

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,  
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ  
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

ВЫБОР УТИЛИЗАЦИОННОЙ ТУРБОУСТАНОВКИ ДЛЯ АВТОНОМНОГО  
ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ  
МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ

© 2024 г. В. Е. Михайлов<sup>а</sup>, М. А. Верткин<sup>а</sup>\*, С. Б. Есин<sup>а</sup>, П. А. Кругликов<sup>а</sup>,  
Д. А. Соболев<sup>а</sup>, Ю. Г. Сухоруков<sup>а</sup>, Л. А. Хоменок<sup>а</sup>

<sup>а</sup> Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования  
им. И.И. Ползунова (НПО ЦКТИ), Атаманская ул., д. 3/6, Санкт-Петербург, 191167 Россия

\*e-mail: VertkinMA@ckti.ru

Поступила в редакцию 04.07.2023 г.

После доработки 07.08.2023 г.

Принята к публикации 30.08.2023 г.

Рассмотрены два варианта исполнения утилизационной турбоустановки (УТУ), вырабатывающей электроэнергию для автономного электроснабжения компрессорных станций магистральных газопроводов (КСМГП) на тепле выхлопных газов приводных газотурбинных двигателей (ГТД) газоперекачивающих агрегатов (ГПА). В качестве рабочего тела утилизационного контура в одной из двух УТУ используется октафторциклобутан ( $\text{C}_4\text{F}_8$ , техническое обозначение RC318), в другой – выхлопные газы ГТД ГПА. Октафторциклобутановая УТУ – трехконтурная, в ней имеются три турбины, три рекуператора, три подогревателя RC318 и один общий конденсатор. В альтернативном варианте УТУ выполнена в виде газовой вакуумной ГТУ, содержащей газовую турбину перерасширения, сообщающуюся на входе по рабочему телу с выхлопом ГТД ГПА, охладители отработанных газов, компрессор охлажденных газов и дымосос. Мощность данной УТУ, избыточная по сравнению с текущим электропотреблением на КСМГП, используется для создания разрежения на выхлопе газовой турбины ГТД ГПА. Представлены результаты сопоставительных балансовых расчетов параметров и показателей обеих УТУ применительно к ГТД ГПА “Урал” мощностью 16 МВт, проведенных с уточненными исходными данными и с использованием одной и той же библиотеки программ расчета термодинамических параметров рабочих тел RefProp (в высокоуровневом интерфейсе CoolProp). Показано, что более компактная и более простая в реализации газовая УТУ (с газовой турбиной перерасширения), уступая октафторциклобутановой УТУ в мощности, способна, тем не менее, полностью обеспечить потребности КСМГП в электроэнергии высокого качества, а также решить проблему замещения импортных газопоршневых и дизельных генераторов на КСМГП в кратчайшие сроки и с наименьшими капитальными и эксплуатационными затратами.

**Ключевые слова:** утилизационная турбоустановка, автономное электроснабжение компрессорных станций, импортозамещение, октафторциклобутан, газовая турбина перерасширения, первичное регулирование частоты вращения вала турбогенератора

**DOI:** 10.56304/S0040363624030044

Надежность и эффективность функционирования компрессорных станций (КС) определяются надежностью работы их систем электроснабжения. Основными потребителями электроэнергии на КС являются электроприводы пожарных насосов, циркуляционных насосных установок производственного и питьевого водопроводов, систем водяного охлаждения вентиляционных агрегатов насосных станций и др., приводы маслонасосов и вентиляторов, а также средства технологической автоматики газоперекачивающих агрегатов, связи, автоматизированных систем управления технологическими процессами, которые отнесены к потребителям особой группы согласно требовани-

ям по надежности и бесперебойности их электроснабжения. Мощность источников электроснабжения потребителей электроэнергии компрессорных станций магистральных газопроводов, как правило, составляет 5–6% мощности газотурбинного двигателя газоперекачивающего агрегата, осуществляющего привод нагнетателя ГПА, т.е. 800–1000 кВт · А (или 1 МВт) для ГТД мощностью 16 МВт [1].

В настоящее время на линейных КСМГП используют главным образом импортные электроагрегаты, в частности, на базе дизельных и газопоршневых двигателей мощностью до 2000 кВт компаний Cummins, Perkin, John Deer, Jenbacher, Wartsila, Dresser, Caterpillar и др. [2]. Для их заме-

шения рассматривают утилизационные энергоустановки мощностью 16 МВт, в которых используется тепло выхлопных газов ГТД и с помощью которых можно вырабатывать электроэнергию высокого качества мощностью до 2 МВт в расчете на один ГПА. При этом классический (паросиловой) вариант утилизационной энергоустановки для применения на КСМГП в схеме парогазовой установки (ПГУ) не обсуждается. Вместо ПГУ в течение длительного периода и до настоящего времени предлагались утилизационные энергоустановки с использованием различных органических рабочих тел (ОРТ) (пентанов, силосанов, фторуглеродов).

В одной из последних работ по этой теме [3] приведены результаты выполненного в НИУ МЭИ расчетно-теоретического анализа термодинамической эффективности предложенной к внедрению на КСМГП трехкаскадной утилизационной турбоустановки, в которой реализуется цикл Ренкина на октафторциклобутане. Применение данной установки позволит повысить мощность ГПА-16М-01 “Урал” на 7 МВт. По-видимому, эта установка и будет положена в основу проекта “Теплоутилизационные энергокомплексы” в составе научно-технической программы “Энергетика больших мощностей нового поколения”, разработанной в НИУ МЭИ при участии нескольких научно-исследовательских институтов энергомашиностроительной отрасли России [4]. Конечным результатом осуществления данного проекта должно стать создание опытно-промышленного образца утилизационной энергоустановки мощностью до 5 МВт на органическом рабочем теле и накопление опыта его эксплуатации на КСМГП. Планируемый срок реализации проекта – 2038 г. Однако замещение импортного оборудования систем автономного электроснабжения КСМГП требуется уже сегодня.

В статье [4] было показано, что идея альтернативной разработки утилизационной турбоустановки с ОРТ для автономного электроснабжения линейных удаленных КСМГП не представляется доказанной и нуждается в дополнительном обосновании в сравнении с какими-либо другими, более простыми в реализации и более надежными агрегатами применительно к условиям эксплуатации на компрессорной станции. Таковыми могут оказаться предложенные ранее в НПО ЦКТИ утилизационные турбоустановки для автономного электроснабжения КС, в которых в качестве рабочего тела используются атмосферный воздух [5] либо выхлопные газы приводных газотурбинных двигателей ГПА [6]. В [4] даны подробные пояснения в обоснование этого предложения. В частности, отмечено, что расчетные показатели фторуглеродной УТУ, приведенные в [3], представляются завышенными вследствие принятых не вполне достоверных исходных допущений.

Для устранения этих расхождений были проведены сопоставительные расчеты параметров и показателей фторуглеродной УТУ, схема которой представлена в [3], и газовой УТУ с газовой турбиной перерасширения (ГТП) [4]. Расчеты показателей обеих УТУ выполнены исходя из выработки переменного тока частотой  $50 \pm 0.2$  Гц с отпуском электроэнергии одинаковой мощности 1 МВт на нужды КС и полезным использованием избыточной (по сравнению с текущим электропотреблением на КС) мощности и снижения тем самым расхода топлива в газотурбинном двигателе ГПА.

### УТОЧНЯЮЩИЕ РАСЧЕТЫ ФТОРУГЛЕРОДНОЙ УТИЛИЗАЦИОННОЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКИ

Расчеты фторуглеродной утилизационной энергоустановки выполнены:

с учетом уточненных исходных данных и допущений;

при одинаковом электропотреблении на компрессорных станциях мощностью 1 МВт и нормальных внешних условиях;

с использованием библиотеки программ расчета термодинамических параметров рабочих тел RefProp (в высокоуровневом интерфейсе CoolProp);

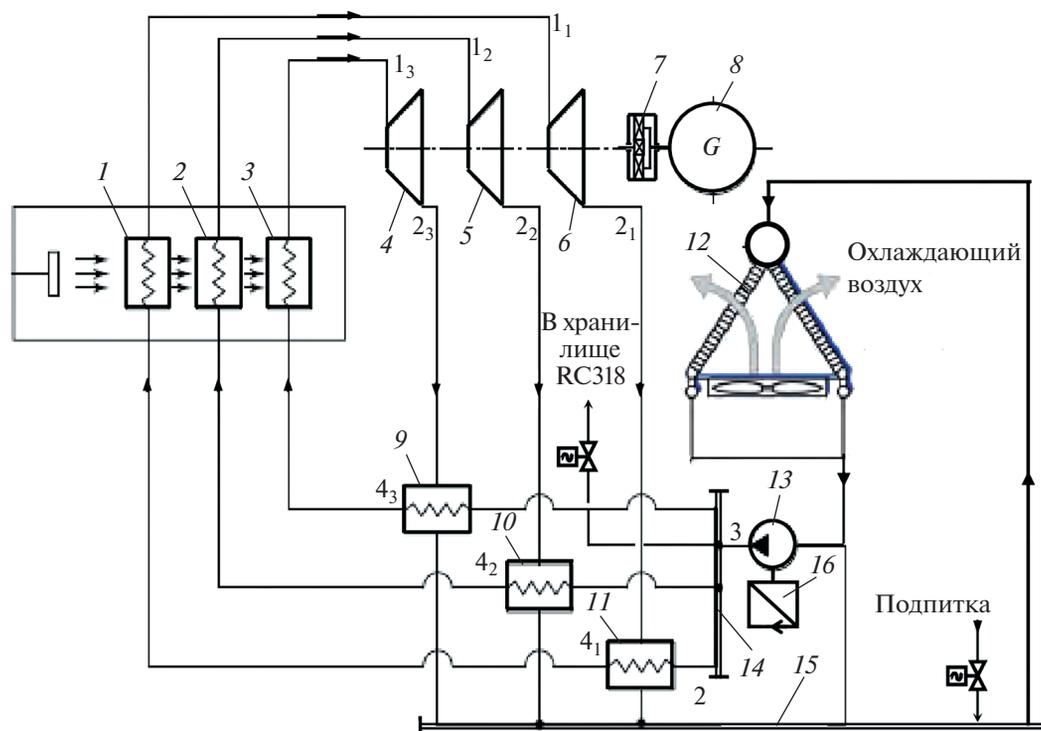
для одного и того же ГТД в составе ГПА 16М-01 “Урал”.

Параметры ГТД в схеме ГПА-16М-01 при атмосферном давлении 0.101325 МПа, температуре воздуха 15°C и относительной влажности 60% приведены далее:

Номинальная мощность, МВт.....	16
Расход выхлопных газов, кг/с.....	55
Температура выхлопных газов, °С.....	507
КПД газотурбинного двигателя.....	0.35
Частота вращения вала ГПА, мин <sup>-1</sup> :	
номинальная .....	5300
максимальная .....	5565 (+5%)
минимальная.....	3750 (-29%)

В табл. 1 приведен состав выхлопных газов газотурбинного двигателя, рассчитанный в соответствии с [7].

На рис. 1 показана уточненная схема модульной УТУ для автономного электроснабжения КСМГП с использованием в качестве рабочего тела октафторциклобутана (RC318). Тепловая схема этой установки, приведенная в [3], оставлена без изменений, но уточнены исходные данные, влияющие на конечный результат расчетов.



**Рис. 1.** Уточненная схема УТУ для автономного электроснабжения компрессорных станций магистральных газопроводов с использованием в качестве рабочего тела октафторциклобутана (RC318) [3].

1–3 – высоко-, средне- и низкотемпературные участки котла-утилизатора (КУ<sub>1</sub>, КУ<sub>2</sub>, КУ<sub>3</sub>); 4–6 – фторуглеродные турбины высоко-, средне- и низкотемпературного контуров (ТФ<sub>1</sub>, ТФ<sub>2</sub>, ТФ<sub>3</sub>); 7 – редуктор; 8 – электрогенератор; 9–11 – рекуператоры высоко-, средне- и низкотемпературного контуров (РТ<sub>1</sub>, РТ<sub>2</sub>, РТ<sub>3</sub>); 12 – конденсатор; 13 – насос; 14, 15 – коллектор высокого и низкого давления; 16 – преобразователь частоты; 1<sub>*i*</sub> – вход RC318 высокого давления в *i*-ю турбину; 2<sub>*i*</sub> – выход отработанного RC318 из *i*-й турбины; 2 – выход RC318 из рекуператоров – вход в конденсатор; 3 – выход конденсата RC318 из насоса – вход в рекуператоры; 4<sub>*i*</sub> – выход RC318 высокого давления из РТ<sub>*i*</sub> – вход в КУ<sub>*i*</sub>

Чрезвычайно малый объемный расход RC318 в турбинах исключает возможность создания турбин с приемлемым уровнем внутренних относительных КПД. Необходимое повышение частоты вращения вала роторов турбин обеспечивается путем применения редуктора, соединяющего вал их роторов с валом турбогенератора. Коэффици-

ент полезного действия редуктора принят равным 0.98. Кроме того, вследствие большого отношения объемных расходов RC318 на входе в турбину и выходе из них при высокой степени расширения [в разы более высокой, чем в известных энергоустановках с низкокипящими рабочими телами (силоксанами, углекислым газом и др.)]

**Таблица 1.** Состав выхлопных газов газотурбинного двигателя

Элемент	В объемных долях	В массовых долях
N <sub>2</sub>	0.7582337	0.749493
O <sub>2</sub>	0.1425866	0.161020
CO <sub>2</sub>	0.0294947	0.045799
H <sub>2</sub> O	0.0696850	0.043688
Сумма долей	1.0000000	1.000000

Примечание. Масса, кг/моль, сухой части (без водяного пара) равняется 29.1285, выхлопных газов – 28.3541.



Рис. 2. Системы подвода охлаждающего воздуха с естественной (а) и принудительной (б) циркуляцией

внутренний относительный КПД турбин все равно будет ниже заданного в [3]. Даже на предельной частоте вращения вала роторов турбин по условиям прочности последней ступени относительные удлинения лопаток первых ступеней (в осевых турбинах) останутся слишком малыми и общий (изотропный) внутренний относительный КПД турбин будет невысоким (не выше 80%).

В [3] не указано, каким образом частота переменного тока в УТУ с РС318 для потребителей на КС стабилизируется на уровне  $50 \pm 0.2$  Гц. В настоящей статье предполагается, что реконструируемая КС будет дополнена электроприводными ГПА (ЭГПА), например ЭГПА-6.3/8200-56/1.44-Р производства АО “РЭП Холдинг” [8] номинальной мощностью 6300 кВт и номинальной частотой вращения вала агрегата  $8300 \text{ мин}^{-1}$  при допустимом диапазоне изменения частоты и мощности 70–105%. Коэффициент полезного действия электропривода с преобразователем (регулятором) частоты данного ЭГПА равен 0.93 [8]. Стабилизация частоты вращения вала турбогенератора в переменных режимах (при переменных электропотреблении на КС и параметрах выхлопных газов ГТД перед котлом-утилизатором) обеспечивается путем поддержания суммарной нагрузки на уровне располагаемой мощности УТУ с помощью регулятора частоты ЭГПА.

Электропривод центробежного насоса, перекачивающего РС318, оснащен преобразователем частоты, КПД электропривода принят равным 0.92. Управление работой УТУ в переменных режимах осуществляется регулированием массы РС318 в контурах УТУ и частоты вращения вала насоса с учетом уровня конденсата в конденсаторе-сборнике конденсатора.

На уточненной схеме (см. рис. 1) в числе ее элементов в соответствии с [3] указаны конденсатор с воздушным охлаждением РС318 и коллекторы высокого (ВД) и низкого (НД) давления. В расчетах учтены потери давления не только во всех элементах схемы, но и в гидравлических связях между ними. Потери давления заданы на минимально достижимом уровне, хотя реальные потери во избежание чрезвычайного увеличения габаритов теплообменного оборудования будут выше. С учетом противодействия на выхлопе ГТД были определены температура газов перед котлом-утилизатором (КУ) и снижение мощности ГТД исходя из условия сохранения расхода топлива в ГТД на неизменном (номинальном) уровне.

Давление в воздушном конденсаторе зависит от температуры в нем, которая, в свою очередь, определяется разницей температур в конденсаторе и наружного воздуха на входе в него, равной сумме температурного напора в пинч-пойнте (точке повышения) конденсатора и прироста температуры охлаждающего воздуха. Малый прирост температуры воздуха в конденсаторе, соответствующий большому расходу воздуха, характерен для воздушных конденсационных установок с естественной циркуляцией (рис. 2, а) [9], в которых расчетный прирост температуры в конденсаторе может быть равен 6 К. Однако в КСМГП, в которых не применяются громоздкие сооружения (в том числе высокие башни), можно размещать воздушные конденсационные установки (ВКУ) только с принудительной циркуляцией (рис. 2, б) [9]. В этом случае прирост температуры в конденсаторе является оптимизируемым параметром. Его увеличение, с одной стороны, ведет к повышению давления в конденсаторе, с другой – к снижению расхода охлаждающего воздуха

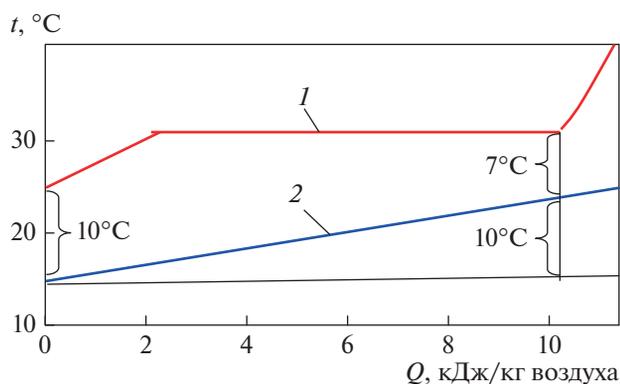


Рис. 3.  $t, Q$ -диаграмма процесса теплообмена в воздушной конденсационной установке (конденсаторе). 1 – R318; 2 – воздух

и появлению самотяги. Это позволяет снизить расход энергии на привод вентиляторов ВКУ, мощность которых в эксплуатируемых в настоящее время ВКУ паротурбинных энергоблоков изменяется в весьма широких пределах [9].

Кроме того, вследствие малой теплоты парообразования R318 и относительно больших затрат энергии на привод перекачивающего его насоса необходимо во избежание кавитации и в целях повышения КПД насоса подавать в него R318 переохлажденным минимум на 5 К относительно температуры насыщения. При наличии участка переохлаждения в конденсаторе повышается его металлоемкость, что должно быть учтено при определении прироста температуры воздуха в конденсаторе и температурных напоров в низконапорных точках ВКУ.

Оптимизацию ВКУ при выполнении расчетов не проводили. Приведенные ранее исходные данные по ВКУ были выбраны исходя из полученного при вычислениях среднего температурного напора в ВКУ в диапазоне 10–11 К. При расчетах поверхность теплообмена условно разделяли на три участка: охладитель газообразного R318 и участки конденсации и охлаждения конденсата. Расчетная  $t, Q$ -диаграмма процесса теплообмена в ВКУ показана на рис. 3. Результаты вычислений параметров теплоносителей на входах в элементы схемы и выходах из них и показателей УТУ, работающей на R318, приведены в табл. 2–7.

### РАСЧЕТ УТИЛИЗАЦИОННОЙ ТУРБОУСТАНОВКИ С ГАЗОВОЙ ТУРБИНОЙ ПЕРЕРАСШИРЕНИЯ

В качестве более простого в реализации и надежного альтернативного варианта утилизационной энергоустановки для автономного энергообеспечения КСМГП рассмотрена УТУ с газовой турбиной перерасширения [4] (рис. 4). В турбоустановке выхлопные газы ГТД разделяются на два потока. Первый поток, составляющий 90% расхода газов за ГТД, направляется в газовую турбину перерасширения 2, где газы расширяются до давления разрежения, создаваемого компрессором уходящих газов (КУГ) 4, совершая работу по приведению в действие турбогенератора 1 и КУГ 4. Перед поступлением в компрессор уходящие газы охлаждаются в газоохладителе 3, благодаря чему работа, совершаемая в ГТД, превышает работу привода КУГ. Из КУГ уходящие газы поступают в охладитель (ОУГ) 5.

Другой поток (10% расхода) поступает из газотурбинного двигателя газоперекачивающего

Таблица 2. Параметры выхлопных газов газотурбинного двигателя с учетом противодавления от котла-утилизатора

Параметр	Вход	Выход
$p$ , МПа	0.105063	0.101325
$t$ , °C	513.63	507.00
$h$ , кДж/кг	944.55	936.89
$G$ , кг/с	55	55
$s$ , кДж/(кг · К)	7680.93	—
$h_s$ , кДж/кг	—	936.23
КПД последней ступени газовой турбины		0.92
$\Delta h$ , кДж/кг		7.653
$\Delta N$ , кВт		418.8
$dN$ , %		2.62

Примечание.  $h$  – энтальпия рабочего тела;  $G$  – массовый расход рабочего тела;  $s$  – энтропия рабочего тела;  $h_s$  – энтальпия рабочего тела в конце изотропного процесса расширения или сжатия;  $\Delta h$  – теплоперепад;  $\Delta N$ ,  $dN$  – прирост или снижение мощности газотурбинного двигателя.

**Таблица 3.** Параметры рабочего тела фторуглеродных турбин

Параметр	ТФ <sub>1</sub>		ТФ <sub>2</sub>		ТФ <sub>3</sub>	
	ВХОД	ВЫХОД	ВХОД	ВЫХОД	ВХОД	ВЫХОД
$p$ , МПа	11.0000	0.39528	11.0066	0.392863	11.0088	3.9086
$t$ , °С	450.00	371.85	302.18	225.14	176.20	83.68
$h$ , кДж/кг	753.66	679.07	571.07	517.80	409.777	380.70
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	355.885	14.817	522.56	19.328	946.457	28.2008
$G$ , кг/с	64.847	64.847	46.566	46.566	47.545	47.545
$G_v$ , м <sup>3</sup> /с	0.1822	4.3766	0.08911	2.4093	0.05023	1.6860
$s$ , кДж/(кг · К)	2163.90	—	1881.45	—	1564.56	—
$h_s$ , кДж/кг	—	661.57	—	504.49	—	372.97
КПД участка перерасширения		0.810		0.800		0.790
$\Delta h$ , кДж/кг		74.589		53.268		29.074
$dN_{meh}$ , %		0.5		0.5		0.5
$N$ , кВт		4812.7		2468.1		1375.4

Примечание.  $\rho$  – плотность рабочего тела;  $G_v$  – объемный расход рабочего тела;  $dN_{meh}$  – относительная механическая потеря мощности на валу турбин;  $N$  – мощность турбины или компрессора на валу.

**Таблица 4.** Параметры теплоносителей на участках котла-утилизатора и их поверхностях нагрева

Параметр	КУ <sub>1</sub>		КУ <sub>2</sub>		КУ <sub>3</sub>	
	горячий конец	холодный конец	горячий конец	холодный конец	горячий конец	холодный конец
<b>Дымовые газы</b>						
$p$ , МПа	0.10506	0.10349	0.10349	0.10225	0.10225	0.110133
$t$ , °С	513.63	322.23	322.23	196.25	196.25	84.43
$h$ , кДж/кг	944.55	728.41	728.41	591.34	591.34	472.37
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	0.4766	0.6011	0.6011	0.7375	0.7375	0.9414
$G$ , кг/с	55.00	55.00	55.00	55.00	55.00	55.00
$G_v$ , м <sup>3</sup> /с	115.412	91.494	91.494	74.571	74.571	58.421
$\Delta p$ , МПа		0.00158		0.00124		0.00092
$dp$ , %		1.50		1.20		0.90
<b>РС318 высокого давления</b>						
$p$ , МПа	11.011	11.028	11.018	11.031	11.0198	11.031
$t$ , °С	450.01	302.23	302.19	176.25	176.21	64.43
$h$ , кДж/кг	753.66	571.08	571.07	409.81	409.78	272.71
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	356.20	523.36	523.00	947.01	946.80	1426.80
$G$ , кг/с	64.847	64.847	46.57	46.57	47.55	47.55
$G_v$ , м <sup>3</sup> /с	0.18205	0.12391	0.08904	0.04917	0.05022	0.03332
$\Delta p$ , МПа		0.01654		0.01324		0.01103
$dp$ , %		0.15		0.12		0.10
<b>Поверхности нагрева</b>						
$\Delta T$ , К	63.62	20.00	20.03	20.00	20.04	20.00
$\Delta T_{cp}$ , К		37.69		20.02		20.02
$Q$ , кВт ( $q = 0.004$ )		11839.7		7509.2		6516.8
$k \times F = Q/\Delta T_{cp}$ , кВт/К		314.1		375.2		325.5
$\sum k \times F$ , кВт/К				1014.8		

Примечание.  $\Delta p$ ,  $dp$  – потери давления;  $\Delta T$ ,  $\Delta T_{cp}$  – температурный напор локальный и средний;  $Q$  – расход тепла;  $q$  – относительные потери тепла на внешнее охлаждение;  $k$  – средний коэффициент теплопередачи;  $F$  – площадь поверхности теплообмена.

Таблица 5. Параметры теплоносителя RC318 и теплообменных поверхностей рекуператоров

Параметр	РТ <sub>1</sub>		РТ <sub>2</sub>		РТ <sub>3</sub>	
	горячий конец	холодный конец	горячий конец	холодный конец	горячий конец	холодный конец
В контуре низкого давления						
$p$ , МПа	0.39410	0.38228	0.39208	0.38228	0.39008	0.38228
$t$ , °C	371.85	41.22	225.13	41.22	83.67	41.22
$h$ , кДж/кг	679.07	343.88	517.80	343.88	380.703	343.881
$\Delta p$ , МПа	0.01182		0.00980		0.00780	
$dp$ , %	3.00		2.50		2.00	
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	14.772	32.615	19.289	32.615	28.141	32.615
$G$ , кг/с	64.847		46.566		47.545	
$G_v$ , м <sup>3</sup> /с	4.3899	1.9883	2.4142	1.4278	1.68954	1.4578
В контуре высокого давления						
$p$ , МПа	11.033	11.050	11.036	11.050	11.0364	11.050
$t$ , °C	302.23	31.22	176.25	31.22	64.43	31.22
$h$ , кДж/кг	571.08	235.89	409.81	235.89	272.71	235.89
$\Delta p$ , МПа	0.01657		0.01326		0.01326	
$dp$ , %	0.15		0.12		0.12	
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	523.588	1540.30	947.186	1540.30	1426.84	1540.30
$G$ , кг/с	64.847		46.566		47.545	
$G_v$ , м <sup>3</sup> /с	0.1239	0.04210	0.0492	0.03023	0.03332	0.03087
Теплообменные поверхности						
$\Delta T$ , К	69.62	10.00	48.88	10.00	19.24	10.00
$Q$ , кВт	21735.9		8098.8		1750.7	
$\Delta T_{cp}$ , К	30.72		24.50		14.12	
$k \times F = Q/\Delta T_{cp}$ , кВт/К	707.4		330.5		124.0	
$\sum k \times F$ , кВт/К			1162.0			

Таблица 6. Параметры рабочего тела, перекачиваемого насосом

Параметр	На входе	На выходе
$p$ , МПа	0.3766	11.0607
$t$ , °C	25.00	31.22
$h$ , кДж/кг	227.12	235.89
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1594.922	1639.830
$G$ , кг/с	158.958	158.958
$G_v$ , м <sup>3</sup> /с	0.0997	0.0969
$s$ , кДж/(кг · К)	1094.42	—
$h_s$ , кДж/кг	—	234.14
$\Delta h$ , кДж/кг		8.767
КПД насоса		0.8
КПД электропривода		0.920
$N_э$ , кВт		1514.8

Примечание.  $N_э$  – электрическая мощность.

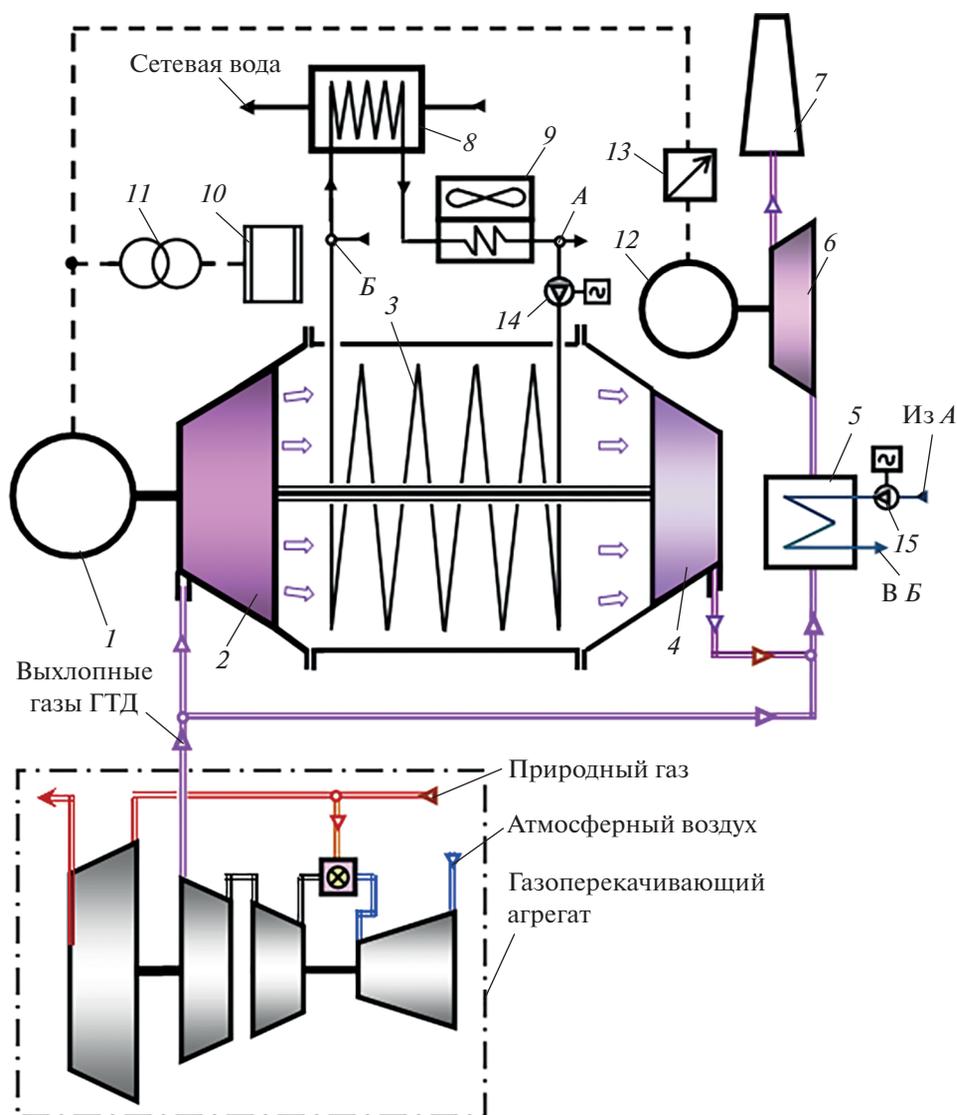
Таблица 7. Параметры рабочего тела на разных участках конденсатора

Параметр	Участок конденсатора			
	вход пара	насыщенный пар	насыщенный конденсат	слив
RC318 в контуре низкого давления				
$p$ , МПа	0.3807	0.3769	0.3769	0.3766
$t$ , °C	41.22	31.00	31.00	25.00
$h$ , кДж/кг	343.88	335.34	233.85	227.12
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	32.615	33.708	1473.66	1498.74
$G$ , кг/с			158.96	
$G_v$ , м <sup>3</sup> /с	4.8738	4.7157	0.1079	0.1061
Охлаждающий воздух				
$p$ , МПа	0.09900	0.10000	0.101325	0.10200
$t$ , °C	24.71	24.00	15.56	15.00
$h$ , кДж/кг	424.14	423.43	414.94	414.37
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1.1583	1.1728	1.2232	1.2337
$\Delta T$ , К	16.51	7.00	15.44	10.00
Теплообменная поверхность элементов конденсатора				
	пароохладитель	конденсатор	охладитель конденсата	
$Q$ , кВт	1358.3	16132.0	1069.2	
$\Delta T_{cp}$ , К	11.08	10.67	12.52	
$k \times F = Q/\Delta T_{cp}$ , кВт/К	122.55	1511.97	85.37	
$\sum Q$ , кВт		18559.5		
$\sum k F = \sum Q/\Delta T_{cp}$ , кВт/К		1719.89		
$\Delta T = \sum Q/\sum k F$ , К		10.79		
$G$ , кг/с		1899.58		
$\Delta p$ , МПа		0.0030		
$dp$ , %		2.94		

агрегата непосредственно в ОУГ, где после смешения с газами за КУГ газы охлаждаются и направляются в дымосос 6, создающий разрежение перед ОУГ и, соответственно, за газотурбинным двигателем ГПА. При этом мощность ГТД повышается без увеличения расхода топлива. При фиксированной мощности ГПА это позволяет снизить расход топлива в ГТД при поддержании мощности на требуемом уровне (в данном случае 16 МВт). Отпуск электроэнергии потребителям на компрессорной станции осуществляют с помощью трансформатора связи 11 и распределительного устройства 10. Избыточная энергия используется для питания электропривода 12 дымососа 6. Частоту вращения вала дымососа задают преобразователем частоты 13 в соответствии с условием поддержания частоты вращения турбогенератора на постоянном уровне 50 Гц. Если нагрузка турбогенератора оказывается слишком большой и его частота начинает уменьшаться,

снижают частоту вращения вала дымососа с помощью регулятора 13. При этом нагрузка снижается, а давление газов за ГТД и перед ГТП возрастает. Поскольку пропускная способность ГТП неизменна, то расход газов в ГПТ также возрастает, но незначительно, так как повышается температура газов перед ГТП.

При высокой температуре охлаждаемых в газоохладителе газов возможен нагрев охлаждающей воды до 120°C, что позволяет использовать отводимое тепло на теплоснабжение КС, а также уменьшить расходы охлаждающей воды и охлаждающего воздуха в аппарате воздушного охлаждения, повысить температуру на выходе из него и, в итоге, снизить мощность циркуляционных насосов 14, 15 и исключить затраты энергии на привод вентиляторов благодаря самотяге. Высокотемпературный воздух может также использоваться для отопления помещений на компрессорной станции.



**Рис. 4.** Схема модульной утилизационной турбоустановки с турбиной перерасширения для автономного энергоснабжения КСМГП.

1 – турбогенератор; 2 – газовая турбина перерасширения; 3 – газоохладитель; 4 – компрессор уходящих газов; 5 – охладитель уходящих газов; 6 – дымосос; 7 – дымовая труба; 8 – подогреватель сетевой воды; 9 – аппарат воздушного охлаждения; 10 – распределительное устройство; 11 – трансформатор связи; 12 – приводной электродвигатель дымососа; 13 – регулятор частоты вращения вала дымососа; 14, 15 – насос с регулируемым электроприводом

Результаты расчетов параметров теплоносителей и показателей УТУ с газовой турбиной перерасширения приведены в табл. 8–10.

### СОПОСТАВИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ФТОРУГЛЕРОДНОЙ И ГАЗОВОЙ УТИЛИЗАЦИОННЫХ ТУРБОУСТАНОВОК

По результатам сопоставления показателей фторуглеродной и газовой УТУ для электроснабжения компрессорных станций с газотурбоприводными ГПА, приведенных в табл. 11, установлено следующее.

Критерием тепловой эффективности внедрения УТУ на КСМГП в рассматриваемой постановке задачи является относительное снижение удельного расхода топлива на перекачку природного газа (при условии бестопливной выработки электроэнергии для КС заданной мощности).

При работе фторуглеродной УТУ обеспечивается более высокий прирост мощности на валах ГПА и, соответственно, более значительное снижение удельного расхода топлива на КС. Однако на практике при модернизации систем автономного электроснабжения КС на базе УТУ, как правило, не предусматривается повышение произво-

**Таблица 8.** Параметры теплоносителя на участке перерасширения и в газовой турбине перерасширения

Параметр	Участок перерасширения		Газовая турбина перерасширения	
	вход	выход	вход	выход
$p$ , МПа	0.101325	0.082900	0.082486	0.026608
$t$ , °С	507.00	471.15	471.15	295.47
$h$ , кДж/кг	936.89	895.72	895.720	699.01
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	0.23095	0.19806	0.197069	0.08322
$G$ , кг/с	55.00	55.00	49.50	49.50
$G_v$ , м <sup>3</sup> /с	238.15	277.69	251.18	594.81
$s$ , кДж/(кг · К)	7681.52	—	7687.81	—
$h_s$ , кДж/кг	—	892.14	—	681.90
КПД		0.92		0.92
$\Delta h$ , кДж/кг		41.172		196.71
$dN_{meH}$ , %		0.5		0.5
$N$ , кВт		2253.1		9688.5

**Таблица 9.** Параметры рабочего тела в компрессоре уходящих газов и дымососе при массовой доле конденсата  $m_k = 0$

Параметр	Компрессор		Дымосос	
	вход	выход	вход	выход
$p$ , МПа	0.025943	0.082486	0.080836	0.101325
$t$ , °С	35.00	170.60	35.00	58.88
$h$ , кДж/кг	420.56	563.89	420.37	445.44
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	0.14979	0.33061	0.46699	0.54329
$G$ , кг/с	49.5	49.5	55	55
$G_v$ , м <sup>3</sup> /с	330.46	149.72	117.78	101.23
$s$ , кДж/(кг · К)	7072.3	—	6738.63	—
$h_s$ , кДж/кг	—	543.82	—	441.42
КПД		0.86		0.84
$\Delta h$ , кДж/кг		143.33		25.071
$N$ , кВт		7094.9		1385.8

дительности КС. В этом случае ГТД будет работать на частичных нагрузках, а преимущество фторуглеродной УТУ в уменьшении удельного расхода топлива существенно снизится вследствие понижения как КПД ГТД, температуры и расхода выхлопных газов, так и внутреннего относительного КПД газотурбоприводного нагнетателя из-за уменьшения подачи природного газа в этот нагнетатель на значение производительности ЭГПА.

Во всех остальных аспектах, которые, по существу, и определяют уровень капитальных и экс-

плуатационных затрат, предпочтительнее газовая УТУ. К ее преимуществам относятся:

меньшее число единиц оборудования (отсутствуют дополнительные электроприводные ГПА, рекуператоры, фторуглеродный цех с хранилищем оперативных запасов RC318);

нет сложностей, характерных для УТУ с ОРТ, связанных с исполнением турбоблока, насоса RC318, клапанов и другого оборудования для недопущения утечек RC318 из контура энергоустановки и фторуглеродного цеха, а также системы

**Таблица 10.** Параметры рабочего тела охладителей дымовых газов и аппарата воздушного охлаждения

Параметр	Газоохладитель		Охладитель уходящих газов		Аппарат воздушного охлаждения	
	горячий конец	холодный конец	горячий конец	холодный конец	горячий конец	холодный конец
	Дымовые газы				Вода с антифризом	
$p$ , МПа	0.02661	0.02594	0.08248	0.80836	0.6	0.6
$t$ , °С	295.47	35.00	201.57	35.00	98.43	20.00
$h$ , кДж/кг	699.01	420.56	597.07	420.37	412.93	84.57
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	0.1596	0.2772	0.5926	0.8581	—	—
$G$ , кг/с	49.5		55.00		71.58	
	Вода с антифризом				Атмосферный воздух	
$p$ , МПа	0.7	0.7	0.7	0.7	0.099	0.101
$t$ , °С	120	20	80	20	60	15
$h$ , кДж/кг	504.16	84.57	335.53	84.57	459.69	414.37
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	—	—	—	—	1.0353	1.2255
$G$ , кг/с	32.85		38.73		518.66	
$\Delta T$ , К	175.47	15.00	121.57	15.00	38.43	5.00
$\Delta p$ , МПа	0.00067		0.00165		0.002325	
$dp$ , %	2.50		2.00		2.29	
$Q$ , кВт	13783.4		9718.8		23502.3	
$\Delta T_{cp}$ , К	65.25		50.93		16.392	
$k \times F = Q/\Delta T_{cp}$ , кВт/К	211.25		190.82		1433.8	

маслоснабжения, исключаяющей попадание масла или его паров в замкнутый контур RC318;

более высокий уровень готовности технологии изготовления комплектного оборудования и производственной готовности отечественных предприятий к разработке и постановке его на серийное производство;

отсутствие необходимости использовать такой дорогостоящий расходный материал, как RC318, и эксплуатационных затрат, связанных с его приобретением, доставкой и хранением (особенно на удаленных линейных КСМГП);

меньшая материалоемкость теплообменного оборудования не только благодаря отсутствию рекуператоров, но и вследствие того, что суммарная площадь поверхности теплообмена меньше.

Площадь поверхностей теплообмена в аппарате воздушного охлаждения (АВО) меньше, чем в ВКУ, поскольку у АВО меньше  $kF$  и выше  $k$  (здесь  $k$  — коэффициент теплопередачи;  $F$  — площадь поверхности теплообмена). Уменьшение площа-

ди теплообмена охладителей газов в сравнении с площадью КУ менее очевидно, так как снижение произведения  $kF$  в газовой УТУ сочетается с уменьшением коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  со стороны газов вследствие снижения давления газов в газоохладителе и охладителе уходящих газов. На этапе балансовых расчетов сопоставление площадей теплообмена охладителей газов газовой УТУ  $F_2$  и участков КУ фторуглеродной УТУ  $F_1$  может быть произведено путем определения отношения  $k_2 F_2 / k_1 F_1$  после введения допущений, позволяющих упростить расчеты. Предполагается, что в КУ и охладителях газа поверхности теплообмена набраны в виде шахматных поперечно обтекаемых пучков оребренных труб с одинаковыми характерными размерами (диаметры труб, продольные и поперечные шаги, параметры оребрения). Упрощенная формула для расчета коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  со стороны газов имеет вид [10]:

$$\alpha = 1.13 C_z C_s Re_d^{0.75} Pr_d^{0.33},$$

**Таблица 11.** Показатели фторуглеродной и газовой утилизационной турбоустановок для электроснабжения КСМГП с газотурбоприводными газоперекачивающими агрегатами

Показатель	УТУ с RC318	Газовая УТУ
Мощность, кВт:		
на валу турбоблока	8656.1	2593.6
на клеммах электрогенератора	8228.5	2515.8
на валу ГПА:		
электроприводного	5313.8	0
газопроводного	15581.2	18253.1
суммарная на валах ГПА	20895.0	18253.1
КПД:		
турбоэлектрогенератора	0.97	0.97
электропривода насоса	0.92	–
дымососа с преобразователем частоты	–	0.92
привода электроприводных ГПА	0.930	–
Электрическая мощность, кВт (эл.):		
привода насоса RC318	1514.8	–
дымососа	–	1506.3
дополнительного электроприводного ГПА	5713.8	0
Относительные механические потери в редукторе	0.02	0
Электропотребление, кВт (эл.):		
на КС, включая собственные нужды конденсатора	1000.0	–
аппарата воздушного охлаждения	–	1009.4
Увеличение мощности на валах ГПА:		
кВт	4895.0	2253.1
% номинальной (16000 кВт)	30.59	14.08
Теплопередающая способность $\sum kF$ , кВт/К:		
котлов-утилизаторов	1018.8	–
охладителей	–	402.07
воздушного конденсатора/аппарата воздушного охлаждения	1719.89	1433.76
рекуператоров	1162.0	0

где  $C_2, C_3$  – константы, зависящие от геометрических параметров пучков;  $Re_d = wd/v$  – число Рейнольдса;  $Pr_d = \mu c_p/\lambda$  – число Прандтля;  $w$  – средняя скорость потока газа, м/с;  $d$  – наружный диаметр труб, м;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости, Па·с;  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости, м<sup>2</sup>/с;  $c_p$  – удельная теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг · К);  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности газов, Вт/(м · К).

Предполагается, что коэффициент теплопередачи равен коэффициенту теплоотдачи со стороны газов ( $k \approx \alpha$ ), а средние скорости потоков газов одинаковы ( $w = idem$ ).

При указанных допущениях

$$\alpha_1/\alpha_2 = (\lambda_1/\lambda_2)^{0.67} (v_2/v_1)^{0.75} (\mu_1/\mu_2)^{0.33} (c_{p1}/c_{p2})^{0.33}.$$

Результаты расчетов отношений площадей поверхностей теплообмена приведены в табл. 12.

Для простоты расчетов значения  $\lambda, \mu$  и  $\nu$  в зависимости от давления и температуры были определены для сухого воздуха. Поскольку принятые допущения  $k \approx \alpha$  и  $w = idem$  – в пользу фторуглеродной УТУ, то можно считать, что снижение площади поверхности теплообмена охладителей газовой УТУ по сравнению с КУ фторуглеродной УТУ доказано с запасом.

## ВЫВОДЫ

1. Утилизационные энергоустановки с органическим рабочим телом, в частности с фторуглеродами, можно рассматривать в качестве автономных источников электроснабжения на новых компрессорных станциях магистральных газопро-

**Таблица 12.** Результаты расчета площади поверхности теплообмена охладителей газов утилизационной турбоустановки и участков котлов-утилизаторов фторуглеродной УТУ

Параметр	Значение			
	Участок котла-утилизатора			
$p$ , МПа	0.10506	0.10225	0.10225	0.10133
$t$ , °С	513.63	196.25	196.25	84.43
$h$ , кДж/кг	944.55	591.34	591.34	472.37
$c_{p1}$ , кДж/(кг · К)	1.113		1.064	
$\lambda_1$ , Вт/(м · К)	0.0565	0.0380	0.0380	0.0305
$\mu_1 \times 10^6$ , Па · с	36.958	25.898	25.898	21.207
$\nu_1 \times 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	79.476	34.139	34.139	21.484
$kF_1$ , кВт/К	689.3		325.5	
	Охладитель газа			
$p$ , МПа	0.02661	0.02594	0.0824855	0.080836
$t$ , °С	295.47	35.00	201.57	35.00
$h$ , кДж/кг	699.01	420.56	597.07	420.37
$c_{p2}$ , кДж/(кг · К)	1.0690		1.0608	
$\lambda_2$ , Вт/(м · К)	0.0441	0.0270	0.0383	0.0270
$\mu_1 \times 10^6$ , Па · с	29.641	18.917	26.106	18.925
$\nu_2 \times 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	181.841	64.496	43.138	20.705
$kF_2$ , кВт/К	211.25		190.82	
$(\lambda_1/\lambda_2)^{0.67}$	1.2100		1.0326	
$(\nu_2/\nu_1)^{0.75}$	1.619		1.0000	
$(\mu_1/\mu_2)^{0.33}$	1.089		1.0150	
$(c_{p1}/c_{p2})^{0.33}$	1.0134		1.0010	
$\alpha_1/\alpha_2$	2.162		1.0490	
$kF_2/(kF_1)$	0.3065		0.5862	
$F_2/F_1$	0.6625		0.6150	

водов с электроприводными газоперекачивающими агрегатами в сопоставлении с утилизационными турбоустановками, в которых используются другие низкокипящие рабочие тела, например углекислый газ.

2. При автономном электроснабжении реконструируемых компрессорных станций магистральных газопроводов с газотурбоприводными газоперекачивающими агрегатами применение утилизационных турбоустановок, в которых в качестве рабочего тела используются атмосферный воздух либо выхлопные газы приводных газотурбинных двигателей газоперекачивающих агрегатов, более предпочтительно. При этом возможно полностью обеспечить потребности компрессорных станций магистральных газопроводов в электроэнергии высокого качества, а избыточную мощность утилизационных турбоустановок использовать, для снижения расхода топлива в газо-

турбинных двигателях газоперекачивающих агрегатов. Это позволит решить проблему замещения импортных газопоршневых и дизельных генераторов в кратчайшие сроки и с наименьшими капитальными и эксплуатационными затратами.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бабурин С.В.** Повышение надежности электроснабжения компрессорных станций с газотурбинным приводом: дис. ... канд. техн. наук. СПб.: Горный ун-т, 2007.
2. **Перечень** наиболее важных видов продукции для импортозамещения и локализации производств с целью технологического развития ПАО «Газпром». [https://www.gazprom.ru/f/posts/33/761787/2017.03.15\\_perechen\\_2016.pdf](https://www.gazprom.ru/f/posts/33/761787/2017.03.15_perechen_2016.pdf). (Дата обращения 16.06.2023.)
3. **Сухих А.А., Старовойтов В.В.** Перспектива внедрения фторуглеродов в качестве рабочих тел электро-

- генерирующих установок в системах утилизации теплоты продуктов сгорания газоперекачивающих агрегатов // Вестник газовой науки. 2021. № 4 (49). С. 184–192.
4. Михайлов В.Е., Кругликов П.А., Верткин М.А. Формирование программы “Энергетика больших мощностей нового поколения” в неравновесных экономических условиях // Энергетическая политика. 2023. № 5 (183). С. 78–98.
  5. Пат. РФ № 2626038. Приводная газотурбинная установка газоперекачивающего агрегата с утилизационной турбоустановкой автономного электроснабжения / М.А. Верткин, В.Е. Михайлов, Ю.Г. Сухоруков // Б.И. 2017. № 21.
  6. Пат. РФ № 2636643. Утилизационная турбоустановка / М.А. Верткин // Б.И. 2017. № 33.
  7. РТМ 108.022.11-83. Установки газотурбинные и парогазовые. Расчет и проектирование камер сгорания. Л.: НПО ЦКТИ, 1984.
  8. Электроприводные газоперекачивающие агрегаты. Технические характеристики. АО “РЭП Холдинг”. <https://www.reph.ru/production/type/29/683/> (Дата обращения 16.06.2023.)
  9. Гомборачча Н., Аронсон К.Э. Применение воздушных конденсационных установок на паровых турбинах ТЭС // Сб. докл. Третьей конф. молодых ученых УралЭНИИ–2018. Екатеринбург: УрФУ, 2018. С. 98–101.
  10. РТМ 108.030.140-87. Расчет и рекомендации по проектированию поперечно-оребранных конвекционных поверхностей нагрева стационарных котлов. Л.: НПО ЦКТИ, 1988.

## Selection of a Heat-Recovery Turbine Unit for a Self-Contained Power Supply of Compressor Stations in Gas Mains

V. E. Mikhailov<sup>a</sup>, M. A. Vertkin<sup>a</sup>, \*, S. B. Esin<sup>a</sup>, P. A. Kruglikov<sup>a</sup>, D. A. Sobolev<sup>a</sup>,  
Yu. G. Sukhorukov<sup>a</sup>, and L. A. Khomenok<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Polzunov Scientific and Development Association on Research and Design of Power Equipment,  
St. Petersburg, 191167 Russia

\*e-mail: VertkinMA@ckti.ru

**Abstract**—Two design options for a heat-recovery turbine unit (HRTU), which generates electricity for self-contained power supply of gas mains’ compressor stations (GMCSs) using the heat of exhaust gases from gas-turbine engines (GTEs) driving gas-pumping units (GPUs), are examined. The working fluid of the recovery circuit is octafluorocyclobutane (c-C<sub>4</sub>F<sub>8</sub>, engineering name is RC318) in one of the two HRTUs and the exhaust gases of GPU GTE in the other HRTU. The HRTU operating on RC318 has a three-circuit cycle, including three turbines, three recuperative heat exchangers, three RC318 heaters, and one common condenser. An alternative design of HRTU is a vacuum-type GTU consisting of an overexpansion gas turbine, whose inlet is connected with the exhaust of GPU GTE, exhaust gas coolers, a cooled gas compressor, and an induced-draft fan. The excess power of this HRTU above the current power demand at the GMCS is used to create a vacuum at the exhaust of the gas turbine of the GPU GTE. The results are presented of the comparative balance calculations of parameters and characteristics of both HRTUs as applied to a 16-MW Ural GPU GTE. They were performed using the updated initial data and the same software library RefProp (in the CoolProp high-level interface) for the calculation of thermodynamic parameters of working fluids. It has been demonstrated that a more compact and easier to implement gas-type HRTU (with an overexpansion gas turbine), although having a lower power than the RC318-type HRTU, can still fully cover the demand of the GMCS for high-quality power. The power of the gas turbine unit, which exceeds the current power consumption at the GMCS, can be utilized to cut down the fuel consumption by the GPU GTE and also to solve the problem of substituting imported gas piston and diesel generators at the GMCS within the shortest possible time and with the lowest capital and operating expenditures.

**Keywords:** heat-recovery turbine unit, self-contained power supply of compressor stations, import substitution, octafluorocyclobutane, overexpansion gas turbine, primary control of turbine generator shaft speed