

УДК 621.577

БИЛЕКА Б.Д.¹, РАДЧЕНКО Н.И.²,
СИРОТА А.А.³, ГОРИН В.В.⁴¹Институт технической теплофизики НАН Украины²Национальный ун-т кораблестроения им. адм. Макарова³Николаевский государственный гуманитарный ун-т им. Петра Могилы⁴Национальный технический ун-т Украины «КПИ»

ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ КОНТУРЫ МНОГОЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ ДЛЯ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

Розглянуто теплоутилізаційні контури на базі ежекторної холодильної машини для ГТУ. Показано, що значні резерви підвищення їхньої ефективності пов'язані з інтенсифікацією теплопередачі в генераторах пари та випарниках низькокиплячого робочого тіла. Запропоновані схемні рішення, які забезпечують скорочення температурних напорів у генераторах і випарниках та підвищення енергетичної ефективності теплоутилізаційних контурів.

Рассмотрено теплоутилизационные контуры на базе эжекторной холодильной машины для ГТУ. Показано, что значительные резервы повышения их эффективности связаны с интенсификацией теплопередачи в генераторах пара и испарителях низькокипящего рабочего тела. Предложены схемные решения, обеспечивающие сокращение температурных напоров в генераторах и испарителях и повышение энергетической эффективности теплоутилизационных контуров.

The waste heat recovery contours based on ejector refrigeration machines for GTU are considered. It is shown that the considerable reserves to increase their efficiency are in intensification of heat transfer in vapor generators and evaporators of high volatility liquid. The scheme decisions providing the reduction in temperature differences and increase in energetic effectiveness of heat recovery contours has been proposed.

 N – мощность; Q – тепловой поток (количество теплоты в единицу времени); Q_0 – холодопроизводительность; t – температура; U – коэффициент эжекции; Δt – градиент температуры; ζ – тепловой коэффициент;

АХМ – абсорбционная холодильная машина;

ГПА – газоперекачивающий агрегат;

ГПТУ – газопаротурбинная установка;

ГТД – газотурбинный двигатель;

ГТУ – газотурбинная установка;

КПД – коэффициент полезного действия;

КС – компрессорная станция;

ПГС – парогазовая смесь;

ТКХМ – турбокомпрессорная холодильная машина;

ТЭХМ – теплоиспользующая эжекторная холодильная машина.

Индексы:

0 – испаритель, кипение в испарителе;

г – генератор, кипение в генераторе;

к – конденсация;

н – насос.

Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Условия применения когенерационных установок на компрессорных станциях (КС) имеют ряд особенностей: удаленность КС от населенных пунктов и промышленных объектов не позволяет использовать полученную тепловую энергию в объемах, заметно влияющих на энергетический

баланс КС; дефицит водных ресурсов, на Украине особенно острый, исключает возможность применения воды для охлаждения компримированного газа и циклового воздуха. Охлаждение же наружным воздухом ставит эффективность эксплуатации ГТУ и всей КС в жесткую зависимость от климатических условий. При повышении температуры наружного воздуха от 15 °С до 35 °С мощность ГТД простого цикла сокращает-

ся до 75 % номинальной, а эффективный КПД – примерно на 3 % [1]. При этом из-за возрастания температуры компримированного газа снижается производительность КС. С повышением температуры наружного воздуха эффективность возврата конденсата в энергетический цикл газопаротурбинных установок (ГПТУ) типа «Водолей» (с впрыском пара в камеру сгорания ГТД) [2] также существенно уменьшается. Не дает ожидаемого эффекта и промежуточное воздушное охлаждение циклового воздуха. Водяное же охлаждение циклового воздуха (промежуточное и предварительное) не всегда возможно из-за дефицита воды и технических сложностей организации ее тонкодисперсного распыла, исключаящего эрозию лопаток компрессора. Следует отметить, что обострение всего комплекса этих проблем и, как следствие, сокращение срабатываемого в ГТД теплоперепада сопровождаются возрастанием объемов теплоты, сбрасываемой в окружающую среду с уходящими газами. Эту теплоту можно было бы использовать для производства холода и таким образом сократить его дефицит, вызванный повышением температуры наружного воздуха. Один из возможных путей решения этой проблемы – применение многоцелевых теплоиспользующих контуров, в частности, на базе эжекторных холодильных машин (ЭХМ) как наиболее надежных и простых в эксплуатации.

Таким образом, теплоиспользующие контуры для производства холода на основе ЭХМ занимают вполне определенную нишу в когенерационных установках газоперекачивающих агрегатов (ГПА) на базе ГТД, обусловленную уменьшением энергетической эффективности ГПА при повышении температуры наружного воздуха.

Целью выполненного исследования является оценка эффективности утилизации теплоты уходящих газов ГТУ КС в теплоиспользующих эжекторных холодильных машинах (ТЭХМ). При этом акцент сделан на выявление и реализацию внутренних резервов повышения энергетической эффективности самих ТЭХМ.

Анализ эффективности применения ТЭХМ для охлаждения компримированного газа

ТЭХМ, использующая теплоту уходящих газов ГТУ для охлаждения компримированного газа

(рис. 1), состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросилового контур включает в себя генератор парообразного хладагента, установленный в газовыпускном тракте ГТУ, паровой эжектор, выполняющий одновременно функции детандера силового контура и компрессора холодильного, конденсатор и насос подачи жидкости в генератор. В холодильный контур помимо указанных выше эжектора и конденсатора входят дроссельный клапан и испаритель.

Зависимость коэффициентов эжекции μ (отношения расходов эжектируемого и силового пара) для R600 (*n*-бутана) от температуры конденсации t_k при температуре кипения в генераторе $t_r = 100$ °С и разных температурах кипения в испарителе t_0 представлены на рис. 2,а.

Энергетическая эффективность ТЭХМ характеризуется тепловым коэффициентом – отношением холодопроизводительности Q_0 к количеству теплоты Q_r , подведенной к хладагенту в генераторе от уходящих газов: $\zeta = Q_0/Q_r$. Зависимость ζ (без учета затрат мощности на привод циркуляционного насоса $N_{\text{н}}$) от тех же параметров приведена на рис. 2,б. В рассматриваемом диапазоне температур значения изменяются от 0,10 до 0,45, приближаясь с понижением t_k (температуры охлаждающего конденсатор наружного воздуха) к величине, соответствующей абсорбционным холодильным машинам (АХМ). Исключительная простота конструкции, высокая надежность, гораздо меньшие массогабариты и трудоемкость монтажных работ делают ТЭХМ более предпочтительными по сравнению с АХМ.

Следует отметить, что благодаря относительно низкой температуре кипения (5...10 °С) ТЭХМ обеспечивает глубокое охлаждение компримированного газа, достижение которого невозможно с помощью наружного воздуха. Поэтому весьма целесообразно применение ТЭХМ в качестве низкотемпературной ступени существующих контуров воздушного охлаждения компримированного газа.

Анализ эффективности применения ТЭХМ для охлаждения компримированного газа выполнен применительно к ГТУ мощностью 16 и 25 МВт при следующих параметрах работы ГПА: расходы уходящих газов 70 и 85 кг/с соответственно; их температура 430 и 310 °С; расходы компримированного газа 270 и 310 кг/с. Расчеты показали, что в результате применения ТЭХМ

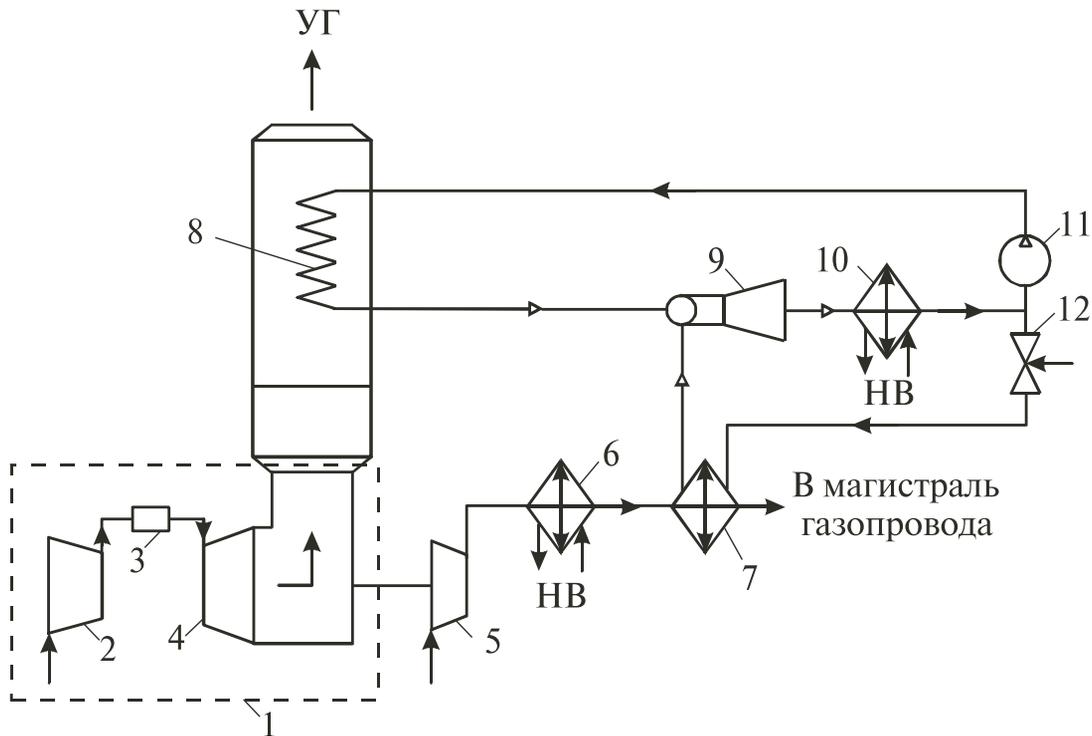
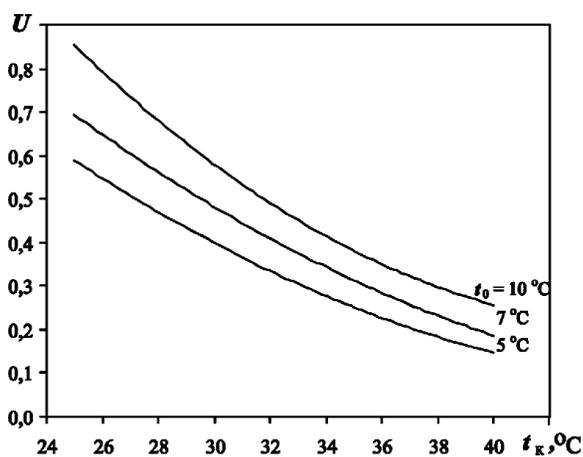
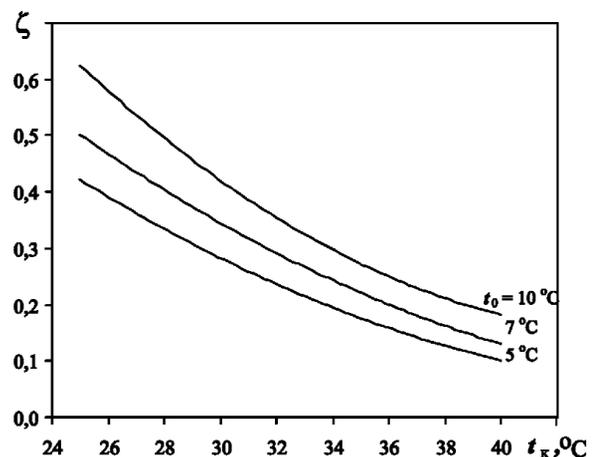


Рис. 1. Схема ГТУ с ТЭХМ для охлаждения компримированного газа:
 1 ГТД; 2 – воздушный компрессор; 3 камера сгорания; 4 турбина;
 5 газоперекачивающий компрессор; 6 – воздушный охладитель компримированного газа;
 7 – испаритель хладагента – охладитель компримированного газа; 8 – генератор пара хладагента;
 9 – паровой эжектор; 10 – воздушный конденсатор хладагента; 11 – насос хладагента;
 12 – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы.



а



б

Рис. 2. Зависимость коэффициента эжекции U (а) и теплового коэффициента ζ (б) от температуры конденсации t_k при температуре кипения в генераторе $t_g = 100$ °С и разных температурах кипения t_0 в испарителе для R600 (н-бутана).

температура компримированного газа в летнее время понижается (по сравнению с его воздушным охлаждением) на 6...7 °С (меньшее значение соответствует ГТУ-25, а большее – ГТУ-16). С учетом того, что каждый градус снижения температуры компримированного газа дает 0,4 % увеличения пропускной способности газопровода, общее повышение его производительности без дополнительных энергетических затрат на перекачку газа составит примерно 2 %.

Анализ эффективности применения ТЭХМ для ГПТУ типа «Водолей»

Эффект от применения ТЭХМ в ГПТУ типа «Водолей» состоит в сокращении тепловой нагрузки на контур охлаждения контактного конденсатора и включает две основные составляющие. Первая составляющая эффекта это охлаждение ПГС после утилизационного котла с использованием среднетемпературной теплоты для получения холода в ТЭХМ. Вторая составляющая эффекта состоит в отводе низкотемпературной теплоты от ПГС или воды контура охлаждения контактного конденсатора с затратами на эти цели вырабатываемого в ТЭХМ низкотемпературного (5...10 °С) холода, получение которого в аппаратах воздушного охлаждения при повышенных температурах наружного воздуха просто невозможно. Суммарное снижение температуры ПГС в генераторе и испарителе ТЭХМ почти на 100 С обеспечивает сокращение тепловой нагрузки на контур охлаждения контактного конденсатора примерно на 20 %.

Чтобы исключить работу ТЭХМ на *n*-бутане или других хладагентах в закритической области, можно понизить температуру отработавших газов, смешивая их с наружным воздухом, или же применить промежуточный пароводяной контур с утилизационным котлом, монтируемым в газовыпускном тракте ГТУ, и конденсатором водяного пара, совмещенным с генератором парообразного хладагента ТЭХМ.

Комбинация ТЭХМ с промежуточным пароводяным контуром (рис. 3) является весьма перспективной в случае наличия потребителей тепловой энергии. Такая установка обеспечивает эффективный возврат конденсата в ГПТУ (или глубокое охлаждение компримированного газа в

случае ГТУ простого цикла) в летнее время и выработку тепла в осенне-зимний период.

Сокращение тепловой нагрузки на контур охлаждения контактного конденсатора ГПТУ типа «Водолей» с помощью ТЭХМ возможно путем дополнительного снижения температуры не только орошающей воды (с включением испарителя ТЭХМ в контур орошения по схеме на рис. 3), но и ПГС. При этом испаритель ТЭХМ может быть установлен в газоходе как перед контактным конденсатором, так и после него. В последнем случае достигается наиболее глубокое охлаждение ПГС, реализация которого обычно невозможна в воздушных охладителях, и, следовательно, максимальный возврат конденсата даже при сравнительно высоких температурах наружного воздуха (30 °С и выше), когда эффективность воздушных охладителей воды падает.

Как видно из рис. 2, тепловой коэффициент зависит от температуры кипения t_0 в испарителе ТЭХМ, которая, в свою очередь, – от интенсивности теплоотдачи при кипении. Завершающая стадия кипения характеризуется резким снижением интенсивности теплоотдачи, вызванным осушением стенки трубы с переходом от кольцевого к дисперсному течению [3]. Поскольку с целью повышения коэффициента теплоотдачи от ПГС (при установке испарителя в газоходе) наружную поверхность испарителя (как и генератора) выполняют ребристой, то крайне низкие значения коэффициента теплоотдачи от сухой внутренней стенки трубы к дисперсной смеси на завершающей стадии испарения лимитируют теплопередачу в целом и обуславливают большие температурные напоры, а значит, низкие t_0 и ζ . Работа испарителя со смоченной стенкой труб возможна при рециркуляции в нем жидкости, например инжектором, использующим потенциальную энергию жидкости высокого давления после конденсатора, обычно теряемую в дроссельном клапане. Интенсификация теплообмена в испарителе и, как следствие, сокращение температурных напоров в нем между ПГС и кипящим хладагентом обеспечивают повышение температуры кипения t_0 на 3...5 °С (по сравнению с традиционным полным испарением и перегревом Δt пара на выходе из испарителя) и соответственно теплового коэффициента ζ почти на 0,1 (рис. 2,б).

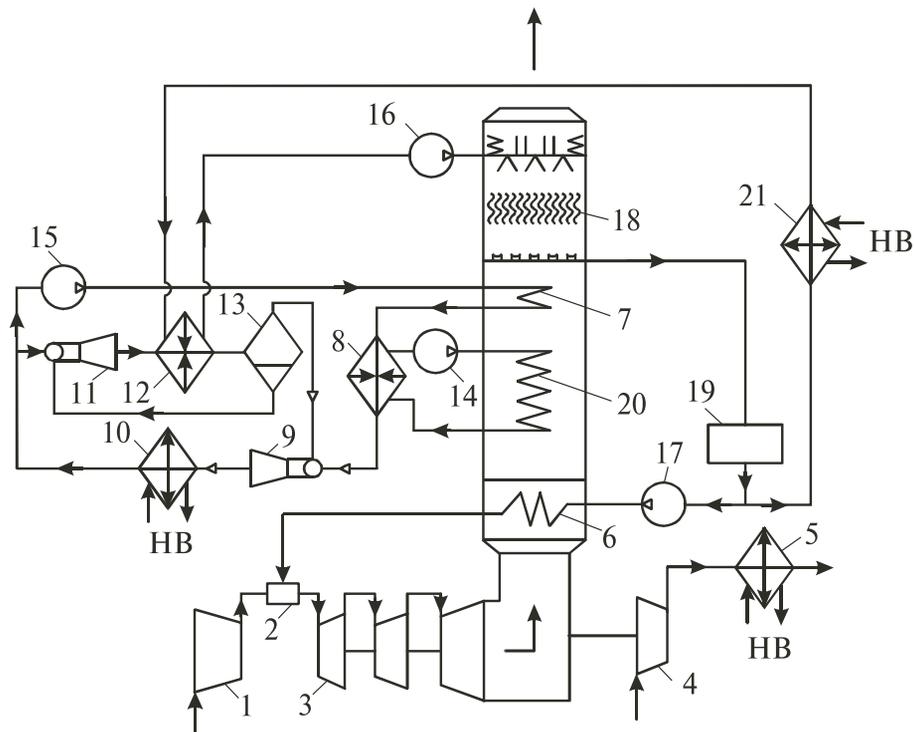


Рис. 3. Схема ГТУ типа «Водолей» с ТЭХМ для охлаждения орошающей воды:

1 – воздушный компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – турбина; 4 – газоперекачивающий компрессор; 5 – воздушный охладитель компримированного газа; 6 и 20 утилизационные котлы; 7 – экономайзер; 8 – генератор пара хладагента-конденсатор водяного пара; 9 – паровой эжектор; 10 – конденсатор хладагента; 11 – жидкостной инжектор; 12 – испаритель хладагента; 13 – отделитель жидкости; 14–17 – насосы 18 – контактный конденсатор; 19 – сборник конденсата; 21 – воздушный охладитель орошающей воды; НВ – наружный воздух.

При этом из отделителя жидкости эжектор отсасывает пар в состоянии насыщения (с нулевым перегревом: $\Delta t = 0^\circ\text{C}$), что также повышает ζ по сравнению с перегревами пара на 10 и 20 $^\circ\text{C}$ (рис. 4,б).

Интенсифицировать теплопередачу в генераторе пара можно, применяя двухступенчатое испарение (с установкой между ступенями отделителя жидкости – сепаратора пара), обеспечивающее работу первой, испарительной ступени, со смоченной хладагентом внутренней поверхностью трубок, а второй, испарительно-перегревательной, в режиме полного испарения с перегревом пара. Поскольку расход хладагента через вторую ступень (расход жидкости из отделителя) почти на порядок меньше, чем через первую, то ухудшение теплопередачи на концевом участке поверхности второй ступени, приходящейся на испарение дисперсной смеси и перегрев пара, практически не скажется на средней (для всей поверхности двух-

ступенчатого генератора) теплопередаче. Благодаря сокращению температурных напоров температура кипения t_r в генераторе и тепловой коэффициент ζ будут более высокими (рис. 4).

Таким образом, реализация внутренних резервов ТЭХМ, связанных с интенсификацией теплообмена в испарителе и генераторе, а также применением двухступенчатого эжектирования [4], особенно эффективного при повышенных температурах наружного воздуха, обеспечивает достижение значений ζ , близких 0,4, и соответственно повышение эффекта от применения ТЭХМ в ГТУ.

В приведенном на рис. 3 варианте испаритель 12 используется для охлаждения воды, орошающей контактный конденсатор 18. Однако он может применяться также для охлаждения циклового воздуха на входе или после компрессора низкой ступени, когда температура наружного воздуха слишком высокая, чтобы обеспечивать достаточно глубокое его

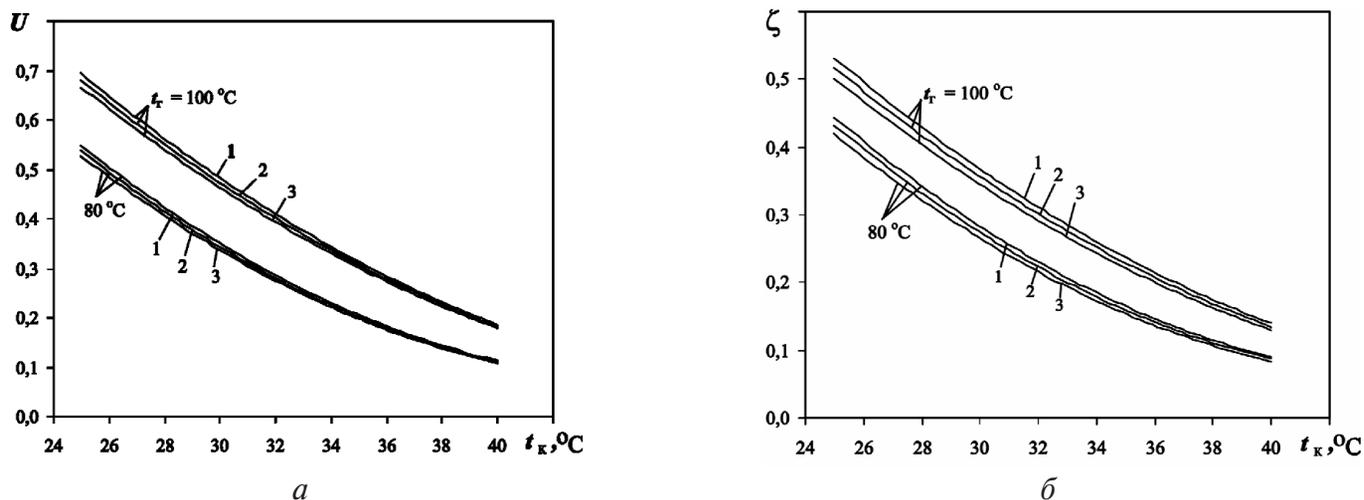


Рис. 4. Зависимость коэффициента эжекции U (а) и теплового коэффициента ζ (б) от температуры конденсации t_k при температурах кипения $R600$ в генераторе $t_r = 80$ и 100 °С, в испарителе $t_0 = 7$ °С и перегреве Δt пара в испарителе: 1 – $\Delta t = 0$ °С; 2 – 10 °С; 3 – 20 °С.

охлаждение в аппаратах воздушного охлаждения. Ориентировочные расчеты, выполненные для ГТУ-16 и -25, показывают возможность предварительного охлаждения циклового воздуха более чем на 20 °С при температурах наружного воздуха 30 °С и выше. Это в свою очередь обеспечивает эффективную работу ГПА в летний период.

Высокая надежность, простота конструкции и низкие капитальные затраты делают применение ТЭХМ особенно целесообразным для ГПА, уже находящихся в эксплуатации. Однако в энергетическом отношении они значительно уступают турбокомпрессорным холодильным машинам (ТКХМ), работающим по схеме Чистякова-Плотникова и имеющим примерно в два раза более высокие значения ζ [5]. Соответственно и достигаемый эффект при этом вдвое выше: глубина охлаждения компримированного газа, циклового воздуха ГТУ и сокращение тепловой нагрузки на контур охлаждения контактного конденсатора ГПТУ типа «Водолей». В последнем случае испаритель ТКХМ можно устанавливать непосредственно в газоходе (желательно после контактного конденсатора, как показано на рис. 5) или в контуре охлаждающей воды контактного конденсатора.

Как и в случае ТЭХМ, рециркуляция жидкого хладагента в испарителе ТКХМ (рис. 5) обеспечивает за счет интенсификации теплопередачи сокращение температурных напоров в нем и, как следствие, дополнительное повышение ζ .

Очевидно, что наиболее универсальной является теплоиспользующая установка, позволяющая вырабатывать как холод (при высокой температуре наружного воздуха), так и электроэнергию (в остальное время года). В первом случае турбина ТКХМ используется для привода холодильного компрессора, а во втором случае – генератора электрического тока. Первая в мире геотермальная электрогенерирующая турбоустановка, работающая на низкокипящем рабочем теле ($R12$), была построена в 1967 г. на Камчатке. Она использовала теплоту геотермальных вод с температурой 80 °С и имела мощность 680 кВт. Сейчас за рубежом эксплуатируется более 400 электрогенерирующих турбоустановок на изобутане, бутане, пропане и других натуральных хладагентах.

Богатый опыт создания турбогенераторов и турбодетандерных приводов электрогенераторов, использующих перепады давлений в газопроводах, имеют ГП НПКГ «Зоря»–«Машпроект», ОАО «Мотор Сич» (Украина). Поэтому разработка и выпуск теплоиспользующих контуров для совместной выработки электроэнергии и холода вполне по силам отечественному газотурбостроению.

Выводы и перспективы дальнейшего использования результатов

Применение ТЭХМ, использующей теплоту уходящих газов ГТУ для выработки холода, бес-

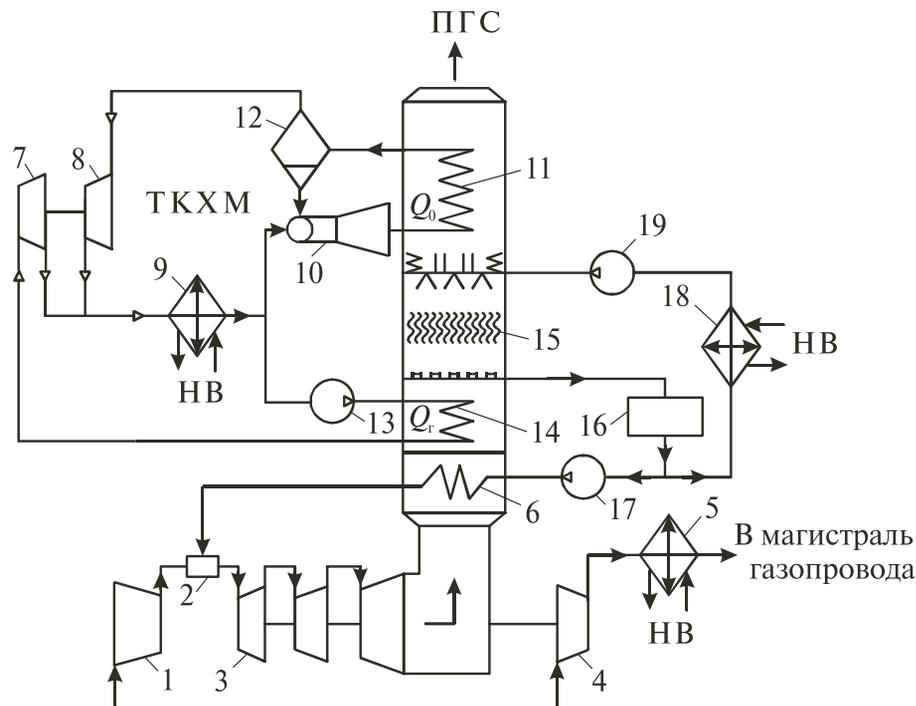


Рис. 5. Схема ГТУ типа «Водолей» с ТКХМ для охлаждения орошающей воды:

- 1 – воздушный компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – турбина;**
4 – газоперекачивающий компрессор; 5 – воздушный охладитель компримированного газа;
6 – утилизационный котел; 7 – турбина; 8 – компрессор; 9 – конденсатор хладагента;
10 – инжектор; 11 – испаритель хладагента;
12 – отделитель жидкости; 13, 17, 19 – насосы; 14 – генератор пара хладагента; 15 – контактный конденсатор; 16 – сборник конденсата; 18 – воздушный охладитель воды; НВ – наружный воздух.

печивает понижение температуры компримированного газа на 6...8 °С, циклового воздуха ГТУ на 15...20 °С, уменьшение тепловой нагрузки на контур охлаждения контактного конденсатора ГТУ типа «Водолей» на 20...30 %. Предложенные схемные решения обеспечивают сокращение температурных напоров в генераторах и испарителях ТЭХМ и повышение энергетической эффективности теплоутилизационных контуров.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Эффективность газотурбинного привода с охлаждением циклового воздуха* / И.И. Петухов, А.В. Минячихин, Р.Л. Зеленский, П.Д. Жеманюк, Ф.Г. Сорогин, А.И. Таран // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2004. – Вып. 8 (16). – С. 13–15.

2. *Удосконалення термодинамічного циклу КГПТУ «Водолій»* / В.І. Романов, В.М. Коломеев, М.О. Дикий та ін. // *Нафтова і газова промисловість*. – 1999. – № 4. – С. 40 – 42.

3. *Левитан Л.Л.* Кризис высыхания в дисперсно-кольцевом режиме течения // *Двухфазные потоки. Теплообмен и гидродинамика*. – Л.: Наука, 1987. – С. 169 – 186.

4. *Билека Б.Д., Радченко Н.И., Сирота А.А.* Использование теплоты уходящих газов ГТУ газоперекачивающих станций в парожеторных холодильных машинах систем кондиционирования воздуха // *Холодильная техника и технология*. – 2003. – № 4. – С. 107–112.

5. *Захаров Ю.В.* Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С.-Петербург: Судостроение, 1994. – 504 с.

Получено 14.04.2006 г.