

УДК 621.165

*А.В. Лыков, Н.А. Забелин,
В.А. Рассохин, А.М. Тюхтяев*

**КОМБИНИРОВАННЫЕ ГАЗОПАРОВЫЕ УСТАНОВКИ
С ОРГАНИЧЕСКИМИ РАБОЧИМИ ТЕЛАМИ
ДЛЯ ЕДИНОЙ СИСТЕМЫ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ РОССИИ**

*A.V. Lykov, N.A. Zabelin,
V.A. Rassokhin, A.M. Tyukhtyaev*

**COMBINED-CYCLE PLANTS WITH ORGANIC WORKING FLUIDS
FOR UNIFIED GAS SUPPLY SYSTEM OF RUSSIA**

Единая система газоснабжения России — крупнейшая в мире газотранспортная сеть. В ее состав входят 161,7 тыс. км магистральных газопроводов. Существует проблема по обеспечению электроэнергией собственных нужд газоперекачивающих компрессорных станций. В статье рассмотрена возможность применения органического цикла Ренкина в комбинированной газопаровой установке для обеспечения электроэнергией объектов единой системы газоснабжения России на примере компрессорной станции «Северная». Рассмотрено влияние температуры окружающей среды, а также типа применяемого органического рабочего тела на основные показатели ГПУ. Определены основные параметры ГПУ, обеспечивающие требуемую электрическую мощность паровой турбины только для покрытия собственных нужд компрессорной станции.

КОМПРЕССОРНАЯ СТАНЦИЯ; ГАЗОПАРОВАЯ УСТАНОВКА; ТЕПЛОВАЯ СХЕМА; ПАРОВАЯ ТУРБИНА; ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ ЭНЕРГИЯ; ОРГАНИЧЕСКИЙ ЦИКЛ РЕНКИНА.

The unified gas supply system of Russia is the largest gas-transport system in the world. It covers 161,7 kilometers of the gas-main. However, there is a problem to supply gas-transfer compression stations with electric power. The paper considers the possibility of applying the organic Rankine cycle in the combined-cycle plant for the electric power supply of units involved in the Russian unified gas supply system. As the example the authors take the compression station «Severnaya». The paper analyzes the influence of ambient temperature and working fluid's type on the performance of the combined-cycle plant and determines main parameters of the combined-cycle plant which allow reaching the objective steam turbine's net power.

COMPRESSOR STATION; COMBINED-CYCLE PLANT; HEAT SCHEME; STEAM TURBINE; ELECTRIC POWER; ORGANIC RANKINE CYCLE.

Единая система газоснабжения (ЕСГ) России — крупнейшая в мире газотранспортная сеть. В ее состав входят 161,7 тыс. км магистральных газопроводов и отводов, 215 линейных компрессорных станций с общей мощностью газоперекачивающих агрегатов в 42 ГВт,

6 комплексов по переработке газа и газового конденсата, 25 объектов подземного хранения газа [1].

Обеспечение линейных собственных нужд компрессорных станций (КС) и других объектов ЕСГ электроэнергией — одна из актуальных за-

дач. Подвод линий электропередач (ЛЭП) к объектам ЕСГ трудновыполним и дорогостоящ из-за их удаленности от крупных электростанций и единой электрической сети. Кроме того, бесперебойное снабжение КС электроэнергией от ЛЭП зависит от погодных условий, что снижает надежность выполнения КС основной задачи по транспортировке газа.

В то же время объекты ЕСГ располагают вторичными топливно-энергетическими ресурсами (ВЭР). ВЭР подразделяют на следующие группы [2]: горючие, тепловые и избыточного давления. К тепловым ВЭР газотранспортной системы относится высокопотенциальная теплота уходящих газов газотурбинных установок и двигателей внутреннего сгорания, которые используются для привода газоперекачивающих агрегатов (ГПА), а также низкопотенциальная теплота охлаждающего воздуха после аппаратов воздушного охлаждения компримируемого газа. К ВЭР избыточного давления относится потенциальная энергия транспортируемого по магистральному газопроводу газа.

Суммарная величина располагаемой тепловой мощности уходящих газов всех газотурбинных установок (ГТУ) газоперекачивающих агрегатов ЕСГ России составляет 87,9 ГВт [3]. Теплота уходящих газов может использоваться в газопаровой установке (ГПУ) для выработки электроэнергии на собственные нужды КС или для обеспечения других находящихся поблизости промышленных и гражданских объектов.

Актуальна проблема использования для производства электроэнергии низкотемпературной теплоты. Поэтому в нашей стране и за рубежом наметились тенденции широкого применения органических рабочих тел (ОРТ) в паротурбинных установках (ПТУ), использующих для выработки электроэнергии разные источники: вторичное тепло промышленных установок [4–6]; возобновляемые источники энергии, такие, как биомасса; геотермальную [7, 8] и солнечную энергию. Это обусловлено благоприятным сочетанием термодинамических, теплотехнических и эксплуатационно-технологических свойств ОРТ.

Если в цикле паротурбинной установки в качестве рабочего тела используется не водяной пар, а органическое или синтетическое вещество с низкой температурой кипения, то такая уста-

новка будет работать по органическому циклу Ренкина (ОЦР).

Применение ОРТ имеет некоторые преимущества по сравнению с водяным паром, а именно: отсутствие вакуума в установке; меньшие габариты и более высокие значения КПД турбомашин; возможность использования прямого котла, упрощающего энергетическую установку; отсутствие коррозии элементов установки и эрозии лопаток турбины; ниже температура замерзания [9].

Цель данной статьи — обоснование применения утилизационных паротурбинных установок с органическими рабочими телами для обеспечения объектов ЕСГ России электроэнергией на собственные нужды на примере компрессорной станции «Северная».

Рассмотрим особенности предлагаемой тепловой схемы ГПУ с ОЦР (рис. 1).

Из уходящих газов ГТУ (G_r) часть поступает в котел-утилизатор в КУ ($G_{ку}$), а другая часть направляется в атмосферу (G_{yx}). Расход уходящих газов $G_{ку}$, направляемых КУ 7, регулируется шиберной заслонкой 6. Теплота уходящих газов в термомасляном КУ 7 передается теплоносителю (термическое масло) промежуточного контура II, а затем через дымосос 8 в окружающую среду.

После термомасляного котла-утилизатора 7 теплоноситель II контура поступает в испаритель 9 и затем в подогреватель 10, где передает часть своей теплоты рабочему телу парового контура III. Пар органического рабочего тела из испарителя 9 через стопорный клапан 12 и регулирующий клапан 13 поступает в паровую турбину (ПТ) 14, где он расширяется. ПТ 14 приводит в действие электрический генератор 16. После ПТ 14 пар ОРТ направляется в рекуператор 17, где передает часть своей теплоты жидкому ОРТ. Далее пар ОРТ поступает в конденсатор 18, где охлаждается и конденсируется. После конденсатора конденсат ОРТ направляется в питательный насос 15 и далее в рекуператор 17, где нагревается за счет теплоты пара ОРТ. Из рекуператора 17 жидкое ОРТ поступает в подогреватель 10 и затем в испаритель 9, где оно испаряется и превращается в пар. Из испарителя 9 пар подается через стопорный клапан 12 и регулирующий клапан 13 в турбину 14, и цикл ПТ замыкается.

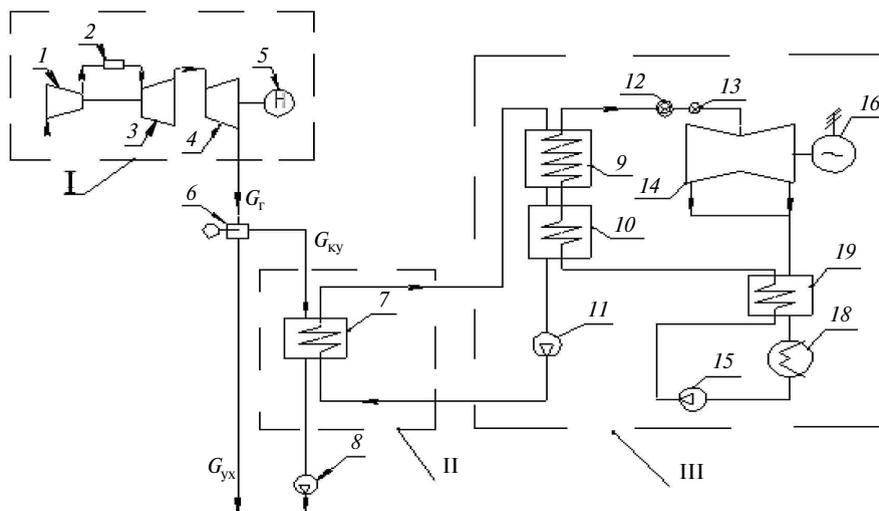


Рис. 1. Газопаровая установка с органическим рабочим телом:

I — газовый контур; II — промежуточный контур; III — паровой контур; 1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — компрессорная турбина; 4 — силовая турбина; 5 — нагнетатель; 6 — шибберная заслонка; 7 — термомасляный котел-утилизатор; 8 — тягодутьевая машина (дымосос); 9 — испаритель; 10 — подогреватель; 11 — циркуляционный насос; 12 — стопорный клапан; 13 — регулирующий клапан; 14 — паровая турбина; 15 — питательный насос; 16 — электрогенератор; 17 — рекуператор; 18 — конденсатор

Предлагаемая тепловая схема ГПУ с ОРТ в сравнении с традиционно применяемыми на КС схемами ГПУ имеет следующие отличия:

в котел-утилизатор направляется только часть уходящих газов ГТУ, необходимая для выработки требуемой мощности паровой турбины;

вместо водяного пара применяется органическое рабочее тело;

за котлом-утилизатором установлен дымосос.

Основное отличие в расчете тепловой схемы ГТУ в составе ГПУ по сравнению с автономной ГТУ заключается в увеличении сопротивления по газовоздушному тракту ГТУ. Увеличение сопротивления газовоздушного тракта ГТУ приводит к снижению полезной мощности газовой турбины, что в условиях КС нежелательно [10, с. 22]. Поэтому в рассматриваемой тепловой схеме предусмотрена установка дымососа за котлом-утилизатором.

Выбор теплоносителя промежуточного и парового контуров

В качестве теплоносителя промежуточного контура предполагается использование специального термического масла. Наиболее распространенными отечественными маслами-теплоносителями являются следующие марки [11]:

АМТ-300; АМТ-300Т; ЛЗ-ТК-2; ТЕМП-К; Ариан АТ-4зс; Ариан АТ-4е. В качестве теплоносителя промежуточного контура выбрано термическое масло марки АМТ-300Т.

Выбор органического рабочего тела — один из наиболее важных и сложных вопросов. В данной работе для проведения исследований выбраны следующие ОРТ: гексаметилдисилоксан (hexamethyldisiloxane — HMDSO), пентан (C_5H_{12}), фреон R11 (trichlorofluoromethane), фреон R245fa (pentafluoropropane).

Необходимые сведения о теплофизических свойствах рассматриваемых веществ представлены на сайте Национального института стандартов и технологий США [12] и в справочнике по теплофизическим свойствам газов и жидкостей [13].

Влияние температуры окружающей среды на показатели ГПУ

В условиях эксплуатации режимы работы ГПУ часто меняются из-за непостоянства температуры и давления наружного воздуха, а также возможного изменения нагрузки. Соответственно изменяются параметры газов на входе в КУ (температура, расход, избыток воздуха и др.). Особенность ГПУ с КУ — необходимость

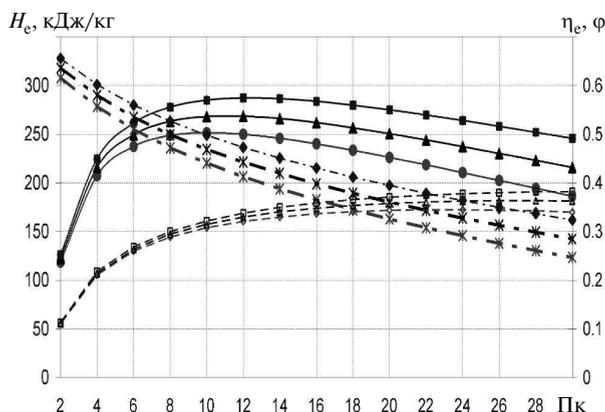


Рис. 2. Графики зависимостей $H_e = f(P_k, t_a)$, $\eta_e = f(P_k, t_a)$, $\varphi = f(P_k, t_a)$:
 —●— H_e при $t_a = 15^\circ\text{C}$; —♦— η_e при $t_a = 15^\circ\text{C}$;
 —*— φ при $t_a = 0^\circ\text{C}$; —▲— H_e при $t_a = 0^\circ\text{C}$;
 —ж— φ при $t_a = 15^\circ\text{C}$; —■— η_e при $t_a = 0^\circ\text{C}$;
 —■— H_e при $t_a = -15^\circ\text{C}$; —▲— η_e при $t_a = 0^\circ\text{C}$;
 —♦— φ при $t_a = -15^\circ\text{C}$

параллельно с тепловым выполнять гидравлический и аэродинамический расчеты КУ. Первый из них позволяет находить давление пара и воды в элементах котла, а второй — определить аэродинамическое сопротивление элементов и всего газового тракта КУ, которое оказывает влияние на параметры газов за ГТУ и особенно на электрическую нагрузку ГТУ [14, с. 299]. Поэтому для проведения исследований ГПУ необходимо знать, как изменяются параметры ГТУ в зависимости от условий окружающей среды.

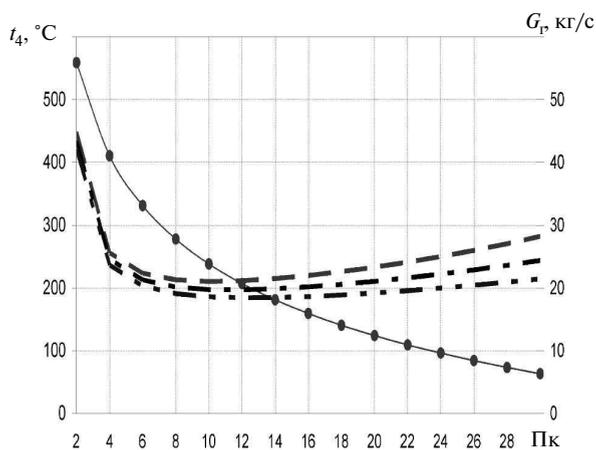


Рис. 3. Графики зависимостей $G_r = f(P_k, t_a)$, $t_4 = f(P_k, t_a)$
 —●— t_4 ; —■— G_r при $t_a = 15^\circ\text{C}$;
 —▲— G_r при $t_a = 0^\circ\text{C}$; —♦— G_r при $t_a = -15^\circ\text{C}$

На КС «Северная» в эксплуатации находятся четыре ГПА с ГТУ TAURUS 60 S.

С целью определения характеристик ГТУ проведен вариантный расчет ряда их параметров по методике, разработанной на кафедре ТГиАД СПбГПУ [15]. Расчеты производились при постоянной номинальной эффективной мощности ГТУ $N_e = 5200$ кВт, постоянной температуре продуктов сгорания перед компрессорной турбиной $T_3 = 1258$ К, изменении значения степени P_k повышения давления в компрессоре в диапазоне от 2 до 30 и при следующих значениях температуры окружающей среды t_a : 15, 0 и -15°C .

По результатам проведенных расчетов построены зависимости удельной полезной работы ГТУ — $H_e = f(P_k, t_a)$, эффективного КПД ГТУ — $\eta_e = f(P_k, t_a)$, коэффициента полезной работы ГТУ — $\varphi = f(P_k, t_a)$ (рис. 2), а также зависимости расхода $G_r = f(P_k, t_a)$ и температуры $t_4 = f(P_k, t_a)$ уходящих газов (рис. 3).

Из рис. 2 видно, что при $P_k = 11,5$ удельная полезная работа H_e достигает максимальных значений: $H_e = 287 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ при $t_a = -15^\circ\text{C}$; $H_e = 268 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ при $t_a = 0^\circ\text{C}$; $H_e = 250 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ при $t_a = 15^\circ\text{C}$.

Для проведения дальнейших исследований выбраны параметры ГТУ при степени повышения давления в компрессоре $P_k = 11,5$, а также другие необходимые данные, приведенные в табл. 1.

Ниже представлены основные используемые математические уравнения.

Уравнение котла-утилизатора:

$$G_{II} (h_{IIKU2} - h_{IIKV1}) = G_{КУ} (h_{TKU1} - h_{TKU2}) \varphi, \quad (1)$$

где $G_{КУ}$ — доля уходящих газов ГТУ, направляемых в КУ; G_{II} — расход теплоносителя второго контура; h_{TKU1} , h_{TKU2} , h_{IIKU2} , h_{IIKV1} — энтальпии газа и теплоносителя второго контура на входе в КУ и выходе из него; φ — коэффициент потерь теплоты в теплообменнике.

Уравнение испарителя:

$$G_{III} (h_{IIIi2} - h_{IIIi1}) = G_{II} (h_{IIIi1} - h_{IIIi2}) \varphi, \quad (2)$$

где G_{III} — расход теплоносителя третьего контура; h_{IIIi1} , h_{IIIi2} , h_{IIIi2} , h_{IIIi1} — энтальпии теплоносителя второго и третьего контуров на входе в испаритель и выходе из него.

Таблица 1

Исходные данные для проведения исследований

Параметры	Тип ОРТ парового контура			
	HMDSO	R245fa	R11	C ₃ H ₁₂
Эффективная мощность ГТУ N_e , кВт	5200			
Температура уходящих газов за ГТУ t_4 , °C	490			
Расход уходящих газов за ГТУ в зависимости от температуры окружающей среды G_r , кг/с:				
при $t_a = -15$ °C	18,5			
при $t_a = 0$ °C	19,7			
при $t_a = 15$ °C	21,7			
Расход топливного газа B_r , кг/с	0,36	0,36	0,36	0,36
Низшая теплота сгорания топлива Q_n , кДж/кг	44300	44300	44300	44300
Расход воздуха на входе в компрессор ГТУ G_b , кг/с	21,28	21,28	21,28	21,28
Коэффициент использования топлива в КС η_{kc}	0,995	0,995	0,995	0,995
Коэффициент избытка воздуха α	3,9	3,9	3,9	3,9
Температура пара на входе в турбину t_0 , °C	235	140	170	180
Давление пара на входе в турбину P_0 , МПа	0,6–1,5	0,8–2,5	0,7–2,5	0,6–2,5
Давление в конденсаторе P_k , МПа	0,11	0,21	0,11	0,11
Температура рабочего тела на входе в ПН $t_{пв}$, °C	100	31,8	23,0	35,5

Уравнение подогревателя:

$$G_{III} (h_{IIIп2} - h_{IIIп1}) = G_{II} (h_{IIп1} - h_{IIп2}) \varphi, \quad (3)$$

где $h_{IIп1}$, $h_{IIп2}$, $h_{IIIп2}$, $h_{IIIп1}$ — энтальпии теплоносителя второго и третьего контуров на входе в подогреватель и выходе из него.

Уравнение рекуператора:

$$G_{III} (h_{IIIр2}^* - h_{IIIр1}^*) = G_{III} (h_{IIIр1}^* - h_{IIIр2}^*) \varphi, \quad (4)$$

где $h_{IIIр1}^*$, $h_{IIIр2}^*$, $h_{IIIр1}^*$, $h_{IIIр2}^*$ — энтальпии теплоносителя третьего контура в жидкой и паровой фазах на входе в рекуператор и выходе из него.

Внутренняя мощность ПТ:

$$N_i^{ПТ} = H_0 \eta_{oi} G_{III}, \quad (5)$$

где H_0 — располагаемый теплоперепад, кДж/кг; η_{oi} — относительный внутренний КПД ПТ; G_{III} — расхода пара ОРТ, кг/с.

Электрическая мощность ПТ:

$$N_{э}^{ПТ} = N_i^{ПТ} \eta_m \eta_{ред} \eta_{э}, \quad (6)$$

где η_m , $\eta_{ред}$ и $\eta_{э.г}$ — КПД механический, редуктора и электрического генератора соответственно.

Уравнение конденсатора:

$$G_{III} (h_{р2}^* - h_k) = G_{охл} C_b \Delta t_b, \quad (7)$$

где $G_{охл}$ — расход охлаждающей воды конденсатора; $h_{вых}^{ПТ}$, h_k — энтальпия пара на выходе из ПТ и энтальпия конденсата на выходе из конденсатора; C_b — теплоемкость охлаждающей воды конденсатора; Δt_b — разность температуры охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора.

С учетом уравнений (1)–(7) проведены расчеты, по результатам которых построены графики изменения мощности ПТ в зависимости от температуры окружающей среды, начального давления пара, а также от типа ОРТ (рис. 4).

Из анализа зависимостей на рис. 4 следует, что понижение температуры окружающей среды от +15 °C до –15 °C приводит к понижению мощности ПТ в среднем на 14–15 % во всех рассмотренных случаях применения ОРТ.

Далее выбраны начальные параметры пара, обеспечивающие температуру уходящих газов из КУ не ниже $\theta_{КУ} = 110$ °C при температуре окружающей среды $t_a = 15$ °C, а также построены

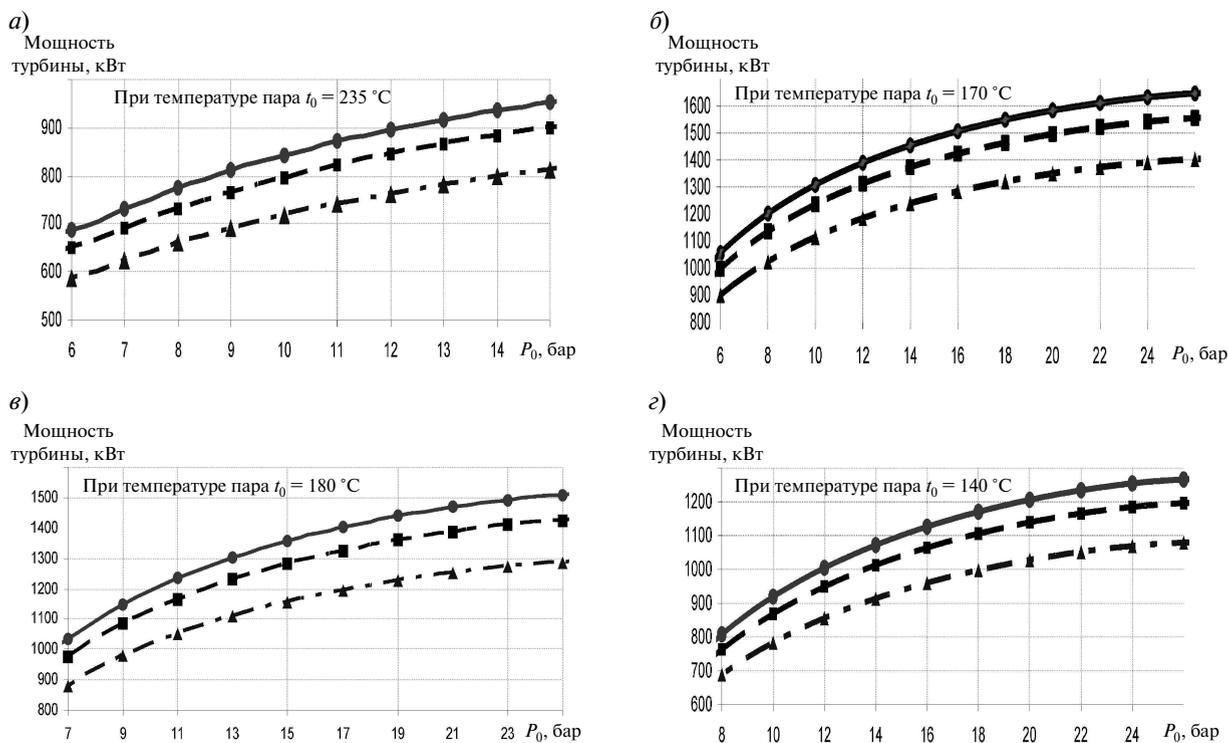


Рис. 4. Изменение мощности N_3 паровой турбины с применением гексаметилдисилоксана HMDSO (а); трихлорфторметана R11 (б); пентана C_5H_{12} (в); пентафторпропана R245fa (г) при разных температурах окружающей среды (—●— $t_a = 15^\circ C$; - -■- $t_a = 0^\circ C$; -·-▲- $t_a = -15^\circ C$)

t,s -диаграммы ОЦР (рис. 5) и h,s -диаграммы процесса расширения пара ОРТ в ПТ (рис. 6).

На рис. 5 видно: у рассматриваемых ОРТ процесс расширения заканчивается в области перегретого пара, что исключает, в отличие от турбин водяного пара, появление конденсата в конце процесса расширения и соответствующие потери энергии, а также эрозию лопаток рабочих колес. Также видно, что начальная температура пара ОРТ на входе в турбину сравнительно низка. При такой температуре еще не наблюдается явление ползучести, и это оказывает положительное влияние на прочностные характеристики материалов роторных и статорных материалов ПТ.

Из анализа рис. 6 следует, что процесс расширения в турбине для рассматриваемых ОРТ, в отличие от водяного пара, идет при малом значении изоэнтروпийного теплоперепада энтальпии (от 50 до $120 \frac{кДж}{кг}$). Это позволяет выполнить турбину одно-, трехступенчатой, что существенно упрощает ее конструкцию и сни-

жает капитальные затраты на изготовление по сравнению с многоступенчатыми турбинами водяного пара.

Выбраны следующие основные параметры ПТ: для гексаметилдисилоксана — $P_0 = 15$ бар, $t_0 = 235^\circ C$, $P_k = 1,1$ бар; для пентана — $P_0 = 25$ бар, $t_0 = 180^\circ C$, $P_k = 1,1$ бар; для трихлорфторметана R11 $P_0 = 16$ бар, $t_0 = 170^\circ C$, $P_k = 1,1$ бар; для пентафторпропана (фреон R245fa) — $P_0 = 25$ бар, $t_0 = 140^\circ C$, $P_k = 2,1$ бар. При выбранных основных параметрах ПТ проведены расчеты характеристик ГПУ, обеспечивающих выработку турбиной требуемой мощности в 500 кВт. Результаты представлены в табл. 2.

По данным табл. 2 видно, что среди рассмотренных вариантов предпочтительнее вариант с использованием пентана. В этом случае электрическая мощность ПТ равна $N_{птэ} = 530$ кВт, а мощность собственных нужд ПТ составляет $N_{пт} = 29$ кВт. Мощность нетто ПТ равна $N_{нетто\ пт} = 501$ кВт. Расход ОРТ ($G_{п} = 6,2$ кг/с), расход термического масла ($G_M = 11,5$ кг/с), суммарная площадь конвективных поверхностей

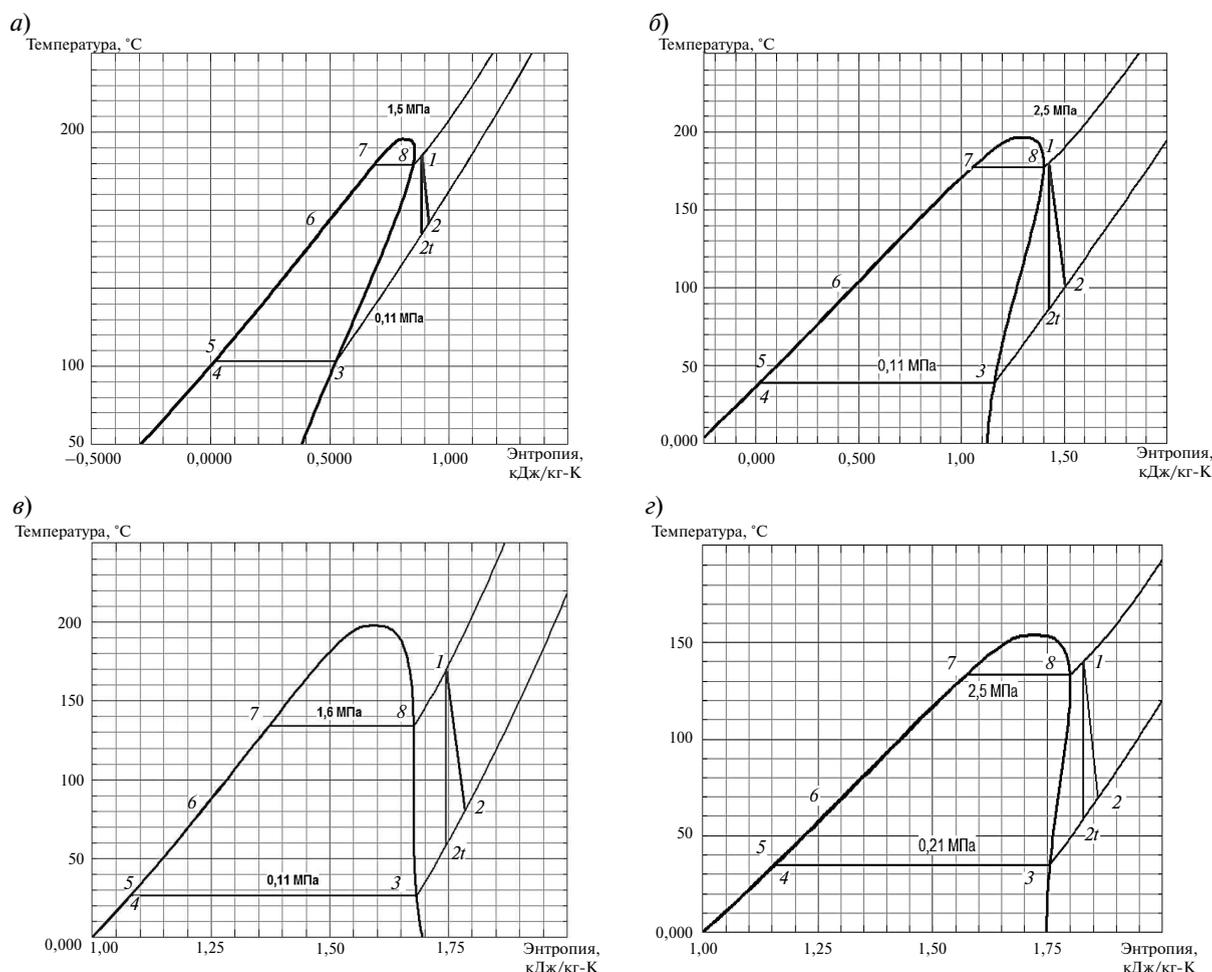


Рис. 5. *t, s*-диаграммы органического цикл Ренкина для: гексаметилдисилоксана HMDSO (а); пентана C_5H_{12} (б); трихлорфторметана R11 (в); пентафторпропана фреон R245fa (г).

Процессы, протекающие в ОЦР: расширение пара в турбине (1–2); отвод теплоты в рекуператоре (2–3); отвод теплоты в конденсаторе (3–4); повышение давления в питательном насосе (4–5); подвод теплоты в цикле (5–1)

($\Sigma F = 825 \text{ м}^2$) достигают минимальных значений. Доля направляемых в котел-утилизатор уходящих газов ГТУ составила 35 % (7,6 кг/с).

Таким образом, в работе на примере компрессорной станции «Северная» обосновано применение утилизационных паротурбинных установок с органическими рабочими телами для обеспечения объектов ЕСГ России электроэнергией на собственные нужды.

Определены основные характеристики предложенной тепловой схемы газопаровой установки с промежуточным термомасляным контуром и органическим рабочим телом, обеспечивающие выработку в паровой турбине требуемой мощности для покрытия только собственных

нужд компрессорной станции «Северная», а именно:

- органическое рабочее тело парового контура — пентан;
- рабочее тело промежуточного контура — масло АМТ-300 Т;
- начальное давление пара на входе в паровую турбину — 25 бар;
- начальная температура пара на входе в паровую турбину — 180 °С;
- давление в конденсаторе — 1,1 бар.

При использовании в качестве рабочего тела пентана электрическая мощность паровой турбины равна 530 кВт, а мощность собственных нужд паротурбинной установки составляет 29 кВт. Мощность нетто паровой турбины — 501 кВт.

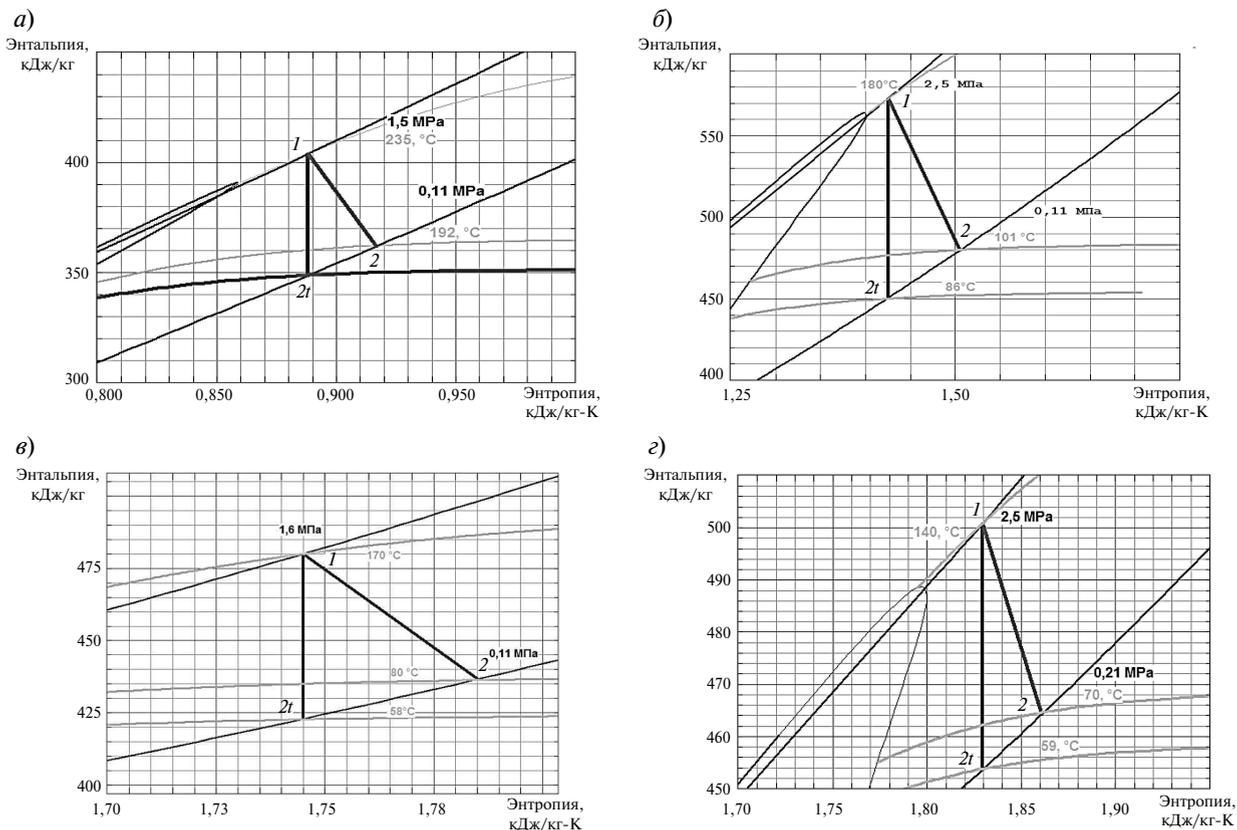


Рис. 6. h, s -диаграммы процесса расширения для гексаметилдисилоксана (а); пентана C_5H_{12} (б); трихлорфторметана R245fa (в) и пентафторпропана R11 (г).

Процессы, обозначенные на рисунке: реальный процесс расширения пара НРТ в турбине (1–2);
 изоэнтропийный процесс расширения пара НРТ в турбине (1–2t)

Таблица 2

Результаты расчета тепловой схемы ГПУ

Рассчитанные характеристики	Значения характеристик для разных типов рабочего тела парового контура			
	Гексаметилдисилоксан	R245fa	R11	C_5H_{12}
Электрическая мощность ПТ $N_{ПТэ}$, кВт	532	529	521	530
Мощность нетто $N_{ПТ\text{ нетто}}$, кВт	501	500	501	501
Расход пара $G_{П}$, кг/с	13,8	16,0	13,0	6,2
Расход теплоносителя промежуточного контура $G_{М}$, кг/с	19,8	19,4	12,1	11,5
Расход уходящих газов, направляемый в КУ, $G_{КУ}$, кг/с	12,1	9,1	7,5	7,6
Доля уходящих газов направляемых в КУ, $G\%$	0,56	0,42	0,35	0,35
Температура уходящих газов на выходе из КУ $\theta_{КУ2}$, °С	232	115	118	141
Суммарная площадь нагрева ΣF , м ²	1606	909	1007	825
Суммарная мощность на собственные нужды ΣN , кВт	31	29	20	29
Мощность привода дымососа $N_{ДМ}$, кВт	11	9	7	7
Аэродинамическое сопротивление КУ Δp_{1*} , Па	231	216	174	164

Расход пентана равен 6,2 кг/с, расход термического масла — 11,5 кг/с, суммарная площадь конвективных поверхностей (825 м²) достигает минимальных значений по сравнению с другими рассмотренными органическими рабочими тела-

ми. Аэродинамическое сопротивление КУ составило $\Delta p_1^* = 164$ Па. Мощность привода дымососа — $N_{\text{дым}} = 7$ кВт. Доля направляемых в котел-утилизатор уходящих газов ГТУ равна 35 % (7,6 кг/с) от общего расхода уходящих газов ГТУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Официальный сайт ОАО «Газпром» [Электрон. ресурс]// Режим доступа: <http://www.gazprom.ru/about/production/transportation/>
2. **Хараз Д.И.** Пути использования вторичных энергоресурсов в химических производствах М.: Химия, 1984. 224 с.
3. **Забелин Н.А., Лыков А.В., Рассохин В.А.** Оценка располагаемой тепловой мощности уходящих газов газоперекачивающих агрегатов единой системы газоснабжения России // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. 2013. № 4(183). Т. 1. С.136–145.
4. **Поваров О.А., Саакян В.А., Никольский А.И.** [и др.] Бинарные электрические станции // Тяжелое машиностроение. 2002. № 8. С. 13–15.
5. How to make 'green' power with a simple-cycle gas turbine. COMBINED CYCLE JOURNAL, Fourth Quarter 2006. [Электрон. ресурс]// Режим доступа: [http://www.psimedia.info/4Q %202006/406CCJ, %20p %2059–62.pdf](http://www.psimedia.info/4Q%202006/406CCJ,%20p%2059-62.pdf)
6. **Янчосек Л., Кунц П.** Органический цикл Ренкина: использование в когенерации // Турбины и дизели. 2012. № 2. С. 50–53.
7. **Томаров Г.В., Никольский А.И., Семенов В.Н., Шипков А.А.** Развитие российских геотермальных энергетических технологий // Теплоэнергетика. 2009. № 11. С. 2–12.
8. **Томаров Г.В., Никольский А.И., Семенов В.Н., Шипков А.А.** Создание российского пилотного бинарного энергоблока на Паужетской ГеоЭС // Теплоэнергетика. 2010. № 11. С. 18–22.
9. **Гришутин М.М., Севастьянов А.П., Селезнев Л.И., Федеорович Е.Д.** Паротурбинные установки с органическими рабочими телами / Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-е, 1988. 219 с.
10. **Цанев С.В., Чухин И.М.** Расчет на ЭВМ тепловых схем газотурбинных установок в составе парогазовых установок тепловых электростанций / Под ред. И.Н. Тамбиевой. М.: Изд-во МЭИ 1986. 40 с.
11. Официальный сайт ОАО «Мир смазок» [Электрон. ресурс]// Режим доступа: <http://www.mirsmazok.ru>
12. NIST Chemistry WebBook [Электрон. ресурс]// Режим доступа: <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>
13. **Варгафтин Н.Б.** Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. 2-е изд. М.: Госиздат. физ.-мат. лит. 1972. 720 с.
14. **Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н.** Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / Под ред. Цанева С.В. 3-е изд, стереот. М.: Издательский дом МЭИ, 2009. 584 с.
15. **Арсеньев Л.В., Рассохин В.А., Оленников С.Ю., Раков Г.Л.** Расчет тепловой схемы ГТУ: Учебное пособие. СПб.: Изд-во ЛГТУ, 1992. 64 с.

REFERENCES

1. Ofitsialnyy sayt ОАО «Gazprom» [Elektron. resurs]// Rezhim dostupa: <http://www.gazprom.ru/about/production/transportation/>. (rus.)
2. **Kharaz D.I.** Puti ispolzovaniya vtorichnykh energoresursov v khimicheskikh proizvodstvakh. — M.: Khimiya, 1984.-224 s. (rus.)
3. **Zabelin N.A., Lykov A.V., Rassokhin V.A.** Otsenka raspolagayemoy teplovoy moshchnosti ukhodyashchikh gazov gazoperekachivayuyishchkh agregatov yedinoi sistemy gazosnabzheniya Rossii. *Nauchno-tekhnicheskiye ведомosti SPbGPU. Nauka i obrazovaniye*. 2013. №4. S. 136–145. (rus.)
4. **Povarov O.A., Saakyan V.A., Nikolskiy A.I.** [i dr.] Binarnyye elektricheskiye stantsii. *Tyazheloye mashinostroyeniye*. 2002. № 8. S. 13–15. (rus.)
5. How to make 'green' power with a simple-cycle gas turbine. COMBINED CYCLE JOURNAL, Fourth Quarter 2006. [Elektron. resurs]// Rezhim dostupa: [http://www.psimedia.info/4Q %202006/406CCJ, %20p %2059–62.pdf](http://www.psimedia.info/4Q%202006/406CCJ,%20p%2059-62.pdf)
6. **Yanchoshek L., Kunts P.** Organicheskiy tsikl Renkina: ispolzovaniye v kogeneratsii. *Turbiny i dizeli*. 2012. S. 50–53. (rus.)
7. **Tomarov G.V., Nikolskiy A.I., Semenov V.N., Shipkov A.A.** Razvitiye rossiyskikh geotermalnykh energeticheskikh tekhnologiy. *Teploenergetika*. 2009. № 11. S. 2–12. (rus.)
8. **Tomarov, G.V. Nikolskiy A.I., Semenov V.N., Shipkov A.A.** Sozdaniye rossiyskogo pilotnogo binarnogo energobloka na Pauzhetskoy GeoES. *Teploenergetika*. 2010. № 11. S. 18–22. (rus.)

9. **Grishutin M.M., Sevastyanov A.P., Seleznev L.I., Fedeorovich Ye.D.** Paroturbinnyye ustanovki s organicheskimi rabochimi telami L.: Mashinostroyeniye. Leningr. otd-iyе, 1988. 219 s. (rus.)

10. **Tsanev S.V., Chukhin I.M.** Raschet na EVM teplovykh skhemgazoturbinnyykh ustanovok v sostave paro-gazovykh ustanovok teplovykh elektrostantsiy / Pod red. I.N. Tambievoi. M.: Mosk. energ. in-t, 1986. 40 s. (rus.)

11. Otfitsialnyy sayt OAO «Mir smazok» [Elektron. resurs]// Rezhim dostupa: <http://www.mirsmazok.ru> (rus.)

12. NIST Chemistry WebBook [Elektron. resurs]//

Rezhim dostupa: <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/> (rus.)

13. **Vargaftin N.B.** Spravochnik po teplofizicheskim svoystvam gazov i zhidkostey 2-ye izd. M.: Gos. izdat fizmat. lit., 1972. 720 s. (rus.)

14. **Tsanev, S.V. Burov V.D., Remezov A.N.** Gazo-turbinnyye i parogazovyye ustanovki teplovykh elektrostantsiy : uchebnoye posobiye dlya vuzov / Pod red. Tsaneva S.V. 3-ye izd, stereot. M.: Izdatelskiy dom MEI, 2009. 584 s. (rus.)

15. **Arseniyev L.V., Rassokhin V.A., Olennikov S.Yu., Rakov G.L.** Raschet teplovykh skhem GTU : Uchebnoye posobiye SPb.: Izd-vo IGTU, 1992. 64 s. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ЛЫКОВ Алексей Викторович — аспирант Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: Lykov_av@list.ru

ЗАБЕЛИН Николай Алексеевич — кандидат технических наук профессор Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: n.zabelin.turbo@mail.ru

РАССОХИН Виктор Александрович — доктор технических наук заведующий кафедрой ТГиАД Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: v-rassokhin@yandex.ru

ТЮХТЯЕВ Алексей Михайлович — аспирант Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: Tyukhtyaev_AM@lmz.power-m.ru

AUTHORS

LYKOV Aleksei V. — St. Petersburg State Polytechnical University. 29, Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: Lykov_av@list.ru

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

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

TYUKHTYAEV Aleksei M. — St. Petersburg State Polytechnical University. 29, Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: Tyukhtyaev_AM@lmz.power-m.ru