

УДК 621.438.564:620.9.004.8:504.64.43

БИЛЕКА Б.Д.

Институт технической теплофизики НАН Украины

КОМБИНИРОВАННЫЕ ЭНЕРГОХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГАЗОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

Розглянуто результати розробок та досліджень енергетичних та холодильних циклів і установок, застосування яких дозволить вирішити задачу зниження енерговитрат на перекачування газу, а також підвищення його продуктивності. Ці завдання вирішуються шляхом створення на компресорних станціях теплоутилізуючих енергетичних і холодильних установок, що функціонують на високо- і низькопотенційній скидній теплоті КС. В якості робочих тіл в циклах таких установок використовуються низькокиплячі робочі тіла.

Рассмотрены результаты разработок и исследований энергетических и холодильных циклов и установок, применение которых позволит решить задачу снижения энергозатратности перекачки газа, а также повышения ее производительности. Эти задачи решаются путем создания на компрессорных станциях теплоутилизующих энергетических и холодильных установок, функционирующих на высоко- и низкопотенциальной сбросной теплоте КС. В качестве рабочих тел в циклах таких установок используются низкокипящие рабочие тела.

The results of development and investigation of power-cooling plants are presented. Implementation of such plants will decrease energy consumption for gas transportation and increase the efficiency of gas-transport systems. For this purpose it is necessary to build up the power-cooling plants on the basis of high and low-grade waste heat from compressor plants. Low-boiling fluids will be used as working medium for such plants.

P – давление;
 T – температура;
 i – энтальпия;
 l – удельная работа цикла;
 η – КПД;
 АВО – аппарат воздушного охлаждения;
 ГПА – газоперекачивающий агрегат;
 ГТС – газотранспортная система;
 КС – компрессорная станция;
 ПГУ – парогазовая установка;
 НРТ – низкокипящее рабочее тело;
 ТО – теплообменник;
 ТУЭУ – теплоутилизующая энергетическая установка.

Индексы

1 – начало процесса;
 e – эффективный;
 max – максимальное;
 t – термический;
 d – действительный;
 k – конденсация при заданом давлении;
 $кр$ – критическое;
 $нк$ – конденсация при нормальном давлении;
 $охл$ – охлаждение;
 $пл$ – плавление;
 $св$ – самовоспламенение;
 $сж$ – сжатие;
 π – цикл.

Наиболее важными задачами, определяющими повышение эффективности функционирования газотранспортных систем, являются в первую очередь снижение энергозатратности, связанное с уменьшением расхода топливного газа в приводных двигателях, преимущественно газотурбинных, и электроэнергии, используемой на привод вентиляторов в аппаратах воздушного охлаждения компримируемого газа и масла, а также

повышение производительности газоперекачки, т.е. увеличение пропускной способности газопроводов. Большую, может быть, решающую роль в решении этих задач могут сыграть технологии комбинированной выработки энергии, базирующиеся на использовании сбросной теплоты компрессорных станций с газотурбинным приводом. КС являются мощными постоянно действующими источниками высоко- и низкопотенциальной

сбросной теплоты. Тепловые потенциалы одной КС средней мощности по высокопотенциальной теплоте (выхлопные газы при температурах 350...550 °С) составляют 100...150 МВт, по низкопотенциальной (охлаждающий воздух после аппаратов воздушного охлаждения компримируемого газа при температуре 50...70 °С) – до 20...30 МВт. В масштабах ГТС Украины этот потенциал сбросной теплоты можно оценить уровнями 8...12 млн. кВт и 2...2,5 млн. кВт соответственно.

Снизить энергозатратность за счет уменьшения расхода топливного газа на существующих газоперекачивающих агрегатах, а также повысить производительность газоперекачки можно путем ввода новых приводных мощностей теплоутилизующих энергетических установок с механическим или электрическим приводом нагнетателей. Повышение производительности газопровода также возможно за счет изменения параметров перекачиваемого газа, а именно: за счет повышения глубины охлаждения компримируемого газа после нагнетателя. Глубина охлаждения газа в штатных АВО ограничивается охлаждающим потенциалом наружного воздуха. Проблемы в обеспечении номинальных расходов газа по магистрали особенно остры в жаркий летний период, когда АВО не могут обеспечить заданную расчетную глубину охлаждения газа вследствие высоких температур воздуха, и поэтому ГПА работают с повышенной мощностью, затрачивая при этом больше топливного газа.

Показано, что внедрение интенсивных систем охлаждения компримированного газа при его транспорте позволяет увеличить пропускную способность газопровода на 5...8 % и снизить удельные приведенные затраты на 2...3 % [1]. Повышение глубины охлаждения газа до более высоких значений, чем может обеспечить АВО газа с помощью теплоутилизующих энергохолодильных установок, функционирующих на сбросной теплоте КС, открывает большие возможности в увеличении пропускной способности магистрального газопровода при сохранении мощности ГПА и расхода топливного газа. Как показали исследования ВНИИгаза и Союзэнергогаза, экономия мощности КС на перекачку газа в зависимости от глубины охлаждения газа в 5...6 раз превышает затраты мощности на его ох-

лаждение [2]. Однако возможность реализации идеи охлаждения газа на линейных КС до глубин больших, чем это позволяют АВО газа, практически не исследована.

Статья посвящена решению этих двух важных вопросов - снижению энергозатратности процесса газоперекачки и повышению производительности перекачки газа без дополнительных затрат энергии на базе использования сбросной теплоты КС. По функциональному назначению рассматриваемые типы установок для решения этих задач можно классифицировать следующим образом:

1. Теплоутилизующие энергетические установки для производства механической или электрической энергии. В первом случае установка работает на привод нагнетателя. Во втором она работает на привод генератора, вырабатывающего электроэнергию как для собственных нужд КС, в том числе для электрического привода нагнетателя, так и для продажи во внешнюю сеть. При этом вся сбросная теплота ГТУ используется для производства электроэнергии в паросиловом цикле Ренкина.

2. Теплоутилизующие холодильные установки для производства холода в целях охлаждения компримируемого газа или других целей. При этом вся сбросная теплота ГТУ используется для производства холода в цикле холодильной машины.

3. Комплексные теплоутилизующие энергохолодильные установки для совместного производства электрической энергии и холода с помощью холодильных машин различных типов. Производимая электроэнергия в них используется как для собственных нужд КС, так и для внешних потребителей, а производимый холод применяется для охлаждения компримируемого газа или других целей. При этом часть сбросной теплоты ГТУ используется для производства электроэнергии, а вторая часть для производства холода.

Технология использования сбросной теплоты газотурбинных установок на основе парогазовых установок, где реализуется два рабочих цикла: газовый Брайтона и пароводяной Ренкина, достаточно хорошо разработана и нашла широчайшее применение при выработке электроэнергии в большой энергетике. Однако в ГТС такая техно-

логия, связанная с использованием воды в качестве рабочего тела, не нашла и не находит пока широкого распространения в первую очередь из-за необходимости иметь достаточно большие водные ресурсы на КС, во-вторых, из-за проблем, связанных с подготовкой и химической водоочисткой и, в-третьи, из-за проблем замерзания воды в зимний период. В мире среди нескольких тысяч работающих КС можно насчитать лишь около 20, где установлены и работают ПГУ с использованием воды. Поэтому в последнее время большой интерес проявляется к применению безводных технологий в реализации цикла ПГУ как наиболее приемлемых для использования в системах транспорта газа. В качестве рабочих тел особенно перспективны вещества группы предельных углеводородов. Первая в мире энергетическая установка, выполненная по такой технологии, мощностью 7 МВт с рабочим телом н-пентан установлена и успешно работает уже несколько лет на одной из КС трансканадского магистрального газопровода [3]. В 2004 году в ГТС США (штат Луизиана) введена в эксплуатацию еще одна такая установка мощностью 4,5 МВт [4].

Нами проведены обширные расчетные исследования, посвященные вопросам выбора и оптимизации тепловых схем, оборудования и рабочих тел теплоутилизирующих энергетических и энергохолодильных установок с использованием низкокипящих рабочих тел [2,5-12]. Здесь будут рассмотрены лишь некоторые основные результаты этих исследований без обсуждения методических особенностей таких расчетов. Прежде всего следует остановиться на причинах выбора низкокипящих веществ группы предельных углеводородов в качестве рабочего тела в циклах рассматриваемых энергетических установок. Эти вещества неагрессивны к конструкционным материалам, неядовиты, доступны, недороги и разрешены к использованию международными соглашениями, термодинамические и теплофизические свойства многих из них достаточно подробно исследованы и известны.

На основании проведенного анализа термодинамических и теплофизических свойств для рассмотрения в качестве наиболее перспективных нами были выбраны следующие вещества: изобу-

тан, н-бутан, н-пентан, циклопентан и гексан. Сравнительно невысокие температуры кипения ($-12...70$ °С) и критические температуры ($135...240$ °С) обеспечивают вполне удовлетворительные термодинамические свойства, в частности, уровни удельных работ цикла для их применения при энергетической утилизации теплоты низкого и среднего потенциала. Высокая температура конденсации ($30...45$ °С) при атмосферном или близком к нему давлении создают благоприятные условия для применения в установках воздушных конденсаторов и существенно снижают проблемы работы установок в летний период, сохраняя температурные напоры в конденсаторах на приемлемом уровне. Низкая температура замерзания ($-60...-80$ °С) также значительно улучшает эксплуатационные качества установок. Существенно более высокая плотность паров этих веществ в сравнении с водяными парами позволяет снижать весогабаритные показатели паросиловой установки, а низкая скорость звука упрощает конструирование проточной части турбины и улучшает её аэродинамические характеристики. Сравнительно небольшие тепловые перепады в турбине позволяют конструировать её с малым числом ступеней или даже одноступенчатой, что упрощает и удешевляет её. Весьма важной особенностью рассматриваемых рабочих тел является специфический характер изменения в диаграмме термодинамического состояния рабочего тела правой пограничной кривой с отрицательным наклоном и соответствующим уменьшением энтропии вдоль нее. Это приводит к тому, что весь процесс расширения в турбине будет происходить в области перегретого пара, что позволяет практически исключить явления эрозии лопаточного аппарата и тем самым увеличить срок службы турбины и снизить расходы на ремонт и эксплуатацию.

Вместе с тем следует отметить и отрицательные свойства рассматриваемых НРТ. Это прежде всего взрывопожароопасность, а также достаточно низкая температура самовоспламенения ($260...430$ °С), что усложняет как тепловые схемы, так и конструкции установок. Более низкие теплоемкость и теплопроводность этих НРТ в сравнении с водой обуславливают более низкие характеристики транспорта теплоты, что вызы-

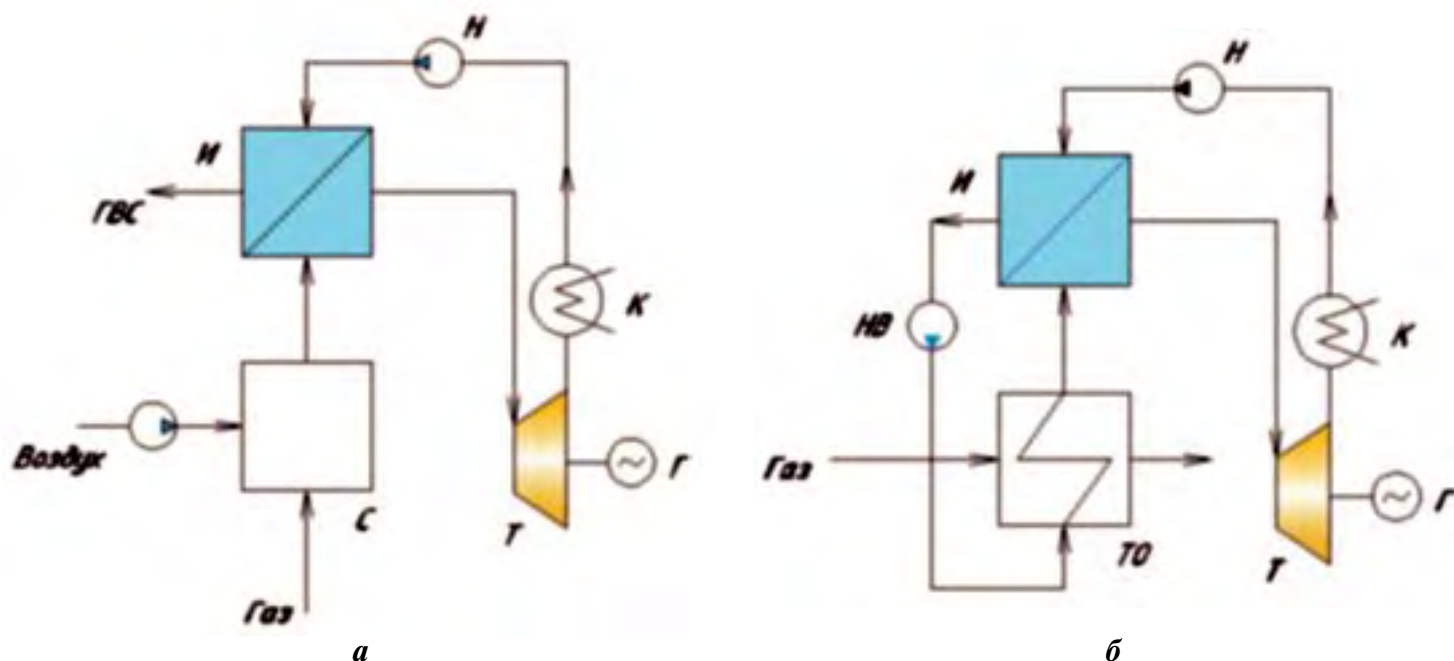


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема теплоутилизирующей энергоустановки на низкокипящем рабочем теле: а) одноконтурная установка с охлаждением отработанных газов ГТУ подмешиванием воздуха; б) двухконтурная установка с промежуточным высокотемпературным теплоносителем. Т – турбина, Г – генератор, К – воздушный конденсатор, Н – насос НРТ, И – испаритель н-пентана, С – смеситель воздуха с газами, ТО – теплообменник с промежуточным высокотемпературным теплоносителем (ВТТ), НВ – насос ВТТ, ГВС – газоздушная смесь.

вадет существенное возрастание площадей теплообмена, габаритов и массы теплообменных аппаратов.

Выбор оптимального рабочего тела является сложной и неоднозначной задачей, поскольку определяется многими названными выше факторами. Первым из них есть ограничение по температуре самовоспламенения. В соответствии с этим температура греющей среды в парогенераторе установки и собственно рабочего тела должны быть ниже ее. Это условие ограничения температуры греющей среды касается одноконтурных энергетических установок, в которых выхлопные газы подаются непосредственно в парогенератор. В двухконтурных с промежуточным высокотемпературным теплоносителем в парогенераторе по греющей стороне может поддерживаться температура выхлопных газов (рис. 1). Вторым по важности является условие выбора такого рабочего тела, которое обеспечивало бы наибольшую удельную работу цикла и, соответственно, термодинамические и эффективный КПД. При этом

оно должно иметь достаточно высокую температуру конденсации при атмосферном давлении и желательно невысокую температуру кипения. Вопросы выбора оптимального рабочего тела и параметров цикла в ТУЭУ для КС достаточно подробно рассмотрены в [10,12]. Здесь отметим лишь некоторые основные выводы этих работ.

Рабочий цикл Ренкина для рассматриваемых НРТ с началом процесса расширения из областей сухого насыщенного пара, перегретого пара и из области закритических параметров представлен в диаграмме состояния $P-i$ на рис. 2. Термодинамические расчеты, проведенные в различных областях состояния рассматриваемых рабочих тел и в широком диапазоне изменения начальных температур цикла, результаты которых, приведенные в табл. 1, а также на рис. 3, позволили получить достаточно полные характеристики этих НРТ для выбора их и применения в качестве рабочих тел ТУЭУ, а также выбора в диаграмме состояния целесообразной области их работы. Там же для сравнения представлены данные по двум широко

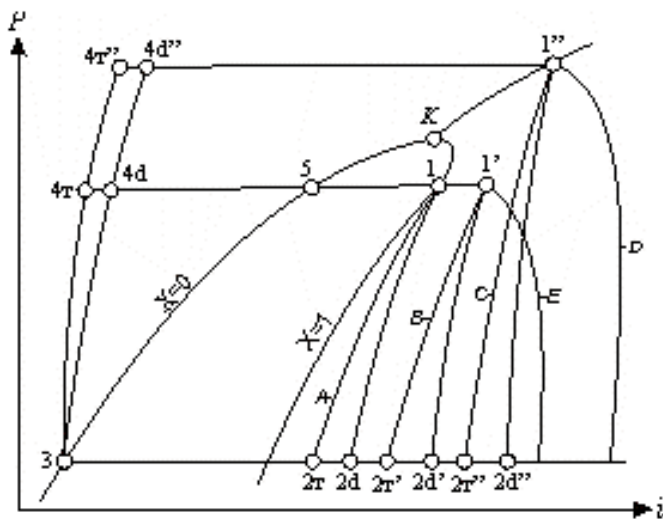


Рис. 2. Термодинамический цикл ТУЭУ на НРТ в P - i диаграмме в различных областях изменения параметров рабочего тела. A, B, C , – изоэнтропы; C, D – изотермы; точки t, d – теоретические и действительные параметры в конце расширения.

используемым в холодильной промышленности фреонам R123 и R141в. На рис. 3 приведены некоторые важные характеристики рабочих тел и циклов в виде зависимостей удельных работ цикла, а также эффективных КПД установки от начальной температуры цикла.

Отметим некоторые общие закономерности, присущие рассматриваемым НРТ. Зависимости удельных работ циклов и эффективных КПД от начальной температуры цикла носят экстремальный характер, для каждой из зависимостей существуют свои оптимальные значения. При этом абсолютные значения максимальных удельных работ циклов рассматриваемых НРТ отличаются более чем в 5 раз.

Разности между критической и температурой, соответствующей максимальной удельной работе циклов, составляют 15...25 град. И в этом диапазоне резко возрастают работы сжатия в цикле с приближением к критической температуре. Удельная работа охлаждения в цикле определяется видом НРТ.

Наиболее эффективными НРТ по термодинамическим и теплофизическим свойствам, отвечающим рассматриваемым условиям оптимальности среди выбранных веществ, являются гексан и н-пентан. Гексан, имея несколько луч-

шие термодинамические качества – удельную работу цикла, эффективный КПД, удельную работу сжатия, уступает пентану по такому важному параметру как температура самовоспламенения. Поэтому в качестве основного рабочего тела в разработках был принят н-пентан. Вместе с тем надо отметить, что в двухконтурных схемах теплоутилизирующих энергетических установок вследствие отсутствия прямого контакта НРТ с выхлопными газами, гексан может быть использован в качестве рабочего тела в силовом цикле при условии поддержания температур во втором и силовом контуре на уровне ниже температуры самовоспламенения. Интересно отметить, что фреоны обладая таким важным свойством как негорючесть и, имея вполне удовлетворительные теплофизические параметры, к сожалению, уступают гексану и н-пентану в величине максимальной удельной работы в 2...3 раза (табл. 1, рис. 3). Поэтому их применение в качестве рабочих тел в рассматриваемых паросиловых циклах нецелесообразно.

В качестве рабочего тела выбран н-пентан, в котором будет осуществляться паросиловой цикл Ренкина. Выбор области состояния рабочего тела и параметров этого цикла подробно рассмотрен в [12]. Здесь коротко остановимся на конечных выводах этой работы. Расчетные исследования показали, что при осуществлении рабочего цикла из начальных точек в области сухого насыщенного пара ($t_1=185$ °С, $P_1=2,75$ МПа), в области перегретого пара ($t_1=190$ °С, $P_1=2,75$ МПа) и в закритической области ($t_1=230$ °С, $P_1=5,4$ МПа) мощности нетто, получаемые в ТУЭУ будут незначительно возрастать. Этот прирост мощности находится в пределах 4,5 % (1785...1866 кВт) соответственно. Аналогичные результаты получены в работе [13]. Приведенные выше результаты получены при условии заданной ограниченной тепловой мощности сбросного источника теплоты. В качестве последнего рассмотрены выхлопные газы широко применяемого в ГТС Украины газотурбинного двигателя ДН-70 (с температурой 495 °С и расходом 34,9 кг/с). Это условие и параметры определяют величины температурных напорov в парогенераторе установки, а напоры в свою очередь определяют интенсивность теплопередачи и площадь теплообмена. Расчеты пока-

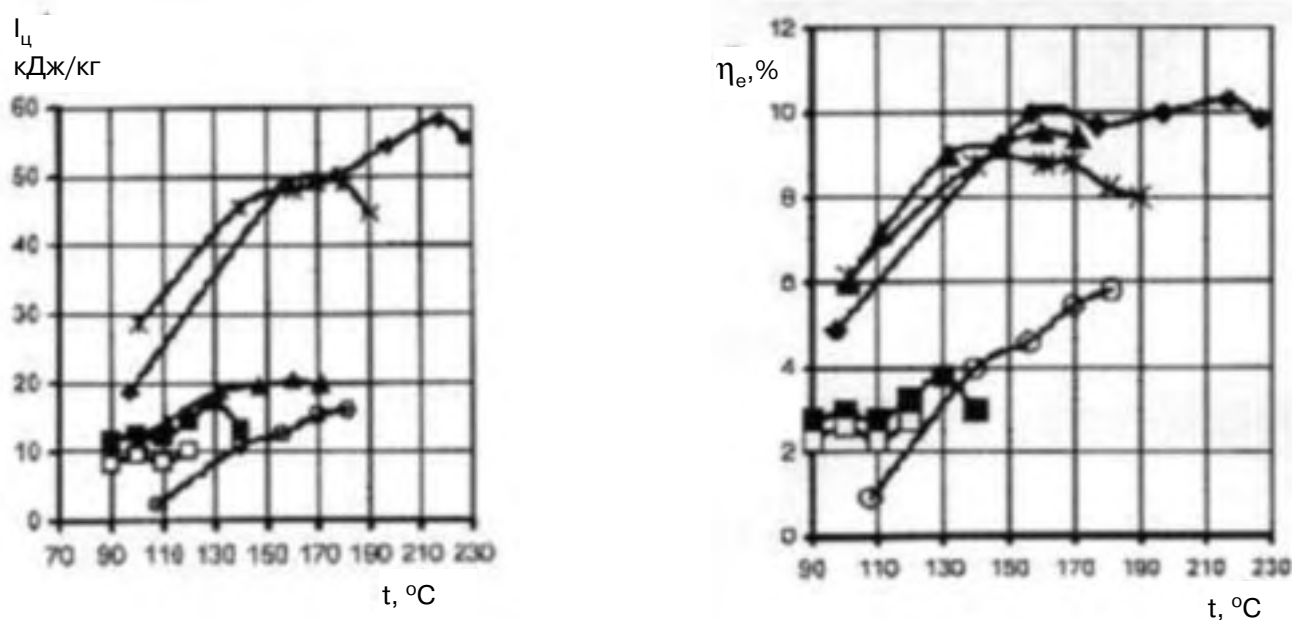


Рис. 3. Зависимости удельной работы цикла (а) и эффективного КПД установки от начальной температуры НРТ: * – *n*-пентан, ◆ – гексан, ■ – *n*-бутан, □ – изобутан, ○ – R141b, ▲ – R123.

зывают, что при работе ТУЭУ в указанных выше областях состояния температурные напоры будут снижаться в 1,4 и в 2 раза соответственно (33, 24 и 16 градусов), т.е. и по этому параметру предпочтение следует отдать первому варианту. Однако, учитывая возможные потери теплоты при транспорте пара от парогенератора к паровой турбине целесообразно применять перегрев пара (на 3...5 градусов). Мощность установки при этом практически не изменяется.

Что касается варианта работы ТУЭУ в закритической области, то, как уже отмечалось выше, хотя мощность установки и возрастает примерно на 4,5 %, но давление НРТ в контуре увеличивается почти в 2 раза, а температурный напор в парогенераторе падает в 2,1 раза. Все это будет приводить к существенному росту массогабаритных показателей и удорожанию установки. Поэтому работа с *n*-пентаном в закритической области и области существенно перегретого пара нецелесообразна. К аналогичному выводу приходят авторы работы [4,13], где сделаны выводы о том, что для рассматриваемой группы НРТ перегрев пара перед турбиной не является мерой повышения тепловой экономичности, а циклы сверхкритического давления по эффективности сравнимы с циклами докритического давления. Оптималь-

ной является область начала расширения пара из сухого насыщенного состояния или из области небольшого перегрева. В целом такой небольшой прирост мощности установки при переходе к параметрам перегретого пара или параметрам закритического состояния рассматриваемого НРТ объясняется существенным нелинейным ростом работы сжатия и охлаждения в этой области.

Как уже указывалось выше, создание теплоутилизирующих энергетических установок, использующих сбросную теплоту КС, решает ряд важных задач прежде всего в проблеме энергосбережения. Такие установки позволят без затрат дополнительного топлива полностью обеспечить КС дешевой электроэнергией для собственных технологических нужд (от 1 до 1,5 МВт), а также производить электроэнергию на продажу во внешнюю сеть. Возможным эффективным вариантом их использования является вариант с электроприводом нагнетателя или с прямым механическим приводом его от ТУЭУ, что позволяет заметно уменьшить расходы топливного газа на КС. Отметим также важный экологический момент, связанный с применением ТУЭУ на КС – снижение уровня теплового загрязнения атмосферы.

Выбор схемных решений при утилизации сбросной теплоты зависит от конкретных осо-

Табл. 1. Основные характеристики веществ, перспективных для использования в качестве низкокипящих рабочих тел в циклах теплоутилизирующих энергоустановок

Параметр	Углеводороды					Фреоны	
	Изобутан	Н-бутан	Н-пентан	Циклопентан	Гексан	R123	R141b
	C_4H_{10}	C_4H_{10}	C_5H_{12}	C_5H_{10}	C_6H_{14}	$CHCl_2CF_3$	CCl_2FCH_3
$P_{кр}$, МПа	3,71	3,747	3,414	4,61	3,05	3,67	4,12
$t_{кр}$, °C	134,98	151,93	196,65	238,0	234,0	183,0	204,0
$t_{нк}$, °C	-12,55	-0,5	35,27	49,2	68,3	27,8	32,1
$t_{св}$, °C	431,0	431,0	284,0	385,0	261,0	Негорюч	Негорюч
$t_{пл}$, °C	-145,0	-135,0	-129,7	-93,7	-95,3	< -100	< -100
Параметры НРТ в конденсаторе, принятые при расчете термодинамических циклов							
t_k , °C	40,0	35,38	35,27	---	68,3	40,0	40,0
P_k , МПа	0,53	0,33	0,10	---	0,10	0,15	0,14
Основные расчетные параметры цикла при $l_{ц, max}$							
$t_{(ц, max)}$, °C	120,0	130,0	179,0	---	217,0	160,0	181,0
$P_{(ц, max)}$, МПа	2,8	2,6	2,65	---	2,17	2,5	3,0
$l_{ц, max}$, кДж/кг	10,18	17,22	48,9	---	58,1	20,3	16,1
$l_{сж.д. (ц, max)}$, кДж/кг	25,42	23,38	25,5	---	16,2	7,29	25,7
$l_{охл. (ц, max)}$, кДж/кг	13,43	19,10	24,8	---	7,08	7,17	9,51
$\eta_t (ц, max)$, %	13,2	14,5	20,2	---	17,5	19,7	19,1
$\eta_e (ц, max)$, %	2,71	3,8	8,23	---	10,3	9,54	5,81

бенностей КС: вида КС (линейная или тупиковая) и приводных двигателей ГПА; параметров отработанных газов двигателей; соотношения тепловых эквивалентов сбросной теплоты высокого и низкого потенциалов; возможностей использования в системах охлаждения природных водяных источников; наличия свободных площадей для размещения дополнительного оборудования.

В зависимости от этих условий для выработки электроэнергии могут быть использованы следующие схемы теплоутилизирующих энергоустановок на НРТ:

а) простые – только с утилизацией высокопотенциальной теплоты отработанных газов базовой энергоустановки;

б) комплексные – с одновременной утилизацией теплоты высокого (уходящие газы) и низкого (компримируемый газ) потенциалов. При этом теплота низкого потенциала используется для подогрева НРТ после конденсатора, а высокого – для подогрева их до состояния сухого насыщенного пара в испарителе НРТ;

в) одноконтурные и двухконтурные с промежуточным высокотемпературным теплоносителем;

г) с водяным или воздушным охлаждением конденсатора НРТ;

д) с подогревом или охлаждением выхлопных газов приводных двигателей ГПА перед их подачей в теплообменники теплоутилизирующих энергоустановок.

Необходимость охлаждения (подогрева) связана с тем, что для каждого вида НРТ в цикле существует узкий диапазон максимальных температур для получения максимальной термодинамической эффективности работы ТУЭУ [5,10]. Кроме того, в установке необходимо обеспечить уровень максимальных температур рабочих и греющих сред ниже температуры самовоспламенения НРТ.

В качестве базовых приводных двигателей ГПА рассматривались основные типы установок, применяемых в системе УКРТРАНСГАЗ: ГТУ простого цикла – ГТК-10; ГТУ с регенеративным циклом – ГТК-10Р; газопаровые установки с улавливанием впрыскиваемого пара типа "Водолей" КГПТУ-16К и КГПТУ-25, находящиеся в опытно-промышленной эксплуатации [6].

Для газотурбинной установки ГТК-10Р была рассчитана ТУЭУ при температуре уходящих газов после регенератора 275 °С, а для ГТК-10 – при температуре отработанных газов после газовой турбины 542 °С.

В ГПУ КГПТУ-16К, КГПТУ-25 для утилизации используются отработанные газы непосредственно после котла-утилизатора при температуре более 160 °С. Этот уровень температур уходящих газов позволяет использовать их теплоту в теплоутилизирующих энергоустановках для получения электроэнергии. Кроме того, котел-утилизатор КГПТУ-25 при необходимости поддерживает температуру отработанных газов на выходе около 200 °С (для этого режима также была рассчитана ТУЭУ). Мощности теплоутилизирующих энергоустановок растут с увеличением температуры уходящих газов. С учетом этого был рассчитан режим с подмешиванием уходящих газов непосредственно после газовой турбины при температуре 454 °С к уходящим газам после котла-утилизатора в КГПТУ-16К при температуре 164 °С.

Рассмотрим основные результаты исследований, расчетов и разработок схем простых и комплексных ТУЭУ на н-пентане с применением для отвода теплоты как воздуха, так и воды. Принципиальные тепловые схемы ТУЭУ на базе ГТУ простого цикла, регенеративного цикла и на основе газопаровой установки типа "Водолей", приведены на рис. 4.

Методика тепловых расчетов предусматривала: расчет основных параметров смеси уходящих га-

зов базовых энергоустановок и охладителя; расчет основных параметров термодинамического цикла простой и комплексной ТУЭУ при водяном и воздушном охлаждении конденсаторов НРТ при характерных параметрах охлаждающих сред; расчет и анализ влияния режимных условий (максимальная температура НРТ в цикле, температурный напор в испарителе НРТ, температура уходящих газов из теплообменников НРТ, температура и давление в конденсаторе, вид охладителя конденсатора, вид низкокипящего рабочего тела) на расчетные характеристики ТУЭУ (расход НРТ, мощность ТУЭУ, доля сконденсировавшихся водяных паров в отработанных газах ТУЭУ).

Расчеты проводились на основании использования уравнений материального и теплового балансов и методик расчетов термодинамических циклов Ренкина. Подробная методика тепловых расчетов теплоутилизирующей энергоустановки на НРТ и значения принятых при этом КПД турбин, насосов, генераторов и др. приведена в [14].

В качестве низкокипящих рабочих тел для этих установок рассматривались н-пентан и изобутан, (входящие в группу предельных углеводородов). Как уже указывалось выше, эти вещества имеют достаточно высокую термодинамическую эффективность в диапазоне средних температур выхлопных газов, распространены и коммерчески доступны. В то же время они не оказывают отрицательного влияния на окружающую среду и разрешены к использованию международными соглашениями.

Поскольку н-пентан сохраняет свою термическую стабильность до 300 °С, то перед подачей выхлопных газов в парогенератор ТУЭУ их температуру необходимо снизить, в нашем случае, до температур не выше температуры самовоспламенения. Снижение температуры выхлопных газов целесообразно осуществлять путем подмешивания к ним атмосферного воздуха, принципиально возможен также впрыск воды.

При неизменных значениях расхода и температуры отработанных газов ГТУ эффективность ТУЭУ будет зависеть от максимальной температуры НРТ, температурных напоров в теплообменниках НРТ, температуры отработанных газов на выходе из ТУЭУ, давления в конденсаторе НРТ и других условий. Поэтому, прежде чем перейти к

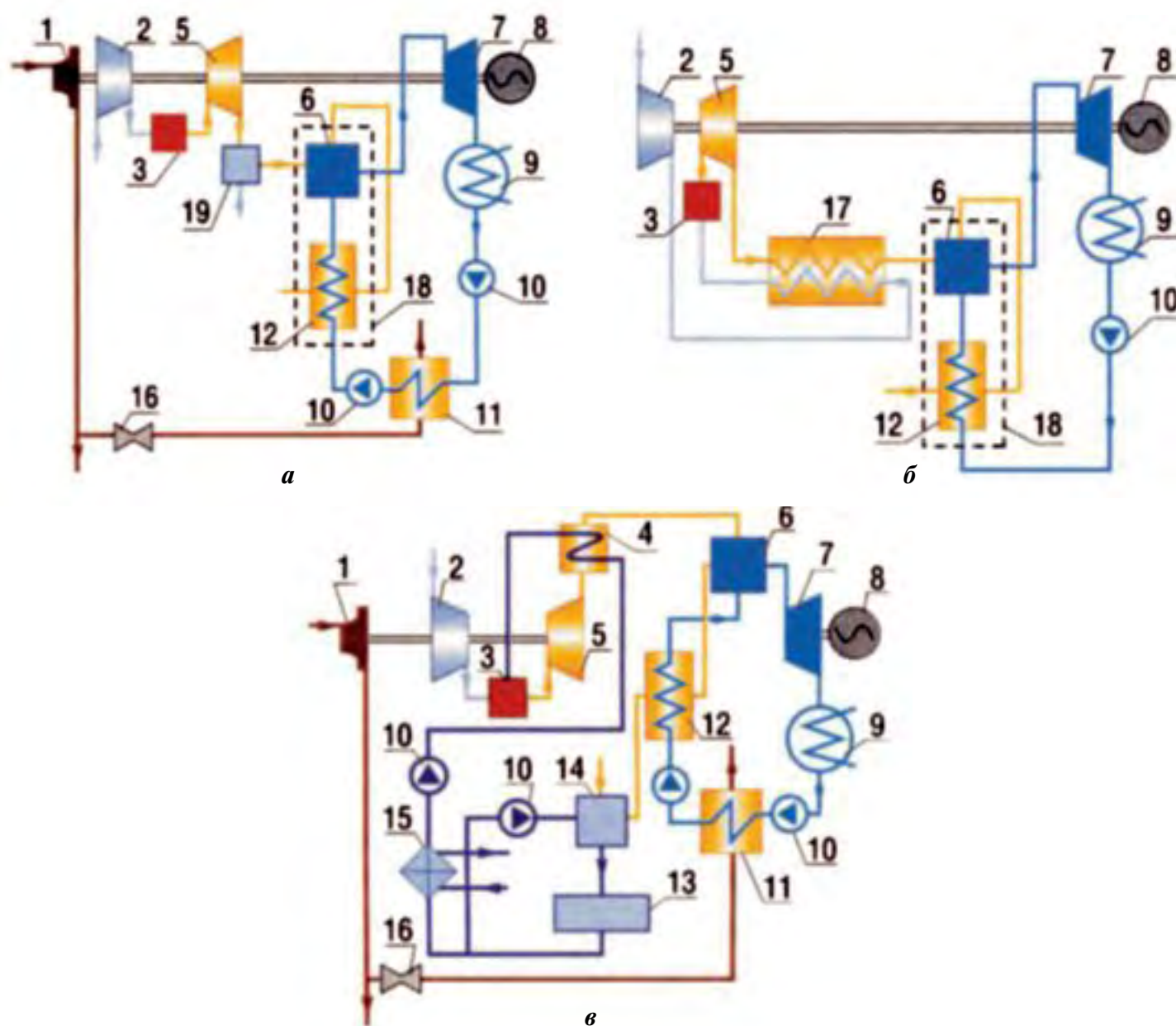


Рис. 4. Принципиальная схема комплексной теплоутилизирующей энергоустановки: а) на базе ГТУ открытого цикла типа ГТК-10; б) на базе ГТУ регенеративного цикла типа ГТК-10Р; в) типа КГПТУ-16К, комбинированной, с теплоутилизирующей энергоустановкой на низкокипящем рабочем теле. 1 – нагнетатель газа; 2 – компрессор; 3 – камера сгорания; 4 – котел-утилизатор; 5 – турбина; 6 – испаритель НРТ; 7 – паровая турбина на НРТ; 8 – электрогенератор; 9 – конденсатор НРТ; 10 – насосы; 11 – подогреватель НРТ компримированным газом; 12 – экономайзер; 13 – конденсатосборник; 14 – контактно-смешивающий конденсатор; 15 – охладитель конденсата; 16 – регулирующий вентиль; 17 – рекуператор; 18 – блок теплообменников теплоутилизирующей установки; 19 – смешивающий воздушный охладитель отработанных газов.

расчету теплоутилизирующих энергоустановок, для реальных приводных установок были проведены исследования этих закономерностей.

Всего было исследовано более двадцати вариантов энергоустановок во всем возможном спектре изменения режимных параметров [6]. Резуль-

таты расчетов их характеристик представлены в табл. 2.

Можно видеть, что лучшие показатели по мощности имеет комплексная ТУЭУ на базе ГТУ простого цикла (ГТК-10), мощность которой составит от 30 до 45 % от мощности базовой ГТУ в зависимости от вида охлаждения конденсатора (воздушное или водяное). Доля электрической мощности, вырабатываемой установкой за счет теплоты компримируемого газа, равна 9 %. Использование НРТ для охлаждения компримируемого газа позволит почти наполовину (48 %) сократить число АВО газа и в результате уменьшить электрическую мощность их вентиляторов.

Комплексная ТУЭУ на базе ГТУ регенеративного цикла (ГТК-10Р) хотя и уступает по мощности установке на базе простого цикла, развивая мощность от 18 до 24 % от мощности базовой ГТУ, но имеет вполне определенные технологические и конструктивные преимущества. Это связано с тем, что уровень температур газа после таких установок близок к оптимальному для пентанового цикла (275...320 °С), поэтому отпадает необходимость в охлаждении выхлопных газов, что упрощает конструкцию и исключает затраты электроэнергии на воздушные вентиляторы. В установке этого типа относительная доля энергии, получаемой за счет использования теплоты компримируемого газа, составляет 15...17 %. Охлаждение компримируемого газа позволяет снизить интенсивность охлаждения в АВО газа и соответственно уменьшить электрическую мощность, потребляемую воздушными вентиляторами, на 30 %.

Для ТУЭУ на базе газопаровой установки типа "Водолей" (КГПТУ-16К) с впрыском пара и улавливанием воды в контактном конденсаторе можно отметить следующие результаты: за счет утилизации теплоты компримируемого газа и отработанных газов после котла-утилизатора можно выработать 1,2...3,0 % дополнительной электрической мощности и снизить мощность используемую для охлаждения компримируемого газа на 7...8 %; снижение температуры парогазовой смеси, поступающей после парогенератора ТУЭУ в контактный конденсатор за счет отбора теплоты в цикл ТУЭУ, уменьшает на 20 % расходы охлаждающего конденсата в контуре охлаждения и воды для охлаждения холодильника. Соот-

ветственно снижаются и мощности на привод циркуляционных насосов в контурах охлаждения; за счет подмешивания в парогазовую смесь на выходе из котла-утилизатора высокотемпературных газов после других, параллельно работающих газовых турбин, мощность ТУЭУ можно увеличить более чем вдвое. При этом температура газов на выходе из ТУЭУ снижается почти до 40 °С, что приводит к конденсации около 70 % паров воды, содержащихся в отработанных газах, и существенно снижает нагрузку на контактный конденсатор; при использовании КГПТУ-25 в качестве базовой установки мощность теплоутилизующей энергоустановки возрастает до 502 кВт.

Для всех рассмотренных схем ТУЭУ были проведены тепловые, аэродинамические и гидравлические расчеты, в результате чего были определены основные характеристики и весогабаритные показатели основного тепломеханического оборудования — парогенераторов, газожидкостных охладителей компримируемого газа, паровых турбин. Данные о них можно найти в [5,6].

Двухконтурные ТУЭУ с высокотемпературным промежуточным теплоносителем целесообразны при утилизации сбросной теплоты от базовых ГТУ простого цикла с повышенной температурой выхлопных газов. Принципиальная тепловая схема такой установки представлена на рис. 1. Из имеющихся веществ наиболее подходящей по своим теплофизическим свойствам является дифенильная жидкость, достаточно широко применяемая в металлургии в качестве высокотемпературного теплоносителя, сохраняющая термическую стабильность до 380 °С.

Как показывают расчетные исследования, переход к двухконтурной схеме ТУЭУ практически не изменяет термодинамических показателей установки в сравнении с одноконтурной при одной и той же базовой ГТУ во всех рассматриваемых областях состояния рабочего тела [12]. Преимущества этой схемы состоят, во-первых, в отсутствии необходимости газоздушного смесителя для охлаждения выхлопных газов, во-вторых, в снижении габаритов и массы парогенератора и, в третьих, в существенно (примерно вдвое) более высоких тепловых напорах в первом контуре парогенератора. К недостаткам надо отнести конструктивные и технологические осложнения ус-

Табл. 2. Расчетные характеристики комбинированных газотурбинных энергоустановок с теплоутилизирующими контурами на н-пентане

Параметр и размерность	Тип базовой энергоустановки									
	КГПТУ-16К (N=16 МВт)		КГПТУ-25 (N=25 МВт)		ГТК-10P (N=10 МВт)		ГТН – 10 (N=10 МВт)			
Температура отработанных газов ГТУ, °С	164		166		275		542			
Расход отработанных газов ГТУ, кг/с	44,5		72,7		86		86			
Вид охлаждения отработанных газов ГТУ	нет		нет		нет		Подмешивание воздуха			
Температура газов на входе/выходе теплоутилизирующей установки, °С	164/66,3 (простая)/ 82,5(комплексная)		166/65,1		275/70		300/70			
Расход греющих газов через теплоутилизирующую установку, кг/с	44,5		72,7		86		174,6			
Охлаждение конденсатора	вода- ное	воздуш- ное	вода- ное	воздуш- ное	вода- ное	воздуш- ное	вода- ное	воздуш- ное	вода- ное	воздуш- ное
Температура охлаждающей среды на входе/выходе конденсатора, °С	20/25	20/25	20/25	20/25	20/25	20/25	20/25	20/25	20/25	20/25
Давление в конденсаторе, бар	0,81	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Температура н-пентана в конденсаторе, °С	30	38	38	38	38	38	38	38	38	38
Температура н-пентана перед турбиной, °С	100	90	100	100	150	150	170	170	170	170
Давление н-пентана перед турбиной, бар	6,0	4,8	6,0	6,0	16,1	16,1	22,9	22,9	22,9	22,9
Расход н-пентана, кг/с	11,3	12,7	21,4	21,4	46,15	46,15	90,94	90,94	90,94	90,94
Температура компримированного газа на входе/выходе комплексной ТУЭУ, °С	70/35	70/35	70/35	70/35	70/35	70/35	70/35	70/35	70/35	70/35
Расход компримированного газа через комплексную теплоутилизирующую установку, кг/с	8,65	9,73	16,34	16,34	40,15	40,15	55,67	55,67	55,67	55,67
Доля охлажденного компримированного газа от его расхода через один ГПА, %	7,4	8,3	13,9	13,9	34,6	34,6	48	48	48	48
Эффективная электрическая мощность нетто теплоутилизирующей установки, кВт	470,4	190,4	795	502,5	2400	1800	4500	4500	4500	3090
В том числе ее относительная доля за счет использования теплоты компримированного газа, %	17	17	17	17	17	15	9	9	9	9
Относительный прирост мощности комбинированной энергоустановки за счет ТУЭУ, %	2,94	1,19	3,18	2,0	24,0	18,6	45,0	45,0	45,0	30,9

Табл. 3. Основные характеристики теплоутилизирующих энергоустановок на н-пентане, работающих за счет использования теплоты отработанных газов приводных двигателей ГПА, установленных на КС

Параметр	Базовая ГТУ			
	ГТНР-10	ДН-70	ДГ-90	ДН-80
Расход НРТ, кг/с	39,05	26,74	47,48	66,38
Тепловая мощность турбины брутто, кВт	3289	2252	3999	5590
Электрическая мощность энергоустановки нетто, кВт	2574	1728	3069	4290
Мощность насоса НРТ, кВт	328,9	225,2	399,9	559,0
Мощность, затраченная на охлаждение конденсаторов, кВт	277,0	189,6	336,8	470,9
Тепловая мощность парогенератора, кВт	20927	14330	25445	35573
Тепловая мощность конденсатора, кВт	18456	12638	22440	31373
Мощность базовой энергоустановки, МВт	10	10	16	25
Относительный прирост электрической мощности комплексной энергоустановки за счет теплоутилизирующей энергоустановки, %	25,24	17,28	19,18	17,16
Количество установленных воздушных конденсаторов типа АВЗ, шт.	14	9	16	23
Суммарная масса установленных конденсаторов типа АВЗ, т	686	441	784	1127

тановки, а также необходимость во втором теплоносителе.

Наиболее эффективно задача повышения глубины охлаждения компримируемого газа решается с помощью применения холодильных машин, работающих последовательно с аппаратами воздушного охлаждения газа. Нами были рассмотрены возможности применения наиболее распространенных типов таких машин, а именно: парожеткорных, абсорбционных, пароконпрессорных, а также с помощью эффектов, получаемых в турбодетандерных установках и холодильных установках, использующих эффект дросселирования газов или воздуха [2,8,9]. При решении этой задачи было поставлено условие не только не повышать энергопотребление КС, но по возможности снизить его, удовлетворяя собственные нужды КС в электроэнергии за счет сбросной теплоты ГПА с помощью ТУЭУ.

Из названных выше типов холодильных машин, машины с дросселированием газов, обладающая конструктивной простотой и надежностью, имеют наименьшую удельную холодопроизводительность, не обеспечивающую решение постав-

ленной задачи [2,11]. Турбодетандерные холодильные машины обеспечивают получение более высоких удельных холодопроизводительностей, однако они требуют значительных механических или электрических мощностей извне для привода компрессора, сжимающего рабочее тело перед подачей его в турбодетандер. Для получения такой мощности можно использовать ТУЭУ, работающие на сбросной теплоте КС. Таким образом, эту установку следует отнести к классу комплексных теплоутилизирующих энергохолодильных установок. Потенциальные возможности в производстве таких мощностей, которые можно получить на базе некоторых основных типов приводных ГТУ, используемых в системе УКРТРАНСГАЗа, представлены в табл. 3. Эффективность турбодетандерной холодильной машины зависит от свойств используемого рабочего тела. В табл. 4 приведены результаты расчетов основных характеристик турбодетандерных холодильных машин, использующих четыре вида рабочих тел: воздух, н-пентан, метан и пропан. В качестве базового приводного двигателя рассматривалась газотурбинная установка ДН-90 мощностью 16 МВт. При расчете учитывались все за-

Табл. 4 Основные характеристики теплоутилизирующих турбодетандерных холодильных машин на различных рабочих телах

Параметр	Рабочее тело			
	Воздух	Н-пентан	метан	Пропан
Давление рабочего тела, бар: перед компрессором	1,0	0,26	5,0	3,0
за компрессором	2,0	0,98	10,0	10,0
Температура рабочего тела за детандером, °С	-5,1	8,0	1,43	-1,5
Холодильный коэффициент действительный	0,892	1,634	1,357	1,568
Коэффициент теплоиспользования действительный	0,112	0,205	0,170	0,197
Холодильная мощность машины, кВт	2853	5226	4339	5015
Тепловая мощность проохладителя, кВт	7078	8795	7697	8417
Глубина охлаждения компримированного газа, °С	3,94	7,31	6,07	7,01
Установленное количество охладителей (типа АВЗ) проохладителя, шт.	6	7	6	6
Суммарная масса воздушных охладителей, т	294	343	294	294

траты энергии на собственные нужды установки за счет ТУЭУ. Как видно из табл. 4, дополнительная глубина охлаждения газа после АВО в зависимости от вида рабочего тела составляет 4...7 град.

Практически близкой к турбодетандерной по основным характеристикам – холодильному коэффициенту, коэффициенту теплоиспользования, является парожеторная холодильная машина. Серьезным преимуществом этих машин является их простота, надежность, отсутствие механически движущихся деталей (за исключением насоса хладагента). Для функционирования их необходима практически только тепловая энергия, поэтому эти машины относятся к классу теплоутилизирующих холодильных установок. Однако они могут использоваться и в составе комплексных теплоутилизирующих энергохолодильных установок. Нами были исследованы оба варианта таких установок в составе ГПА с приводной ГТУ ДН-90.

Вариант тепловой схемы ТУХУ с парожеторной холодильной машиной представлен на рис. 5. По соображениям термодинамической эффективности в качестве рабочего тела принят н-бутан. Расчеты показали, что при этом может быть достигнута глубина охлаждения газа порядка 10...15 град. При совместном использовании холодильной машины

и АВО газа можно существенно снизить температуру компримированного газа и заметно повысить производительность газопровода, особенно в летнее время. Повысить эффективность этой холодильной машины можно путем замены одноступенчатых эжекторов на двухступенчатые, что может ощутимо повысить коэффициент теплоиспользования и глубину охлаждения. При температурах наружного воздуха 20 °С и ниже возможно полностью исключить затраты электроэнергии на привод вентиляторов АВО [8,9].

Был также рассмотрен вариант использования парожеторной холодильной машины в составе комплексной теплоутилизирующей энергохолодильной установки. Тепловая мощность, отводимая в холодильную машину, определяется как разность мощностей сбросной теплоты ГПА и теплоты, отводимой на покрытие собственных нужд всей установки. Результаты расчетов характеристик холодильной части установки представлены в табл. 5. Можно видеть, что глубина охлаждения компримированного газа в этой холодильной машине несколько выше, чем в турбодетандерной, и составляет 5,6...8,5 град.

Абсорбционные холодильные машины, хотя и обладают лучшими холодильными характеристиками, для условий работы КС дороги, слишком сложны в конструкции и в эксплуатации и поэто-

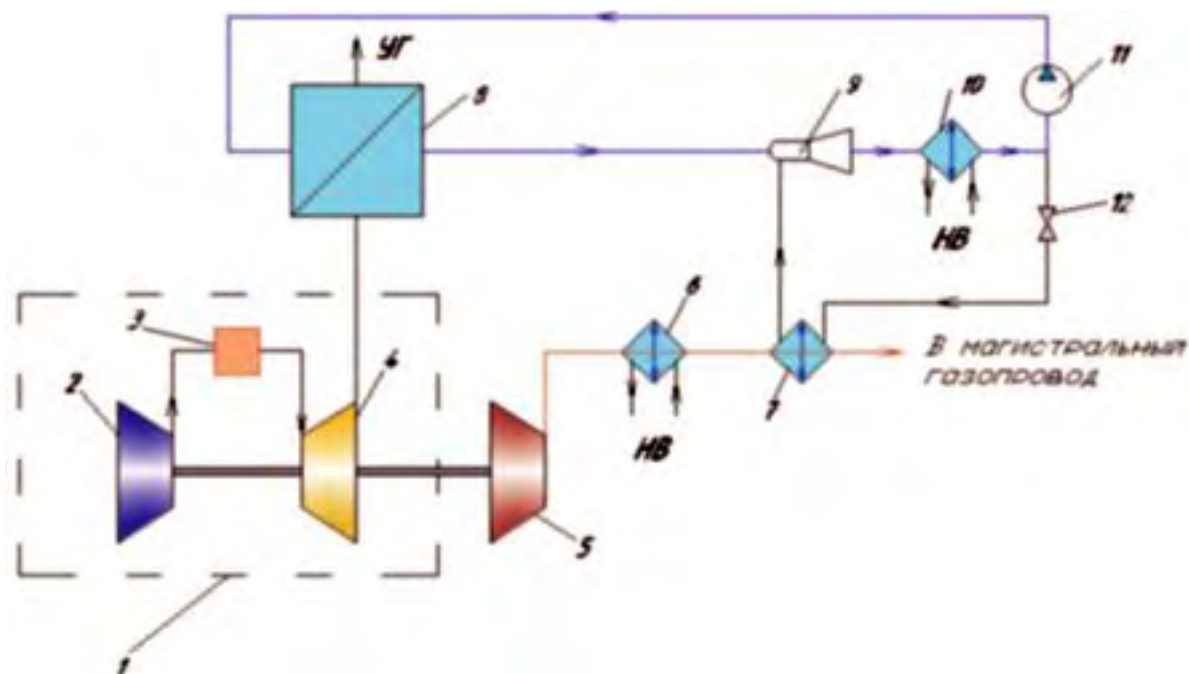


Рис. 5. Схема ГТУ с теплоутилизирующей парожетной холодильной машиной: 1 – ГТД; 2 – воздушный компрессор; 3 – камера сгорания; 4 – турбина; 5 – нагнетатель; 6 – воздушный охладитель компримированного пара хладагента; 7 – испаритель хладагента- охладитель компримированного газа; 8 – генератор пара хладагента;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

му не рассматриваются здесь. Наиболее эффективной по своим холодильным характеристикам является турбопарокомпрессорная холодильная машина, холодильные коэффициенты и коэффициенты теплоиспользования которой практически в 3 раза выше, чем у всех рассмотренных машин. Тепловая схема и рабочий цикл такой установки в $P-i$ диаграмме представлен на рис. 6. Принципиальная тепловая схема теплоутилизирующей энергохолодильной установки с турбокомпрессорной холодильной машиной и энергетической паросиловой установкой в составе основного энергетического оборудования КС приведена на рис. 7. Принципиальным моментом в этой схеме является вопрос выбора рабочего тела, которое обеспечивало бы удовлетворительные термодинамические и теплофизические характеристики как в энергетическом, так и в холодильном циклах во всем диапазоне работы установок, поскольку переход на два рабочих тела заметно усложняет как конструкцию установки, так и условия эксплуатации. Из всех рассмотрен-

ных нами НРТ наиболее оптимальным следует признать н-пентан. В табл. 6 представлены результаты расчетов турбокомпрессорных холодильных машин на н-пентане, работающих в составе энергохолодильных установок с несколькими основными типами приводных ГТУ (ГТНР-10, ДН-70, ДН-90, ДН-80) мощностью от 10 до 25 МВт. Рассматривались варианты простых установок без использования теплоты компримированного газа в энергетическом контуре. Как и в рассмотренном выше случае, в холодильный контур подводится сбросная теплота ГТУ за вычетом теплоты, потребляемой в энергетическом контуре на удовлетворение собственных нужд установки. Приведенные результаты представлены из расчета тепловых балансов на один ГПА. Полученные глубины охлаждения газа по установкам с различными ГТУ находятся на уровне 16,6...25 град., что существенно (в 3...5 раз) превышает аналогичные величины в рассмотренных выше установках и свидетельствует о перспективности их применения в ГТС.

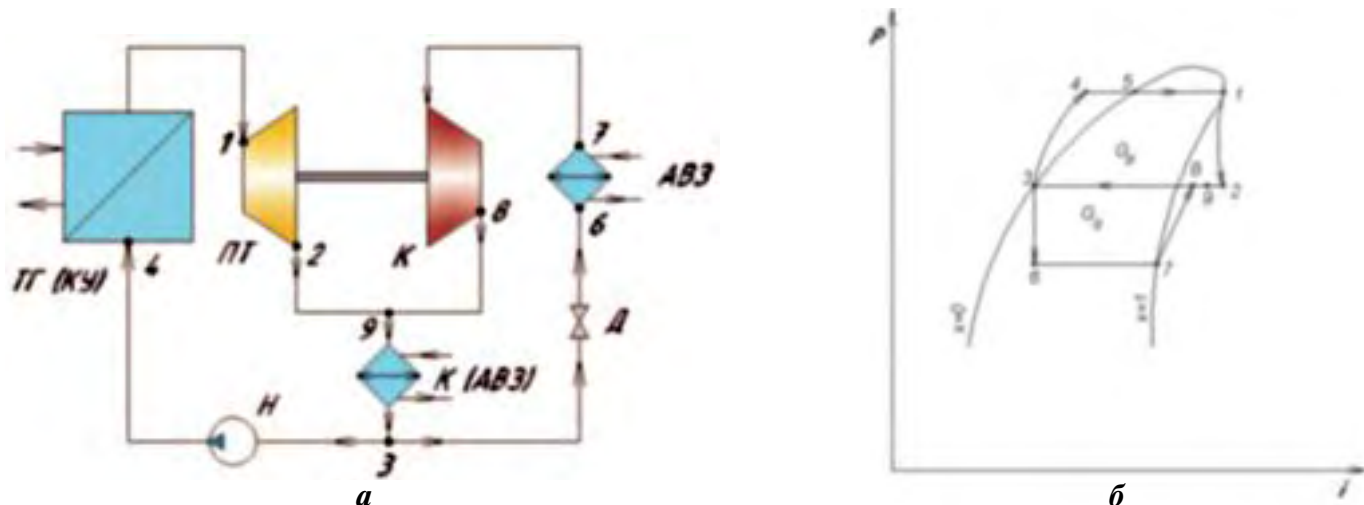


Рис. 6. Схема (а) и цикл (б) теплоутилизирующей турбокомпрессорной холодильной машины: 1-9 обозначение рабочих точек цикла и их функциональное размещение на схеме установки.

Табл. 5. Теплоутилизирующие парожеторные холодильные машины на н-бутане

Параметр	Базовая энергоустановка			
	ГТНР-10	ДН-70	ДГ-90	ДН-80
Расход НРТ в рабочем контуре, кг/с	48,044	32,913	58,383	81,63
Расход НРТ в холодильном контуре, кг/с	11,050	7,570	13,428	18,776
Коэффициент инжекции	0,23	0,23	0,23	0,23
Холодильный коэффициент	1,293	1,293	1,293	1,293
Коэффициент теплоиспользования действительный	0,159	0,159	0,159	0,159
Мощность парогенератора, кВт	20928	14337	25432	35557
Холодильная мощность, кВт	3786	2594	4601	6434
Расход компримируемого газа, кг/с	150,0	150,0	272,6	385,3
Глубина охлаждения компримированного газа, °С	8,45	5,79	5,64	5,59
Тепловая мощность конденсатора, кВт	23856	16343	28990	40534
Количество установленных воздушных конденсаторов типа АВЗ, шт.	17	12	21	29
Суммарная масса установленных конденсаторов, т	833	588	1029	1421

Дальнейшее совершенствование тепловых схем рассматриваемых установок с целью повышения энергоэффективности разрабатываемых энергохолодильных технологий будет связано с исследованием возможностей использования в разработанных схемах циклов теплонасосных установок (т.е. циклов обращенных холодильных машин) в контурах передачи и трансформации низкопотенциальной теплоты.

Предложенные безводные технологии использования сбросной теплоты компрессорных стан-

ций с помощью теплоутилизирующих энергетических и энергохолодильных установок на низкипящих рабочих телах позволяют решить ряд важных задач в области энергосбережения, а именно: сокращения расхода топливного газа и повышения производительности перекачки газа в газотранспортных системах. На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

– теплоутилизирующие энергетические установки с воздушными конденсаторами на базе

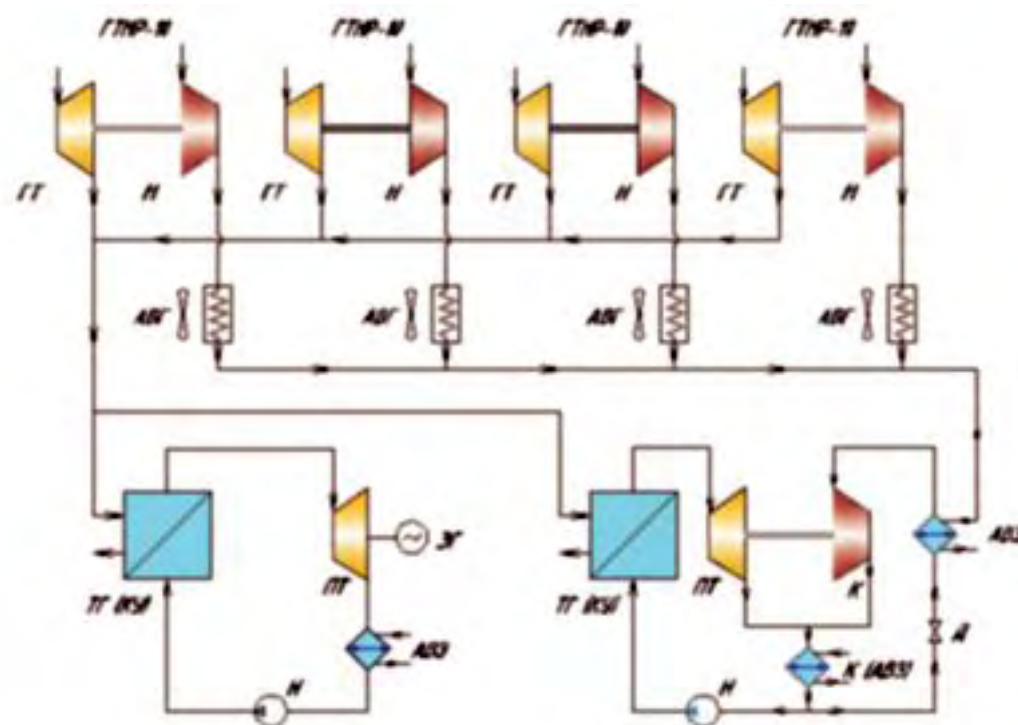


Рис. 7. Принципиальная тепловая схема теплоутилизующей энергохолодильной установки в составе КС: ГТ – газовая турбина; Н – нагнетатель; АВГ – аппарат воздушного охлаждения; ТГ – теплогенератор; ПТ – паровая турбина; ЭГ – электрогенератор; К (АВЗ) – конденсатор; НК – насос конденсационный, Д – дроссель; К – компрессор.

Табл. 6. Теплоутилизующие турбокомпрессорные холодильные машины на н-пентане

Параметр	Базовая энергоустановка			
	ГТНР-10	ДН-70	ДГ-90	ДН-80
Механическая мощность энергоустановки нетто, кВт	2629	1800	3197	4469
Расход НРТ в холодильном контуре, кг/с	32,1	22,0	39,0	54,5
Тепловая мощность конденсаторов холодильного контура, кВт	12238	8379	14882	20803
Холодильная мощность машины, кВт	9811	6718	11931	16678
Действительный холодильный коэффициент	4,037	4,037	4,037	4,037
Действительный коэффициент теплоиспользования	0,469	0,469	0,469	0,469
Расход компримированного газа, кг/с	150,0	150,0	272,6	385,3
Глубина охлаждения компримированного газа, °С	24,9	17,1	16,7	16,5
Количество установленных воздушных конденсаторов типа АВЗ, шт.	10	7	12	16
Суммарная масса установленных конденсаторов, т	490	343	588	784

ГТУ простого и регенеративного цикла могут дополнительно вырабатывать до 18...30 % механической или электрической мощности от базовой мощности ГТУ, что позволяет не только обеспечивать собственные нужды КС в электроэнер-

гии, но и передавать ее избыток в сеть; возможен также вариант использования этой энергии на привод дополнительного нагнетателя; в газопаровых установках с регенерацией воды из уходящих газов дополнительная выработка электриче-

ской мощности за счет энергоустановок на НРТ невелика – от 1,2 до 3,0 %, но целесообразность их использования обоснована снижением зависимости в потреблении электроэнергии КС от внешней сети, а также экономией воды на охлаждение конденсатора и соответственно уменьшением энергетических затрат на ее прокачку;

– теплоутилизирующие энергоохлаждающие установки, обеспечивая собственные нужды КС в электроэнергии, позволяют увеличить глубину охлаждения компримируемого газа; наилучшие показатели по холодопроизводительности имеет турбопарокомпрессорная установка, обеспечивающая повышение глубин охлаждения газа на 16...25 град., что в 3...5 раз превышает эффекты, получаемые при применении других рассмотренных холодильных машин; вместе с тем не следует исключать возможность использования в ряде случаев теплоутилизирующих холодильных установок с парожетторными холодильными установками, которые, обеспечивая более низкие глубины охлаждения газа (10...15 град.), имеют серьезные преимущества в простоте конструкции, надежности эксплуатации и стоимости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Динков В.А., Грищенко А.И., Васильев Ю.Н., Мужиловский П.И. Повышение эффективности использования газа на компрессорных станциях. М.: Надра. – 1981. – 296 с.
2. Билека Б.Д., Васильев Е.П. Использование комплексных теплоутилизирующих энергоохлаждающих установок на низкокипящих рабочих телах для повышения эффективности работы компрессорных станций // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004, вып. 7(15). – С. 8–12.
3. Leibowitz H., Schochet D.N., Generating Electric Power From Compressor Station Residual Heat // Pipeline and Gas Journal. – 2001. – № 11. – PP. 24–26.
4. Сапожников М.Б., Тимошенко Н.И. Электрические станции на низкокипящих рабочих телах // Теплоэнергетика. – 2005. – № 3. – С.73–77.
5. Билека Б.Д., Васильев Е.П., Клименко В.М., Коломеев В.М., Избаш В.И., Костенко Д.А., Кривуца В.А. Комплексне використання утилізаційних енергоустановок на КС для підвищення ефективності ГПА // Нафтова і газова промисловість. – 2001. – № 4. – С. 40–43.
6. Билека Б.Д., Васильев Е.П., Кабков В.Я., Костенко Д.А., Избаш В.И., Коломеев В.Н. Утилизация сбросной теплоты ГПА в энергоустановках с низкокипящими рабочими телами // Газотурбинные технологии. – 2002, №5(20). – С. 6–10.
7. Билека Б.Д., Васильев Е.П., Кабков В.Я. Автономное электроснабжение компрессорных станций с газотурбинным приводом ГПА на основе теплоутилизационных энергоустановок на низкокипящих рабочих телах // Авиационно-космічна техніка і технологія. Зб. Наук. Праць. – 2002, вип.31. – С. 14–16.
8. Билека Б.Д., Клименко В.Н., Захаров Ю.В., Радченко Н.И., Сирота А.А. Контуры на низкокипящих рабочих телах для комплексной утилизации теплоты в газопаротурбинных установках // Холодильная техника и технологии. – 2002. – Вып. 3. – С. 15–16.
9. Билека Б.Д., Радченко Н.И., Сирота А.А. Теплоиспользующие контуры ГТУ для охлаждения компримированного газа на газоперекачивающих станциях // Промышленная теплотехника. Приложение к журналу. – 2003. – Т. 25, № 4. – С. 24.26.
10. Билека Б.Д., Васильев Е.П. Низкокипящие вещества для работы в качестве рабочих тел в теплоутилизирующих энергоустановках на компрессорных станциях магистральных газопроводов // Авиационно-космічна техніка і технологія. – 2003. – Вып.7 (42). – С. 33–36.
11. Билека Б.Д., Васильев Е.П., Избаш В.И., Коломеев В.Н. Комбинированная энергосберегающая технология перекачки газа для компрессорных станций магистральных газопроводов // Компрессорная техника и пневматика в XXI веке // Труды XIII Международной научно-технической конференции по компрессоростроению. – 2004, Сумы, т. II. – С. 156–162.
12. Билека Б.Д., Васильев Е.П., Кабков В.Я. Выбор схемы теплоутилизирующей энергоустановки и основных параметров термодинамического цикла на низкотемпературных рабочих телах // Наукові праці. Т.43, вип.30, Техногенна безпека. – Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П.Могили. 2005. – С. 58–62.

13. Сапожников М.Б., Тимошенко Н.И. Предельная эффективность электрических станций на низкокипящих рабочих телах // Теплоэнергетика. – 2005. – № 4. – С. 68 – 72.

14. Долинский А.А., Клименко В.Н., Билека Б.Д., Васильев Е.П. Применение двухконтурных паро-

турбинных энергоустановок на низкокипящих рабочих телах в условиях геотермальных месторождений Украины // Пром.теплотехника. – 2000. – № 3. – С. 30–42.

Получено 21.03.2006 г.