



ЭНЕРГЕТИКА

DOI 10.5862/JEST.226.1

УДК 621.165.1

Г.Л. Раков, Д.В. Паутов, М.В. Смирнов, Н.В. Куклина

О ВОЗМОЖНОСТИ СОЗДАНИЯ УТИЛИЗАЦИОННЫХ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С ОСЕСИММЕТРИЧНЫМИ СОПЛАМИ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

G.L. Rakov, D.V. Pautov, M.V. Smirnov, N.V. Kuklina

A POSSIBILITY OF DESIGNING RECOVERY TURBOGENERATORS WITH AXISYMMETRIC NOZZLES FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES

В рамках программы стратегического партнерства между СПбПУ и Лейбниц Университетом Ганновера проводится совместное исследование возможности создания утилизационных турбогенераторов для двигателей внутреннего сгорания грузовых автомобилей. В качестве термодинамического цикла для утилизационного турбогенератора рассмотрена возможность применения органического цикла Ренкина. Проанализированы номинальный и переменные режимы работы ДВС. Для этих режимов работы выполнен анализ условий работы турбогенератора, выбор параметров и одномерный газодинамический расчет турбины, в которой применен сопловый аппарат с осесимметричными соплами. Выполнено профилирование соплового аппарата и рабочего колеса.

МАЛОРАСХОДНЫЕ ТУРБИНЫ; МИКРОТУРБИНЫ; УТИЛИЗАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ; ТУРБИНЫ С ОСЕСИММЕТРИЧНЫМИ СОПЛАМИ; ТУРБОГЕНЕРАТОРЫ.

As part of the strategic partnership between SPbPU and Leibniz Universität Hannover conducted a joint investigation of the possibility of creating an utilizing turbo-generator for an internal combustion engines trucks. As a thermodynamic cycle for the utilizing turbo-generator considered the possibility of using an organic Rankine cycle. Design modes, part-load modes and full-load modes of the ICE was analyzed. For these operating modes the followings were performed: analysis of working conditions of the turbo-generator, parameters selection and one-dimensional calculation of the turbine. As turbine nozzles used an axially symmetric nozzles. Profiling of nozzles and rotor blades was performed.

LOW FLOW RATE TURBINES; MICROTURBINES; RECOVERY UNITS; TURBINE WITH AXISYMMETRIC NOZZLES; TURBOGENERATORS.

Введение

Повышение эффективности тепловых двигателей – одна из наиболее приоритетных задач современной энергетики в свете необходимости снижения материальных затрат и потребления

топлива. «Ахиллесова пятка» тепловых двигателей – термодинамически обусловленная неизбежность тепловых потерь в холодный источник (для замкнутых циклов – в окружающую среду). В настоящее время двигатели внутреннего сгорания (ДВС) имеют высокий коэффициент по-

лезногого действия, при этом потери теплоты с уходящими газами достигают 40 %. Основной путь повышения КПД тепловых двигателей – увеличение начальной температуры процесса расширения рабочего тела с соответствующим увеличением начального давления, что ограничено возможностями современных материалов. В этой связи утилизация тепловой энергии уходящих газов в утилизационных турбогенераторах становится актуальным мероприятием, поскольку позволяет повысить эффективность эксплуатируемого в настоящее время парка ДВС.

Один из возможных путей повышения эффективности ДВС связан с утилизацией теплоты уходящих газов при совместной работе ДВС и утилизационного турбогенератора, работающего по органическому циклу Ренкина (ORC) [1]. Существенное влияние на эффективность утилизационных турбогенераторов оказывает выбор типа турбины. Он определяется рабочими параметрами и основными требованиями, предъявляемыми к электрогенерирующим установкам, в числе которых: высокая эффективность; надежность; компактность; простота обслуживания.

Первое условие выполняется при высоком совершенстве всех элементов, участвующих в процессе преобразования кинетической энергии рабочего тела в механическую энергию вращения ротора и далее в электрическую энергию. Второе условие достигается простотой конструкции турбогенератора. При одновальной компоновке турбина–генератор выполняется и третье условие. Однако третье условие требует высоких частот вращения, что в определенной степени конфликтует с условием надежности. Баланс противоречий обеспечивается выбором современных надежных серийных высокооборотных генераторов, подшипников и аэродинамически запираемых уплотнений. Последние два требования определяют выбор одноступенчатой турбины для привода электрогенератора.

В последнее время при разработке утилизационных турбогенераторов практически безальтернативным стал выбор активных турбинных ступеней с плоскими соплами [1, 2]. Тем не менее в работах [3, 4] показаны преимущества активных турбинных ступеней с осесимметричными соплами по сравнению со ступенями, имеющими плоские сопла. В этой связи представляет интерес исследование возможности применить для утилизационных турбогенераторов активные турбинные ступени с осесимметричными соплами.

Термодинамический цикл

Вопрос выбора термодинамического цикла установки – основополагающий. От выбора конфигурации цикла, его начальных параметров зависят состав оборудования установки, ее масштабарные показатели и, в конечном счете, эффективность [5]. В последнее время для утилизации тепловой энергии с низким термодинамическим потенциалом широкое распространение получили органические циклы Ренкина (Organic Rankine Cycles, ORC), в которых в качестве рабочего тела используются различные органические соединения [6, 7]. В предлагаемой работе за основу взят термодинамический цикл, исследованный ранее в [2].

Границные условия, в соответствии с которыми в [2] осуществлялся выбор рабочего тела, приведены в табл. 1. Область поиска оптимальных начальных параметров цикла лежала в диапазоне давлений, ограниченном максимальным давлением в цикле $p_{\max} = 4,0$ МПа и давлением конденсации $p_{\text{cond}} = 0,05$ МПа при минимальном температурном напоре в теплообменном аппарате $\Delta T_{\min} = 20$ К.

Таблица 1

Параметры уходящих газов [2]

Дизельный ДВС (12,8 л; 375 кВт)	$G_{\text{ух. г.}}, \text{кг/с}$	$T_{\text{ух. г.}}, \text{К}$
Номинальный режим	0,249	615,15
Частичная нагрузка	0,126	569,15
Перегрузка	0,338	630,15

Зависимость мощности цикла от начальной температуры для различных рабочих тел, полученная в [2], приведена на рис. 1.

В связи с более высокой по сравнению с остальными рабочими телами мощностью цикла в рабочем диапазоне температур в [2] в качестве рабочего тела был выбран этанол. Благодаря более высокой молекулярной массе по сравнению с водой и метаном этанол имеет более низкую скорость звука, что позволяет обеспечить более низкую частоту вращения ротора при равных средних диаметрах.

Значения начальных параметров термодинамического цикла, выбранные и обоснованные в работе [2], следующие:

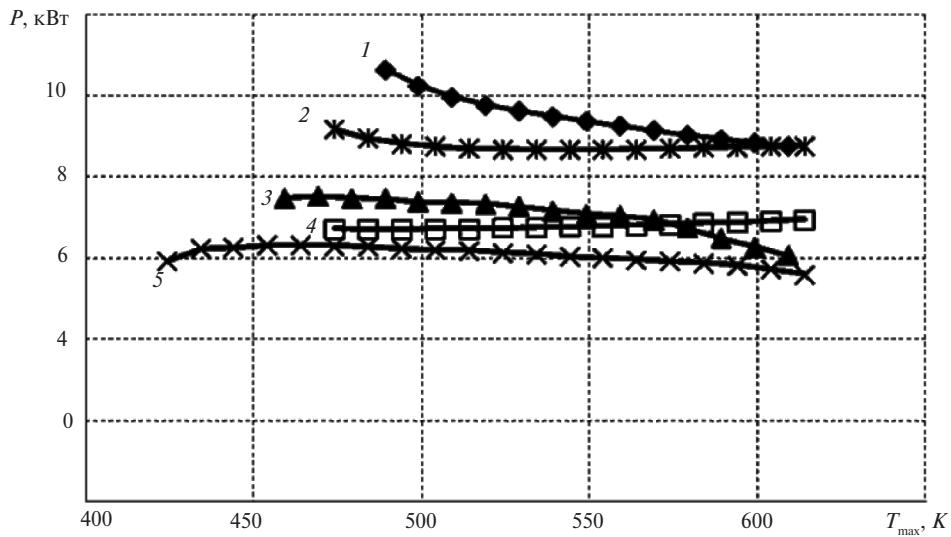


Рис. 1. Зависимость мощности цикла Ренкина при $\eta_r = 0,7$ от температуры в начале расширения [2] (1 – этанол; 2 – метанол; 3 – изопентан; 4 – вода; 5 – R245fa)

T_{\max}	490 К
p_{\max}	3,98 МПа
p_{cond}	0,081 МПа
G	0,0523 кг/с
$N [\eta_r = 0,7]$	10,7 кВт

Обоснование выбора типа турбинной ступени

Основные типы турбин, широко применяемые в настоящее время в газотурбинных установках: осевые, радиальные и радиально-осевые. Приведенные выше начальные параметры цикла обеспечивают высокую степень расширения в турбине ($\pi_r = 49$), которая в сочетании с высо-

кой частотой вращения приводит к введению парциального впуска рабочего тела. В таких условиях рабочие лопатки радиальных и радиально-осевых ступеней, находящиеся вне зоны впуска, будут работать в компрессорном режиме, что существенно скажется на их эффективности и надежности. Попытки снизить высоты лопаток для обеспечения полного впуска приведут к переходу ступени в категорию вихревых низкоэффективных ступеней. Кроме того, радиальные ступени характеризуются повышенными осевыми усилиями, выходящими за пределы возможных усилий, воспринимаемых высокооборотными шариковыми подшипниками.

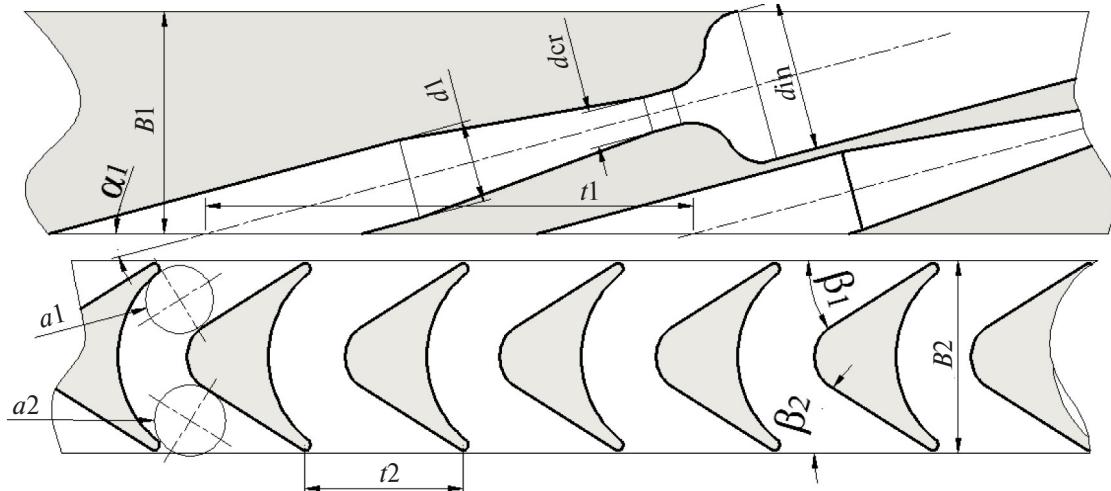


Рис. 2. Классическая активная турбинная ступень с парциальным подводом рабочего тела

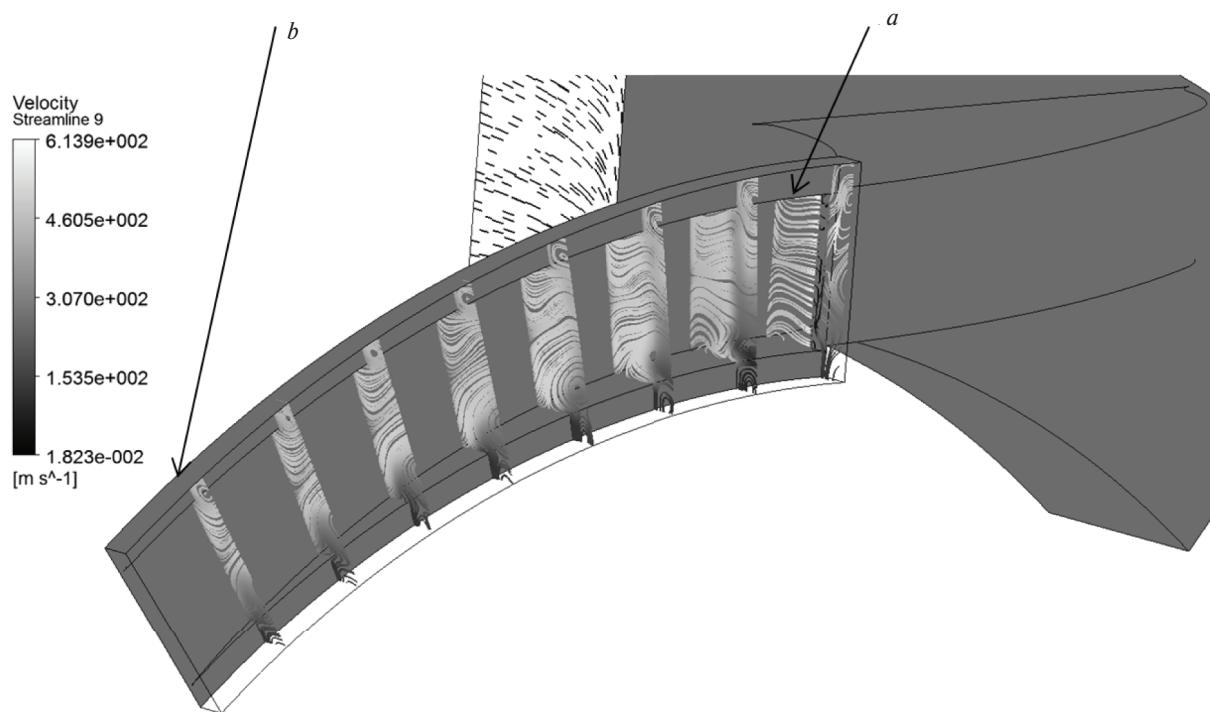


Рис. 3. Линии тока в косом срезе сопла с цилиндрическими обводами проточной части:
(*a* – критическое сечение и начало косого среза; *b* – конец косого среза)

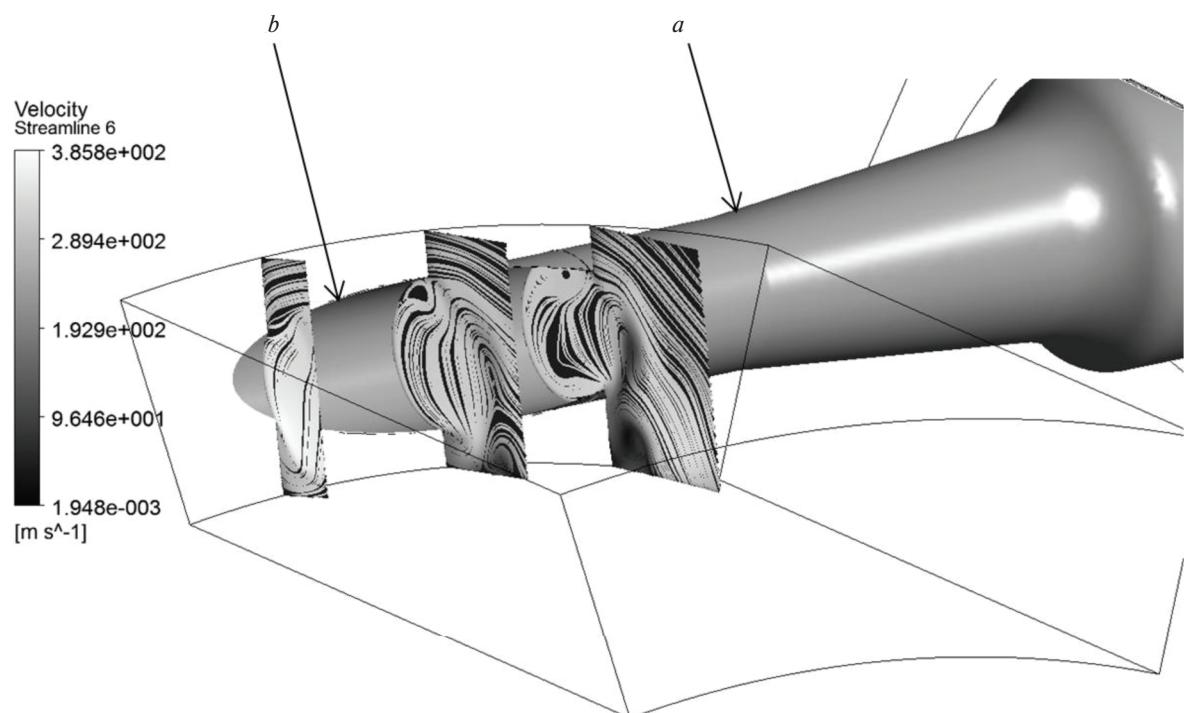


Рис. 4. Линии тока в косом срезе осесимметричного сопла
(*a* – критическое сечение и начало косого среза; *b* – конец косого среза)



Из ряда осевых ступеней необходимо исключить реактивные ступени из-за высоких осевых усилий и утечек рабочего тела в проточной части с малыми высотами лопаток и средним диаметром.

Таким образом, безальтернативной ступенью оказывается осевая активная ступень.

В выбранной области существуют ступени с формированием проточной части направляющих аппаратов лопатками и соплами. Эффективность активных турбинных ступеней с осесимметричными соплами (рис. 2) и парциальным подводом согласно разным данным находится в диапазоне 35–65 % [3, 4, 8]. В работе [3] на основе экспериментальных результатов показано, что при числах $M_{c1} > 1,4$ направляющие аппараты с осесимметричными соплами эффективнее лопаточных направляющих аппаратов. В СПбПУ проведен ряд исследований численными методами [9, 10], позволяющий подтвердить этот вывод на основе анализа структуры потока в косом срезе сопел (рис. 3 и 4).

На рис. 3 и 4 представлена структура потока в косом срезе сопел направляющих аппаратов с цилиндрическими корневыми и периферийными ограничивающими поверхностями и с осесимметричными соплами. На рис. 3 структура потока обладает существенной неравномерностью [9], в то же время в осесимметричном сопле поток более равномерный (рис. 4), что соответствует результатам физического эксперимента [3, 4].

Единственной альтернативой турбинной ступени с осесимметричными соплами может служить ступень с большим относительным шагом лопаток соплового аппарата и рабочего колеса (ступень ЛПИ) [11]. Однако сравнительные эксперименты и анализ эффективных показателей рассматриваемых ступеней в области малых степеней парциальности не проводились. В работе [11] обращается внимание на меньшую чувствительность ступени ЛПИ к парциальности по сравнению с лопаточными ступенями. Аналогично в работе [4] показаны преимущества эллиптической формы выходного сечения сопла, которая позволяет снизить потери кинетической энергии на краях дуг подвода рабочего тела и другие потери от парциальности. Кроме того, важно отметить, что активные турбинные сту-

пени более технологичны с точки зрения изготовления [3].

Расчет геометрических и режимных параметров турбины

Как было указано и обосновано выше, исследовалась возможность создания высокоэффективной одноступенчатой осевой активной турбины на начальные параметры термодинамического цикла, приведенные выше. Определение области поиска оптимальных геометрических параметров проектируемой турбинной ступени производилось по методике, разработанной на кафедре ТГиАД СПбПУ профессором В.А. Рассохиным и реализованной в программном комплексе «Выбор параметров. Turbo» [12–14] (рис. 5).

В качестве исходных данных для расчета используются T^*_0, p^*_0, p_2, G . При проектировании турбины для работы в паре с уже подобранным генератором частота вращения ротора считается заданной. По результатам расчетов построены зависимости $I_1(D_{cp})$ и $u/C_0(D_{cp})$. Результаты приведены на рис. 6 и 7.

Проводится совместный анализ пар кривых $I_1(D_{cp})$ и $u/C_0(D_{cp})$. По соображениям прочности и технологичности рекомендуется соблюсти условие $D_{cp}/l_1 \geq 8$ [14]. Для проектируемой турбины возможен выбор в пользу одноступенчатой осевой кинематической схемы, поскольку значения параметра u/C_0 принадлежат диапазону 0,38–0,45. В этом диапазоне произведен выбор пары параметров I_1 и D_{cp} .

По предварительным значениям параметров I_1 и D_{cp} произведена оценка угла входа в рабочее колесо в относительном движении β_1 и расположенной мощности турбины (рис. 8 и 9).

Результаты предварительного выбора параметров турбины, которые использовались в гидродинамическом расчете, следующие:

Располагаемая мощность N , Вт	14450
Частота вращения n , об/мин.....	105000
Средний диаметр турбинной	
ступени D_{cp} , мм.....	52,0
Характеристическое число u/C_0	0,35
Высота сопловой лопатки l_1 , мм	6
Угол выхода из соплового аппарата α_1 ,	
град	16
Степень парциальности ε	0,2
Число сопел Z_1 , шт.	1
Горло сопла Δ_{min} , мм	1,2

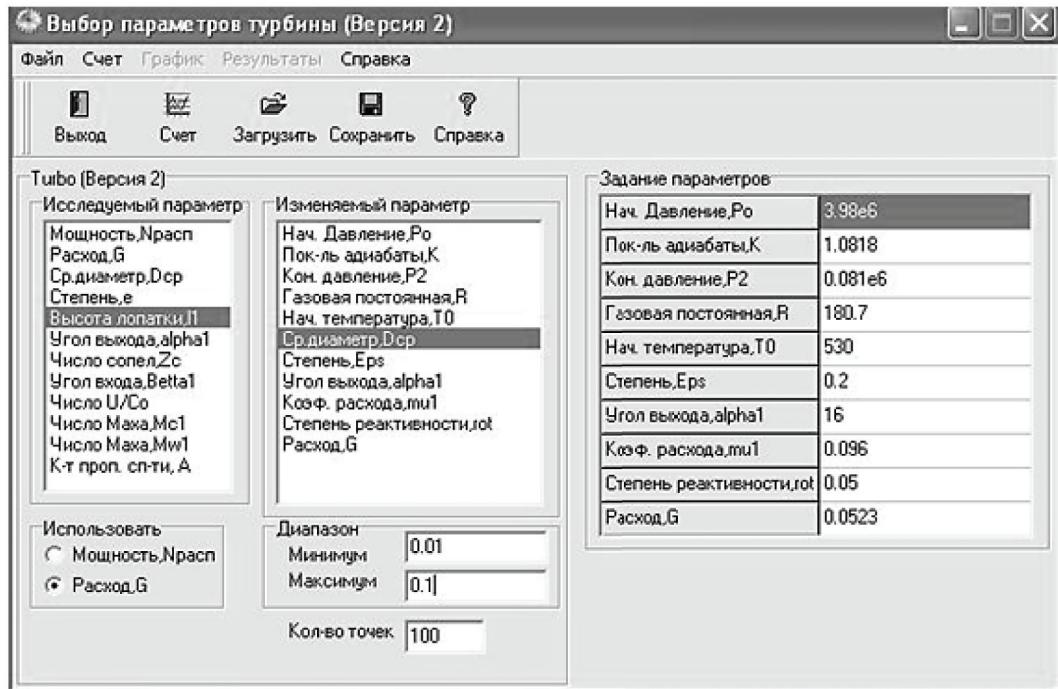


Рис. 5. Внешний вид интерфейса программного комплекса «Turbo»

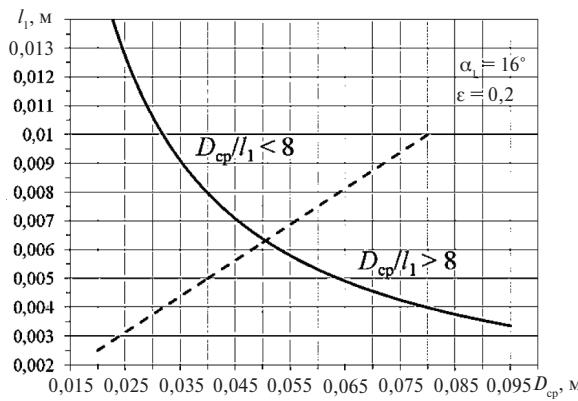


Рис. 6. Зависимость $l_1(D_{cp})$

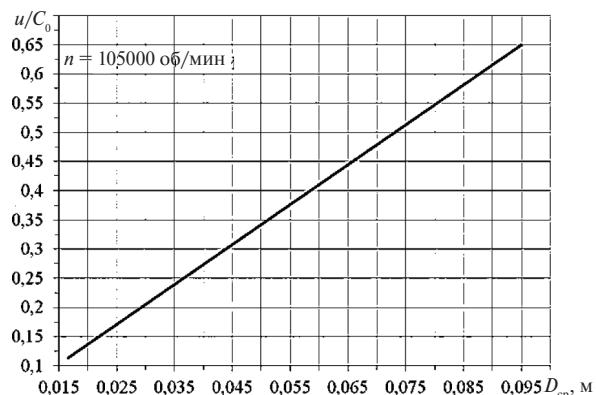


Рис. 7. Зависимость $u/C_0(D_{cp})$

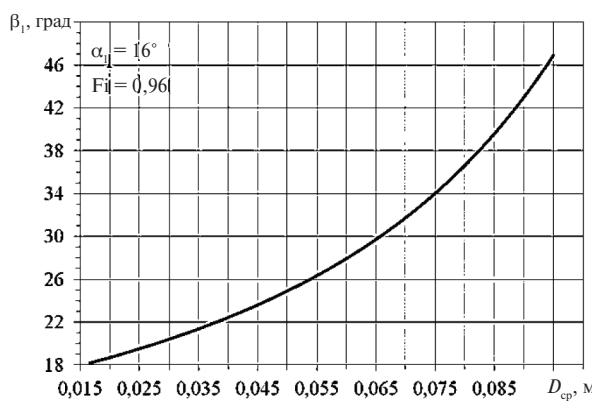


Рис. 8. Зависимость $\beta_1(D_{cp})$

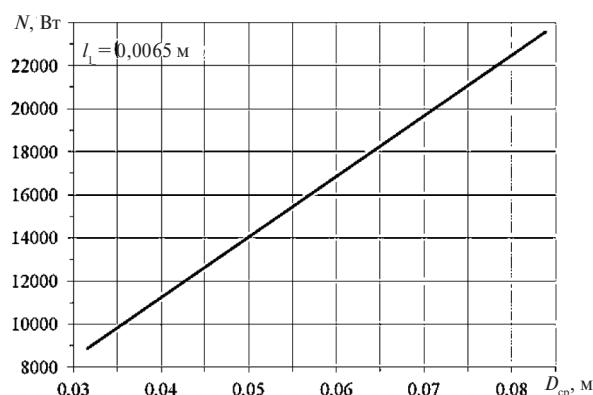


Рис. 9. Зависимость $N(D_{cp})$



Газодинамический расчет турбины

Методика газодинамического расчета турбинной ступени с осесимметричными соплами была сформирована на основе рекомендаций, изложенных в [8, 15]. Параметры, необходимые для профилирования расширяющейся части сопла, рассчитывались на основе рекомендаций, приведенных в [16].

При проектировании соплового аппарата (СА) на номинальные параметры работы на режиме перегрузки не может быть обеспечена. В этой связи было принято решение установить и задействовать при работе в режиме перегрузки дополнительное сопло. Исходные данные для газодинамического расчета:

Полное давление на входе

в ступень p_0^* , Па 3980000

Полная температура на входе

в ступень T_0^* , К 530

Статическое давление на выходе

из ступени p_2 , Па 81000

Средний диаметр ступени D_{cp} , м 0,06

Угол выхода потока из СА α_1 , град. 16

Степень парциальности ϵ 0,2

Коэффициент скорости СА φ 0,96

Термодинамическая степень

реактивности ступени ρ_r 0,05

Характеристическое число u/C_0 0,4

Расход G , кг/с 0,0523

Частота вращения рабочего колеса

n , об/мин 105000

Газовая постоянная R , Дж/(кг·К) 180,7

Показатель адиабаты k в начале

процесса расширения 1,182

Удельная теплоемкость в начале процесса

расширения c_p , Дж/(кг·К) 1173,557

Результаты газодинамического расчета на номинальном режиме работы получились следующими:

Располагаемый перепад энталпий на

ступень h_0 , Дж/кг 280521,3

Теоретическая скорость на выходе

из СА c_{lt} , м/с 749,0

Скорость на выходе из СА c_1 , м/с 726,6

Скорость в критическом сечении СА,

c_{kp} , м/с 322,1

Температура в критическом сечении СА

T_{kp} , К 485,8

Давление в критическом сечении СА

p_{kp} , Па 2260632,8
Диаметр критического сечения СА	
d_{kp} , м 0,002833
Диаметр выходного сечения из СА	
d_1 , м 0,00760
Высота рабочей лопатки l_2 , м 0,006439
Окружная скорость u , м/с 329,9
Скорость на входе / выходе из РК	
в относительном движении $w_1 = w_2$, м/с	396,2
Угол входа/выхода относительной	
скорости в/из рабочего колеса $\beta_1 = \beta_2^*$, град	25,62
Угол выхода из РК в абсолютном	
движении α_2^* , град 80,92
Абсолютная скорость на выход из РК	
c_2 , м/с 173,50
Окружной КПД ступени η_u 0,5873
Располагаемая мощность турбинной	
ступени N , Вт 8616,43

Профилирование сопел и рабочих лопаток

Как уже указывалось, течение в сопловых и рабочих каналах применительно к рассматриваемым условиям будет носить сверхзвуковой характер. Сверхзвуковые каналы, в отличие от дозвуковых, выполняются с переменным сечением. Характер изменения сечения канала определяется числами Маха и геометрической степенью расширения. При проектировании как соплового аппарата, так и рабочего колеса стоит принимать во внимание высокие абсолютные и относительные скорости рабочего тела. Сверхзвуковое течение в межлопаточных каналах сопровождается скачками уплотнения. Скачки уплотнения наибольшей интенсивности возникают, как правило, на входных и выходных кромках соплового аппарата и рабочего колеса. Негативное влияние толщины выходной кромки соплового аппарата на потери в турбинной ступени при сверхзвуковом течении было показано в [9, 10]. В этой связи для минимизации интенсивности скачков уплотнения необходимо минимизировать толщину входных и выходных кромок сопел и лопаток рабочего колеса с учетом прочностных и технологических возможностей.

По результатам предварительного и газодинамического расчетов, а также с учетом вышеизложенных рекомендаций была спроектирована осевая малорасходная турбина с осесимметричными соплами. Профилирование дозвуковых частей сопел выполнялось по прин-

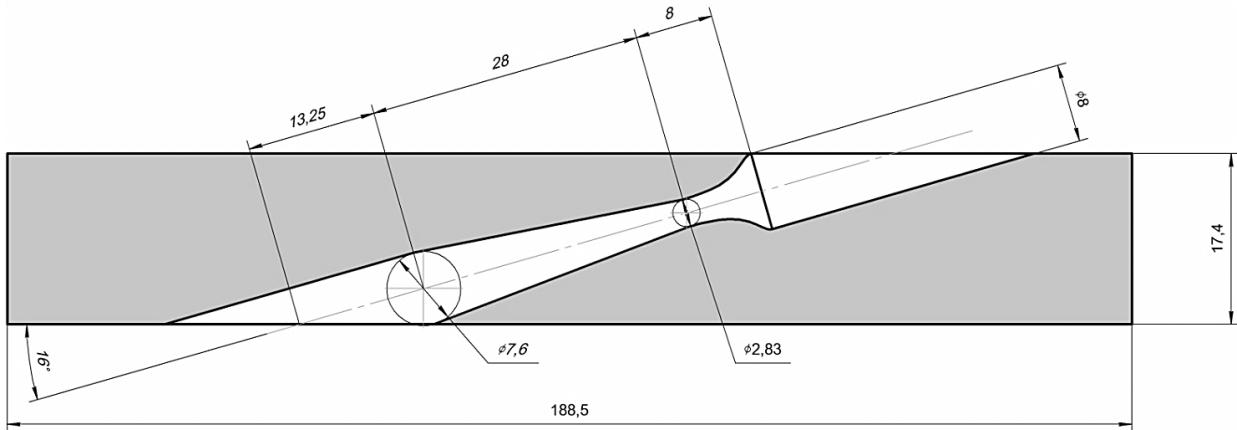


Рис. 10. Эскиз развертки на среднем диаметре проточной части СА
(сопло для режима перегрузки не показано)

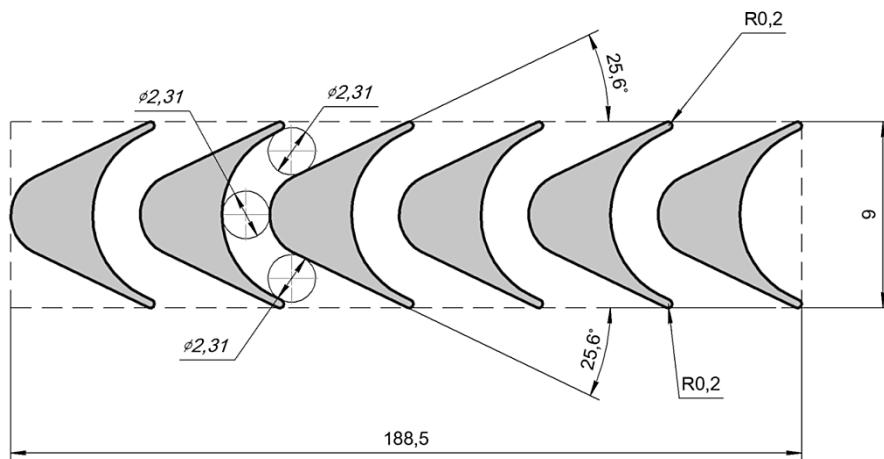


Рис. 11. Эскиз развертки на среднем диаметре проточной части РК

ципу сопла Витошинского, профилирование сверхзвуковых частей сопел – на основании рекомендаций, изложенных в [16]. Эскизы разверток проточных частей соплового аппарата и рабочего колеса на среднем диаметре представлены на рис. 10 и 11.

Выводы

В рамках совместной научной работы Института турбомашин и газовой динамики Ляйбниц Университета Ганновера (Германия) и кафедры «Турбины, гидромашины и авиационные двигатели» Санкт-Петербургского государственного политехнического университета посвященной исследованию возможности создания утилизационного турбогенератора для двигателей грузовых автомобилей, показана перспек-

тивность использования в нем турбинных ступеней с осесимметричными соплами.

Проведенный анализ позволил обосновать преимущества турбинных ступеней с осесимметричными соплами. Выбор режимных параметров и геометрических характеристик турбинной ступени произведен на базе отработанных методик и программных комплексов кафедры ТГиАД СПбПУ, имеющих в своей основе многолетний экспериментальный опыт кафедры. В результате проведенных изысканий показана возможность создания высокоеффективной активной осевой турбины с осесимметричными соплами для привода турбогенератора. Согласно полученным результатам расчетов турбинная ступень обеспечивает мощность $N = 8,62$ кВт при КПД на расчетном режиме $\eta_u = 0,587$.



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kunte H., Seume J. Partial Admission Impulse Turbine for Automotive ORC Application // SAE International. 2013. № 1. P. 62–72.
2. Rassokhin V., Zabelin N., Kunte H., Seume J., Olennikov S., Cherkasova M., Sebelev A. The design of microturbine units with low-consumed turbines constructed by LPI for heat recovery of exhaust gases of internal combustion engines // Results of joint research activity of scientists from Saint-Petersburg State Polytechnical University and Leibniz University of Hannover. Polytechnical University Publishing House, 2014. P. 139–155.
3. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 192 с.
4. Раков Г.Л. Аэродинамическое совершенствование малорасходных турбин: Дисс. ... канд. техн. наук. Л., 1982. 176 с.
5. Арсеньев Л.В. Газотурбинные установки. Конструкции и расчет: Справочное пособие / Под общ. ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина. Л.: Машиностроение, 1978. 256 с.
6. Chen H.J., Goswami D.Y., Rahman M.M., Stefanakos E.K. A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power // Energy. 2011. №36. P. 549–555.
7. Gao H., Liu Ch., He Ch., Xu X., Wu Sh., Li Y. Performance analysis and working fluid selection of a supercritical Organic Rankine Cycle for low grade waste heat recovery // Energies. 2012. № 5. P. 3233–3247.
8. Щегляев А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин: Учеб. для вузов. М.: Энергоатомиздат, 1993. 384 с.
9. Забелин Н.А., Раков Г.Л., Рассохин В.А., Себелев А.А., Смирнов М.В. Исследование особенностей течения в малорасходных турбинных ступенях конструкции ЛПИ // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. №1(166). С. 45–53.
10. Забелин Н.А., Раков Г.Л., Себелев А.А., Харисов И.С. Влияние уплотнений на эффективность малорасходных турбинных ступеней конструкции // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. №3 (178). С. 32–41.
11. Рассохин В.А. Турбины конструкции ЛПИ: Примущества, характеристики, опыт разработки и применение // Труды СПбГПУ. 2004. №491. С. 152–161.
12. Рассохин В.А., Бусурин В.Н., Садовничий В.Н., Бенько А.В. Моделирование и многорежимная оптимизация малорасходных турбин // Тез. докл. Юбилейной научн.-техн. конф. «Инновационные научноёмкие технологии для России». СПб, 1995. С. 39.
13. Рассохин В.А., Фершалов Ю.Я. Сопловые аппараты с малым углом выхода // Труды ДВГТУ. Сер. 3. Кораблестроение и океанотехника. Владивосток. 1993. Вып. 111. С. 75–78.
14. Рассохин В.А. Выбор параметров малорасходных турбин: Методические указания. СПб: Издво СПбГТУ, 1997. 45 с.
15. Кириллов И.И. Теория турбомашин. Л.: Машиностроение, 1972. 533 с.
16. Васильев А.П., Кудрявцев В.М., Кузнецов В.А. [и др.] Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей. В 2 кн. Кн. 1. Учеб. для авиац. спец. вузов / Под ред. В.М. Кудрявцева. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 1993. 383 с.

REFERENCES

1. Kunte H., Seume J. Partial Admission Impulse Turbine for Automotive ORC Application. SAE International. 2013. № 1. P. 62–72.
2. Rassokhin V., Zabelin N., Kunte H., Seume J., Olennikov S., Cherkasova M., Sebelev A. The design of microturbine units with low-consumed turbines constructed by LPI for heat recovery of exhaust gases of internal combustion engines // Results of joint research activity of scientists from Saint-Petersburg State Polytechnical University and Leibniz University of Hannover. Polytechnical University Publishing House, 2014. P. 139–155.
3. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины [Air microturbines]. 2-ye izd., pererab. i dop. М.: Mashinostroyeniye, 1979. 192 s. (rus.)
4. Rakov G.L. Aerodinamicheskoye sovershenstvovaniye maloraskhodnykh turbin [Aerodynamic improvement of
- the low flow rate turbines]: Diss. ... kand. tekhn. nauk. L., 1982. 176 s. (rus.)
5. Arsenyev L.V. Gazoturbinnyye ustanovki. Konstruktsii i raschet [Gas turbine units. Design and calculation.]: Spravochnoye posobiye / Pod obshch. red. L.V. Arsenyeva i V.G. Tyryshkina. L.: Mashinostroyeniye, 1978. 256 s. (rus.)
6. Chen H.J., Goswami D.Y., Rahman M.M., Stefanakos E.K. A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power. Energy. 2011. №36. P. 549–555.
7. Gao H., Liu Ch., He Ch., Xu X., Wu Sh., Li Y. Performance analysis and working fluid selection of a supercritical Organic Rankine Cycle for low grade waste heat recovery. Energies. 2012. №5. P. 3233–3247.
8. Shcheglyayev A.V. Parovyye turbiny. Teoriya teplovogo protsessa i konstruktsii turbin [Steam turbines.

- Theory of heat processes and design of turbines]: Ucheb. dlya vuzov. M.: Energoatomizdat, 1993. 384 s. (rus.)
9. **Zabelin N.A., Rakov G.L., Rassokhin V.A., Sebelev A.A., Smirnov M.V.** Issledovaniye osobennostey techeniya v maloraskhodnykh turbinniykh stupenayakh konstruktsii LPI [Researching of features of the flow in the low flow rate LPI turbine stages]. *Nauchno-tehnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2013. №1 (166). S. 45–53. (rus.)
10. **Zabelin N.A., Rakov G.L., Sebelev A.A., Kharssov I.S.** Vliyanie uplotneniy na effektivnost maloraskhodnykh turbinniykh stupeney konstruktsii LPI [The impact of seals on the efficiency of the low flow rate LPI turbine stages]. *Nauchno-tehnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2013. №3 (178). S. 32–41. (rus.)
11. **Rassokhin V.A.** Turbiny konstruktsii LPI: Preimushchestva, kharakteristiki, opyt razrabotki i primeniye primeneniye [LPI turbine stages: Benefits, features, development experience and application]. *Trudy SPbGPU*. 2004. №491. S. 152–161. (rus.)
12. **Rassokhin V.A., Busurin V.N., Sadovnichiy V.N., Benko A.V.** Modelirovaniye i mnogorezhimnaya optimizatsiya maloraskhodnykh turbin [Simulation and optimization of multi-mode low flow rate turbines]. *Tez. dokl. Yubileynoy nauchn.-tekhn. konf. «Innovatsionnyye naukoyemkiye tekhnologii dlya Rossii»*. SPb, 1995. S. 39. (rus.)
13. **Rassokhin V.A., Fershalov Yu.Ya.** Soplyovye apparaty s malym uglom vykhoda [Guide vanes with small outlet angle of the flow]. *Trudy DVGTU. Ser. 3. Korablestroyeniye i okeanotekhnika*. Vladivostok, 1993. Vyp. 111. S. 75–78. (rus.)
14. **Rassokhin V.A.** Vybor parametrov maloraskhodnykh turbin [Selection of parameters of the flow rate turbines]: Metodicheskiye ukazaniya. SPb: Izd-vo SPbGTU, 1997. 45 s. (rus.)
15. **Kirillov I.I.** Teoriya turbomashin [Theory of turbomachines]. L.: Mashinostroyeniye, 1972. 533 s. (rus.)
16. **Vasilyev A.P., Kudryavtsev V.M., Kuznetsov V.A. [i dr.]** Osnovy teorii i rascheta zhidkostnykh raketnykh dvigateley [Fundamentals of the theory and calculation of liquid rocket engines]. V 2 kn. Kn. 1: Ucheb. dlya aviat. spets. vuzov / Pod red. V.M. Kudryavtseva. 4-ye izd., pererab. i dop. M.: Vyssh. shk., 1993. 383 s. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ/AUTHORS

РАКОВ Геннадий Леонидович – кандидат технических наук доцент кафедры турбин, гидромашин и авиационных двигателей Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: g.rakov.turbo@mail.ru

RAKOV Gennadii L. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: g.rakov.turbo@mail.ru

ПАУТОВ Дмитрий Владимирович – студент кафедры турбин, гидромашин и авиационных двигателей Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: pautovdmitry@gmail.com

PAUTOV Dmitriy V. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: pautovdmitry@gmail.com

СМИРНОВ Максим Викторович – аспирант кафедры турбин, гидромашин и авиационных двигателей Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: m.smirnov.turbo@mail.ru

SMIRNOV Maksim V. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: m.smirnov.turbo@mail.ru

КУКЛИНА Наталья Игоревна – студентка кафедры ТГиАД Санкт-Петербургский политехнического университета Петра Великого, M.Sc. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: natasha92@inbox.ru

KUKLINA N.I. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: natasha92@inbox.ru