и  $\theta = 45^\circ$  (рис. 6 и 7) также показывает заметное обратное влияние вихреобразований.

Результаты траверсирования потока в выходном сечении 10–10 патрубка представлены в виде поля векторов скоростей. Характерной чертой потока в этом сечении является существенная неравномерность поля скоростей (рис. 8, б), вызванная интенсивными вихревыми течениями, возникающими при выходе из диффузора и сохраняющимися в выходном сечении 10–10 патрубка (рис. 8, а). Такая неравномерность

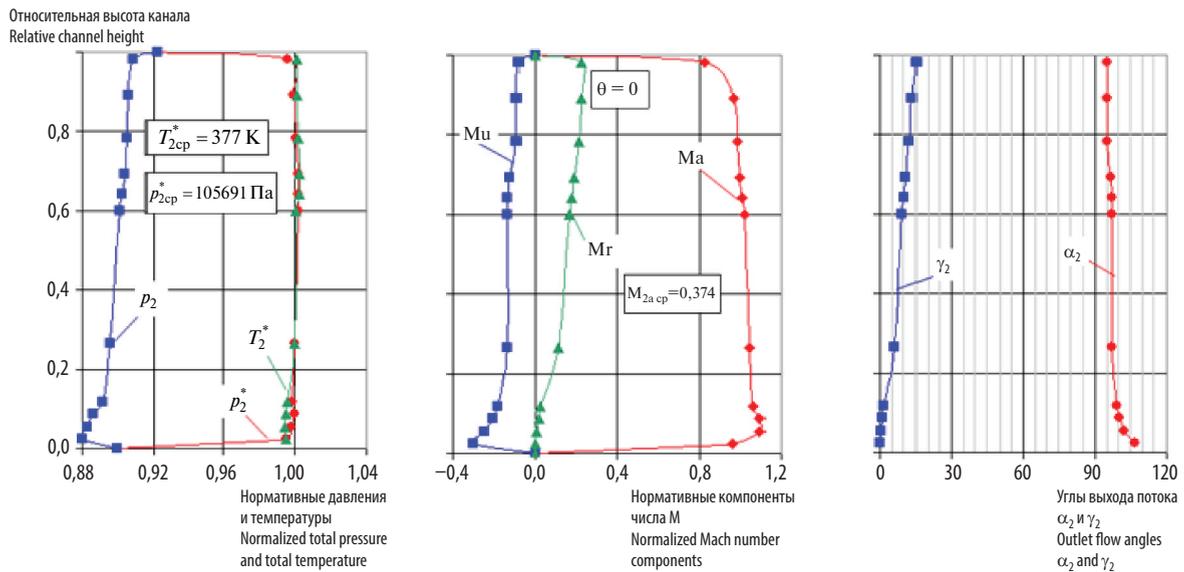


Рис. 6. Изменение параметров потоков по радиусу в сечении 2–2 при  $\theta_i = 0^\circ$

Fig. 6. Parameters change of stream on radius at section 2–2 for  $\theta_i = 0^\circ$

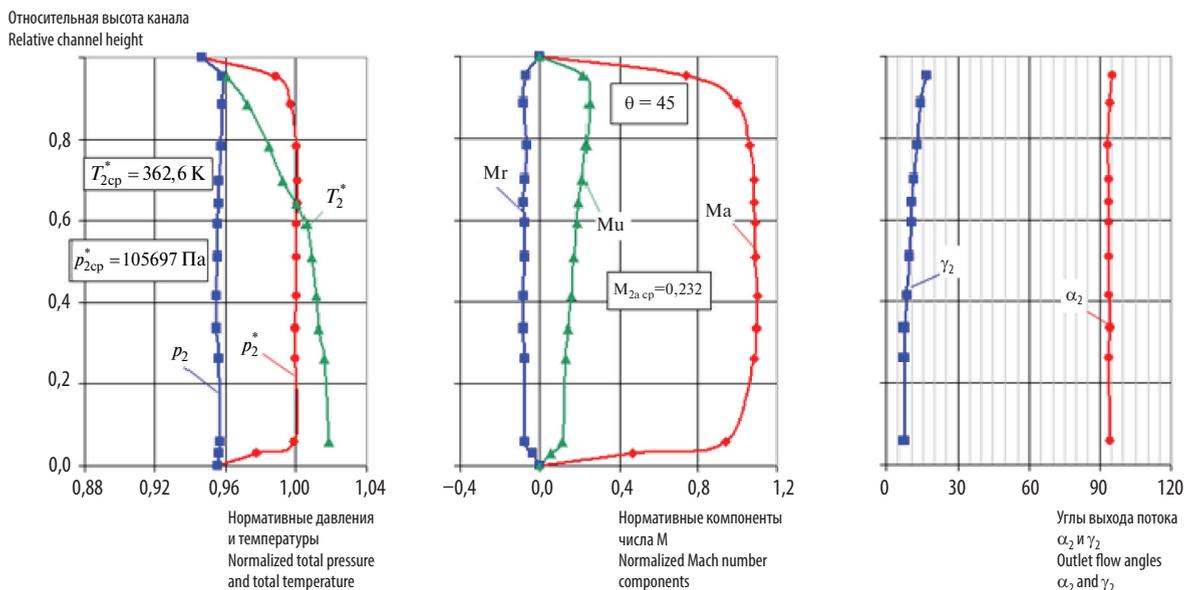


Рис. 7. Изменение параметров потоков по радиусу в сечении 2–2 при  $\theta_i = 45^\circ$

Fig. 7. Parameters change of stream on radius at section 2–2 for  $\theta_i = 45^\circ$

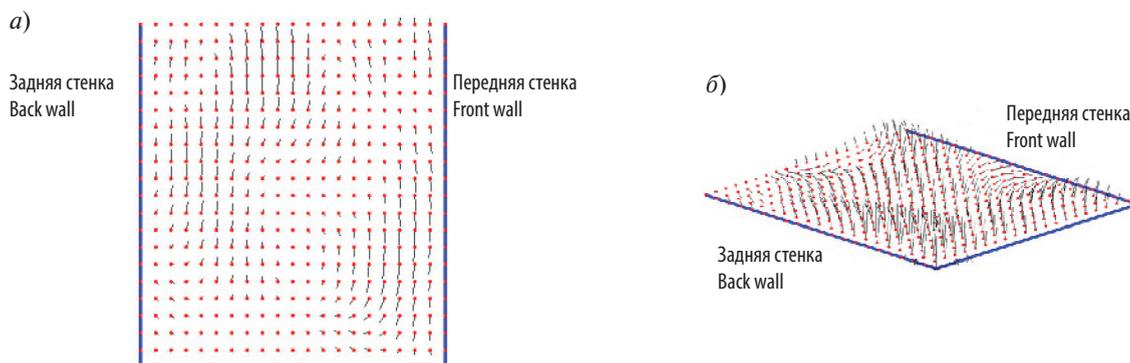


Рис. 8. Векторное поле скоростей потока в выходном сечении 10–10 блока «Д–П»: а — вид против потока; б — аксонометрический вид

Bild. 8. Flow vector field of velocities at the outlet section 10–10 of the block «D–CB»: а — a kind against the flow; б — axonometric view

очевидно приведет к диссипации кинетической энергии потока при дальнейшем течении.

По результатам испытаний определены интегральные аэродинамические характеристики блока «Д–П»:

$$\begin{aligned} \zeta_{д+п} &= 0,44; & C_{p, д+п} &= 0,56; \\ \zeta_{д} &= 0,39; & C_{p, д} &= 0,61. \end{aligned}$$

Эффективность диффузора, соответствующая 61 % входной кинетической энергии, позволяет сделать вывод о возможности повышения его качества за счет совершенствования организации потока в области поворота от диагонального направления к радиальному. Основная часть кинетической энергии (39 %) диссипируется в проточной части диффузора в результате трения и вихреобразования при течении в пространстве, а также предполагаемых срывных явлений в диффузоре непосредственно за силовыми стойками. В выходном патрубке потери составляют всего лишь 5 % кинетической энергии на входе в диффузор. Общий коэффициент потерь в системе «Д–П» —  $\zeta_{д+п} = 0,44$ .

### Выводы

Полученные экспериментальные данные по структуре 3D-потока в проточной части блока «Д–П» имеют общую научно-практическую ценность. Они показывают, что во всей области течение рабочей среды имеет выраженный трехмерный вихревой характер. Установлено существенное потенциальное влияние одностороннего отвода рабочей среды с помощью патрубка на окружающую неравномерность потока во вход-

ном сечении диффузора. Это воздействие приводит к усложнению течения в диффузоре, особенно в области силовых стоек.

Подробная структура потока может быть определена только с помощью численного моделирования. При этом очевидно, что достоверность CFD модели достигается только путем ее валидирования по экспериментальным данным, которые приведены в статье.

Уровень коэффициента восстановления давления  $C_{p, д+п} = 0,56$  показывает, что испытанный блок «Д–П» обладает резервом для улучшения его аэродинамических характеристик. Основным источником потерь в подобных трактах являются силовые стойки диффузора и недостаточно аэродинамически совершенная организация проточной части в выходной радиальной области диффузора. Следовательно, снижение потерь как в периферийной, так и в корневой области может быть достигнуто за счет специального профилирования диагональной части диффузора в области силовых стоек, а также путем совершенствования выходного диагонально-радиального участка диффузора.

Отрыв потока от периферийного обвода диффузора при выходе сопровождается образованием торцевого вихря по всей окружности указанного обвода. Отрывные явления имеют нестационарный характер и вызывают интенсивные акустические и силовые воздействия на корпус диффузора. Для определения амплитудно-частотной характеристики такого воздействия требуются специальные измерения.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Фаворский О.Н.** Газотурбинные установки в энергетике — важнейший путь экономии топливно-энергетических ресурсов России // *Двигатель*. 2011. № 3. С. 2–5.
2. **Гончаров В.В.** ГТУ средней мощности фирмы SIEMENS // *Энергохозяйство за рубежом*. 2013. № 3 (268). С. 21–26.
3. **Гончаров В.В.** ГТУ средней мощности фирм GENERAL ELECTRIC и ROLLS-ROYCE // *Энергохозяйство за рубежом*. 2013. № 4 (269). С. 17–21.
4. **Грибин В.Г., Дмитриев С.С., Парамонов А.Н.** Аэродинамическое совершенствование осерадиального диффузорного выходного патрубка газотурбинной установки // *Вестник МЭИ*. 2015. № 2. С. 44–49.
5. **Григорьев Е.Ю., Хазов П.С.** Совершенствование работы выхлопных патрубков газотурбинных установок // *Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии. XVIII Бенардосовские чтения: материалы международной научно-технической конференции*. 2015. С. 41–44.
6. **Bernier V.C., Ricklick M., Karat J.S.** Impact of a Collector Box on the Pressure Recovery of an Exhaust Diffuser System // ASME 2011. Paper № GT2011–46455
7. **Зарянкин А.Е., Григорьев Е.Ю., Роголев А.Н., Гаранин И.В.** Исследование и аэродинамическое совершенствование выхлопного патрубка цилиндра низкого давления паровой турбины // *Вестник Ивановского государственного энергетического университета*. 2017. № 2. С. 18–26.
8. **Сидоров А.А., Голиков А.С.** Экспериментальные исследования неоднородности давления в модели выходного патрубка паровой турбины малой мощности // *Вестник Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана. Серия: Машиностроение*. 2014. № 5. С. 25–32.
9. **Сидоров А.А., Голиков А.С., Полникова Т.В.** Влияние диффузора на окружающую неравномерность давления газа в выходном патрубке турбины // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. 2015. № 6. С. 20–25.
10. **Hirshmann A., Volkmer S., Schatz M., Finzel C., Casey M., Montgomery M.** Influence of the Total Pressure Profile on the Performance of Axial Gas Turbine Diffuser // ASME 2010, Paper № GT2010–22481.
11. **Kluss D., Wiedermann A., Stoff H.** Effect of Wakes and Secondary Flow on Re-attachment of Turbine Exit Annular Diffuser Flow // ASME 2008. Paper № GT2008–50211.
12. **Sieker O., Seume J.R.** Effects of Rotating Blade Wakes on Separation and Pressure Recovery in Turbine Exhaust Diffuser // ASME 2008. Paper № GT2008–50788.
13. **Fleige H.-U., Rless W., Seume J.R.** Swirl and Tip Flow Interaction with Struts in Axial Diffuser // ASME 2002. Paper № GT2002–30491.
14. **Kuschel M., Seume J.R.** Influence of Unsteady Turbine Flow on the Performance of an Exhaust Diffuser // ASME 2011. Paper № GT2011–45673.
15. **Черников В.А., Семакина Е.Ю.** Универсальный стенд для экспериментальных исследований аэродинамики выходных и переходных трактов стационарных турбин в блоке с турбинными ступенями: методика и результаты экспериментов // *Газотурбинные технологии*. 2015.
16. **Черников В.А., Семакина Е.Ю.** Выходные тракты турбин. Методика экспериментального исследования и численного моделирования: учебное пособие / СПбПУ, ИЭиТС, кафедра «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели». — Электрон. текстовые дан. (1 файл : 5,49 Мб). Санкт-Петербург, 2015. <URL:<http://elibr.spbstu.ru/dl/2/7704.pdf>>
17. **Лисянский А.С., Рассохин В.А., Семакина Е.Ю., Черников В.А.** Оптимизация выходного патрубка ЦНД мощной паровой турбины на базе экспериментальных исследований // *Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование*. 2012. № 2 (147). Т. 1. С. 48–56.

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**СЕМАКИНА Елена Юрьевна** — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. E-mail: g.semakinalena@gmail.com

**ХОАНГ Чунг Ван** — аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. E-mail: fjjhoangchung@gmail.com

**ЧЕРНИКОВ Виктор Александрович** — доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. E-mail: chern@pef.spbstu.ru

## REFERENCES

1. **Favorskiy O.N.** Gazoturbinnyye ustanovki v energetike — vazhneyshiy put ekonomii toplivno-eyenrgeticheskikh resursov Rossii. *Dvigatel*. 2011. № 3. S. 2–5. (rus.)
2. **Goncharov V.V.** GTU sredney moshchnosti firmy SIEMENS. *Energokhozyaystvo za rubezhom*. 2013. № 3 (268). S. 21–26. (rus.)

3. **Goncharov V.V.** GTU sredney moshchnosti firm GENERAL ELECTRIC i ROLLS-ROYCE. *Energokhozyaystvo za rubezhom*. 2013. № 4 (269). S. 17–21. (rus.)
4. **Gribin V.G., Dmitriyev S.S., Paramonov A.N.** Aerodinamicheskoye sovershenstvovaniye oseradialnogo difuzornogo vykhodnogo patrubka gazoturbinnoy ustanovki. *Vestnik MEI*. 2015. № 2. S. 44–49. (rus.)
5. **Grigoryev Ye.Yu., Khazov P.S.** Sovershenstvovaniye raboty vykhlopnykh patrubkov gazoturbinnnykh ustanovok. *Sostoyaniye i perspektivy razvitiya elektro- i teplotekhnologii XVIII Benardosovskiy chteniya: materialy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii*. 2015. S. 41–44. (rus.)
6. **Bernier B.C., Ricklick M., Kapat J.S.** Impact of a Collector Box on the Pressure Recovery of an Exhaust Diffuser System. *ASME*. 2011, Paper № GT2011–46455.
7. **Zaryankin A.Ye., Grigoryev Ye.Yu., Rogalev A.N., Garanin I.V.** Issledovaniye i aerodinamicheskoye sovershenstvovaniye vykhlopnogo patrubkatsilindra nizkogo davleniya parovoy turbiny. *Vestnik Ivanovskogo gosudarstvennogo energeticheskogo universiteta*. 2017. № 2. S. 18–26. (rus.)
8. **Sidorov A.A., Golikov A.S.** Eksperimentalnyye issledovaniya neodnorodnosti davleniya v modeli vykhodnogo patrubka parovoy turbiny maloy moshchnosti. *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni N.E. Bauman*. Seriya: *Mashinostroyeniye*. 2014. № 5. S. 25–32.
9. **Sidorov A.A., Golikov A.S., Polnikova T.V.** Vliyaniye diffuzora na okruzhnyuyu neravnomernost davleniya gaza v vykhodnom patrubke turbiny. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye*. 2015. № 6. S. 20–25. (rus.)
10. **Hirshmann A., Volkmer S., Schatz M., Finzel C., Casey M., Montgomery M.** Influence of the Total Pressure Profile on the Performance of Axial Gas Turbine Diffuser. *ASME*. 2010. Paper № GT2010–22481.
11. **Kluss D., Wiedermann A., Stoff H.** Effect of Wakes and Secondary Flow on Re-attachment of Turbine Exit Annular Diffuser Flow. *ASME*. 2008, Paper № GT2008–50211.
12. **Sieker O., Seume J.R.** Effects of Rotating Blade Wakes on Separation and Pressure Recovery in Turbine Exhaust Diffuser. *ASME*. 2008, Paper № GT2008–50788.
13. **Fleige H.-U., Rless W., Seume J.R.** Swirl and Tip Flow Interaction with Struts in Axial Diffuser. *ASME*. 2002. Paper № GT2002–30491.
14. **Kuschel M., Seume J.R.** Influence of Unsteady Turbine Flow on the Performance of an Exhaust Diffuser. *ASME*. 2011. Paper № GT2011–45673.
15. **Chernikov V.A., Semakina Ye.Yu.** Universalnyy stend dlya eksperimentalnykh issledovaniy aerodinamiki vykhodnykh i perekhodnykh traktov stacionarnykh turbin v bloke s turbinnymi stupenyami: metodika i rezultaty eksperimentov. *Gazoturbinnyye tekhnologii*. 2015. (rus.)
16. **Chernikov V.A., Semakina Ye.Yu.** Vykhodnyye trakty turbin. Metodika eksperimentalnogo issledovaniya i chislennogo modelirovaniya: uchebnoye posobiye / SPbPU, IEiTS, Kafedra «Turbiny, gidromashiny i aviatsionnyye dvigateli». Elektron. tekstovyye dan. (1 fayl : 5,49 Mb). Sankt-Peterburg, 2015. URL: <http://elib.spbstu.ru/dl/2/7704.pdf> (rus.)
17. **Lisyanskiy A.S., Rassokhin V.A., Semakina Ye.Yu., Chernikov V.A.** Optimizatsiya vykhodnogo patrubka TsND moshchnoy parovoy turbiny na baze eksperimentalnykh issledovaniy. *Nauchno-tekhnicheskoye vedomosti SPbGPU. Nauka i obrazovaniye*. 2012. № 2 (147). T. 1. S. 48–56. (rus.)

#### AUTHORS

**SEMAKINA Elena U.** — Peter the Great St. Petersburg polytechnic university. E-mail: [g.semakinalena@gmail.com](mailto:g.semakinalena@gmail.com)

**HOANG Van Chung** — Peter the Great St. Petersburg polytechnic university. E-mail: [fjfhhoangchung@gmail.com](mailto:fjfhhoangchung@gmail.com)

**CHEJNIKOV Victor A.** — Peter the Great St. Petersburg polytechnic university. E-mail: [chern@pef.spbstu.ru](mailto:chern@pef.spbstu.ru)

**Дата поступления статьи в редакцию: 9 июня 2017 г.**