

УДК 621.438

НОВЫЙ СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК ПОСРЕДСТВОМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

© 2021 г. А. А. Белоглазов^{1, *}, П. П. Иванов^{1, **}¹Объединенный институт высоких температур РАН, Москва, Россия

*e-mail: beloglazov.38@mail.ru

**e-mail: peter-p-ivanov@yandex.ru

Поступила в редакцию 13.12.2020 г.

После доработки 15.02.2021 г.

Принята к публикации 24.02.2021 г.

Показана возможность повышения КПД и мощности газотурбинной установки (ГТУ) с регенерацией тепла и контактным безыспарительным промежуточным охлаждением сжатого воздуха распыленным антифризом. При температуре окружающей среды -50°C , характерной для зимнего периода Арктики, получен КПД ГТУ равный 61.43%, что на 6.7% превышает КПД той же ГТУ при температуре окружающей среды $+15^{\circ}\text{C}$ (ISO). Прирост удельной мощности при этом составляет 14.4%. Для тех же параметров, обеспечивающих одинаковые температурные условия регенератора тепла уходящих газов, проведены расчеты ГТУ с регенерацией тепла, но без охлаждения сжатого воздуха, показывающие существенное ухудшение эффективности по сравнению с ГТУ, где используется контактное охлаждение. Проведена оценка затрат мощности на прокачку антифриза с завышенной вязкостью в контактные охладители. Для оценки использовались экспериментальные данные для безыспарительного контактного охлаждения сжатого воздуха. Показано, что максимально возможные потери не превышают 1% от вырабатываемой мощности.

Ключевые слова: газотурбинная установка, контактное безыспарительное охлаждение, антифриз, регенерация тепла, способ повышения КПД и мощности ГТУ, климат Арктики, охладитель сжатого воздуха

DOI: 10.31857/S0002331021020035

Повышение экономичности и экологичности преобразователей тепла в механическую и электрическую энергию всегда была и остается актуальной задачей. Растущая потребность в топливно-энергетических ресурсах наряду с их ограниченностью и тенденцией к удорожанию побуждает к необходимости их рационального использования. Энергетической стратегией России на период до 2030 г., утвержденной распоряжением Правительства Российской Федерации от 13 ноября 2009 г. № 1715-р, предусмотрено максимально эффективное использование природных энергетических ресурсов, а также последовательное снижение теплового и экологического воздействия на климат окружающей среды.

В настоящее время основным источником получения электрической энергии во всем мире является органическое топливо (природный газ, уголь, нефть, биотопливо), при сжигании которого получают тепловую энергию, а тепловая энергия затем с существенными потерями преобразуется в электрическую. Тепловые потери зависят от термодинамического цикла, степень совершенства которого в основном определяется

термическим КПД цикла. Наиболее удобным для анализа КПД термодинамических циклов произвольной формы, при допущении о постоянстве теплоемкости рабочего тела, является его выражение через средне-интегральные (по энтропии S в T - S диаграмме) температуры подвода и отвода тепла в цикле. Их принято называть средне-термодинамическими [1]. Тогда КПД сложного или простого цикла можно записать в виде:

$$\eta = \frac{\langle T_{\Pi} \rangle_{\text{cp}} - \langle T_{\text{O}} \rangle_{\text{cp}}}{\langle T_{\Pi} \rangle_{\text{cp}}} \quad \text{или} \quad \eta = \frac{T_{\Pi} - T_{\text{O}}}{T_{\Pi}},$$

где T_{Π} — средне-термодинамическая температура подвода тепла; T_{O} — средне-термодинамическая температура отвода тепла. Из приведенного выражения видно, что чем выше T_{Π} и чем ниже T_{O} , тем выше КПД цикла.

В данной работе рассматривается возможность повышения КПД энергоустановок на основе наиболее перспективных и наиболее используемых в настоящее время в энергетике газотурбинных двигателей. Резерв повышения КПД за счет увеличения температуры подвода тепла, которая к настоящему времени достигает 1400–1500°C, практически исчерпан [2]. Резерв же повышения КПД и удельной мощности за счет расширения термодинамического цикла вниз в сторону снижения температуры отвода тепла из цикла недоиспользован, резерв снижения в сторону отрицательных температур по Цельсию на сегодняшний день в энергетике остается невостребованным. Такое состояние дел по использованию низких температур окружающей среды в энергетике объясняется повсеместным применением воды в качестве теплоносителя для отвода тепла из цикла, которая затвердевает при нуле градусов Цельсия. А применению незамерзающих теплоносителей вместо воды, например, для охлаждения сжатого воздуха в компрессорах при использовании традиционных рекуперативных теплообменников препятствует процесс образования твердой фазы воды на внешних поверхностях труб, контактирующих со сжатым воздухом, из-за наличия в воздухе влаги. Такое осаждение воды в твердой фазе для непрерывного режима работы энергетического оборудования неприемлемо, т.к. осажденная на трубах ледяная шуба ухудшала бы теплообмен, а при наличии вращающихся частей создало бы аварийную ситуацию.

Режим же работы теплообменников с паузами для размораживания ледяной шубы применяется в холодильной технике, но в энергетике, особенно для больших мощностей, такое применение едва ли возможно.

АНАЛИЗ ПРОБЛЕМЫ И ЦЕЛИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Применительно к газотурбинным установкам эффективное использование низких температур для повышения их КПД и удельной мощности особенно актуально. На привод компрессора, являющегося неотъемлемой частью ГТУ, тратится в среднем (в зависимости от схемы и параметров ГТУ) около 40–80% полезной мощности, вырабатываемой газовой турбиной. Поэтому высокие затраты полезной мощности на сжатие воздуха указывают на необходимость проведения исследовательских работ по их уменьшению. Снижения затрат на сжатие добиваются за счет охлаждения сжатого воздуха. Доминирующим охлаждением в энергетике является промежуточное охлаждение охладителями поверхностного типа с водяным теплоносителем, установленными между секциями осевых или центробежных компрессоров. Несмотря на широкое применение воздухоохладителей поверхностного типа они обладают рядом недостатков. Основной их недостаток — это осуществление теплообмена между воздухом и водой через разделительную стенку, обычно из стали, обладающую конечной величиной теплопроводности. Кроме того, стенка подвержена окислению, загрязнению и накипеобразованию, что приводит к увеличению потребления электроэнергии на привод турбокомпрессора в основном из-за недоохлаждения воздуха. Они также не обес-

печивают высокую глубину охлаждения. Обычно температура охлажденного воздуха превышает температуру 35°C, а в наихудшем случае достигает 90°C.

Тем не менее такой тип охладителя обеспечивает охлаждение воздуха до температуры ниже точки росы, к тому же достоинством является его стабильная работа и освоенность технологии изготовления.

Другой более простой и неметаллоемкий метод охлаждения сжатого воздуха, находящий применение особенно в странах, где сухой (с малым влагосодержанием воздуха ~50%) и жаркий климат, основан на испарении распыленной воды непосредственно в рабочем пространстве турбокомпрессора. Применение для климата европейской части России испарительного охлаждения имеет значительные ограничения как по относительной влажности, так и по температуре окружающей среды, несмотря на использование улучшенного способа распыления перегретой (метастабильной) воды. Улучшенный способ распыления все равно не снимает проблемы неполного испарения капель воды [3]. Неиспарившиеся капли воды могут приводить к эрозии лопаток компрессора, а испарившаяся часть даже химически очищенной воды приводит к отложению накипи на поверхностях газодинамического тракта ГТУ. Для уменьшения отложений должны быть значительно повышены требования к химической очистке воды. С тем чтобы не терять саму воду и ее теплоту парообразования требуется значительное усложнение тепловой схемы ГТУ, что понижает кажущуюся простоту данного способа охлаждения. Кроме того, испарительный способ охлаждения уступает по глубине охлаждения поверхностному способу из-за невозможности охлаждения сжатого воздуха ниже точки росы. Испарительный способ, как и поверхностный, также не работоспособен при отрицательной температуре по Цельсию.

Наиболее подходящим для энергетики в летний период представляется экспериментально опробованный безыспарительный контактный способ охлаждения сжатого воздуха распыленной водой в охладителе без разделительных стенок между водой и сжатым воздухом. Охладитель устанавливается между секциями турбокомпрессора.

Промышленные испытания проведены в г. Кривой Рог (Украина) с использованием серийно изготовленного турбокомпрессора. Установка смонтирована в камере воздухоохладителя турбокомпрессора № 7 типа К-500-61-5 компрессорной станции КСЦВ-4 РУ им. Кирова (КГГМК).

Охлаждение сжатого воздуха осуществляется за счет непосредственного (без каких-либо стенок) контакта капель воды и сжатого воздуха при их смешении в трубе Вентури. После охлаждения сжатого воздуха капельная вода отделяется в сепараторе, далее осушенный воздух поступает для дальнейшего сжатия в следующую секцию или к потребителю для использования в пневмодвигателях горных машин [4]. Так как для указанного потребителя важно, чтобы охлажденный воздух имел достаточную осушенность (малое влагосодержание), то начальное и конечное влагосодержание фиксировались. Проведенные эксперименты показали приемлемые результаты как по охлаждению сжатого воздуха, так и по его осушке. Степень осушки зависит, как показали эксперименты, от соотношения расхода воздуха и расхода воды.

Таким образом экспериментально показана возможность достижения безыспарительного контактного охлаждения сжатого воздуха. Безыспарительный способ охлаждения лишен недостатков, присущих поверхностному и испарительному способам, а основным его преимуществом является глубина охлаждения до температуры ниже точки росы. В настоящее время появился интерес к использованию низких температур окружающей среды для повышения эффективности атомных и геотермальных электростанций [5], но практического решения указанной проблемы не найдено из-за трудностей в создании рабочего тела с необходимыми теплофизическими свойствами. В области газотурбинной энергетики указанная задача также злободневна, но практические пути к решению этой проблемы найдены [6–8]. В указанных технических решениях контактное охлаждение сжатого воздуха осуществляется не водой, как в [4], а

Таблица 1. Среднемесячная и годовая температура (°С) для г. Оймякон

| | | | | | | |
|--------|---------|----------|---------|--------|---------|-------|
| Январь | Февраль | Март | Апрель | Май | Июнь | |
| –47.5 | –43.3 | –32.8 | –15.2 | +1.2 | +11.1 | |
| Июль | Август | Сентябрь | Октябрь | Ноябрь | Декабрь | Год |
| +13.6 | +10.3 | +1.8 | –16.3 | –37.3 | –45.6 | –16.7 |

каплями антифриза, непосредственно контактирующими с сжатым воздухом, что позволяет осуществлять отвод тепла от охлаждаемого сжатого воздуха при любой температуре окружающей среды как плюсовой летней, так и наиминимальной зимней, характерной для климата Арктики. Однако получение максимального положительного эффекта от использования низких температур окружающей среды не входило в технические решения [6–8], тогда как именно получение максимального положительного эффекта является основной целью данной работы. Для достижения поставленной цели был проведен анализ теплофизических свойств существующих антифризов и отбор из них с наилучшими свойствами. К таким антифризам можно отнести водные растворы на основе этилкарбитаола [9, 10] (экосолы). Однако их теплофизические свойства, приведенные и в других источниках, ограничиваются температурой минус 28°С. Применительно к климату Арктики в ОИВТ РАН разработан антифриз на основе водного раствора хлорида лития. В работе [11] приведены результаты разработки. В состав этого антифриза входят: хлорид лития – 29%, мочевины – 12%, пенообразователь – 20%. Пенообразователь может быть исключен и замещен водным раствором хлорида лития. Добавление мочевины блокирует образование нерастворимых кристаллогидратов хлоридов лития. Основным преимуществом данного антифриза перед другими является наиминимальная температура замерзания минус 67.8°С и низкая кинематическая вязкость при данной температуре, равная 3.05×10^{-6} м²/с. Теплофизические свойства растворов хлорида лития исследовались также в работе [12]. С учетом ориентации применения ГТУ для арктического климата и приемлемых для этих условий теплофизических свойств антифриза предпочтение отдается разработке ОИВТ РАН [11]. Среднемесячные и среднегодовые температуры Российской Федерации приведены в [13]. Характерные температуры, например для г. Оймякон Республики Саха (Якутия), откуда проложен газопровод “Сила Сибири”, приведены в таблице 1. Имеющиеся значительные запасы углеводородного топлива и суровый климат Арктики требуют поиска новых, наиболее приемлемых вариантов как по добыче, так и по транспортировке энергоресурсов. Одним из таких вариантов является предложенное академиком Е.П. Велиховым в 90-х годах техническое решение, заключающееся в преобразовании химической энергии природного газа в электрическую. В качестве преобразователя энергии были предложены мощные МГД-газотурбинные (бинарные) электростанции с КПД = 50%, располагаемые на ограниченных площадках, например, на морских газодобывающих платформах в Арктике. Это предложение получило высокую оценку в ОАО “Газпром”. Однако МГД-электростанции с КПД = 50% оказались не в состоянии конкурировать с современными бинарными с КПД = 60%. Целью данной работы также является максимально эффективное использование низких температур Арктики на базе относительно простой схемы ГТУ и, на основе концепции Е.П. Велихова, осуществление выработки электроэнергии в местах добычи газа с более высоким КПД.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Поставленная задача состоит:

1) в выявлении резервов повышения КПД и мощности энергетической установки на основе оптимизационных численных исследований режимов работы ГТУ с регене-

Таблица 2. Газотурбинный двигатель MS 9001 G фирмы GE

| | |
|---|------|
| Мощность ISO МВт | 282 |
| КПД % | 39.5 |
| Степень повышения давления компрессора | 23.2 |
| Расход рабочего тела на выхлопе ГТУ кг/с | 685 |
| Начальная температура перед рабочими лопатками 1 ст. °С | 1427 |
| Температура рабочего тела на выхлопе °С | 583 |

рацией тепла и контактным безыспарительным промежуточным охлаждением сжатого воздуха применительно к климату Арктики (температурный напор между температурой на выходе из контактных теплообменников и температурой окружающей среды принимается равным 5 град);

2) в сравнении полученных расчетных результатов с результатами расчета такой же ГТУ с теми же заданными параметрами, но без охлаждения сжатого воздуха (для сравниваемых схем ГТУ принят один и тот же газотурбинный двигатель фирмы GE модель MS 9001 G, серийно выпускаемый для большой энергетики, используемое топливо – природный газ);

3) в определении расхода антифриза для обеспечения безыспарительного режима охлаждения сжатого воздуха и затрат энергии на прокачку антифриза в контактные теплообменники.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО АНАЛИЗА РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ГТУ С ОХЛАЖДЕНИЕМ СЖАТОГО ВОЗДУХА И БЕЗ ОХЛАЖДЕНИЯ

Основные параметры базового газотурбинного двигателя MS 9001 фирмы GE представлены в табл. 2. Для получения достоверных результатов исследуемых ГТУ предварительно была проведена численная реконструкция приведенных в табл. 2 параметров. Применительно к оцифрованной схеме ГТУ без регенерации тепла, изображенной на рис. 1, с использованием стандартов [15, 16] и теплофизических свойств веществ из базы данных ИВТАНТЕРМО [17] получены численные результаты, представленные в табл. 3. Расчет КПД ГТУ проводился по отношению к теплотворной

Таблица 3. Параметры рабочих тел в оцифрованных точках схемы рис. 1 при температуре окружающей среды плюс 15°С

| Позиция на рисунке | p , МПа | T , К | h , кДж/кг | G , кг/с |
|--------------------|-----------|---------|--------------|------------|
| 1 | 0.6 | 288.2 | –3551 | 13.55 |
| 2 | 2.35 | 411.9 | –3258 | 13.55 |
| 3 | 0.1013 | 288.2 | 290.6 | 671.5 |
| 4 | 2.35 | 804.7 | 833.3 | 671.5 |
| 5 | 2.35 | 804.7 | 833.3 | 564.0 |
| 6 | 2.35 | 1700 | 737.3 | 577.6 |
| 7 | 0.1022 | 856.0 | –148.9 | 685.0 |
| 8 | 0.1022 | 350.0 | –710.2 | 685.0 |

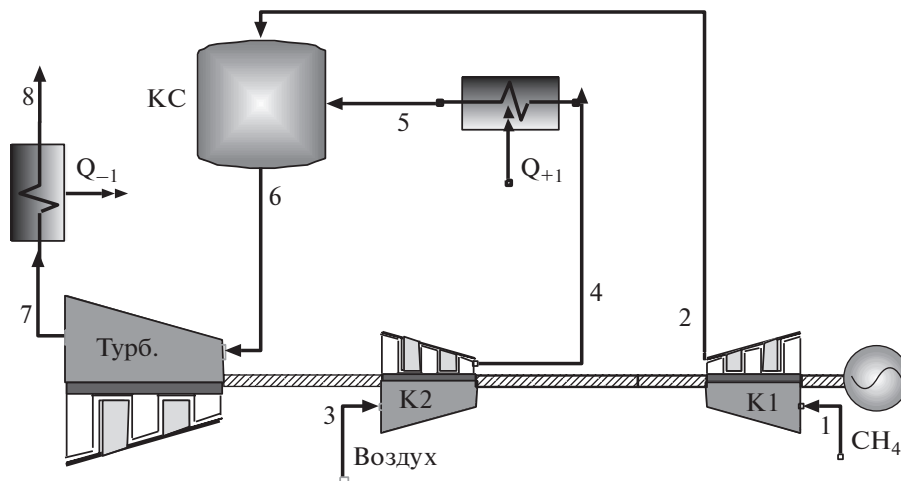


Рис. 1. Расчетная схема ГТУ.

способности топлива (метана) 50130 кДж/кг с использованием КПД компрессора 0.85, КПД турбины – 0.9394 и коэффициента 0.94321 к выходной мощности для учета прочих потерь. Реальные значения мощности и КПД газотурбинного двигателя, приведенные в табл. 2, не отличаются от численно воспроизведенных значений. Совпадают также и остальные параметры, приведенные в табл. 2, с расчетными (окрашены темным цветом), приведенными в табл. 3. Мощность в табл. 2 обозначена сочетанием букв ISO, это означает, что температура окружающей среды 15°C, а давление 0.1013 МПа. Влияние промежуточного многоступенчатого охлаждения сжатого воздуха на характеристики ГТУ исследуется на основе схемы, представленной на рис. 2. Для анализа влияния температуры окружающей среды на характеристики ГТУ приняты температуры арктического района Республики Саха (Якутия) г. Оймякон, табл. 1. На основе приведенных среднемесячных и годовых температур за максимальную температуру принята температура плюс 15°C (совпадает с ISO), за минимальную – минус 50°C и среднегодовую – минус 16.7°C. Регенеративный подогрев компримированного воздуха на участке 4–5 осуществляется выхлопными газами турбины на участке 7–8. Температура подогрева воздуха на выходе из регенератора (позиция 5) определяется из принятого требования, что минимальный температурный напор между T-Q диаграммами источника и стока тепла составляет величину 35К.

Результаты численного анализа схемы рис. 2 представлены в графическом виде на рис. 3 и 4, а также в табличном виде в табл. 4 и 5. На рисунке 3 представлены три кривых зависимости КПД ГТУ от степени сжатия воздуха при трех значениях температуры окружающей среды: –50°C, –16.7°C и +15°C с охлаждением сжатого воздуха в контактных теплообменниках без разделительных стенок между воздухом и жидким теплоносителем и две кривые, помеченные буквой А, с использованием поверхностных теплообменников с разделительными стенками, для которых температурный напор между температурой охлажденного воздуха на выходе из поверхностного теплообменника и температурой окружающей среды принят равным 35 К. Принятый температурный напор 35 К соответствует чистым не загрязненным поверхностям стенок, в действительности из-за различного рода отложений он может достигать 80 К и более [4]. Кривая А: –50°C, изображенная на графике для температуры окружающей среды минус 50°C, демонстрирует лишь теоретическую возможность эффективности охлаждения

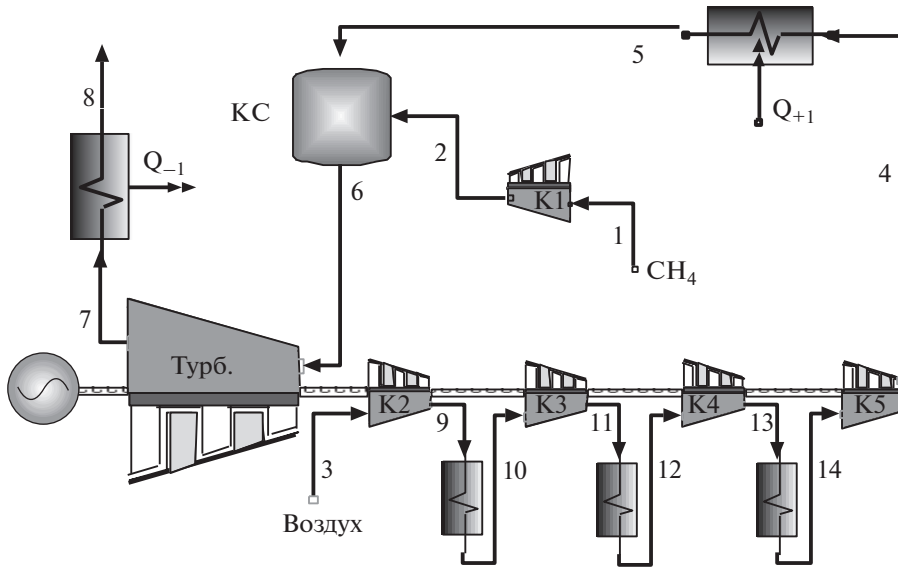


Рис. 2. Расчетная схема ГТУ с регенерацией тепла и промежуточным охлаждением сжатого воздуха.

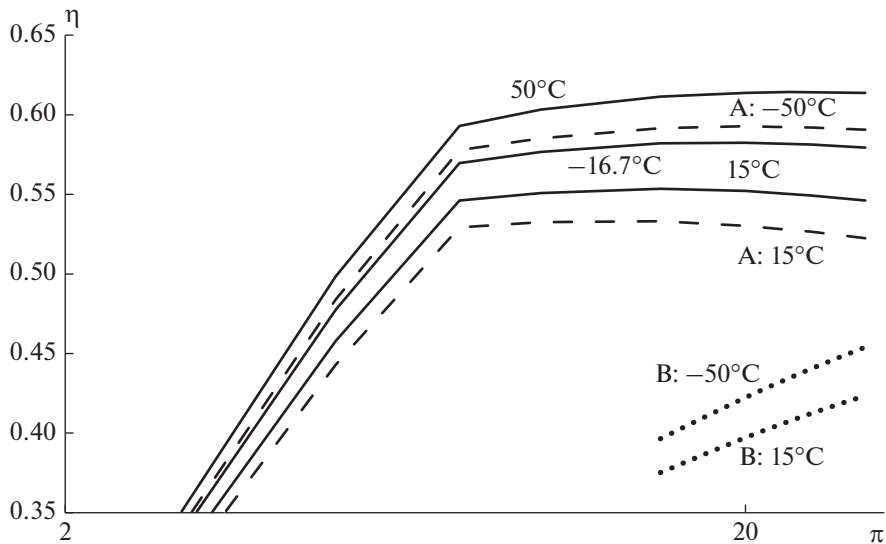


Рис. 3. Расчетные зависимости КПД от степени сжатия при трех значениях температуры окружающей среды для схемы ГТУ рис. 2 (обозначения: А – для поверхностных охладителей; В – без регенерации).

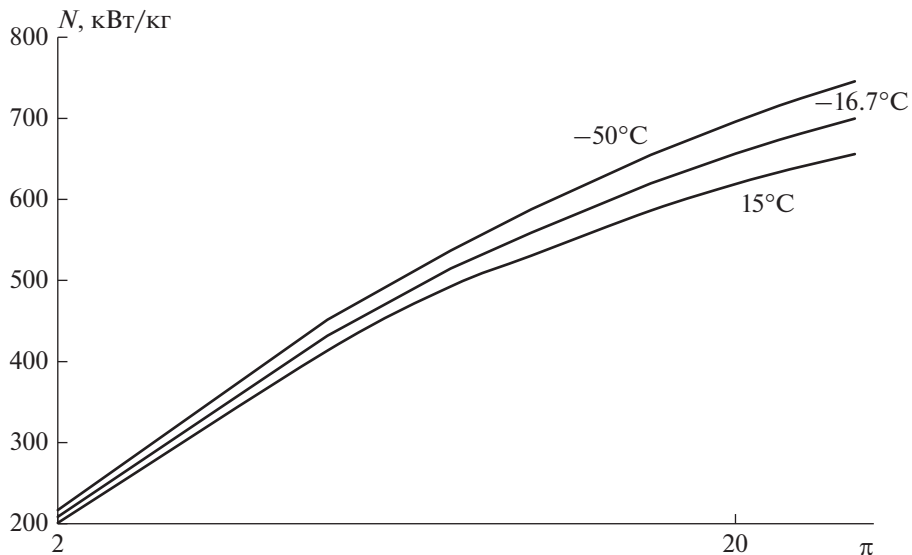


Рис. 4. Расчетные зависимости удельной мощности от степени сжатия при трех значениях температуры окружающей среды для схемы ГТУ рис. 2.

Таблица 4. Параметры рабочих тел в оцифрованных точках схемы рис. 2 при температуре окружающей среды плюс 15°C

| Позиция на рисунке | p , МПа | T , К | h , кДж/кг | G , кг/с |
|--------------------|-----------|---------|--------------|------------|
| 1 | 0.6 | 288.2 | -3551 | 14.86 |
| 2 | 2.35 | 411.9 | -3258 | 14.86 |
| 3 | 0.1013 | 288.2 | 290.6 | 670.4 |
| 4 | 2.35 | 381.5 | 385.1 | 670.4 |
| 5 | 2.35 | 785.7 | 812.3 | 606.7 |
| 6 | 2.35 | 1700 | 715 | 621.6 |
| 7 | 0.1022 | 820.7 | -290.5 | 685.3 |
| 8 | 0.1022 | 350 | -812.7 | 685.3 |
| 9 | 0.2223 | 375 | 378.5 | 670.4 |
| 10 | 0.2223 | 293.2 | 295.7 | 670.4 |
| 11 | 0.4879 | 381.5 | 385.1 | 670.4 |
| 12 | 0.4879 | 293.2 | 295.7 | 670.4 |
| 13 | 1.071 | 381.5 | 385.1 | 670.4 |
| 14 | 1.071 | 293.2 | 295.7 | 670.4 |

Таблица 5. Параметры рабочих тел в оцифрованных точках схемы рис. 2 при температуре окружающей среды минус 50°C

| Позиция на рисунке | p , МПа | T , К | h , кДж/кг | G , кг/с |
|--------------------|-----------|---------|--------------|------------|
| 1 | 0.6 | 223.2 | -3696 | 15.03 |
| 2 | 2.35 | 324.3 | -3470 | 15.03 |
| 3 | 0.1013 | 223.2 | 224.8 | 670.4 |
| 4 | 2.35 | 296.9 | 299.5 | 670.4 |
| 5 | 2.35 | 779 | 804.9 | 606.7 |
| 6 | 2.35 | 1700 | 701.5 | 621.7 |
| 7 | 0.1022 | 814 | -311.3 | 685.4 |
| 8 | 0.1022 | 350 | -825.9 | 685.4 |
| 9 | 0.2223 | 290.4 | 292.9 | 670.4 |
| 10 | 0.2223 | 228.2 | 229.9 | 670.4 |
| 11 | 0.4879 | 296.9 | 299.5 | 670.4 |
| 12 | 0.4879 | 228.2 | 229.9 | 670.4 |
| 13 | 1.071 | 296.9 | 299.5 | 670.4 |
| 14 | 1.071 | 228.2 | 229.9 | 670.4 |

сжатого воздуха. Охлажденная незамерзающая жидкость, циркулирующая во внутреннем объеме теплообменника с отрицательной температурой, охлаждает и внешнюю поверхность стенок теплообменника, контактирующих с охлажденным воздухом, также до минусовой температуры, что ведет из-за наличия влаги в воздухе к образованию снежной шубы. Таким образом, при низких арктических температурах окружающей среды возможен только контактный метод охлаждения сжатого воздуха с применением антифризов. Из приведенного графика видно, что даже если бы поверхностные теплообменники были работоспособны при отрицательных температурах, то для степени сжатия 23.2 (кривая А: -50°C) имели бы КПД на 2.29% меньше, чем ГТУ с контактными теплообменниками (кривая -50°C). Подобное снижение КПД ГТУ демонстрируется и при положительной температуре окружающей среды плюс 15°C (кривая А: 15°C и кривая 15°C), снижение составляет 3.29%. Для температуры окружающей среды минус 50°C при контактном охлаждении сжатого воздуха по сравнению с поверхностным (традиционным) охлаждением при температуре плюс 15°C и с той же степенью сжатия, снижение КПД составит 9.11%, а по сравнению со среднегодовой температурой минус 16.7°C снижение КПД также составляет значительную величину – 5.81%.

Глубокое охлаждение сжатого воздуха расширяет располагаемый для регенерации температурный диапазон. На рисунке 3 представлены для сравнения кривые КПД без регенерации, помеченные как В: 15°C и В: -50°C. Промежуток между ними по КПД значительно уже, чем между кривыми 15°C и -50°C.

На рисунке 4 представлена зависимость удельной мощности ГТУ с контактном охлаждением от степени сжатия при температурах окружающей среды минус 50°C, минус 16.7°C и плюс 15°C (ISO). График демонстрирует также положительное влияние отрицательных температур окружающей среды, в сочетании с повышением степени сжатия, на характеристики ГТУ. Снижение, например, для степени сжатия 23.2,

Таблица 6. Основные расчетные характеристики для схемы рис. 1 при степени сжатия 23.2 и максимальной температуре цикла 1700 К для трех значений температуры окружающей среды

| | | | |
|----------------------------------|--------|--------|--------|
| Температура окружающей среды, К | 223.2 | 256.5 | 288.2 |
| Температура после компрессора, К | 632.6 | 721.1 | 803.2 |
| Температура подогрева воздуха, К | 806.1 | 813.4 | 820.4 |
| Температура после турбины, К | 841.1 | 848.4 | 855.4 |
| КПД установки | 0.5023 | 0.4512 | 0.4021 |
| Удельная мощность, кВт/кг | 569 | 506 | 446.6 |

температуры окружающей среды с $+15^{\circ}\text{C}$ (ISO) до минус 16.7°C увеличивает удельную мощность на 6%, а снижение с плюс 15°C до минус 50°C – на 14.39%.

Параметры рабочих тел в соответствии с оцифрованной схемой ГТУ рис. 2 для температуры окружающей среды плюс 15°C и минус 50°C представлены в табл. 4–5. Степень сжатия 23.2 соответствует номинальному режиму работы выбранного газотурбинного двигателя MS 9001G и соответствует высоким показателям по КПД, удельной мощности и особенно важному показателю – температуре выхлопа из газовой турбины. От указанной температуры непосредственно зависит ресурс работы регенератора тепла уходящих дымовых газов. Ресурсные показатели особенно важны для стационарных, работающих десятилетиями, энергетических установок большой энергетики. Величина температуры выхлопа из газовой турбины для температуры окружающей среды плюс 15°C приведена в табл. 4 (поз. 7) и составляет 547.7°C , а для температуры окружающей среды минус 50°C – 541°C (табл. 5 поз. 7). Повышение температуры выхлопа из газовой турбины достигается уменьшением степени сжатия. Графики рис. 3 рассчитаны с учетом ограничения температуры выхлопа до величины 762°C , что считается возможным пределом жаростойкости материалов регенератора тепла ГТУ. На кривых точки излома объясняются достижением указанной температуры. В точке излома для температур окружающей среды плюс 15°C , минус 16.7°C и минус 50°C соответственно, КПД равен 54.6% при степени сжатия 7.844, 57% при степени сжатия 8.343 и 59.3% при степени сжатия 8.125. Режимы работы ГТУ при сниженной степени сжатия, кроме нежелательного фактора повышенной температуры выхлопа, характеризуются еще уменьшенной удельной мощностью (рис. 4). Проведенные сравнения режимов работы ГТУ с контактным охлаждением сжатого воздуха показали, что наилучшим из них является режим со степенью сжатия 23.2, совпадающий с номинальным режимом газотурбинного двигателя MS 9001G фирмы GE. Второй задачей данной работы является сравнение термодинамических показателей схемы ГТУ с контактным охлаждением сжатого воздуха со схемой ГТУ с регенерацией тепла, но без охлаждения при тех же температурах окружающей среды характерных для арктического климата. Сравнение проводится для тех же параметров базового газотурбинного двигателя при степени сжатия 23.2. Схема ГТУ без охлаждения сжатого воздуха представлена на рис. 1. Основные расчетные характеристики для схемы рис. 1 при степени сжатия 23.2 и максимальной температуре цикла 1700 К приведены в табл. 6. Полученные величины температур выхлопа из турбины, ответственные за ресурсные характеристики регенератора тепла уходящих газов, близкие к величинам для схемы ГТУ с контактным охлаждением, позволяют корректно сравнить результаты расчетов обеих схем. Сравнение показывает, что КПД при температуре окружающей среды минус 50°C для схемы без охлаждения ниже на 11.2%, удельная мощность ниже на 24.63%. Те же величины для температуры окружающей среды плюс 15°C снижаются соответственно на 14.49% и 32.33%. Из сравнения двух схем ГТУ видно, что ГТУ с контакт-

ным охлаждением сжатого воздуха как по величине КПД, так и удельной мощности значительно превосходит ГТУ с регенерацией тепла уходящих газов, но без охлаждения сжатого воздуха.

ОЦЕНКА ЗАТРАТ МОЩНОСТИ НА ПРОКАЧКУ АНТИФРИЗА В КОНТАКТНЫЕ БЕЗЫСПАРИТЕЛЬНЫЕ ОХЛАДИТЕЛИ СЖАТОГО ВОЗДУХА

Благодаря наличию экспериментальных данных, полученных на промышленном компрессоре с промежуточным многоступенчатым контактными безыспарительным охлаждением сжатого воздуха распыленной водой [4], можно, не проводя сложных экспериментов или математических расчетов, определить затраты мощности на процесс контактного безыспарительного охлаждения сжатого воздуха для другого теплоносителя, зная его теплофизические свойства. Для выбранного антифриза на основе раствора хлорида лития принимаем величину теплоемкости 2.89 кДж/кг гр, плотности – 1180 кг/м³ и максимальную величину кинематической вязкости при температуре минус 67.8°C равную 3.05×10^{-6} м²/с [11]. Оценку будем проводить для простейших по конструкции полых или насадочных теплообменников, для которых при капельном контактном охлаждении воздуха водой достаточно избыточного давления перед форсунками 0.1 МПа [14]. В эксперименте [4] для охлаждения сжатого воздуха использовалась распыленная с помощью форсунок вода. Расход воды для охлаждения на 1°C сжатого воздуха при обеспечении безыспарительного режима работы теплообменника составил 0.016 кг на 0.01 кг воздуха. Безыспарительность процесса подтверждалась определением влагосодержания на начальном участке охлаждения и в конце участка после сепарации капель воды. Процесс охлаждения проходил с уменьшением влагосодержания, т.е. не только безыспарительно, но и с уменьшением влагосодержания (осушкой) охлажденного воздуха. При применении воды для охлаждения сжатого воздуха на 68°C потребовался бы расход воды равный $670.4 \times 1.088 = 729.39$ кг/с. Расход антифриза за счет меньшей величины теплоемкости в сравнении с водой для обеспечения безыспарительного режима охлаждения составил $729.39 \times 4.185/2.89 = 1070$ кг/с. Кинематическая вязкость антифриза при низкой температуре значительно больше, чем воды при плюсовой температуре. Для воды при температуре плюс 20°C она равна 1.006×10^{-6} м²/с, а для антифриза при температуре минус 67.8°C – 3.05×10^{-6} м²/с, т.е. в 3.03 раза больше. Потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений зависят линейно от кинематической вязкости (формула Пуазейля), поэтому при одной и той же геометрии форсунок и одинаковых расходах воды и антифриза потери давления антифриза увеличиваются в 3.03 раза, поэтому избыточное давление антифриза перед форсунками для выбранной конструкции контактных теплообменников будет составлять $0.1 \text{ МПа} \times 3.03 = 0.303 \text{ МПа}$. Полученные значения расхода антифриза и необходимого избыточного давления по преодолению гидравлического сопротивления в форсунках контактных теплообменников использовались для определения необходимой мощности на прокачку антифриза в трех, показанных на схеме рис. 2, контактных тепло-

обменниках. Мощность определялась по формуле: $N = \frac{G(P + \Delta P) \times 10^6}{\eta} \times 10^{-3}$, где N – мощность питательного насоса, кВт; G – расход антифриза, кг/с; ρ – плотность антифриза, кг/м³; P – давление в контактном теплообменнике, Па; ΔP – потери давления в форсунках, Па. Мощности насосов для контактных теплообменников по приведенной формуле составили:

для первого – 0.596 Мвт,

для второго – 0.8956 Мвт,

для третьего – 1.556 Мвт.

КПД питательных насосов η принят равным 0.8. Общая мощность питательных насосов будет равна 3.0476 МВт, что составляет от общей вырабатываемой мощности ГТУ – 0.6737%. Полученная величина мощности питательных насосов определена с запасом, т.к. температура антифриза перед форсунками принималась равной минус 67.8°C вместо минус (45–50°C).

ВЫВОДЫ

1. Проведено обоснование имеющихся резервов повышения КПД и удельной мощности в энергетических установках, использующих газотурбинные двигатели для преобразования тепловой энергии в механическую или электрическую.

2. Проведенный анализ различных способов охлаждения сжатого воздуха в компрессоре позволил обосновать предпочтительность безыспарительного способа охлаждения с использованием водных растворов, не замерзающих при отрицательных температурах и работоспособных при плюсовых температурах.

3. Для обеспечения безыспарительного охлаждения сжатого воздуха рекомендован разработанный в ОИВТ РАН применительно к климату Арктики безопасный маловязкий водный раствор на основе хлорида лития.

4. Проведен расчетный анализ нового способа повышения КПД и удельной мощности ГТУ посредством высокоэффективного использования низких температур окружающей среды. Схема ГТУ с регенерацией тепла и с контактным охлаждением сжатого воздуха имеет существенные преимущества перед всеми рассмотренными в данной работе схемами ГТУ. Расчетные значения КПД и удельной мощности при среднегодовой арктической температуре, равной минус 16.7°C, сравниваются со значениями КПД и удельной мощности рассмотренных известных схем ГТУ при среднегодовой температуре европейской части России (плюс 15°C [ISO]). ГТУ простого цикла с базовым газотурбинным двигателем (степень сжатия его в номинальном режиме 23.2) имеет снижение КПД на 18.6%, а удельной мощности на 41.1%. ГТУ с регенерацией тепла без охлаждения сжатого воздуха – КПД на 17.89%, а удельной мощности – на 36.2%. ГТУ с регенерацией тепла и поверхностными традиционными охладителями сжатого воздуха – КПД на 5.81%.

5. Кроме экономии топлива на выработку 1 кВт.ч электроэнергии, полученное повышение позволяет улучшить экологию среды за счет меньшего выброса дымовых газов и, следовательно, меньшего выброса вредных веществ, содержащихся в дымовых газах. Помимо этого применение рассмотренного способа охлаждения сжатого воздуха, позволяющего производить отвод тепла при сниженных температурах, дает возможность снизить выбросы тепла в атмосферу.

6. Термодинамические расчеты ГТУ с регенерацией тепла и с промежуточным охлаждением сжатого воздуха показали, что максимальный КПД и максимальная мощность достигаются при использовании 3-х охладителей сжатого воздуха. Однако при практическом внедрении ГТУ в промышленную энергетику на стадии проектирования и экономического обоснования возможна коррекция числа секций компрессоров и промежуточных охладителей сжатого воздуха.

7. Основой для проведения данной работы является предложенное академиком Велиховым Е.П. в 90-х годах техническое решение о передаче электрической энергии из газодобывающих районов Арктики в другие районы. В качестве преобразователей энергии были предложены мощные бинарные МГД-газотурбинные электростанции с КПД 50%, располагаемые в том числе на морских газодобывающих платформах в Арктике. Это предложение получило высокую оценку в ОАО “Газпром”. Приведенные результаты для сравнительно простой (не бинарной) схемы ГТУ с более высокими термодинамическими показателями, полученными за счет высокоэффективного использования низких арктических температур, также могут представлять интерес для

электрогенерирующих, электросетевых, газодобывающих и газотранспортных организаций. В связи с имеющейся закольцованностью высоковольтной электросети территории бывшего Советского Союза транспорт электрической энергии может быть вполне конкурентоспособным перед газотрубопроводным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Андрющенко А.И.* Основы термодинамики циклов термодинамических установок. М.: Высшая школа, 1968. 288 с.
2. *Фаворский О.Н., Полищук В.Л.* Выбор тепловой схемы и профиля отечественной энергетической ГТУ нового поколения и ПГУ на ее основе // Теплоэнергетика. 2010. № 2. С. 2–6.
3. *Фаворский О.Н. и др.* Экспериментальное исследование характеристик газотурбинной установки ТВЗ-117 при впрыске перегретой воды в компрессор // Теплоэнергетика, 2014. № 5. С. 60–68.
4. *Замыцкий О.В.* Контактное охлаждение сжатого воздуха в турбокомпрессорах // Горный информационно-аналитический бюллетень. Изд. МГТУ. 2005. № 2. С. 283–288.
5. *Бродянский В.М.* Повышение эффективности атомных и геотермальных электростанций посредством использования низких температур окружающей среды // Теплоэнергетика. 2006. № 3. С. 36–41.
6. Пат. РФ 138283. Газотурбинная установка // Белоглазов А.А., Ночевник М.Н. // 2014. Бюл. № 7.
7. Пат. РФ 2490489. Способ повышения эффективности работы газотурбинной установки // Белоглазов А.А., Ночевник М.Н. // 2015. Бюл. № 8.
8. Пат. РФ 2545261. Газотурбинная установка повышенной эффективности // Белоглазов А.А., Ночевник М.Н. // 2015. Бюл. № 16.
9. *Ермачков А.С.* Разработка и исследование экологически безопасного теплоносителя (антифриза) на основе этилового эфира диэтиленгликоля // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата химических наук, МПУ, Москва, 2000 г.
10. *Баранник В.В., Маринюк В.Т., Овчаренко В.С., Афонский В.П.* Новый хладоноситель, особенности и перспективы применения // Холодильный бизнес. 2001. № 1. С. 20–23.
11. *Ковалёв К.Л., Душкин А.Л., Афанасьев А.А.* Объединенный институт высоких температур Российской академии наук (ОИВТ РАН). Использование тонкораспыленной жидкости для пожаротушения в Арктике // Поисковые фундаментальные научные исследования в интересах развития арктической зоны Российской Федерации на 2014 год. Раздел 3.3. С. 1–14.
12. *Лезина Н.М.* Исследование растворов хлорида лития как экологически чистого компонента низкотемпературных жидкостей-носителей тепла и холода. // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата химических наук, МПУ, Москва 1997 г.
13. СНиП 23-01-99. Строительные нормы и правила Российской Федерации. Строительная климатология BUILDING CLIMATOLOGY. Дата введения 2000-01-01.
14. *Гаубман Е.И., Горнев В.А., Мельцер В.Л. и др.* Контактные теплообменники. М.: Химия, 1987. С. 256.
15. *Иванов П.П.* Термодинамическое моделирование энергетических установок с твердооксидным топливным элементом. Теплофизика высоких температур, 2011. Т. 49. № 4. С. 1–7.
16. *Иванов П.П.* Термодинамическая эффективность использования воды в газотурбинном цикле. Теплофизика высоких температур. 2013. Т. 51. № 4. С. 592–597.
17. *Белов Г.В., Иорш В.С., Юнгман В.С.* Моделирование равновесных состояний термодинамических систем с использованием ИВТАНТЕРМО для Windows // Теплофизика высоких температур, 2000. Т. 38. № 2. С. 209.

New Method of Improving the Efficiency of Gas Turbine Power Plant Using Negative Environment Temperatures

A. A. Beloglazov^{a,*} and P. P. Ivanov^{a,**}

^aJoint Institute for High Temperatures RAS, Moscow, Russia

*e-mail: beloglazov.38@mail.ru

**e-mail: peter-p-ivanov@yandex.ru

A way to increase the efficiency and power output of gas turbine with heat regeneration using the contact nonvaporizing intercooling of the compressed air by means of antifreeze is demon-

strated. For the environmental temperature -50°C , which is usual for Arctic's winter, the gas turbine efficiency 61.43% is obtained, by 6.7% greater compared with the case of environmental temperature $+15^{\circ}\text{C}$ (ISO). Simultaneous increase of specific power amounts to 14.4%. Options with heat regeneration without intercooling show poor efficiency compared with contact intercooling. Power expenditure to pumping the over-viscose antifreeze into the contact intercooler is evaluated. Available experimental data concerning the contact non-vaporizing cooling of the compressed air were used in these calculations. Maximum loss of generated power shown to be less than 1%.

Keywords: gas turbine plant, contact nonvaporizing cooling, antifreeze, heat regeneration, method of improving the efficiency and power of gas turbine, climate of Arctic, compressed air cooling