

УДК 621.438

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА БЕСКОМПРЕССОРНОЙ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ

© 2021 г. М. В. Синкевич¹, Э. Р. Рамазанов^{1,2}, Ю. А. Борисов^{1,3,*}, О. С. Попель¹, А. А. Косой¹

¹Объединенный институт высоких температур РАН, Москва, Россия

²Российский университет дружбы народов, Москва, Россия

³Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

*E-mail: boricovyu@gmail.com

Поступила в редакцию 26.03.2020 г.

После доработки 04.08.2020 г.

Принята к публикации 14.10.2020 г.

Разработана математическая модель теплофикационной бескомпрессорной парогазовой установки с широким диапазоном независимого регулирования тепловой и электрической нагрузок и удалением из цикла углекислого газа, образовавшегося в результате сгорания топлива, в жидкой фазе. Проведены расчеты для анализа взаимного влияния основных параметров тепловой схемы на характеристики цикла. Показано, что в бескомпрессорном цикле может быть достигнут коэффициент полезного действия по отпуску электроэнергии, близкий к значениям лучших технологий для парогазовых установок. При этом бескомпрессорная установка наряду с электроэнергией может производить и полезное тепло. Совместное производство электроэнергии и тепла обеспечивает возможность достижения коэффициента использования топлива, отнесенного к высшей теплотворной способности топлива, превышающего 90%.

DOI: 10.31857/S0040364421040190

ВВЕДЕНИЕ

Технологии производства электрической энергии и тепла постоянно совершенствуются. Коэффициент полезного действия (КПД) лучших парогазовых установок (ПГУ) уже превышает 60% [1]. Но с учетом того, какое место занимает энергетика в жизнедеятельности человечества, требования к энергетическим установкам постоянно растут. Стремление к повышению тепловой экономичности производства энергии в последнее время активно дополняется требованиями экологического плана. Первостепенное внимание уделяется воздействию энергетических установок на окружающую среду (особенно выбросам углекислого газа). Ведется поиск новых циклов и схем, позволяющих сократить выбросы в атмосферу образовавшегося в результате сгорания топлива углекислого газа [2–6]. Среди предлагаемых и реализуемых циклов и схем большой интерес представляет цикл бескомпрессорной парогазовой установки (БКПГУ) [7–10]. В этом цикле все компоненты рабочего тела (топливо, кислород, балластирующие продукты сгорания – CO_2 и H_2O) в исходном состоянии находятся в жидкой фазе. Их давление повышается насосным оборудованием. Оценочные расчеты показали, что этот цикл по электрической эффективности вполне конкурентоспособен по сравнению с другими предлагаемыми установками, такими как

[6], и становится особенно привлекательным, когда установка ориентирована на совместное производство электрической энергии и тепла [7]. При этом CO_2 выводится из цикла в жидкой фазе, что безусловно облегчает дальнейшие операции с ним.

Следует отметить, что анализу и оптимизации термодинамических параметров в большей части работ, посвященных циклам с кислородным сжиганием топлива, к которым относится предлагаемая БКПГУ, уделено мало внимания. Как правило, дается описание схемных решений, приводятся выбранные параметры и соответствующие им показатели экономичности без какой-либо оптимизации. Сказанное в полной мере относится и к БКПГУ. В [5] параметры выбраны на основе приближенных оценок и показана конкурентоспособность предлагаемой энергоустановки. Для оптимизации параметров таких энергетических установок необходимо разработать инструмент для поиска оптимальных решений и выполнить с его помощью системные исследования взаимосвязей между термодинамическими параметрами. В представленной работе описан такой математический аппарат для поиска оптимальных значений основных термодинамических параметров БКПГУ. К наиболее значимым параметрам можно отнести степень расширения рабочего тела в парогазовой турбине, начальное давление

и температуру цикла (на входе в парогазовую турбину), соотношение углекислотной и водяной долей в рабочем теле цикла. Решаемая оптимизационная задача многокритериальная. К числу основных критериев относятся: КПД установки по отпуску электроэнергии, коэффициент использования тепла топлива (КИТТ), соотношение полезных тепловой и электрической мощностей, достижимый температурный уровень полезного тепла.

Проектирование новой установки и даже существенная модернизация серийных установок начинаются с оптимизации термодинамических параметров. Опыт создания традиционных газотурбинных и парогазовых установок показывает, что один из важнейших параметров — степень повышения (или понижения) давления рабочего тела. Этот параметр имеет выраженное оптимальное значение. На величину оптимального значения оказывает сильное влияние множество факторов: вид термодинамического цикла, начальная температура цикла, эффективность отдельных процессов. Подходы к поиску оптимальных параметров в традиционных ПГУ вполне актуальны и для БКПГУ. Только в последнем случае необходимо учитывать большее количество влияющих факторов. Для БКПГУ одним из важнейших параметров является соотношение компонентов рабочего тела (соотношение подаваемых в камеру сгорания CO_2 и H_2O).

На данной стадии разработки говорить о полном комплексе оптимальных параметров БКПГУ преждевременно. На оптимальное соотношение параметров влияют конкретные проектные решения, но определение взаимозависимости и коэффициентов влияния параметров на показатели эффективности установки является важной задачей на самых ранних стадиях создания новой техники.

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ

Для проведения исследований разработана математическая модель энергетической установки, работающей по схеме бескомпрессорного цикла. Моделируемая установка работает следующим образом: насосное оборудование повышает давление компонентов рабочего тела, находящихся в исходном состоянии в жидкой фазе, до величин, необходимых для подачи в камеру сгорания. После насосного оборудования жидкие компоненты под высоким давлением направляются в теплообменное оборудование. Холод жидких кислорода и метана используется для конденсации части углекислоты в конденсаторе CO_2 . Недогрев O_2 и CH_4 до температуры конденсации CO_2 в модели учитывается коэффициентами эффективности соответствующих секций конденсатора CO_2 . После конденсатора CO_2 кислород и метан вместе с CO_2 в сверхкритическом состоя-

нии подаются в водяные подогреватели. Для подогрева используется вода, нагретая в контактном конденсаторе низкого давления. В свою очередь греющая вода подогревателей O_2 и CH_4 охлаждается до температуры, близкой к температуре конденсации CO_2 , и используется для охлаждения отработавшего рабочего тела и конденсации остатков водяного пара во второй секции контактного конденсатора низкого давления. Недогрев или недоохлаждение до теоретически возможных температур учитываются соответствующими коэффициентами эффективности подогревателей.

После подогревателей кислород и метан подаются через трубопроводную систему с запорной и регулирующей арматурой в зону горения камеры сгорания. Подогретый водой CO_2 подается во вторую секцию рекуператора, где рекуперировается тепло рабочего тела, оставшееся после первой секции. В первую секцию рекуператора подается вода из насоса питательной воды со сверхкритическим давлением. Первая и вторая секции рекуператора представлены степенями рекуперации первой и второй секций рекуператора и коэффициентами восстановления полного давления каждого из теплоносителей в обеих секциях. После секций рекуператора нагретые продуктами сгорания в сверхкритическом состоянии H_2O и CO_2 через запорно-регулирующую арматуру подаются в различные зоны камеры сгорания. Общее количество H_2O и CO_2 регулируется таким образом, чтобы температура рабочего тела на входе в турбину имела заданную величину. На рис. 1 приведена расчетная схема с указанием расчетных сечений.

На данной стадии исследований выбран относительно невысокий уровень детализации расчета, но вполне достаточный для решения поставленных задач. Все крупные компоненты установки рассматриваются как “черные ящики”, работа которых описывается интегральными уравнениями и набором коэффициентов, определяющих эффективность моделируемого элемента. Все моделируемые компоненты можно разбить на несколько групп. К первой группе можно отнести турбомашины (турбины, компрессоры). Компоненты этой группы описываются уравнением адиабатического сжатия/расширения, а в качестве коэффициента, определяющего эффективность, принимается адиабатический КПД процесса $\eta_{\text{ад}}$. Во вторую группу отнесено теплообменное оборудование. Моделируется теплообменное оборудование как неконтактного, так и контактного типа, когда теплоносители находятся в разных фазовых состояниях и тепло передается прямым контактом между теплоносителями. Особенность такого теплообменного оборудования заключается в том, что одновременно с передачей тепла происходит еще и массообмен. Эти компоненты опи-

сываются уравнениями сохранения энергии и массы. Эффективность теплообменного оборудования определяется тремя коэффициентами: тепловой эффективностью Θ , коэффициентом гидравлического сопротивления по горячему теплоносителю ν_r и коэффициентом гидравлического сопротивления по холодному теплоносителю ν_x .

Большая группа компонентов влияет на работу установки только посредством сопротивления движению рабочего тела и учитывается в общей модели коэффициентом восстановления полного давления. В эту группу входят газоходы, трубопроводы, арматура, форсунки и др. Еще одна группа – насосное оборудование (устройства, повышающие давление несжимаемой жидкости). Теоретически необходимая мощность насоса равна произведению объемного расхода перекачиваемой жидкости на разницу давлений между входом и выходом из насоса. Эффективность повышения давления учитывается КПД насоса.

Более подробно следует остановиться только на двух компонентах: устройстве получения жидкого кислорода – воздухоразделительной установке (ВРУ) и устройстве ожижения CO_2 . Несмотря на то что это довольно сложные объекты, в настоящем исследовании они рассматриваются “черными ящиками”. Обусловлено это тем, что не была поставлена цель поиска путей повышения эффективности производства жидкого кислорода или повышения эффективности ожижения CO_2 .

Для получения жидкого кислорода в количествах, требующихся для обеспечения работы энергетической установки, наиболее приемлемой технологией является технология криогенной ректификации. Энергия, потребляемая ВРУ, расходуется главным образом на производство холода. Для определения расхода энергии на производство холода можно использовать следующую зависимость:

$$Q_{\Theta} = (1 / \eta) Q_x (T_r - T_x) / T_x, \quad (1)$$

где Q_{Θ} – расход энергии, Q_x – требуемое количество холода; T_r – температура горячего источника (в данном случае окружающей среды); T_x – требуемая температура холода; η – коэффициент, учитывающий разницу между реальным процессом получения холода и идеальным циклом Карно.

Если учесть, что требуемое количество холода пропорционально требуемому количеству жидкого кислорода, то с учетом (1) мощность ВРУ $N_{\text{ВРУ}}$ можно определить следующей зависимостью:

$$N_{\text{ВРУ}} = E_{\text{ВРУ}} G_{\text{O}_2} (T_r - T_x) / T_x, \quad (2)$$

где G_{O_2} – требуемый расход кислорода; $E_{\text{ВРУ}}$ – коэффициент, учитывающий эффективность производства жидкого кислорода.

Температура, необходимая для разделения воздуха, – это температура, при которой разделяемый воздух ожижают. В различных установках

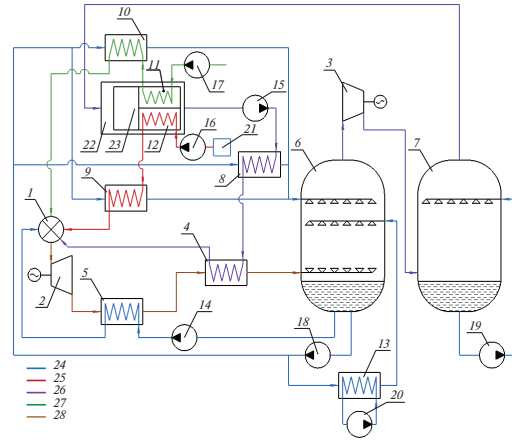


Рис. 1. Расчетная схема: 1 – камера сгорания, 2 – турбина, 3 – компрессор CO_2 , 4 – рекуператор CO_2 , 5 – рекуператор H_2O , 6 – контактный конденсатор низкого давления, 7 – контактный конденсатор высокого давления, 8 – подогреватель CO_2 , 9 – подогреватель кислорода, 10 – подогреватель топлива, 11 – утилизатор холода кислорода, 12 – утилизатор холода топлива, 13 – подогреватель сетевой воды, 14 – насос питательной воды, 15 – насос CO_2 , 16 – насос для кислорода, 17 – насос для топлива, 18 – насос внутреннего циркуляционного контура низкого давления, 19 – насос внутреннего циркуляционного контура высокого давления, 20 – насос для сетевой воды, 21 – ВРУ, 22 – устройство ожижения CO_2 , 23 – холодильная установка устройства ожижения CO_2 ; 24 – трубопроводы и арматура H_2O , 25 – трубопроводы и арматура O_2 , 26 – трубопроводы и арматура CO_2 , 27 – трубопроводы и арматура CH_4 , 28 – трубопроводы и арматура продуктов сгорания.

она может незначительно изменяться, но в данном исследовании может быть принята равной 100 К. Коэффициент, учитывающий эффективность производства жидкого кислорода, принимается исходя из достигнутых уровней эффективности современных ВРУ. Еще в середине второй половины прошлого века на производство 1 кг кислорода затрачивалось 0.4 кВт ч электроэнергии [3, 11]. Для современных энергетических установок рассматривают уровень 900 кДж/кг [5] или 0.25 кВт ч/кг.

Процесс ожижения CO_2 в своей основе также имеет холодильный цикл. Только в этом случае требуемая температура – это температура ожижения CO_2 . А мощность, затрачиваемая на ожижение N_{KCO_2} , может быть выражена по аналогии с (2):

$$N_{\text{KCO}_2} = E_{\text{KCO}_2} G_{\text{CO}_2} (T_r - T_x) / T_x,$$

где G_{CO_2} – расход CO_2 ; E_{KCO_2} – коэффициент, учитывающий эффективность холодильной установки.

В табл. 1 приведены коэффициенты, определяющие эффективность моделируемых компонентов БКПГУ.

Соотношение расходов H_2O и CO_2 варьировалось в широком диапазоне с целью поиска оптимальной величины. Продукты сгорания, разбавленные H_2O и CO_2 до заданной температуры, по-

Таблица 1. Характеристики моделируемых компонентов

Наименование компонентов	Величина, характеризующая эффективность		
Турбомашины	$\eta_{ад}$		
Турбина	0.9		
Компрессор CO ₂	0.85		
Теплообменное оборудование	Θ	$v_{Г}$	$v_{х}$
Рекуператор CO ₂	0.9	0.97	0.95
Рекуператор H ₂ O	0.9	0.97	0.95
Контактный конденсатор низкого давления, первая секция	0.95	0.97	0.9
Контактный конденсатор низкого давления, вторая секция	0.95	0.97	0.9
Контактный конденсатор высокого давления	0.95	0.97	0.9
Подогреватель CO ₂	0.9	0.95	0.95
Подогреватель кислорода	0.9	0.95	0.95
Подогреватель топлива	0.9	0.95	0.95
Утилизатор холода кислорода	0.95	0.95	0.95
Утилизатор холода топлива	0.95	0.95	0.95
Подогреватель сетевой воды	0.95	0.95	0.95
Трубопроводы и арматура	Коэффициент восстановления полного давления		
Трубопроводы и арматура CO ₂	0.95		
Форсунки CO ₂	0.9		
Трубопроводы и арматура H ₂ O	0.95		
Форсунки H ₂ O	0.9		
Трубопроводы и арматура кислорода	0.95		
Форсунки кислорода	0.9		
Трубопроводы и арматура топлива	0.95		
Форсунки топлива	0.9		
Насосное оборудование	Коэффициент полезного действия		
Насос питательной воды	0.8		
Насос CO ₂	0.8		
Насос кислорода	0.8		
Насос топлива	0.8		
Насос внутреннего циркуляционного контура низкого давления	0.8		
Насос внутреннего циркуляционного контура высокого давления	0.8		
Насос сетевой воды	0.8		
Комплексы			
Энергозатраты на производство кислорода, кДж/кг	900		
Коэффициент эффективности холодильной машины оживителя CO ₂	0.65		

даются на вход турбины, где, расширяясь, совершают работу. Все потери в турбине, в том числе и от охлаждения деталей проточной части, учитываются адиабатическим КПД турбины. Давление на выходе из турбины также варьировалось в широком диапазоне с целью поиска оптимальной степени повышения давления в цикле.

Для определения термодинамических свойств рабочего тела стандартные табличные значения свойств чистых компонент (CO₂, H₂O, O₂, CH₄) были переведены в электронные таблицы с процедурой интерполяции. В процессе повышения

давления участвуют чистые компоненты. После горения в камере сгорания рабочее тело представляет собой смесь газов. Предполагается, что это механическая смесь отдельных газов, не вступающих между собой ни в какие химические реакции, которая подчиняется закону Дальтона.

РЕЗУЛЬТАТЫ

В качестве основных показателей энергетической установки выбраны КПД по отпуску электроэнергии, КИТТ, соотношение отпуска тепла и

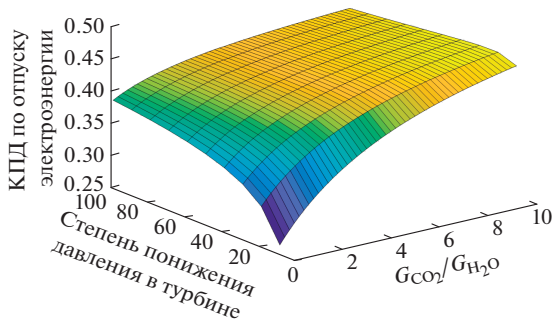


Рис. 2. Зависимость КПД по отпуску электроэнергии от степени понижения давления в турбине и соотношения расходов $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{O}$.

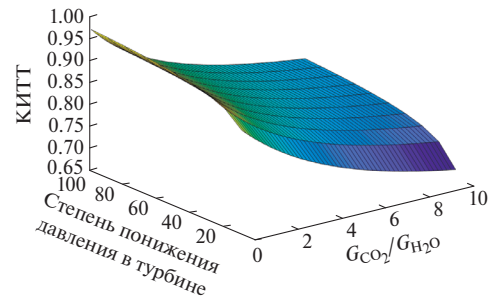


Рис. 3. Зависимость КИТТ от степени понижения давления в турбине и соотношения расходов $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{O}$.

электрической энергии и максимальная температура, с которой может отпущаться тепло.

Зависимости основных показателей энергетической установки при температуре на входе в турбину 1373 К и давлении на входе 20 МПа от степени понижения давления в турбине и соотношения расходов $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$ показаны на рис. 2–6.

Необходимо отметить, что приведенные значения КПД и КИТТ отнесены к высшей теплотворной способности топлива. У природного газа высшая теплотворная способность приблизительно на 11% больше низшей теплотворной способности. Это необходимо учитывать при сравнительном анализе с установками, у которых эти показатели отнесены к низшей теплотворной способности.

Кроме степени понижения давления в турбине и соотношения расходов $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$, на показатели энергетической установки будут влиять и другие параметры. На рис. 7, 8 показано влияние давления рабочего тела на входе в турбину на показатели тепловой экономичности. На рис. 9 представлено влияние температуры рабочего тела на входе в турбину на КПД по отпуску электроэнергии.

На рис. 10 в качестве примера показана зависимость КПД по отпуску электроэнергии от температуры рабочего тела на входе в турбину при постоянных значениях степени понижения давления в турбине $\pi_t = 30$ и соотношении расходов $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}} = 10$. Увеличение температуры рабочего тела на входе в турбину на 100 К повышает КПД по отпуску электроэнергии на 5.5–6.5 отн. %.

АНАЛИЗ И ОБСУЖДЕНИЕ

При относительно умеренной температуре рабочего тела перед турбиной (1373 К) цикл БКПГУ дает возможность достичь высоких показателей тепловой экономичности. В широкой области изменения степени понижения давления в турбине и соотношения расходов $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$ КПД по от-

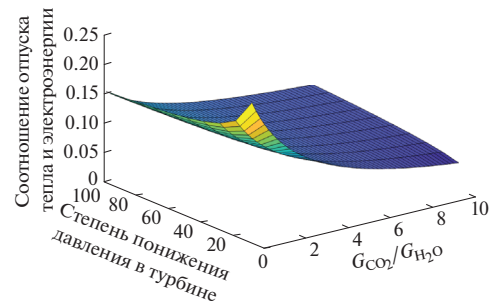


Рис. 4. Зависимость соотношения отпуска тепла и электрической энергии от степени понижения давления в турбине и соотношения расходов $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{O}$.

пуску электроэнергии превышает 40%, а наибольшее значение достигает 46.5% (рис. 2). При этом обеспечивается возможность генерировать тепло. Почти во всем диапазоне, за исключением небольшой области очень больших степеней расширения в турбине и $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$, температура отбора из цикла тепла может превышать 373 К. Как результат, эта температура может удовлетворить наиболее жесткие графики отпуска тепла в очень широком диапазоне параметров (рис. 5).

Если энергетическая установка ориентирована на совместное производство электроэнергии и тепла, что характерно для отечественной энерге-

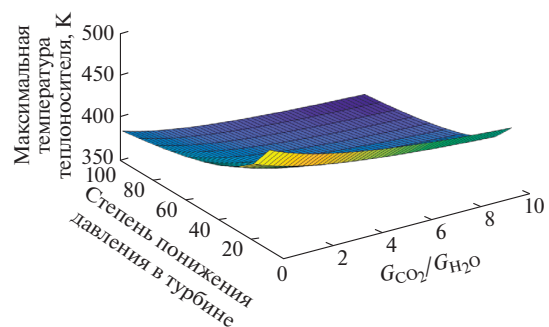


Рис. 5. Зависимость максимальной температуры теплоносителя от степени понижения давления в турбине и соотношения расходов $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{O}$.

тики, то цикл БКПГУ обеспечивает высокие значения КИТТ. Во всем исследованном диапазоне расчетное значение КИТТ превышает 70%, а при малых отношениях $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$ превышает 95% (рис. 3).

На показатели, характеризующие тепловую экономичность, соотношение расходов $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$ оказывает разнонаправленное влияние (рис. 2, 3). Большим значениям $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$ соответствуют большие значения КПД и меньшие значения КИТТ. Это говорит о том, что оптимальное значение $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$ будет зависеть от назначения проектируемой установки и от будущей эксплуатационной модели. Если проектируемая установка будет ориентирована только на генерацию электроэнергии, то можно рассматривать вариант, когда в рабочем теле не будет водяного пара, за исключением того, который образовывается при сгорании топлива. Тогда цикл БКПГУ будет приближаться к циклу Аллама [6], достигая в сравнимых условиях близких значений КПД. Если цель — совместное производство электроэнергии и тепла, то оптимальное значение $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$ будет тем меньше, чем больше отношение тепловой мощности к электрической. При этом также большое значение будет иметь требуемая температура теплоносителя. С уменьшением $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$ растет температура, с которой тепло может быть выдано в теплосеть (рис. 5). Если рассматривать в качестве основного потребителя тепла — отопление, то необходимо учитывать сезонный график потребления тепла, когда в отдельные холодные дни потребление тепла может в разы превышать среднегодовые значения. Если в конструкцию энергетической установки заложить возможность независимого регулирования подачи воды и углекислого газа так, чтобы можно было изменять режим работы энергетической установки за счет изменения $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$, то можно будет изменять отношение генерируемых тепловой и электрической мощностей в требуемом соотношении (рис. 4). При этом большим тепловым мощностям будет соответствовать большая температура теплоносителя (рис. 5), что демонстрируют сложившиеся графики тепловой нагрузки.

Зависимость КПД от степени понижения давления в турбине так же, как и в традиционных ГТУ, имеет экстремум. Положение этого экстремума зависит от отношения $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$. При $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}} = 10$ максимальный КПД достигается при степени понижения давления в турбине около 20 (рис. 2). При уменьшении $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$ степень понижения давления в турбине, при которой достигается максимальное значение КПД, растет. В очень широком диапазоне зависимости КПД от степени понижения давления в турбине полагая, поэтому при выборе оптимального значения, кроме КПД, целесообразно учитывать ряд других

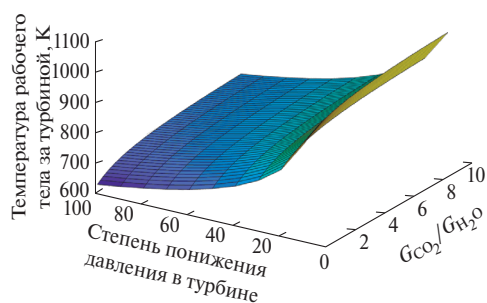


Рис. 6. Зависимость температуры рабочего тела на выходе из турбины от степени понижения давления в турбине и соотношения расходов $\text{CO}_2/\text{H}_2\text{O}$.

факторов. Следует принимать во внимание, что с увеличением степени понижения давления в турбине требуется больше ступеней. При этом турбина усложняется и становится дороже. С другой стороны, чем меньше степень понижения давления в турбине, тем выше температура рабочего тела на выходе из турбины (рис. 6). С учетом того, что сразу после турбины рабочее тело направляется в теплообменные аппараты, для этих теплообменных аппаратов потребуются очень дорогие материалы. Очевидно, что оптимальное значение степени понижения давления в турбине будет компромиссом, учитывающим конкретные конструктивные решения.

При изменении давления рабочего тела на входе в турбину с 20 до 25 МПа КПД и КИТТ изменяются очень незначительно (рис. 7, 8). Это говорит о том, что для термодинамического цикла важно не абсолютное давление, а степень повышения/понижения давления. Поэтому при выборе оптимального давления на входе в турбину целесообразно руководствоваться не критериями тепловой экономичности, а технологичностью и металлоемкостью энергетической установки. С повышением давления будет расти плотность рабочего тела и, соответственно, будут уменьшаться

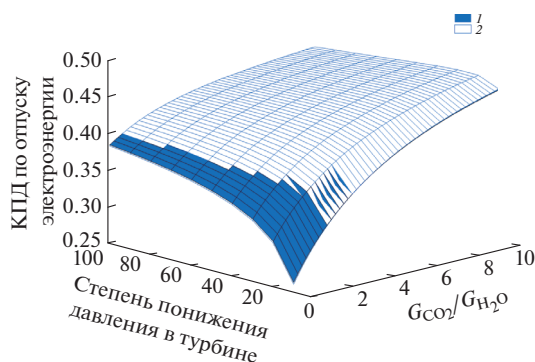


Рис. 7. Сопоставление зависимостей КПД по отпуску электроэнергии от степени понижения давления в турбине и $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$ при разных давлениях рабочего тела на входе в турбину: 1 — 20 МПа, 2 — 25.

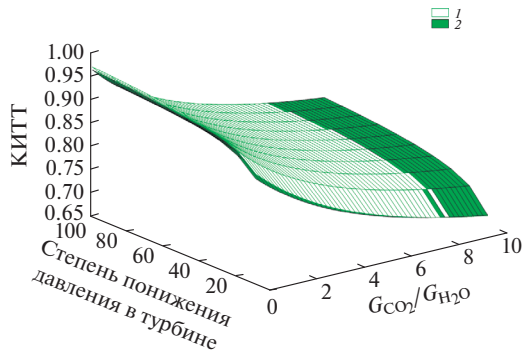


Рис. 8. Сопоставление зависимостей КИТТ от степени понижения давления в турбине и G_{CO_2}/G_{H_2O} при разных давлениях рабочего тела на входе в турбину: 1 – 20 МПа, 2 – 25.

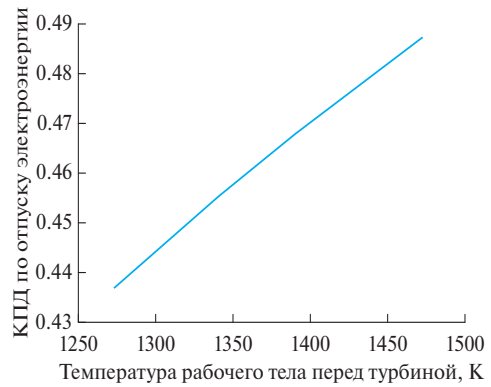


Рис. 10. Зависимость КПД по отпуску электроэнергии от температуры рабочего тела на входе в турбину при значениях степени понижения давления в турбине 30 и $G_{CO_2}/G_{H_2O} = 10$.

размеры проточной части. С другой стороны, высокое давление влечет за собой большие силовые факторы, действующие на элементы конструкции. Эти силовые факторы приводят к увеличению несущих сечений, особенно толщин стенок корпусов. В результате оптимальное давление на входе в турбину будет зависеть от конкретных конструкторских решений. Поэтому выбирать давление на входе в турбину целесообразно на стадии эскизного проекта энергетической установки.

При повышении температуры рабочего тела на входе в турбину с 1373 до 1473 К наблюдается существенный рост КПД (рис. 9). Как в любом термодинамическом цикле, температура горячего источника или температура рабочего тела на входе в турбину является одним из основных параметров, определяющих КПД цикла. При постоянных степени понижения давления и отношении G_{CO_2}/G_{H_2O} увеличение температуры рабочего тела на входе в турбину на 100 К повышает КПД по отпуску электроэнергии на 5.5–6.5% (рис. 10). Это говорит о том, что, так же как в традиционных газотурбинных установках, развитие БКПГУ будет неразрывно связано с поиском путей повы-

шения температуры рабочего тела на входе в турбину. В проведенном исследовании в качестве базовой температуры рабочего тела на входе в турбину принята достаточно умеренная величина (1373 К). В современных газовых турбинах уже освоен температурный уровень в 1600 К. Безусловно сразу рассчитывать на такой уровень в турбинах с новым рабочим телом и уровнем давления на входе 20 МПа не приходится. Но и в проектах турбин с очень близким по составу и давлению рабочим телом уже рассматриваются температуры на 50–100 К выше [4, 12].

Структура потребления энергии на собственные нужды зависит от отношения G_{CO_2}/G_{H_2O} (рис. 11). Чем больше отношение G_{CO_2}/G_{H_2O} , тем больше энергии тратится на охлаждение CO_2 . Так, при $G_{CO_2}/G_{H_2O} = 1$ на охлаждение CO_2 тратится чуть более 7%, а при $G_{CO_2}/G_{H_2O} = 10$ – до 18% от произ-

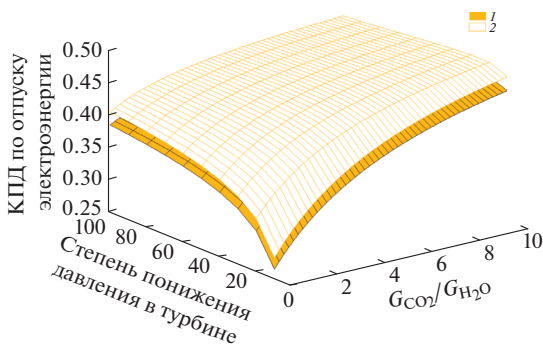


Рис. 9. Сопоставление зависимостей КПД по отпуску электроэнергии от степени понижения давления в турбине и G_{CO_2}/G_{H_2O} при разных температурах рабочего тела на входе в турбину: 1 – 1373 К, 2 – 1473.

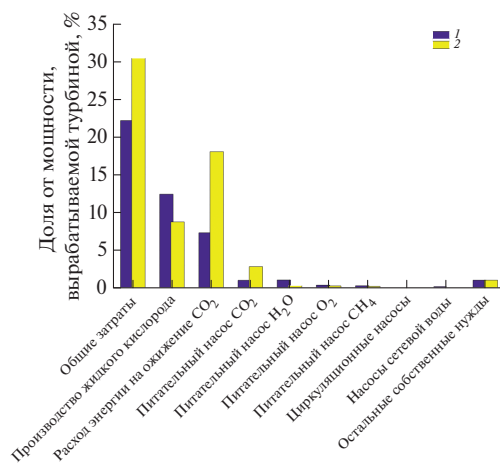


Рис. 11. Структура потребления энергии на собственные нужды при степени понижения давления в турбине 30 и $G_{CO_2}/G_{H_2O} = 1$ (1), 10 (2).

веденной турбиной энергии. Доля энергии, расходуемая на производство жидкого кислорода, изменяется в меньших пределах и составляет 12.5% при $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}} = 1$ и около 9% при $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}} = 10$. Расход энергии на привод различных насосов незначителен и в сумме не превышает 4%. В целом в конкретных проектах будет необходима оптимизация потребления энергии на собственные нужды, но больших резервов повышения тепловой экономичности в этой части ожидать не приходится.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана расчетная программа, и выполнены комплексные расчеты бескомпрессорной парогазовой установки, обеспечивающей выработку электроэнергии и тепла в широком диапазоне их сочетаний при практически полном улавливании CO_2 в жидком виде.

Показано, что рассмотренный цикл БКПГУ позволяет достичь весьма высоких показателей тепловой экономичности. Даже при относительно умеренной температуре рабочего тела перед турбиной (1373 К) КПД по отпуску электроэнергии может достигать 46.5%, а КИТТ – 95% (отнесенные к высшей теплотворной способности топлива).

Давление рабочего тела на входе в турбину не оказывает существенного влияния на показатели тепловой экономичности, поскольку для цикла важно не абсолютное давление, а степень повышения/понижения давления. В то же время при равных размерах проточной части турбины мощность пропорциональна давлению. Потому, повышая давление, можно уменьшить удельную металлоемкость энергетической установки.

Как и для любого термодинамического цикла, температура рабочего тела на входе в турбину (температура горячего источника) для БКПГУ является важнейшим фактором, влияющим на КПД цикла. При повышении температуры газа перед турбиной на 100 К при прочих равных условиях КПД по отпуску электроэнергии повышается на 5.5–6.5 отн. %.

Степень понижения давления и соотношение расходов $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$ оказывают определяющее влияние на все рассматриваемые показатели. Соотношение расходов $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$ по-разному влияет на КПД и КИТТ. Наибольшие КПД по отпуску электроэнергии достигаются при наибольших отношениях расходов $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$, тогда как наибольшие значения КИТТ достигаются при минимальных $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$. При проектировании БКПГУ целесообразно закладывать в конструкцию возможность независимого регулирования подачи CO_2 и H_2O в камеру сгорания, что позволит независимо регулировать производство электрической энергии и тепла с высокими значениями КИТТ.

Зависимость КПД по отпуску электроэнергии от степени понижения давления имеет экстремум

при высоких значениях $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$. Величины степени понижения давления, соответствующие максимальным значениям КПД по отпуску электроэнергии, зависят от $G_{\text{CO}_2}/G_{\text{H}_2\text{O}}$. При увеличении этого отношения степень понижения давления, соответствующая максимальному КПД, уменьшается и при самом большом отношении находится в пределах 15–25. При самых малых отношениях степень понижения давления, соответствующая максимальному КПД, находится выше исследуемой области.

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (проект № 19-19-00558).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ольховский Г.Г.* Парогазовые установки: вчера, сегодня, завтра (обзор) // Теплоэнергетика. 2016. № 7. С. 38.
2. *Anderson R., Viteri F., Hollis R. et al.* Oxy-Fuel Gas Turbine, Gas Generator and Reheat Combustor Technology Development and Demonstration // Turbo Expo Proc. 2010. V. 3. № GT2010-23001. P. 733.
3. *Jericha H., Göttlich E.* Conceptual Design for an Industrial Prototype Graz Cycle Power Plant // Turbo Expo Proc. 2002. V. 2. № GT2002-30118. P. 413.
4. *Allam R.J., Palmer M.R., Brown G.W. et al.* High Efficiency and Low Cost of Electricity Generation from Fossil Fuels While Eliminating Atmospheric Emissions, Including Carbon Dioxide // Energy Proc. 2013. V. 37. P. 1135.
5. *Sanz W., Jericha H., Luckel F. et al.* A Further Step Towards a Graz Cycle Power Plant for CO₂ Capture // Turbo Expo Proc. 2005. V. 5. № GT2005-68456. P. 181.
6. *Allam R.J., Martin S., Forrest B.A. et al.* Demonstration of the Allam Cycle: An Update on the Development Status of a High Efficiency Supercritical Carbon Dioxide Power Process Employing Full Carbon Capture // Energy Proc. 2017. № 114. P. 5948.
7. *Kosoi A.S., Zeigarnik Yu.A., Popel O.S. et al.* The Conceptual Process Arrangement of a Steam–Gas Power Plant with Fully Capturing Carbon Dioxide from Combustion Products // Therm. Eng. 2018. V. 65. № 9. P. 597.
8. *Sinkevich M.V., Borisov Yu.A., Kosoy A.A. et al.* Analysis of the Working Conditions of the Recuperative and Heat Recovery Systems of a Compressor-Less Combined Cycle Gas Turbine // AIP Conf. Proc. 2019. V. 2141. P. 030066.
9. *Косой А.С., Попель О.С., Синкевич М.В.* Способ и установка для выработки механической и тепловой энергии. Патент РФ № 2651918. Б.И. № 12. 2018.
10. *Косой А.С., Косой А.А., Синкевич М.В., Антипов Ю.А.* Способ и установка для выработки механической и тепловой энергии. Патент РФ № 2665794. 2018.
11. *Архаров А.М., Беляков В.П., Микулин Е.И. и др.* Криогенные системы. Учеб. для вузов по курсу “Криогенная техника”. М.: Машиностроение, 1987. 536 с.
12. *Rogalev A.N., Rogalev N.D., Kindra V.O., Grigoriev E.Y., Makhmutov B.A.* The Flow Path Characteristics Analysis for Supercritical Carbon Dioxide Gas Turbines // E3S Web of Conferences. 2019. V. 124. 01006. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912401006>