

DOI: 10.18721/JEST.230402

УДК 621.165

*Н. А. Забелин¹, А. С. Сайченко², В. Н. Сивоконь³, Г. А. Фокин⁴*1, 2 — Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого.
Санкт-Петербург, Россия

3, 4 — ООО «Газпромтрансгаз». Санкт-Петербург, Россия

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МОДЕЛИ
ОРГАНИЧЕСКОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ МОЩНОСТЬЮ 280 КВТ**

Рассматривается вопрос разработки принципов моделирования турбинных ступеней с органическим рабочим телом для их исследования на экспериментальных стендах с использованием в качестве рабочего тела сжатого воздуха. Представлена информация о моделировании с помощью численных методов программного пакета ANSYS органической паровой турбины мощностью 280 кВт, где в качестве рабочего тела используется гексаметилдисилоксан. Проанализированы четыре модельных режима работы натурной турбинной ступени при частичных нагрузках, на которых выдерживались критерии подобия натурной и модельной ступеней с минимальными отклонениями. На воздушном экспериментальном стенде выполнено исследование модели органической паровой турбины на выбранных режимах, показавшее совпадение интегральных характеристик модельной и натурной турбинных ступеней на модельных режимах с расхождением до 3%. Полученные результаты позволяют в дальнейшем, при создании органических паровых турбин, после подтверждения моделирования органического рабочего тела численным методом проводить экспериментальные исследования воздушных моделей турбинных ступеней на имеющихся экспериментальных стендах. Дальнейшие исследования могут быть направлены на изучение образования вихревых и срывных зон на модельных режимах турбинных ступеней с использованием пятиканальных зондов и метода PIV (Particle Image Velocimetry).

ОРГАНИЧЕСКИЙ ЦИКЛ РЕНКИНА; ОРГАНИЧЕСКАЯ ЖИДКОСТЬ; ГЕКСАМЕТИЛДИСИЛОКСАН; ТУРБИНА; МОДЕЛИРОВАНИЕ; ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ; ЭКСПЕРИМЕНТ; ВОЗДУХ.

Ссылки при цитировании:

Н. А. Забелин, А. С. Сайченко, В. Н. Сивоконь, Г. А. Фокин. Экспериментальное исследование модели органической паровой турбины мощностью 280 кВт // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2017. Т. 23. № 4. С. 25–39. DOI: 10.18721/JEST.230402.

*N. A. Zabelin¹, A. S. Saichenko², V. N. Sivokon³, G. A. Fokin⁴*1, 2 — Peter the Great St. Petersburg polytechnic university.
St. Petersburg, Russia

3,4 — LLC «Gazpromtransgaz». St. Petersburg, Russia

**EXPERIMENTAL STUDY OF A 280-KW
ORGANIC RANKINE CYCLE TURBINE MODEL**

This article considers the development of principles of modeling Organic Rankine Cycle (ORC) turbine stages for subsequent test rig studies with air as the working fluid. The article contains information about modeling a 280-kW ORC turbine stage with a hexamethyldisiloxane working fluid. The modeling process was carried out in the ANSYS software package. Four modeled regimes of the ORC turbine's fractional load were calculated with minimum deviation of similarity criteria of the ORC and its air model turbine stages. A physical study of the air model of the ORC turbine was performed next at the test rig with air as a working fluid. The research showed that the integral characteristics of numerical calculation of the ORC turbine and its air model turbine have a deviation up to 3%. The obtained results allow to carry out exper-

imental studies of air models of turbine stages on available test rigs when manufacturing ORC turbines in the future further if numerical calculation shows that organic working fluid simulation is possible. Further research can be aimed at studying the formation of vortex and stall zones at modeled regimes using five-channel probes and the PIV method (Particle Image Velocimetry).

ORGANIC RANKINE CYCLE; ORGANIC FLUID; HEXAMETHYLDISILOXANE; TURBINE; MODELING; NUMERICAL CALCULATION; RESEARCH; AIR

Citation:

N. A. Zabelin, A. S. Saichenko, V. N. Sivokon', G. A. Fokin, Experimental research of 280 kW organic rankine cycle turbine's model, *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university journal of engineering sciences and technology*, 23(04)(2017) 25–39, DOI: 10.18721/JEST.230402.

Введение

Одним из путей решения задачи повышения энергоэффективности, поставленной Федеральным законом РФ № 261 от 23 ноября 2009 г. «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации», является разработка способов и устройств для утилизации средне- и низкпотенциальной теплоты газотурбинных установок, котельных агрегатов, оборудования химической и металлургической промышленности. Накопленный мировой опыт показал рентабельность такого подхода при использовании турбин, работающих по органическому циклу Ренкина (ОЦР) на низкокипящих органических рабочих телах (ОРТ) [1–3]. Такие установки применяются для утилизации теплоты уходящих газов не только газовых турбин, но также при выработке биогаза, в солнечной и геотермальной энергетике [4–6]. Очень масштабным может быть применение турбинных установок с ОРТ на объектах ПАО «Газпром», где суммарная величина располагаемой тепловой мощности уходящих газов всех рассмотренных ГТУ по оценке [7] составляет 87,9 ГВт.

Целью выполненной работы было предложить принципы моделирования натуральных турбинных ступеней с ОРТ для проведения исследований на экспериментальных стендах, где в качестве рабочего тела используется сжатый воздух.

Схема простейшего ОЦР включает в себя котел-утилизатор, паровую турбину, конденсатор, регенератор и питательный насос. При разработке турбин для подобных установок возникает проблема выполнения экспериментальных газодинамических исследований на заключительном этапе доводки и совершенствования турбинной ступени: необходимо со-

здание индивидуального лабораторного стенда для каждого используемого ОРТ. Это вызвано существенным различием термодинамических свойств низкокипящих ОРТ в диапазонах изменения параметров, характерных для турбинных ступеней [8], что приводит к различию в перепадах энтальпий и, как следствие, при выполнении условия равенства полезной мощности сравниваемых турбинных ступеней — к существенному различию массовых расходов.

При проектировании стендов для исследования турбин с ОРТ ключевыми параметрами являются массовый расход, давление и температура рабочего тела перед и за турбинной ступенью, определяющие характеристики парогенератора, питательного насоса и конденсатора стенда. Весьма существенный фактор также — дороговизна ОРТ, которые очень летучи и полностью испаряются при появлении малейшей утечки. Таким образом, создание унифицированного лабораторного стенда для исследования турбин с ОРТ весьма затруднительно.

Один из способов решения означенной задачи — проведение газодинамических исследований органических паровых турбин на воздушных стендах с учетом положений теории подобия [9, 10] и возможностей применения современных расчетных пакетов. Такой подход позволяет использовать воздуходувные средства и аэродинамические стенды существующих лабораторий. Основная сложность заключается в том, что ОРТ не являются идеальными газами, их физические свойства существенно изменяются в процессе расширения в турбинной ступени [11], что требует особого подхода к применению теории подобия.

В рамках НИОКР «Разработка опытного образца комбинированной парогазовой утилизационной установки для выработки электроэнергии на собственные нужды газовых

компрессорных станций», выполняемой на кафедре «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели» СПбПУ, спроектирована утилиза-ционная паротурбинная установка мощностью 280 кВт с ОРТ гексаметилдисилоксан (ММ). Было выполнено численное исследование возможности моделировать на воздушном стенде работу турбины с ОРТ, включающее трехмерный расчет работы паровой турбины на гексаметил-дисилоксане и соответствующий итерационный модельный расчет на воздухе. Оно показало возможность физически моделировать на воздуш-ном стенде, выдерживая ключевые параметры подобия [12], работу ступени паровой турбины с ОРТ на частичных режимах нагрузки.

В представленном далее материале описано экспериментальное исследование на воздуш-ном газодинамическом стенде модели органи-ческой паровой турбины, выполненное с це-лью подтверждения результатов численного трехмерного моделирования такой турбины.

Описание экспериментального стенда

Необходимые режимные параметры при проведении экспериментов обеспечивались цен-тробежным компрессором К-500-61-1, входящим в состав компрессорной станции лаборатории кафедры.

Продольный разрез проточной части экс-периментального стенда с параметрами изме-рительной системы представлен на рис. 1.

Подвод сжатого воздуха от компрессора к сопловому аппарату исследуемой ступени осуществляется через расходомерный, очист-ной и выравнивающий участки (см. рис. 1). Далее сжатый воздух подается в проточную часть ступени (рис. 2) и выводится в атмо-сферу.

Исследуемая турбинная ступень состоит из соплового аппарата (СА) (см. рис. 1 и 3) и рабо-чего колеса (РК) (см. рис. 1 и 4). Регулирование частоты вращения ротора выполняется с помо-щью гидротормоза (рис. 1).

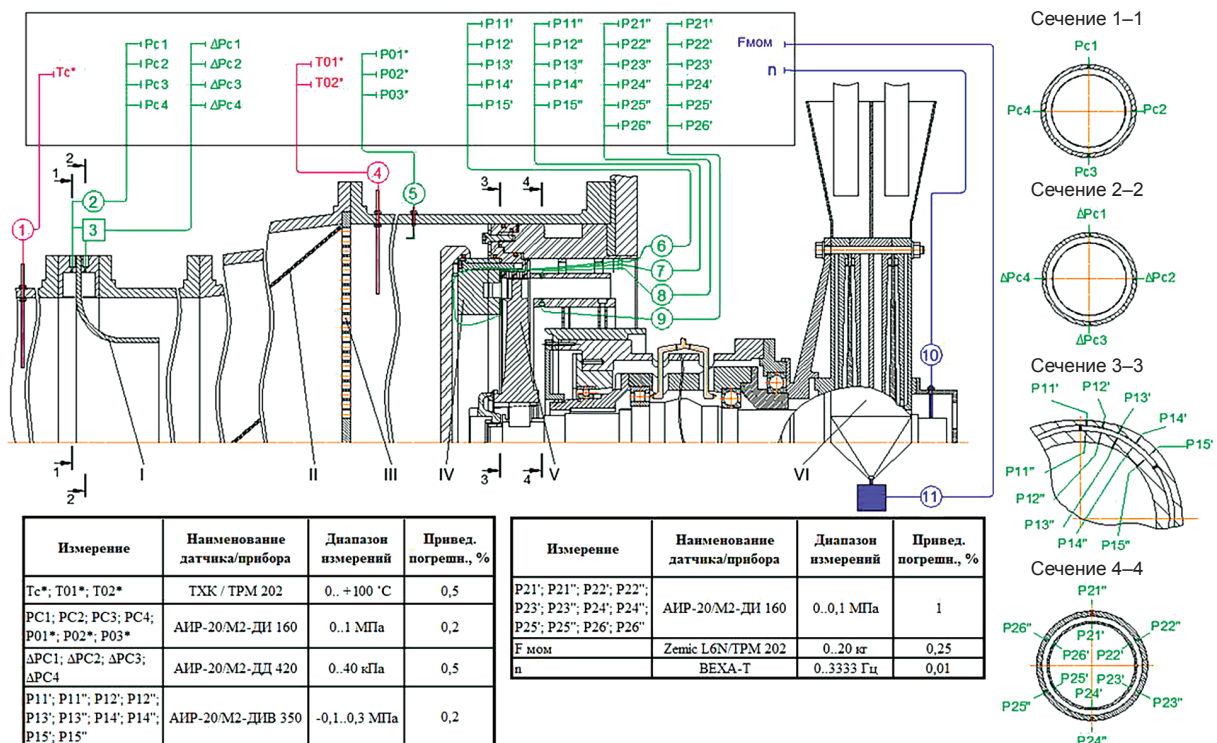


Рис. 1. Продольный разрез экспериментального аэродинамического стенда для исследования модели органической паровой турбины и схема измерения параметров стенда:

I — расходомерное сопло; *II* — воздушный фильтр; *III* — выравнивающая решетка; *IV* — сопловой аппарат; *V* — рабочее колесо; *VI* — гидротормоз

Fig. 1. Sectional drawing of test rig for researching of ORC turbine's air model:

I — measuring nozzle; *II* — air filter; *III* — honeycomb; *IV* — nozzles; *V* — blades; *VI* — hydraulic brake

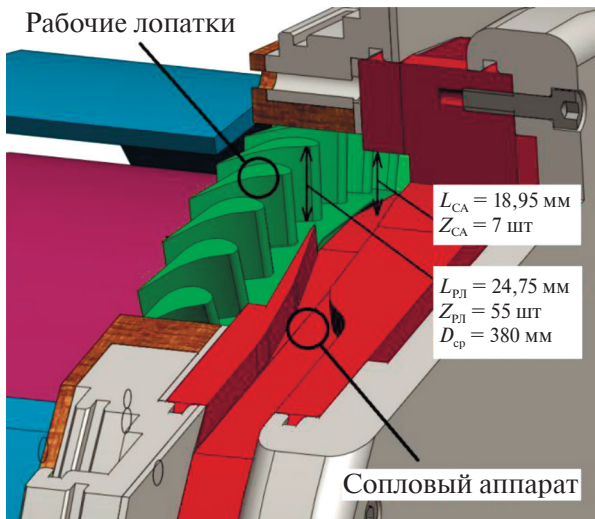


Рис. 2. Трехмерная модель проточной части экспериментальной установки воздушной модели органической паровой турбины
Fig. 2. 3D model of ORC turbine's air model

Экспериментальный стенд оборудован автоматической цифровой измерительной системой, которая позволяет непрерывно получать значения температур, статических и полных давлений, частоты вращения ротора и усилие на рычаге гидротормоза. Все данные оцифровываются и вводятся в программу MasterScada, где происходит обработка результатов и вывод на экран характеристик исследуемой турбинной ступени.

Подробное описание конструкции и системы измерения экспериментального стенда представлено в [13].

Режимы экспериментального исследования

Режимы исследования модели органической паровой турбины на воздушном экспериментальном стенде получены путем численного трехмерного расчета в программном пакете ANSYS. При моделировании выдерживались равенства критериев кинематического, динамического и геометрического подобия модельной и натурной ступеней, а именно чисел Струхалея ($Sh \sim U/C_0 = idem$), Рейнольдса (Re) и Эйлера ($Eu = 1/(k \cdot M^2)$) [9].

При выдерживании всех параметров моделирования обеспечивается равенство внутреннего и окружного КПД натурной и модельной турбинных ступеней. Однако в практике моделирования на воздухе даже традиционных паровых и газовых турбин одновременное точное выдерживание всех критериев подобия не представляется возможным, что приводит к отклонению характеристик модельных ступеней от натуральных.

В исследуемой модели геометрическое подобие обеспечено тем, что натурная и модельная ступени геометрически идентичны. Процесс моделирования заключался в итерационном подборе параметров режима воздушной модели

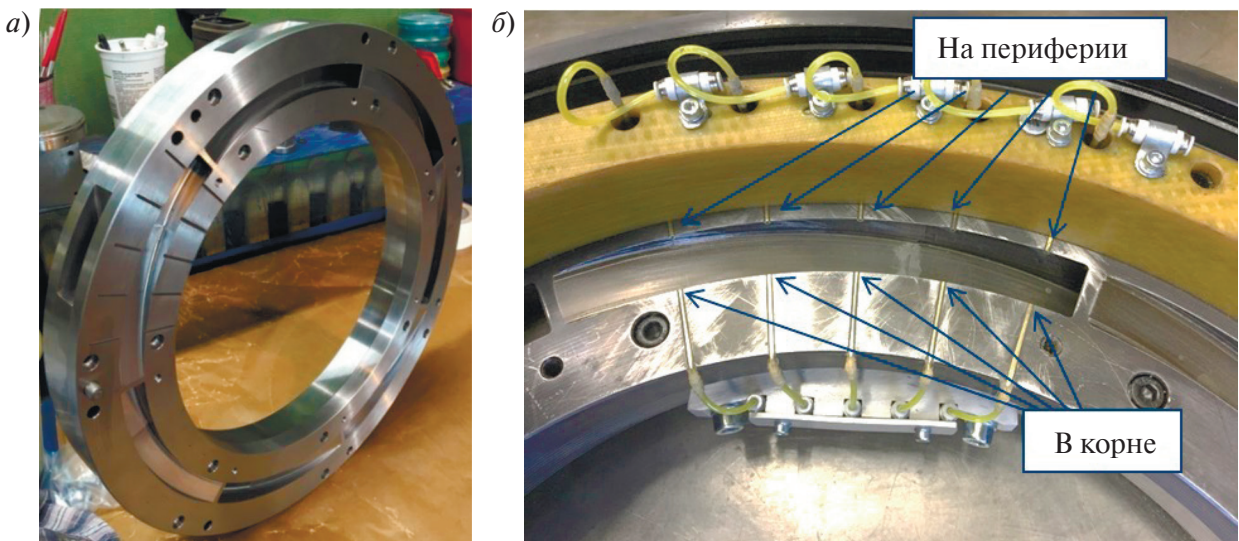


Рис. 3. Сопловый аппарат воздушной модели органической паровой турбины: а — внешний вид; б — система пневмоотборов статического давления в корне и на периферии одного канала в плоскости выхода из соплового аппарата
Fig. 3. Nozzles of ORC turbine's air model

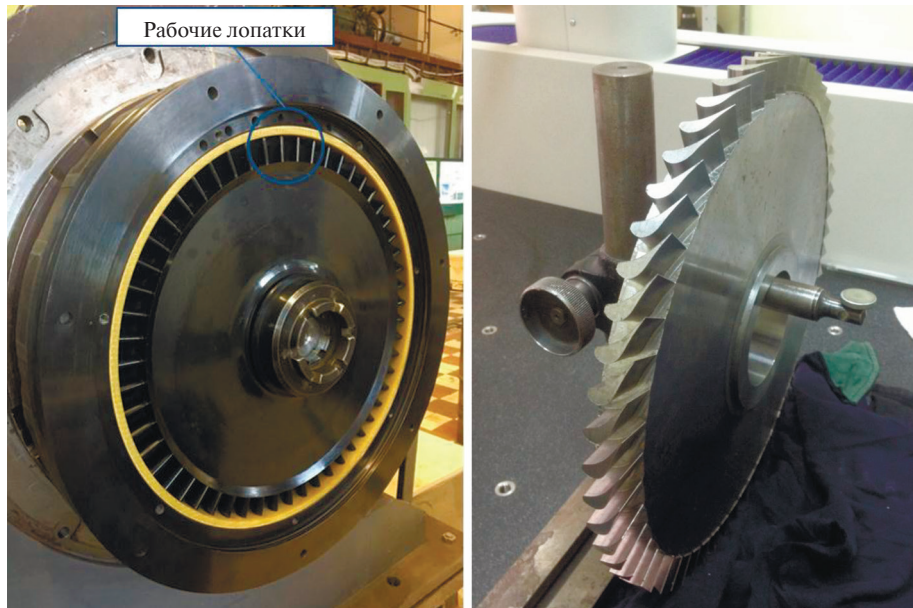


Рис. 4. Рабочее колесо воздушной модели органической паровой турбины
 Fig. 4. Blades of ORC turbine's air model

турбинной ступени. Параметры номинального режима органической паровой турбины следующие*: $P_0^* = 1$ МПа; $T_0^* = 477,19$ К; $P_2 = 0,04$ МПа; $n = 12000$ об/мин; $N = 280$ кВт. В численном расчете применялась физическая модель рабочего тела ММ, основанная на уравнении состояния реального газа Редлиха–Квонга и данных программы RefProp 9.1, описанных в статье [14].

Анализ показал невозможность точного физического моделирования номинального режима работы органической паровой турбины на воздухе из-за существенного изменения коэффициента адиабаты $k = C_p/C_v$ в процессе расширения потока в проточной части турбинной ступени с ММ, а именно от 1,2 до 1,03 [11], что не может быть достигнуто при расширении воздуха. Однако дальнейшие численные исследования показали, что режимы частичной нагрузки достаточно точно удовлетворяют требованиям теории моделирования, за исключением выполнения критерия Эйлера, требующего равенства $k \cdot M^2 = \text{idem}$ в модельной и натурной ступенях. Анализ модельных режимов численными методами показал, что для режимов частичной нагрузки исследуемой турбинной ступени с ОРТ при выдерживании ос-

новных критериев моделирования достигается совпадение с минимальным отклонением в натурной и модельной ступенях чисел Маха (M_{C1} , M_{W1} , M_{C2} , M_{W2}). Таким образом, решен вопрос влияния существенного изменения коэффициента k в проточной части натурной ступени при моделировании на воздухе в исследованном диапазоне изменения параметров. Распространение подобного подхода на другие значения параметров требует дальнейшего изучения.

Для реализации в физическом эксперименте были выбраны четыре частичных режима, параметры которых могут быть обеспечены компрессорной станцией лаборатории. В результате итерационного подбора модельных режимов достигнуто полное совпадение параметров U/C_0 и M_{W2} , остальные модельные параметры имеют некоторые отклонения от натуральных, (табл. 1). В табл. 2 представлены коэффициенты кинематического подобия ($k_{кин}$), которые должны быть равными в случае полного моделирования турбинных ступеней:

$$k_{кинC1} = \frac{C_{1\text{мод}}}{C_{1\text{нат}}};$$

$$k_{кинH0} = \sqrt{\frac{H_{0\text{мод}}}{H_{0\text{нат}}}}.$$

Формулы расчетов коэффициентов для W_1 , C_2 , W_2 и H_u аналогичны.

* Перечень обозначений и сокращений — см. Приложение

Таблица 1

Параметры модельных режимов воздушной модели органической паровой турбины

Table 1

Parameters of modeled regimes of ORC turbine

Номер режима	Вид газа	P_0^* , Па	T_0^* , К	P_2 , Па	τ_m	n , об/мин	η_i	ρ_T	N , Вт	G , кг/с	U/C_0	M_{C_1}	M_{W_1}	M_{C_2}	M_{W_2}	Re_{W_2}	C_p , м/с	W_p , м/с	C_2 , м/с	W_2 , м/с	U , м/с	H_{op} , Дж/кг	H_p , Дж/кг
1	MM AIR	99395,5 308000	436,5 343,2	40041,1 98521,6	2,482 3,126	4440 9899	0,476 0,501	0,025 0,028	6196,7 51993,6	0,665 1,083	0,446 0,446	1,113 1,126	0,502 0,516	0,393 0,378	0,300 0,300	3,01E+05 2,40E+05	149,0 336,5	74,3 170,1	58,4 128,3	44,5 104,4	88,3 197,0	19590 95812	10138 51897
2	MM AIR	156181 471700	442,6 343,2	40050,7 98656,2	3,9 4,781	6252 12877	0,578 0,584	0,043 0,043	17685,3 120529	1,042 1,66	0,514 0,514	1,492 1,463	0,637 0,627	0,549 0,518	0,402 0,402	4,04E+05 3,79E+05	199,4 409,2	94,1 193,1	81,5 166,2	59,6 131,7	124,4 256,2	29330 124265	18407 78444
3	MM AIR	184588 537580	444,9 343,2	40188,4 98297,2	4,593 5,469	7000 14057	0,601 0,600	0,033 0,049	24302,3 150643	1,232 1,893	0,543 0,543	1,601 1,552	0,651 0,632	0,614 0,586	0,438 0,438	4,40E+05 4,39E+05	214,0 425,9	96,3 190,3	91,2 183,9	64,9 139,6	139,3 279,7	32860 132568	21382 85458
4	MM AIR	227182 713800	447,9 343,2	40036,4 98515,7	5,674 7,246	7850 15669	0,627 0,627	0,041 0,049	35488,6 234823	1,516 2,514	0,571 0,571	1,715 1,730	0,680 0,676	0,673 0,674	0,518 0,518	5,20E+05 5,74E+05	229,2 457,0	100,5 193,8	99,9 203,6	76,9 160,0	156,2 311,8	37370 148951	25113 100164

Таблица 2

Коэффициенты кинематического подобия для модельных режимов

Table 2

Kinematic similarity coefficients for modeled regimes of ORC turbine

Номер режима	$k_{кинC_1}$	$k_{кинW_1}$	$k_{кинC_2}$	$k_{кинW_2}$	$k_{кинU}$	$k_{кинH_0}$	$k_{кинH_u}$
1	2,258	2,290	2,196	2,345	2,230	2,212	2,262
2	2,052	2,052	2,038	2,209	2,060	2,058	2,064
3	1,991	1,977	2,017	2,149	2,008	2,009	1,999
4	1,994	1,928	2,037	2,081	1,996	1,996	1,997

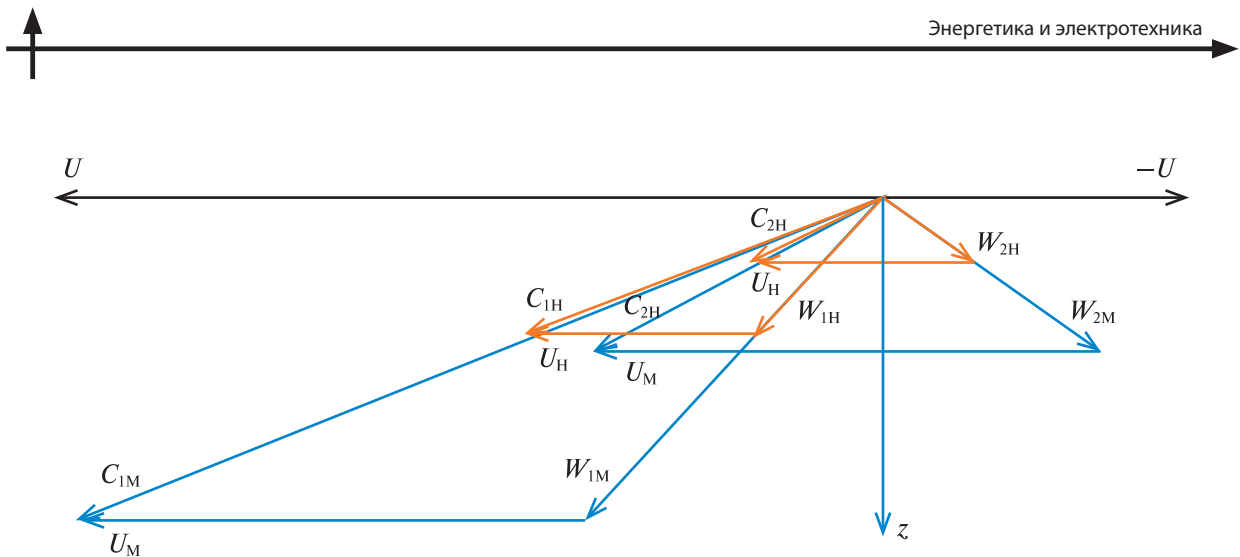


Рис. 5 Треугольники скоростей натурной и модельной турбинных ступеней на режиме 1
 (— гексаметилдисилоксан (н); — воздух (м))
 Fig. 5. Velocity triangles of ORC turbine (orange) and it's air model (blue) at 1st modeled regime

На рис. 5 показаны треугольники скоростей натурной и модельной турбинных ступеней на режиме 1. Максимальное расхождение между коэффициентами кинематического подобия на всех четырех модельных режимах укладывается в диапазон $\pm 4\%$.

Таким образом, в программу экспериментального исследования были включены четыре смоделированных режима, на которых проводились измерения интегральных характеристик турбинной ступени. Для каждого режима были рассчитаны четыре варианта температуры торможения (70, 75, 80, 85 °С) перед сопловым аппаратом, так как заранее не было известно, до какой температуры удастся прогреть воздушный коллектор, подводящий воздух к экспериментальному стенду.

Методика проведения эксперимента

При проведении экспериментального исследования воздушная компрессорная станция выводится на назначенный расчетный стабильный режим работы таким образом, чтобы давление торможения перед СА соответствовало программе исследования, а именно пошагово P_0^* равнялось 308; 471,7; 537,58; 713,8 кПа. При этом для каждого из режимов в зависимости от текущего значения температуры перед СА устанавливается необходимая частота вращения ротора. При выходе на режим по всем параметрам (P_0^* ; T_0^* ; n) делается временная выдержка для его стабилизации и записи данных измерительной системы.

Регулирование параметров воздуха на входе в исследуемую ступень достигалось путем управления входной арматурой перед компрессорной станцией (изменение температуры) и сбросной (байпасной) арматурой перед экспериментальным стендом (изменение давления). Регулирование частоты вращения ротора осуществлялось с помощью гидротормоза.

Результаты численного исследования показали, что особенностью режимов 2, 3, 4 является возможность понижения статической температуры потока в проточной части ступени ниже 0 °С и достижения минимального значения -50 °С (табл. 3). Это означает, что не исключено постепенное зарастание проточной части турбинной ступени льдом, которое может привести к возникновению помпажа компрессора, а потому требует постоянного пристального контроля режимных параметров.

Во избежание возникновения подобной опасной ситуации при переходе на следующий режим на воздушном коллекторе полностью открывается сбросная (байпасная) арматура, при этом давление на входе в СА падает до 200–250 кПа (при температуре 50–70 °С), степень расширения в турбинной ступени также падает, а проточная часть исследуемой ступени прогревается до 25–35 °С. После прогрева в возможно короткое время сбросная арматура и гидротормоз возвращаются в рабочее положение согласно следующему режиму исследования.

Таблица 3

Данные значений экспериментального и численных исследований

Table 3

Results of experimental and numerical calculation research

Номер режима	Рабочее тело и способ получения данных	Давление и температура торможения на входе в СА		Частота вращения	Усилие на рычаге гидротормоза	Момент вращения	Мощность ступени	Массовый расход	Число Маха		Характеристическое число и внутренний КПД ступени		Статическое давление за СА и РК		Статическая температура за СА и РК		Степень реактивности	
		P_0^* , Па	T_0^* , °C						M_{Cl}	$M_{н2}$	U/C_0	η_i	P_1 , Па	P_2 , Па	T_1 , К	T_2 , К	ρ_r	$\rho_{ср}$
1	ММ, численный расчет	99395,5	163,3	4440	—	13,327	6196,66	0,665	1,113	0,300	0,446	0,476	40942,1	40041,1	428,2	429,4	—	0,025
	Воздух, численный расчет	308000	51,2	9544,7	72,700	50,490	50468,5	1,083	1,125	0,301	0,446	0,500	102444	98569	259,6	270,4	—	0,029
	Воздух, эксперимент	313031	51,2	9580,9	73,357	50,946	51118,2	1,115	не измерялось	не измерялось	0,449	0,509	101716	100798	не измерялось	не измерялось	0,005	—
2	ММ, численный расчет	156181	169,4	6252	—	27,012	17685,3	1,042	1,492	0,402	0,514	0,578	42024,2	40050,7	427,7	429,5	—	0,035
	Воздух, численный расчет	471700	72,8	12928,3	128,649	89,347	120960,7	1,654	1,463	0,402	0,514	0,584	107245	98649	243,7	257,0	—	0,043
	Воздух, эксперимент	471874	72,8	13292,6	121,332	84,265	117326,8	1,648	не измерялось	не измерялось	0,532	0,577	107439	101559	не измерялось	не измерялось	0,027	—
3	ММ, численный расчет	184588	171,7	7000	—	33,153	24302,3	1,232	1,601	0,438	0,543	0,600	42314,9	40188,4	427,7	429,5	—	0,033
	Воздух, численный расчет	537580	71,8	14092,9	147,338	102,326	151020,7	1,888	1,552	0,438	0,543	0,600	109132	98294	234,0	245,7	—	0,049
	Воздух, эксперимент	537218	71,8	14162,7	135,025	93,775	139065	1,872	не измерялось	не измерялось	0,551	0,567	107470	101893	не измерялось	не измерялось	0,022	—
4	ММ, численный расчет	227182	174,8	7850	—	43,171	35488,6	1,516	1,715	0,518	0,571	0,626	43019,7	40036,4	427,8	429,5	—	0,041
	Воздух, численный расчет	713800	77,4	15844,3	205,754	142,896	237101,1	2,488	1,730	0,518	0,571	0,626	111993	98442	220,5	231,3	—	0,049
	Воздух, эксперимент	712893	77,4	15915,7	173,903	120,775	201274,4	2,457	не измерялось	не измерялось	0,580	0,550	119875	103944	не измерялось	не измерялось	0,051	—

Выполненный в ходе подготовки анализ вибрационной диаграммы ротора показал, что режимы 2 и 3 попадают в зону резонанса первой формы собственных колебаний РК с седьмой гармоникой возмущающей силы, что опасно, так как СА имеет ровно семь каналов, т. е. возбудителей потока. Вибрационная отстройка РК в данном случае не имеет большого значения, поскольку экспериментальное исследование турбинной ступени подразумевает прохождение режимов с широким диапазоном частот. Однако знание о резонансном режиме крайне важно для понимания причины возникших во время проведения эксперимента вибраций.

Методика обработки экспериментальных данных

Цель обработки экспериментальных данных — получение интегральных характеристик турбинной ступени [15, 16]. Определение массового расхода воздуха выполнялось в соответствии с ГОСТ 8.586–2005. Далее по широко известным изоэнтروпийным формулам рассчи-

тывались действительная мощность модельной турбинной ступени N , перепад энтальпий на ступень H_0 , термодинамическая степень реактивности в корневом и периферийном сечениях ρ'_0 и ρ''_0 , а также внутренний КПД ступени

$$\eta_i = \frac{N}{GH_0}.$$

Результаты экспериментальных исследований

Все этапы экспериментального исследования модели органической паровой турбины проходили в соответствии с разработанной методикой. В ходе эксперимента была подтверждена правильность выполненных прочностных и режимных расчетов. На режимах 3 и 4 наблюдалось плановое образование тумана и снежно-ледовых отложений за РК ступени и на выходе из выхлопного патрубка стенда (рис. 6). На режиме 3 из-за явлений резонанса ощущалась вибрация фундамента стенда.

Результаты экспериментального исследования воздушной модели органической паровой

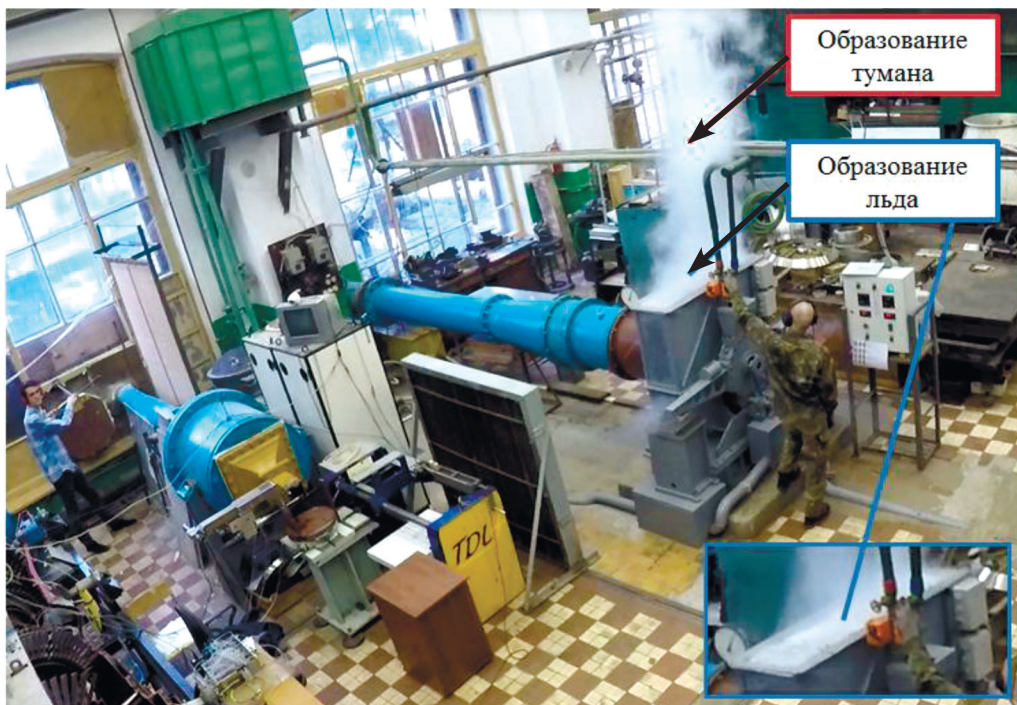


Рис. 6. Проведение физического исследования воздушной модели органической турбины на режиме 4

Fig. 6. Process of researching of ORC turbine's air model at 4th modeled regime

Таблица 4

Погрешности экспериментального исследования

Table 4

Experimental research errors

Номер режима	N , Вт	G , кг/с	U/C_0	η_i	ρ_r
1	$\pm 689,2$	$\pm 0,045$	$\pm 0,002$	$\pm 0,021$	$\pm 0,006$
2	$\pm 960,7$	$\pm 0,042$	$\pm 0,001$	$\pm 0,015$	$\pm 0,006$
3	± 1025	$\pm 0,043$	$\pm 0,001$	$\pm 0,014$	$\pm 0,006$
4	± 1158	$\pm 0,043$	$\pm 0,001$	$\pm 0,010$	$\pm 0,004$

Примечание: P_0^* , T_0^* , n , F , M , P_1 , P_2 — те же, что и в табл. 3

Таблица 5

Относительное отклонение данных эксперимента на воздухе от численного расчета на воздухе

Table 5

Experimental research results relative deviation from numerical calculation with air working fluid

Номер режима	P_0^* , %	T_0^* , %	n , %	F , %	M , %	N , %	G , %	U/C_0 , %	η_i , %	P_1 , %	P_2 , %
1	1,6	0,0	0,4	0,9	0,9	1,3	2,9	0,7	1,7	-0,7	2,3
2	0,0	0,0	2,8	-5,7	-5,7	-3,0	-0,3	-2,0	-1,2	0,2	2,9
3	-0,1	0,0	0,5	-8,4	-8,4	-7,9	-0,8	1,4	-5,5	-1,5	3,7
4	-0,1	0,0	0,5	-15,5	-15,5	-15,1	-1,3	1,6	-12,2	7,0	5,6

Таблица 6

Относительное отклонение данных эксперимента на воздушной модели от численного расчета для турбинной ступени на ММ

Table 6

Experimental research results relative deviation from numerical calculation with MM working fluid

Номер режима	U/C_0 , %	η_i , %
1	0,6	6,9
2	3,6	-0,3
3	1,4	-5,5
4	1,6	-12,2

турбины представлены в табл. 3. Расчет погрешностей (табл. 4) выполнялся согласно ГОСТ Р 8.736-2011**.

В таблице 3 также представлены данные численного моделирования режимов. Каждому

режиму соответствует свое модельное характеристическое число U/C_0 . Значения полученных экспериментальных и численных зависимостей КПД, мощности и характеристического числа турбинной ступени от начального давления торможения перед ступенью представлены на рис. 7–9. В табл. 5 и 6 приведены относительные отклонения данных эксперимента на воздушной модели от численных расчетов для нее и для турбинной ступени ММ.

** ГОСТ Р8.736-2011. Государственная система обеспечения единства измерений. Измерения прямые многократные. Методы обработки результатов измерений. Основные положения.

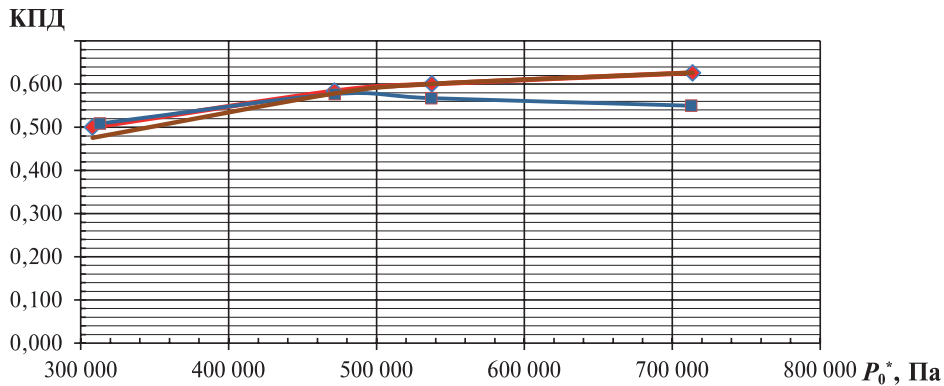


Рис. 7. Зависимость КПД $= f(P_0^*)$ модельных режимов турбинной ступени в экспериментальном исследовании на воздухе и в численном расчете на воздухе и ММ:

—♦— воздух, численный расчет; —■— воздух, эксперимент;
— ММ, численный расчет при модельном давлении

Fig. 7. $\eta_i = f(P_0^*)$ at modeled regimes of the turbine stage at test rig research with air working fluid and of numerical calculations with air and MM working fluids

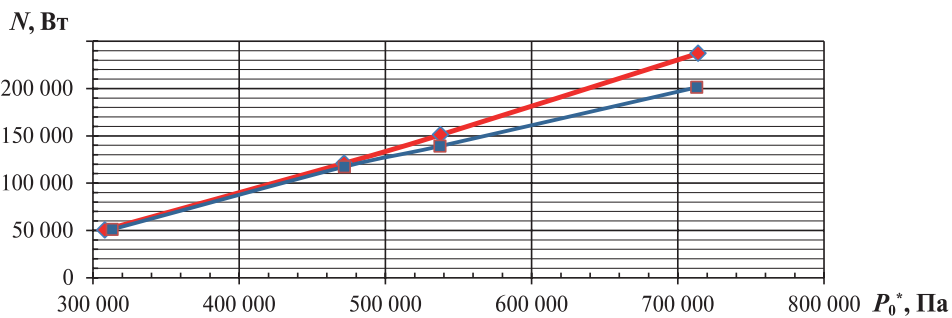


Рис. 8. Зависимость $N = f(P_0^*)$ модельных режимов турбинной ступени в численном и экспериментальном исследовании на воздухе: —♦— воздух, численный расчет;

—■— воздух, эксперимент

Fig. 8. $N = f(P_0^*)$ at modeled regimes of the turbine stage at test rig research and numerical calculation with air working fluid

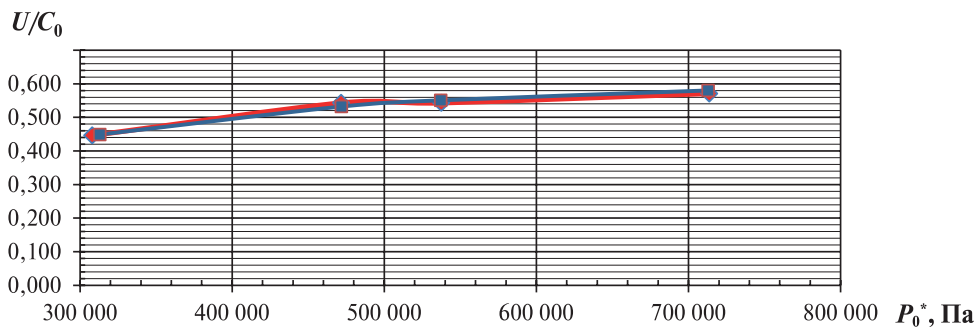


Рис. 9. Зависимость $U/C_0 = f(P_0^*)$ модельных режимов турбинной ступени в численном и экспериментальном исследовании на воздухе: —♦— воздух, численный расчет;

—■— воздух, эксперимент

Fig. 9. $U/C_0 = f(P_0^*)$ at modeled regimes of the turbine stage at test rig research and numerical calculation with air working fluid

Анализ результатов экспериментальных исследований

Анализ результатов экспериментальных исследований воздушной модели органической паровой турбины показывает, что основные характеристики (мощность и КПД) физического эксперимента на режимах 1 и 2 различаются от численного расчета в пределах 1,2–3 %, что подтверждает хорошее совпадение результатов и, значит, качество постановки численного расчета и физического эксперимента.

Отклонения, полученные на режимах 3 и 4 (до 15 %), как уже было сказано, могут быть объяснены выпадением твердой фазы влаги из воздуха, то есть тумана, снега и льда, что видно на рис. 6. Это связано с тем, что статическая температура за СА на данных режимах опускается ниже $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$, приводя к пульсационному зарастанию проточной части турбинной ступени, уменьшению при этом сечения каналов рабочих лопаток и, как результат, снижению КПД. Масштаб снежного отложения на поверхности выхлопного патрубка составляет 2–3 мм (визуальная оценка). Оценить толщину отложений на поверхности рабочих лопаток невозможно, однако сомнений в их наличии нет.

Расчет массы выпадающей твердой фазы показал, что на режиме 4 образовывается 24 гр/с жидкой (твердой) фазы, не участвующей в полезной работе турбинной ступени, что приводит к снижению мощности ступени на 0,5 %. Прогрев проточной части между ре-

жимами не приводил к длительному эффекту. В дальнейшем данная проблема может быть решена путем установки проточного электрического нагревателя мощностью более 200 кВт, однако в рамках данного исследования нагреватель не применялся.

Выводы

Полученные результаты проведенного экспериментального исследования воздушной модели органической паровой турбины подтвердили возможность моделирования работы органического рабочего тела (гексаметилдисилоксан) на воздушном стенде. Это подтверждается корреляцией интегральных характеристик турбинных ступеней на модельных режимах 1 и 2, полученных двумя способами: численным расчетом работы органической паровой турбины в программе ANSYS и экспериментальным физическим исследованием ее воздушной модели.

Полученные результаты позволяют в дальнейшем, при создании органических паровых турбин, после моделирования органического рабочего тела численными методами проводить экспериментальные исследования воздушных моделей турбинных ступеней на имеющихся экспериментальных стендах. Дальнейшие исследования могут быть направлены на изучение с использованием пятиканальных зондов и метода PIV (Particle Image Velocimetry) образования вихревых и срывных зон на частичных модельных режимах турбинных ступеней.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Перечень условных обозначений, индексов и сокращений

ОЦР	— органический цикл Ренкина
ORC	— organic Rankine cycle
ОРТ	— органическое рабочее тело
ГТУ	— газотурбинная установка
СА	— сопловой аппарат
РК	— рабочее колесо
ММ	— гексаметилдисилоксан, hexamethyldisiloxane
н	— натура
м	— модель
'	— корневое сечение
"	— периферийное сечение
P_0^*	— давление торможения перед СА, Па
P_1	— статическое давление в потоке за СА, Па
P_2	— статическое давление в потоке за РК, Па

N	— внутренняя мощность ступени, Вт
ω	— частота вращения ротора, рад/с
n	— частота вращения ротора, об/мин
C_1	— абсолютная скорость на выходе из СА, м/с
W_1	— относительная скорость на выходе из СА, м/с
C_2	— абсолютная скорость на выходе из РК, м/с
W_2	— относительная скорость на выходе из РК, м/с
U	— окружная скорость, м/с
k	— показатель адиабаты
R	— удельная газовая постоянная, Дж/[кг·К]
h_0	— изоэнтروпийная разность энтальпий, вычисленная по полным параметрам потока перед турбиной ступенью и по статическому давлению за ней, Дж/кг
T_0^*	— температура торможения перед СА, К
ρ_T	— термодинамическая степень реактивности турбинной ступени
G	— массовый расход воздуха через турбинную ступень, кг/с
P	— усилие на рычаге гидротормоза, Н
L	— длина плеча рычага гидротормоза, м
h'_{1t}	— изоэнтропийная разность энтальпий, вычисленная по полным параметрам потока перед турбинной ступенью и по статическому давлению в корневом сечении за СА, Дж/кг
h'_{2t}	— изоэнтропийная разность энтальпий, вычисленная по статическим параметрам потока в корневом сечении перед РК и по статическим параметрам осредненным по корневому и периферийному сечениям за РК, Дж/кг
Sh	— число Струхала
Re	— число Рейнольдса
Eu	— число Эйлера
U/C_0	— характеристическое число
C_0	— условная скорость, рассчитываемая по перепаду энтальпий на ступень, м/с
M	— число Маха
$k_{кин}$	— коэффициент кинематического подобия
C_p и C_v	— изобарная и изохорная теплоемкости, Дж/[кг·К]
π_T	— коэффициент понижения давления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Quoilin S., Lemort V.** Technological and Economical Survey of Small-Scale Organic Rankine Cycle Systems // Fifth European conference, Economics and management of energy in industries. 2009. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://www.eolss.net/sample-chapters/c05/E6-35-43-00.pdf> (Дата обращения: 29.04.2016)
2. **Pytilinski J. T.** Solar energy installations for pumping irrigation water // Solar Energy, 21(4) (1978) 255–262.
3. **Томаров Г. Н., Никольский А. И., Семенов В. Н., Шипков А. А.** Геотермальная энергетика: Справочно-методическое издание / Под ред. П. П. Безруких. М.: «Интертехэнерго-Издат», «Теплоэнергетик», 2015. — 304 с.
4. **Larjola L.** Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC) // International journal of production economics. 1995. Vol. 41. P. 227–235.
5. **Vescovo R.** ORC recovering industrial heat // Co-generation and On-Site Power Production. 2009. Vol. 2. P. 53–57.
6. Key World Energy Statistics / International Energy Agency. 2015.
7. **Забелин Н. А., Лыков А. В., Рассохин В. А.** Оценка располагаемой тепловой мощности уходящих газов газоперекачивающих агрегатов единой системы газоснабжения России // Научно-технические ведомости СПбПУ. 2013. № 4 (183). Т. 1. С. 136–144.
8. **Emiliano I. M. Casati.** New concepts for Organic Rankine Cycle Power Systems. Milan, 2014
9. **Кириллов И. И.** Теория турбомашин. Л.: Машиностроение, 1972. 536 с.
10. **Седов Л. И.** Методы подобия и размерности в механике. 8-е изд., перераб. М.: Наука, 1977. 440 с.

11. **Морозов Н. В., Корасев В. П.** Паровые турбины на низкокипящем рабочем теле // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета имени академика М. Ф. Решетнева. 2010. № 28. С. 102–106.

12. **Zabelin N. A., Saychenko A. S.** Development of an environmentally friendly steam turbine working on organic fluid for waste heat utilization // St. Petersburg polytechnic university journal of engineering sciences and technology. 2016. № 3(249). P. 5–14.

13. **Забелин Н. А., Олеников С. Ю., Сайченко А. С., Сивоконь В. Н., Смирнов Е. Т., Смирнов М. В.** Экспе-

риментальный стенд для исследования высокооборотной воздушной модели одноступенчатой малорасходной турбины конструкции ЛПИ мощностью 260 кВт. // Наука и техника в газовой промышленности. 2015. № 3 (63). 120 с.

14. **Ngoc Anh, Wendland M., Fischer J.** Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles. Vienna, 2011.

15. **Дейч М. Е., Трояновский Б. М.** Исследование и расчет ступеней осевых турбин. М.: Машиностроение, 1964. 628 с.

16. **Шенк Х.** Теория инженерного эксперимента. М.: Мир, 1972. 381 с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ЗАБЕЛИН Николай Алексеевич — кандидат технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

E-mail: n.zabelin.turbo@mail.ru

САЙЧЕНКО Александр Сергеевич — аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

E-mail: Saychen@yandex.ru

СИВОКОНЬ Виктор Николаевич — главный инженер ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург».

E-mail: ltg@spb.ltg.gazprom.ru

ФОКИН Георгий Анатольевич — доктор технических наук генеральный директор ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург».

E-mail: ltg@spb.ltg.gazprom.ru

REFERENCES

[1] **Quoilin S., Lemort V.** Technological and Economical Survey of Small-Scale Organic Rankine Cycle Systems. *Fifth European conference, Economics and management of energy in industries*. 2009. Rezhim dostupa: <http://www.eolss.net/sample-chapters/c05/E6-35-43-00.pdf> (data obrashcheniya: 29.04.2016)

[2] **Pytilinski J. T.** Solar energy installations for pumping irrigation water. *Solar Energy*. 21(4) (1978) 255–262.

[3] **Tomarov G. N., Nikolskiy A. I., Semenov V. N., Shipkov A. A.** Geotermalnaya energetika: Spravochno-metodicheskoye izdaniye / Pod red. P. P. Bezrukikh. M.: “Interkhenenergo-Izdat”, “Teploenergetik”, 2015. 304 s. (rus.)

[4] **Larjola L.** Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC). *International journal of production economics*. 1995. Vol. 41. P. 227–235.

[5] **Vescovo R.** ORC recovering industrial heat. *Co-generation and On-Site Power Production*. 2009. Vol. 2. P. 53–57.

[6] Key World Energy Statistics, International Energy Agency. 2015.

[7] **Zabelin N. A., Lykov A. V., Rassokhin V. A.** Otsenka raspolagayemoy teplovooy moshchnosti ukhodyashchikh gazov gazoperekachivayushchikh agregatov yedinoym sistemy gazosnabzheniya Rossii. *Nauchno-tekhnicheskkiye vedomosti SPbPU*. 2013. № 4 (183). T. I. S. 136–144. (rus.)

[8] **Emiliano I. M. Casati.** New concepts for Organic Rankine Cycle Power Systems. Milan, 2014.

[9] **Kirillov I. I.** Teoriya turbomashin. L.: Mashinostroyeniye, 1972. 536 s. (rus.)

[10] **Sedov L. I.** Metody podobiya i razmernosti v mekhanike. 8-ye izd., pererab. M.: Nauka, 1977. 440 s. (rus.)

[11] **Morozov N. V., Korasev V. P.** Parovyie turbiny na nizkokipyashchem rabochem tele. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta imeni akademika M. F. Reshetneva*. 2010. № 28. S. 102–106. (rus.)

[12] **Zabelin N. A., Saychenko A. S.** Development of an environmentally friendly steam turbine working on organic fluid for waste heat utilization. *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering sciences and technology*. 2016. № 3(249). S. 5–14.

[13] **Zabelin N. A., Olennikov S. Yu., Saychenko A. S., Sivokon V. N., Smirnov Ye. T., Smirnov M. V.** Eksperimentalnyy stend dlya issledovaniya vysokooborotnoyvozdushnoy modeli odnostupenchatoy maloraskhodnoy turbiny konstruksii LPI moshchnostyu 260 kVt. *Nauka i tekhnika v gazovoy promyshlennosti*. 2015. № 3(63). 120 s. (rus.)

[14] **Ngoc Anh, Wendland M., Fischer J.** Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles. Vienna, 2011. (rus.)

15. **Deych M. Ye., Troyanovskiy B. M.** Issledovaniye i raschet stupeney osevykh turbin. M.: Mashinostroyeniye, 1964. 628 s. (rus.)

16. **Shenk Kh.** Teoriya inzhenernogo eksperimenta. M.: Mir, 1972. 381 s. (rus.)

AUTHORS

ZABELIN Nikolai A. — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university.*

E-mail: n.zabelin.turbo@mail.ru

SAICHENKO Aleksandr S. — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university.*

E-mail: Saychen@yandex.ru

SIVOKON' Viktor N. — *Gazprom transgaz Saint-Petersburg LLC.*

E-mail: ltg@spb.ltg.gazprom.ru

FOKIN Georgii A. *Gazprom transgaz Saint-Petersburg LLC.*

E-mail: ltg@spb.ltg.gazprom.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 21 ноября 2017 г.