

УДК 621.165–155

*Н.А. Забелин, Д.А. Котлов,
В.А. Рассохин, Г.А. Фокин*

МАЛОРАСХОДНАЯ ТУРБИНА В УСТАНОВКАХ ДЛЯ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ ПУНКТОВ

*N.A. Zabelin, D.A. Kotlov,
V.A. Rassokhin, G.A. Fokin*

SMALL FLOW RATE TURBINE IN INSTALLATIONS FOR INDEPENDENT POWER SUPPLY OF GAS DISTRIBUTION STATIONS

Статья посвящена решению одного из важнейших вопросов сегодняшнего дня — обеспечению энергосбережения и энергоэффективности на газораспределительных пунктах. Обосновывается, что выработка электрической энергии, необходимой для нормальной работы газораспределительного пункта, может быть осуществлена за счет внутренней энергии сжатого природного газа, который перед подачей конечному потребителю протекает через турбину турбодетандерного генератора. В статье предлагается использовать для этих целей разработанный в Санкт-Петербургском политехническом университете (СПбПУ) детандер-генератора на основе малорасходных турбин конструкции ЛПИ с большим относительным шагом лопаток.

ДЕТАНДЕР-ГЕНЕРАТОР; МАЛОРАСХОДНАЯ ТУРБИНА ЛПИ; ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНАЯ ТУРБИНА; ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ПУНКТЫ; ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЕ.

The article is dedicated to one of the most actual present issues — providing energy saving and energy efficiency technologies over gas distribution stations. It is argued that electric energy generation needed for acceptable operation of gas distribution stations, can be implemented through supply of internal energy of compressed natural gas passing through expander-generator turbine before supplying to the end consumer. For these purposes the article proposes using the expander-generator based on small flowrate turbine design LPI with a large relative pitch of the blades, which was developed in Saint Petersburg State Polytechnical University (SPbPU).

EXPANDER-GENERATOR; SMALL FLOWRATE TURBINE DESIGN OF LPI; CENTRIPETAL TURBINES; GAS DISTRIBUTION STATIONS; POWER SUPPLY.

Через Единую систему газоснабжения (ЕСГ) России, от пунктов добычи до конечного потребителя, за год перекачивается более 660 млрд куб. м газа (2013 г.). Энергетической стратегией России до 2030 года предусмотрено, что к 2020 году в РФ будет добываться 803–837 млрд куб. м газа, а к 2030 году — 885–940 млрд куб. м. На газоперекачивающих станциях (ГПС), общая установленная мощность которых составляет 45,9 млн кВт [1], затрачивается колоссальное количество энергии для сжатия газа до дав-

лений 5,5–23,0 МПа и транспортировки его по магистральным газопроводам.

Конечному потребителю необходим газ более низкого давления, что достигается путем редуцирования давления природного газа на газораспределительных станциях (ГРС), газораспределительных пунктах (ГРП), в газораспределительных шкафах (ГРШ) и газорегуляторных установках (ГРУ).

В соответствии с техническими условиями работы оборудования конечного потребителя

газ подводится по газопроводам с различным давлением: есть газопроводы низкого давления (до 5 кПа); среднего давления (5–300 кПа) и высокого давления (0,3–1,2 МПа).

Газопроводы низкого давления служат для снабжения газом бытовых потребителей, предприятий общественного питания, небольших отопительных котельных.

Газопроводы среднего и высокого давления предназначены для подвода газа к городским распределительным сетям низкого и среднего давления через ГРП, а также для подачи газа через ГРС, ГРП и ГРУ к промышленным и коммунальным предприятиям.

При этом в подавляющем большинстве случаев внутренняя энергия сжатого газа при подаче его потребителю не используется и теряется безвозвратно в применяемых дросселях-редукторах давления. Для использования этой энергии в СПбПУ совместно с промышленными партнерами — ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург» и ООО «НТЦ «Микротурбинные технологии» — был разработан и успешно внедрен на нескольких ГРС микротурбодетандерный генератор МДГ-20 мощностью до 20 кВт на клеммах. МДГ-20 предназначен для срабатывания перепадов давления от 5,5 МПа до 0,3–1,2 МПа. Успешный опыт применения детандер-генератора на ГРС позволил приступить к созданию аналогичной установки на существенно меньшие перепады давления и меньшей на порядок электрической мощности для использования на ГРП, ГРШ и ГРУ. Масштаб применения подобных установок только в Северо-Западном регионе исчисляется десятками тысяч.

Мировыми лидерами по производству малых турбодетандерных установок являются фирмы Calnetix, Infinity Turbine и др. Однако существующие образцы не перекрывают требуемый диапазон перепадов давлений и мощности. В СПбПУ на кафедре «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели» (ТГиАД) под руководством профессора В.А. Рассохина накоплен большой опыт в создании микротурбин разных типов и мощности на основе применения высокоэффективной малорасходной турбины конструкции ЛПИ с лопаточными решетками, имеющими большой относительный шаг (предложена в 70-е годы прошлого века профессором

И.И. Кирилловым) [2, 3, 4]. Отличительные особенности таких турбинных ступеней — большие углы поворота в рабочем колесе, малое число сопловых и рабочих лопаток, повышенная эрозионная стойкость, высокая эффективность турбины, обусловленная значительно меньшими потерями кинетической энергии.

Цель данной работы — выбор и обоснование параметров малорасходной турбины и разработка конструктивного облика детандер-генераторной установки для автономного энергоснабжения газораспределительных пунктов.

Выбор и обоснование параметров малорасходной турбины для турбодетандера

на основе расчетно-экспериментальных методов

В статье приведены результаты исследований и разработок по созданию турбодетандерного генератора, предназначенного для выработки электрической энергии на собственные нужды газораспределительных пунктов, отличительная особенность которых — наличие большого количества систем и устройств телеметрии и контроля, необходимых для нормального функционирования ГРП и учета подаваемого потребителю газа. При этом потребляемая подобными устройствами мощность измеряется сотнями ватт и в подавляющем большинстве случаев не превышает 1 кВт. Территориально ГРП зачастую расположены вдали от электрических сетей, что требует прокладки отдельных линий для их электроснабжения со стоимостью выполнения работ в сотни тысяч рублей. В связи с изложенным весьма актуальны разработка и внедрение недорогого, простого в эксплуатации и обслуживании источника энергии, в качестве которого и предлагается разработанный детандер-генератор.

В ранее проведенных на кафедре ТГиАД исследованиях определены области преимущественного применения малорасходных турбин конструкции ЛПИ (далее МРТ) по сравнению с традиционными парциальными малорасходными турбинами. Критерием, определяющим границу применимости МРТ, является безразмерный комплекс пропускной способности A , предложенный профессором В.А. Рассохиним:

$$A = 4 l_1 / D_{cp} \varepsilon \sin \alpha_1.$$

При $A < 0,02$ целесообразно применять МРТ, в противном случае более эффективно применение традиционных парциальных малорасходных турбин [10].

На рис. 1 показана зависимость коэффициента пропускной способности A от среднего диаметра для характерных режимных и геометрических параметров ГРП и ГРШ. Поскольку в рассматриваемой области параметров величина A много меньше 0,02, это подтверждает необходимость применения малорасходной турбины конструкции ЛПИ.

При предварительном определении высоты сопла l_1 изменялась степень парциальности ε

и геометрический угол выхода потока из соплового аппарата (СА) α_1 . Исходя из графиков (рис. 2) средний диаметр ступени и высота сопла выбирались таким образом, чтобы отношение D_{cp}/l_1 по соображениям прочности и простоты изготовления лопатки было бы больше 8. Необходимый расход газа через ступень был определен по заданной мощности, среднему диаметру и высоте сопла (рис. 3).

Далее по найденному значению D_{cp} была получена зависимость характеристического числа от числа оборотов ротора (рис. 4). Сопоставляя допустимые значения высоты сопла l_1 и характеристического числа u/C_0 , выбрали кинематическую

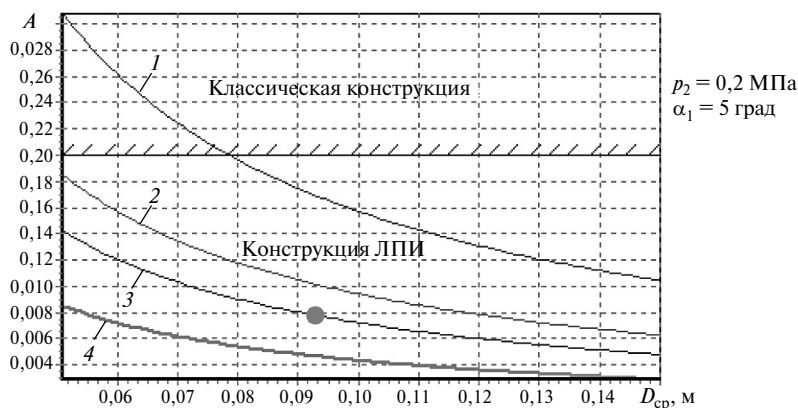


Рис. 1. Зависимость коэффициента пропускной способности A от среднего диаметра D_{cp} (● — рабочая (рекомендуемая) точка):

1 — $\varepsilon = 0,5; l_1 = 0,01$ м; 2 — $\varepsilon = 0,3; l_2 = 0,01$ м; 3 — $\varepsilon = 0,5; l_1 = 0,0046$ м;
4 — $\varepsilon = 0,3; l_1 = 0,0046$ м

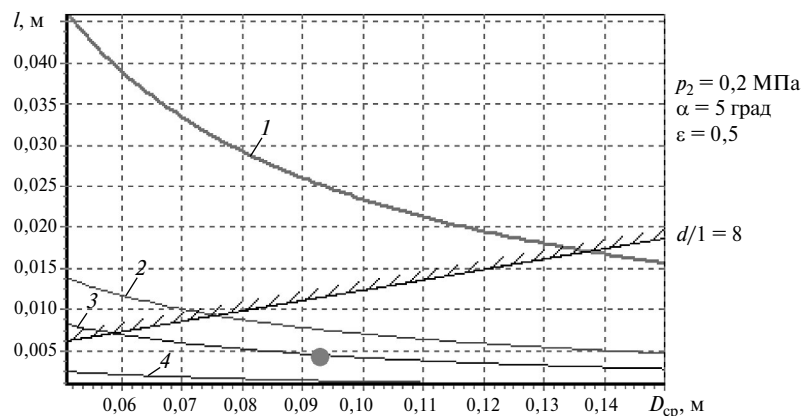


Рис. 2. Зависимость высоты лопатки l_1 от среднего диаметра турбины D_{cp} при различных величинах степени парциальности ε и геометрических углах выхода потока α_1 (● — рабочая точка предварительных значений расхода газа):

1 — $p_0 = 0,25$ МПа; $\varepsilon = 0,3$; 2 — $p_0 = 0,25$ МПа; $\varepsilon = 0,3$;
3 — $p_0 = 0,4$ МПа; $\varepsilon = 0,3$; 4 — $p_0 = 0,4$ МПа; $\varepsilon = 1$

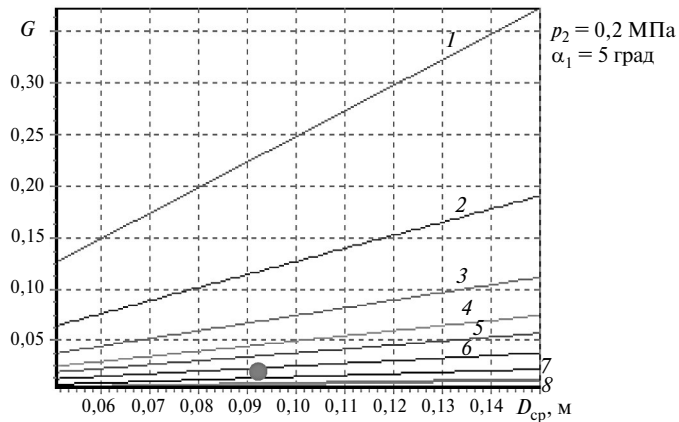


Рис. 3. Зависимость расхода газа G от среднего диаметра турбины D_{cp} при различных величинах степени парциальности ε и геометрических углах выхода потока α_1 (● — рабочая точка предварительных значений расхода газа):

1 — $p_0 = 0,4$ МПа; $\varepsilon = 1$; $l_1 = 0,015$ м; 2 — $p_0 = 0,25$ МПа; $\varepsilon = 0,3$; $l_1 = 0,015$ м; 3 — $p_0 = 0,4$ МПа; $\varepsilon = 0,3$; $l_1 = 0,015$ м; 4 — $p_0 = 0,4$ МПа; $\varepsilon = 0,3$; $l_1 = 0,015$ м; 5 — $p_0 = 0,25$ МПа; $\varepsilon = 0,3$; $l_1 = 0,015$ м; 6 — $p_0 = 0,25$ МПа; $\varepsilon = 1$; $l_1 = 0,003$ м; 7 — $p_0 = 0,40$ МПа; $\varepsilon = 0,3$; $l_1 = 0,003$ м; 8 — $p_0 = 0,25$ МПа; $\varepsilon = 0,3$; $l_1 = 0,003$ м

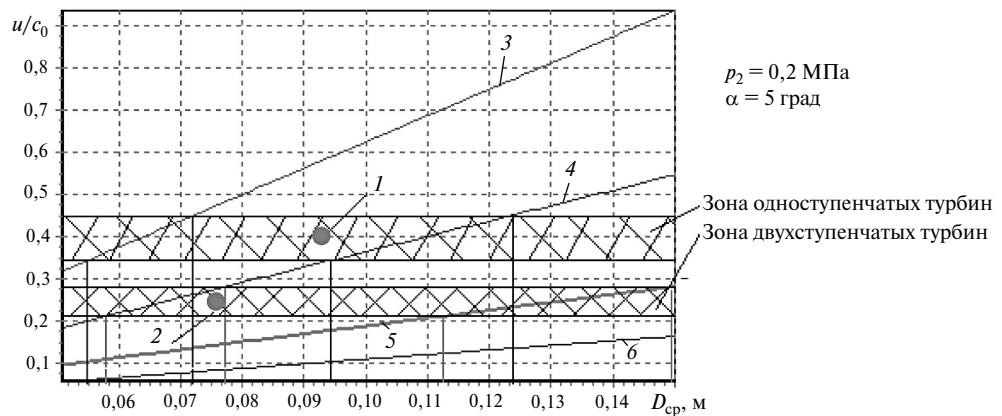


Рис. 4. Зависимости характеристического числа u/C_0 от частоты вращения ротора (● — рабочие точки (1, 2) предварительных значений характеристического числа u/C_0):

3 — $p_0 = 0,25$ МПа; $n = 30\,000$ об/мин; 4 — $p_0 = 0,4$ МПа; $n = 30\,000$ об/мин; 5 — $p_0 = 0,25$ МПа; $n = 9\,000$ об/мин; 6 — $p_0 = 0,4$ МПа; $n = 9\,000$ об/мин

схему турбины (одноступенчатая, двухступенчатая, многоступенчатая, осевая или радиальная) и предварительные параметры турбодетандера.

Выбранная кинематическая схема определена из условия $u/C_0 = (u/C_0)_{opt}$ (активная одноступенчатая — $(u/C_0)_{opt} = 0,38-0,45$, активная двухступенчатая — $(u/C_0)_{opt} = 0,22-0,28$). Ка-

сясь вопроса рациональных значений среднего диаметра D_{cp} и высоты лопатки СА, отметим, что малые значения высоты лопаток СА и, соответственно, рабочего колеса (РК) приводят к значительному росту концевых потерь и существенному уменьшению КПД турбины. Увеличение высоты лопатки СА в традиционных

малорасходных турбинах осуществляется за счет введения парциального подвода рабочего тела; при этом в турбине возникают дополнительные потери от парциальности, приводящие к снижению внутреннего КПД. Уменьшить эти потери позволяет применение МРТ конструкции ЛПИ.

На выбор оптимального u/C_0 влияют частота вращения ротора n , ограниченная условиями прочности диска и лопаток РК, а также минимальная высота l_1 сопла СА при принятом среднем диаметре D_{cp} .

Анализ кривых, изображенных на рис. 2–4, позволил выбрать для последующей оптимизации следующие параметры:

средний диаметр турбины $D_{cp} = 0,093$ м;

высота сопла СА $l_1 = 4,2–5$ мм;

степень парциальности $\varepsilon = 0,5$;

расход газа $G = 22$ г/с;

геометрический угол выхода потока из СА $\alpha_{1r} = 5^\circ$;

частота вращения ротора $n = 5000–30000$ об/мин;

характеристическое число $u/C_0 = 0,39$;

кинематическая схема — одноступенчатая активная турбина;

угол $\beta_{1r} = 8–10^\circ$;

термодинамическая степень реактивности ступени $\rho_T = 0,01–0,05$.

В процессе исследования были выполнены оптимизационные расчеты по разработанной на кафедре ТГиАД программе ONE, описание и структурная схема которой приведены в [11].

Конструктивная схема и поперечный разрез рассчитываемой ступени изображены на рис. 5.

В результате выполненных расчетов были определены режимные и геометрические параметры турбины для турбодетандерной установки:

давление перед турбиной..... 0,4 МПа

давление за турбиной..... 0,15 МПа

начальная температура газа..... 288 К

рабочая частота вращения ротора 9000 об/мин

угол выхода потока из СА..... 5 град

расход газа (в зависимости

от числа сопел) 0,002–0,024 кг/с

электрическая мощность..... 0–300 Вт

средний диаметр турбины 0,093 м

высота сопловой лопатки 0,0046 м

окружная скорость в РК 43,8 м/с

внутренний КПД турбины 0,242

число сопел соплового аппарата 2–24 шт.

Вырабатываемая электрическая мощность детандер-генератора по выбору заказчика может изменяться в диапазоне от 20 до 300 Вт в зависимости от z — числа сопел.

Выбор конструктивной и принципиальной схемы турбодетандерного генератора

Особого внимания потребовал выбор направления движения рабочего тела в турбине. С целью снижения массогабаритных характеристик детандер-генератора была выбрана высокая частота вращения ротора — 9000 об/мин. При таких параметрах средний диаметр ступени получается небольшим, а именно 93 мм. При

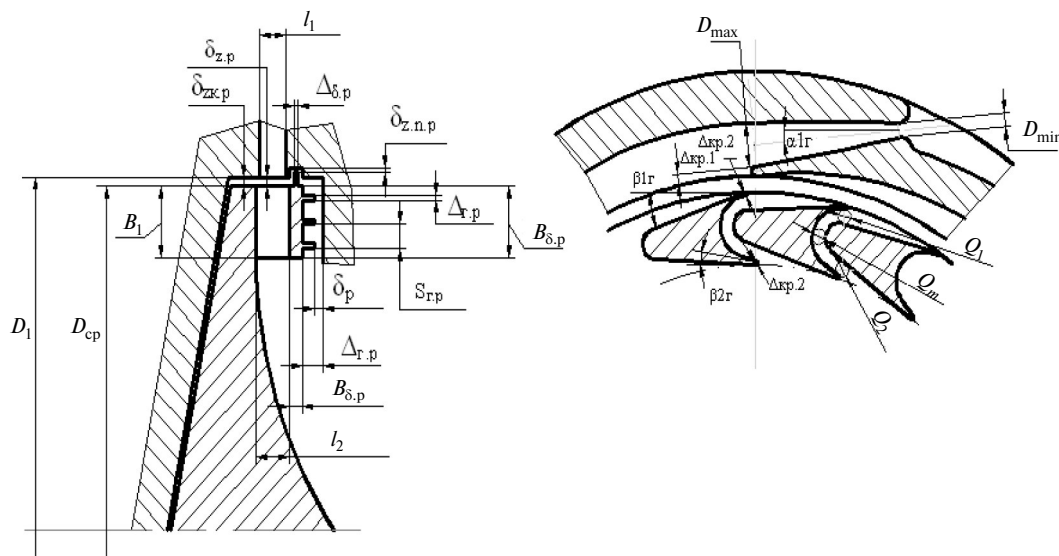


Рис. 5. Конструктивная схема и поперечный разрез турбины детандер-генератора

истечении рабочего тела осевой турбины из ко- ского среза соплового аппарата со скоростью $C_1 = 268$ м/с под углом $\alpha_1 = 5^\circ$ поток имеет большую окружную составляющую абсолютной скорости и попадает на периферийную ограничивающую поверхность проточной части с большой кривизной. В результате сильно искажается картина течения, возникает сложная система вихрей и отрывов потока, подробно рассмотренная в [12]. При применении центростремительной турбины подобные явления не наблюдаются. Кроме того, можно отметить и другие преимущества радиальных центростремительных турбин по сравнению с осевыми [5]:

1) более высокий КПД турбины из-за равномерного течения рабочего тела в проточной части и положительного действия кориолисовых сил при относительно малых расходах газа и размерах рабочего колеса;

2) простоту конструкции и надежность рабочего колеса, выполняемого в виде единой отливки;

3) возможность выполнения регулируемого соплового аппарата по сравнительно простой конструктивной схеме.

Для уменьшения массы турбины, а также обеспечения возможности применения современных методов изготовления было принято решение выполнять сопловой аппарат и рабочее колесо из высокопрочной пластмассы методом селективного лазерного спекания (SLS) [8], с использованием 3D-принтера. Такой способ изготовления узлов осевой турбины встречает серьезные технологические трудности, приводящие к необходимости дополнительной механической обработки и, как следствие, к удорожанию детандер-генератора, чего не возникает при изготовлении узлов радиальной турбины. Таким образом, была обеспечена заказанная себестоимость турбодетандерного генератора.

На основе анализа изложенных обстоятельств для дальнейшей проектной проработки была выбрана радиальная центростремительная турбина.

Выполненные расчеты позволили разработать теоретические чертежи (рис. 6) и 3D модель турбодетандерного генератора (рис. 7).

При проектировании турбины были выполнены необходимые прочностные расчеты, подтвердившие возможность использования пластмассы

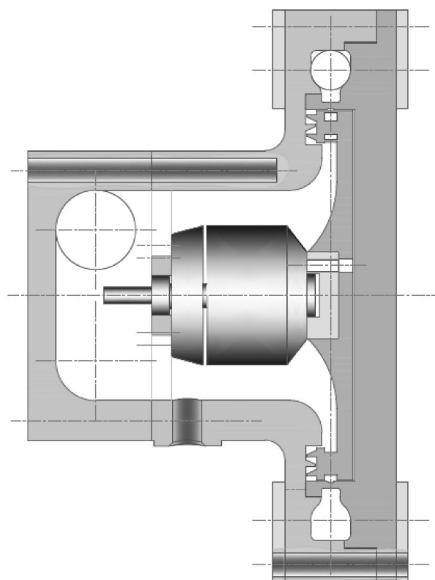


Рис. 6. Теоретический чертеж турбодетандерного генератора

для изготовления рабочего колеса. Коэффициент запаса прочности составил $K = 2,26$.

Серьезные трудности встретились при подборе генератора: не удалось найти устройство на такие значения мощности и частоты вращения. В качестве электрогенератора в конструктивной схеме турбодетандерного генератора применен (с использованием свойств обратимой электрической машины) промышленно выпускаемый электродвигатель постоянного тока синхронного типа фирмы Dualsky [7].

На основе рассчитанной турбины и выбранного генератора была разработана турбодетандерная установка, принципиальная схема работы которой изображена на рис. 8.

Природный газ поступает к установке по газопроводу высокого давления 6, проходит подогреватель 5, регулирующийся клапан 4 и расширяется в малорасходной центростремительной турбине 1. Отдав свою энергию турбине, газ через газопровод низкого давления 10 поступает к потребителю. Мощность турбины передается электрогенератору 2, производящему электрический ток.

Природный газ нагревается в подогревателе для предотвращения выпадения из него влаги и тяжелых фракций (гидраты, пропан, бутан и пр), для чего необходимо поддерживать температуру газа за турбиной не ниже 5°C .

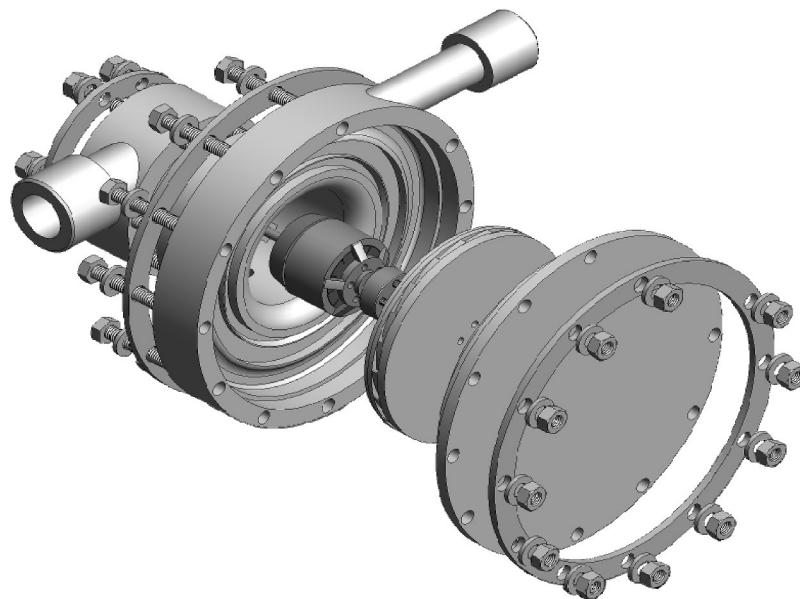


Рис. 7. Конструктивный облик турбодетандерного генератора (3D-модель)

Регулирующий клапан турбины, управляемый регулятором давления 3, поддерживает необходимое потребителю значение давления газа после турбины в газопроводе низкого давления.

Байпасный трубопровод 7 используется в процессах пуска установки, а также ее нормального и аварийного выводов из действия. В этих случаях байпасный клапан 9, управляемый регулятором давления 8, поддерживает необходи-

мое потребителю значение давления газа в газопроводе низкого давления.

По результатам расчета и проектирования турбодетандерного генератора был изготовлен его опытный образец. Образец прошел поверочные испытания на исследовательском экспериментальном воздушном стенде кафедры ТГиАД. Испытания полностью подтвердили возможность получения заявленных внешних характеристик.

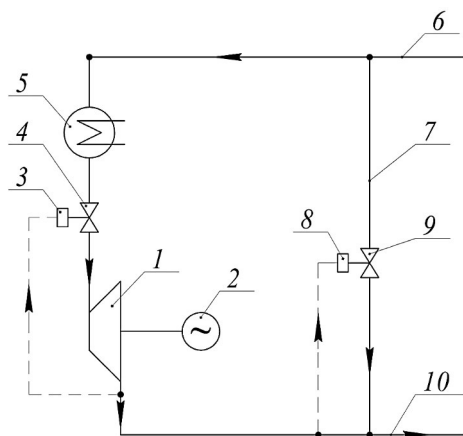


Рис. 8. Принципиальная схема управления турбодетандерной установки:

1 — турбина; 2 — электрогенератор; 3 — регулятор давления; 4 — регулирующий клапан; 5 — подогреватель газа; 6 — газопровод высокого давления; 7 — байпасный трубопровод; 8 — регулятор давления; 9 — байпасный клапан; 10 — газопровод низкого давления

В результате выполненных расчетно-экспериментальных исследований создан опытный образец детандер-генератора на основе высокоэффективной малорасходной турбины конструкции ЛПИ (с большим относительным шагом лопаток) для утилизации собственных энергетических ресурсов газораспределительного пункта.

Метод селективного лазерного спекания (SLS) с использованием 3D-принтера позволил обеспечить высокотехнологичное изготовление детандер-генератора из высокопрочной пластмассы и заказанную себестоимость.

В результате выполненных расчетно-экспериментальных исследований был подтвержден выбор параметров и характеристик детандер-генератора, показана его работоспособность и перспективы широкого использования в газораспределительных пунктах газотранспортной системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Газпром в цифрах 2008–2012: Справочник. Режим доступа к изд.: <http://www.gazprom.ru/f/posts/97/827102/gazprom-reference-figures-2008-2012-rus.pdf>.
2. **Матвеев Ю.В.** Совершенствование малорасходных турбин конструкции ЛПИ для турбодетандерных электроустановок газораспределительных станций на основе экспериментальных методов: Дисс. ... канд. тех. наук: 05.04.12 / Матвеев Юрий Владимирович. СПб., 2012. 172 с.
3. **Рассохин С.Ю., Оленников В.А., Раков Г.Л.** Малорасходные турбины нового класса. Режим доступа к изд.: <http://www.turbinist.com>.
4. Малорасходная турбина класса. Режим доступа к изд.: <http://www.freepatent.ru/patents/2338885>.
5. Конструктивные схемы ГТД их классификация. Принцип действия радиальных и осевых турбин. Конструктивные схемы ГТД. Режим доступа к изд.: studopedia.net/6_24421_osevie-turbini-osobennosti-...adialnih-turbin.html.
6. Радиальные газотурбинные технологии OPRA Turbines. Режим доступа к изд.: <http://agromashdetal.ru/wp-content/uploads>.
7. Двигатель фирмы Dualsky XM.353.6CA-9. Режим доступа к изд.: <http://www.dualsky.us>.
8. Метод селективного лазерного спекания. Режим доступа к изд.: <http://about3d.ru/info/SLS/>.
9. Генераторы микротурбодетандерные. Режим доступа к изд.: <http://stc-mtt.ru/>.
10. **Рассохин В.А.** Турбины конструкции ЛПИ: Преимущества, характеристики, опыт разработки и применение // Энергомашиностроение. Труды СПбГПУ. № 491. СПб., 2004. С. 152–161.
11. **Матвеев Ю.В.** Совершенствование малорасходных турбин конструкции ЛПИ для турбодетандерных электроустановок газораспределительных станций на основе экспериментальных методов: Автореф. дисс. ... кандидата технических наук. СПб., 2012.
12. **Забелин Н.А., Раков Г.Л., Рассохин В.А., Себедев А.А., Смирнов М.В.** Исследование особенностей течения в малорасходных турбинных ступенях конструкции ЛПИ // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. № 1 (166). С. 45–55.

REFERENCES

1. Gazprom v tsifrah 2008–2012: Spravochnik. Rezhim dostupa k izd.: <http://www.gazprom.ru/f/posts/97/827102/gazprom-reference-figures-2008-2012-rus.pdf>. (rus.)
2. **Matveyev Yu.V.** Sovershenstvovaniye maloraskhodnykh turbin konstruktssii LPI dlya turbodetandernykh elektroustanovok gazoraspredeletelnykh stantsiy na osnove eksperimentalnykh metodov: Diss. ... kand. tekhn. nauk: 05.04.12 / Matveyev Yuriy Vladimirovich. SPb., 2012. 172 s. (rus.)
3. **Rassokhin S.Yu., Olennikov V.A., Rakov G.L.** Maloraskhodnyye turbiny novogo klassa. Rezhim dostupa k izd.: <http://www.turbinist.com>. (rus.)
4. Maloraskhodnaya turbina klassa. Rezhim dostupa k izd.: <http://www.freepatent.ru/patents/2338885>. (rus.)
5. Konstruktivnyye skhemy GTD ikh klassifikatsiya. Printsip deystviya radialnykh i osevykh turbin. Konstruktivnyye skhemy GTD. Rezhim dostupa k izd.: http://studopedia.net/6_24421_osevie-turbini-osobennosti-...adialnih-turbin.html. (rus.)
6. Radialnyye gazoturbinnyye tekhnologii OPRA Turbines. Rezhim dostupa k izd.: <http://agromashdetal.ru/wp-content/uploads>. (rus.)
7. Dvigatel firmy Dualsky XM.353.6CA-9. Rezhim dostupa k izd.: <http://www.dualsky.us>. (rus.)
8. Metod selektivnogo lazernogo spekaniya. Rezhim dostupa k izd.: <http://about3d.ru/info/SLS/>. (rus.)
9. Generatory microturbodetandernyye. Rezhim dostupa k izd.: <http://stc-mtt.ru/>. (rus.)
10. **Rassokhin V.A.** Turbiny konstruktssii LPI: Preimushchestva, kharakteristiki, opyt razrabotki i primeneniye. *Energomashinostroyeniye. Trudy SPbGPU*. № 491. SPb., 2004. S. 152–161. (rus.)
11. **Matveyev Yu.V.** Sovershenstvovaniye maloraskhodnykh turbin konstruktssii LPI dlya turbodetandernykh elektroustanovok gazoraspredeletelnykh stantsiy na osnove eksperimentalnykh metodov: Avtoref. diss. ... kandidata tekhnicheskikh nauk. SPb., 2012. (rus.)
12. **Zabelin N.A., Rakov G.L., Rassokhin V.A., Sebelev A.A., Smirnov M.V.** Issledovaniye osobennostey techeniya v maloraskhodnykh turbinnnykh stupenyakh konstruktssii LPI. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2013. № 1 (166). S. 45–55. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ЗАБЕЛИН Николай Алексеевич — кандидат технических наук директор института энергетики и транспортных систем Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: n.zabelin.turbo@mail.ru

КОТЛОВ Дмитрий Аркадьевич — ведущий инженер Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: dmitrii_kotlov@mail.ru

РАССОХИН Виктор Александрович — доктор технических наук заведующий кафедрой турбин, гидромашин и авиационных двигателей Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: v-rassokhin@yandex.ru

ФОКИН Георгий Анатольевич — кандидат технических наук генеральный директор ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург» Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: ltg@spb.ltg.gazprom.ru

AUTHORS

ZABELIN Nikolai A. — St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: n.zabelin.turbo@mail.ru

KOTLOV Dmitrii A. — St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: dmitrii_kotlov@mail.ru

RASSOKHIN Viktor A. — St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: v-rassokhin@yandex.ru

FOKIN Georgii A. — St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: ltg@spb.ltg.gazprom.ru