

АННОТАЦИЯ

В статье рассматриваются результаты анализа нескольких вариантов схем парогазовых установок. Схемы синтезированы на основе совмещения цикла Брайтона для газотурбинных установок с внешним подводом теплоты и органического цикла Ренкина. Представлены результаты численного анализа эффективности четырёх схем: базовой, с двухступенчатым органическим циклом, дополнительным дожигом природного газа и с применением технологии STIG. В качестве инструментария использовались разработанные математические модели установок макроуровня.

ANNOTATION

The analysis results of several combined-cycle power plants are discussed. The schemes are synthesized on base of Brayton cycle for external fired gas turbines and ORC unit combination. The results of numerical analysis of schemes effectiveness are shown for the four cases: the base scheme, scheme with two-stage ORC, scheme with additional natural gas combustion and scheme with STIG technology. As a tool developed mathematical models for macrolevel units were used.

Повышение эффективности энергетических установок на биомассе

В. А. Седнин, д. т. н., профессор, заведующий кафедрой

«Промышленная теплоэнергетика и теплотехника», БНТУ

А. И. Левшеня, маг. т. н., аспирант кафедры

«Промышленная теплоэнергетика и теплотехника», БНТУ

В настоящее время актуальным является поиск новых технических решений для энергетических установок малых мощностей при использовании в виде топлива биомассы и органических отходов различных производств. Интерес к этой теме проявляется как на постсоветском пространстве, так и за рубежом [1–10]. В [2] рассмотрена комбинированная энергетическая установка на биомассе, схема которой была определена как базовая, дополнительно рассмотрены варианты развития такой схемы за счёт утилизации низкотемпературного теплового «хвоста» (схема с двухступенчатым органическим циклом), повышения температуры на входе в газовую турбину (схема с дополнительным дожигом природного газа) и регенерации низкотемпературного теплового «хвоста» (схема с применением технологии STIG).

Базовая технологическая схема парогазовой установки

На рис. 1 приведена схема теплофикационного блока, представляющего линейную комбинацию воздушной газотурбинной установки с внешним подводом теплоты (цикл Брайтона) и паросилового блока по технологии органического цикла Ренкина (ОРЦ). Высокотемпературный подогреватель газотурбинной надстройки установлен в «расщечку» между топкой и конвективной частью котлоагрегата.

Сжатый в компрессоре I воздух поступает в высокотемпературный воздухоподогреватель IV и затем в газовую турбину II. После расширения в газовой турбине воздух подаётся в топку котлоагрегата III, работающего на биомассе. Продукты сгорания после топки последовательно проходят высокотемпературный воздухоподогреватель IV, теплообменник V, предназначенный для нагрева промежуточного теплоносителя (термомасла), и утилизационный теплообменник IV, в который поступает теплоноситель внутреннего водяного контура, предварительно нагретый в конденсаторе ОРЦ-модуля IX, внутренний водяной контур замыкается на сетевой подогреватель XIII тепловой сети. Механическая энергия, вырабатываемая газовой турбиной, используется для привода компрессора I и электрогенератора XVI. Нагретое термомасло из подогревателя V поступает в испаритель XII. После испарителя органическое рабочее тело поступает на вход паровой турбины VIII и затем в конденсатор IX, конденсат насосом XII подаётся в испаритель, замыкая паросиловой контур ОРЦ-модуля.

Для схемы была разработана математическая модель [10]. В качестве критериев эффективности принимались электрический КПД и коэффициент использования топлива, целевые функции для которых представлялись соответственно в виде:

$$\eta_{э} = \frac{W_{25} + W_{26} - W_{ch}}{G_{20} \cdot h_{20}}, \eta_{ит} = \frac{Q_{23}}{G_{20} \cdot h_{20}}, \quad (1)$$

где W_{25} , W_{26} — мощности электрогенераторов, кВт; W_{ch} — электрические мощности собственных

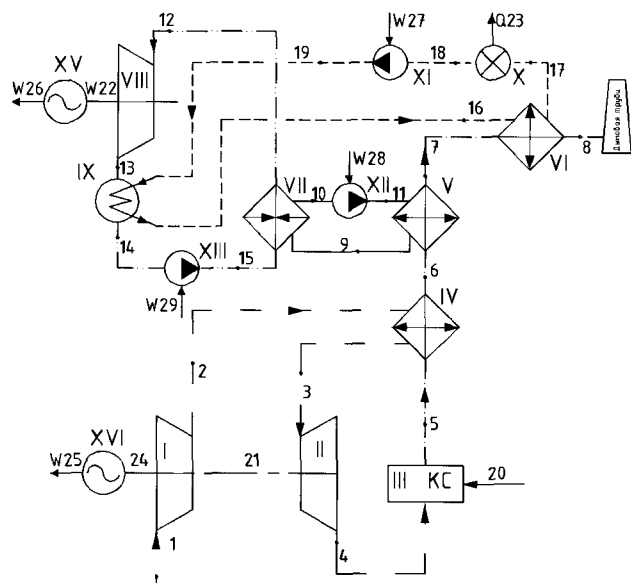


Рис. 1. Технологическая схема энергетической установки (I — компрессор ГТУ; II — турбина ГТУ; III — камера сгорания (топка); IV — высокотемпературный воздухоподогреватель; V — масляный подогреватель; VI — водяной подогреватель; VII — испаритель; VIII — паровая турбина; IX — конденсатор; X — потребитель тепловой энергии; XI — циркуляционный насос; XII — насос масляного контура; XIII — питательный насос; XV, XVI — электрический генератор; 1, 2, 3, 4 — потоки воздуха; 5, 6, 7, 8 — потоки продуктов сгорания; 9, 10, 11 — потоки термомасла; 12, 13, 14, 15 — потоки органического рабочего тела; 16, 17, 18, 19 — потоки сетевой воды; 20 — поток топлива; 21, 22, 24 — связи по механической энергии; 23, 27 — потоки тепловой энергии; 25, 26 — связи по электрической энергии)

нужд, кВт; G_{20} — расход топлива, кг/с; h_{20} — энтальпия топлива, определяемая как сумма нижней теплоты и энтальпии топлива, кДж/кг.

В качестве оптимизируемых переменных принимались степень расширения рабочего тела в газовой турбине β , коэффициент расхода воздуха α и температура на входе газовой турбины t_3 . Область исследования определялась границами изменения следующих факторов (оптимизируемых параметров): степени повышения давления в компрессоре газовой турбины $\beta = 1-10$, коэффициента расхода воздуха $\alpha = 1-6$ и температуры воздуха на входе в турбину $t_3 = 700-950$ °С. Расчёты проводились с интервалом варьирования факторов соответственно 1; 0,5 и 50 °С. Расчётная температура воздуха принималась равной 15 °С, в качестве топлива — древесная щепа с влажностью 40 %. Характерные результаты оптимизационных расчётов представлены на рис. 2. На рис. 3 показана диаграмма распределения мощностей на выходе из установки, отнесённых к тепловому потоку, вносимому в систему горючей массой топлива.

Из графиков видно, что применение даже простейшей схемы парогазовой установки для условий использования биомассы даёт значительный прирост энергетической эффективности блока по сравнению

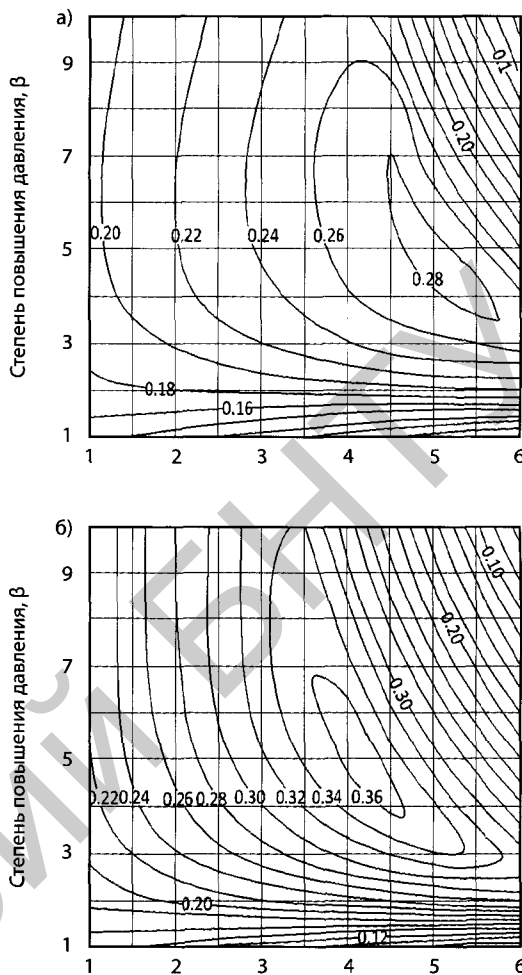


Рис. 2. Электрический КПД парогазовой установки (а, б — температура воздуха перед газовой турбиной соответственно 700 °С и 900 °С)

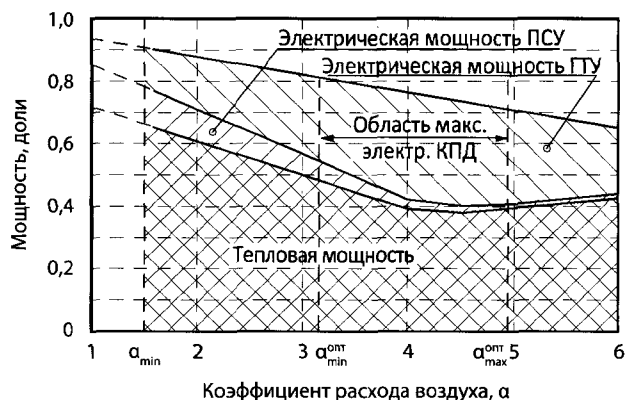


Рис. 3. Распределение относительных мощностей для базовой схемы ПГУ при степени повышения давления $\beta = 5$

с паросиловыми блоками. В то же время следует отметить, что оптимальное значение коэффициента расхода воздуха значительно превышает требуемую величину, необходимую для прямого сжигания биомассы в стационарном или кипящем слое, что требует дополнительной конструктивной проработки вопросов нагрева рабочего тела (воздуха) газотурбинного цикла.

Как следует из диаграммы на рис. 3, коэффициент использования топлива в области максимального электрического КПД изменяется в пределах 80–70 %. При этом видно, что применение парогазовой установки целесообразно только исходя из достижения максимального значения коэффициента использования топлива, так как при коэффициенте расхода воздуха свыше 3 вклад паросиловой установки резко снижается и при величине свыше 4 становится малозначительным. Следовательно, в этих условиях, возможно, более рациональным будет применение газотурбинной установки с пиковым водогрейным котлом.

Технологическая схема парогазовой установки с применением двухступенчатого паросилового цикла

Рассмотренная выше базовая технологическая схема комбинированной теплофикационной установки, включающая в себя циклы газотурбинной установки с внешним подводом тепловой энергии и паросилового цикла на органическом рабочем теле, предполагает наличие постоянного потребителя теплоты. Ввиду сезонности и стохастичности изменения тепловой нагрузки в течение года её величина колеблется в широких пределах. В частности, для систем теплоснабжения жилого и бытового сектора — от нулевого значения

в ночное летнее время до максимума в дневное при расчётной для систем отопления температуре. В этом случае при снижении тепловой нагрузки водяного контура парогазовой установки появляется возможность параллельно с сетевым теплообменником подключить низкотемпературный контур ОРЦ. Такое решение позволит использовать теплофикационную установку в конденсационном или смешанном режиме и тем самым повысить её эффективность. Принципиальная тепловая схема такой установки для конденсационного режима работы представлена на рис. 4.

Сжатый в компрессоре I воздух поступает в высокотемпературный воздухоподогреватель IV и затем в газовую турбину II. После расширения в газовой турбине воздух подаётся в топку котлоагрегата III, работающего на биомассе. Из камеры сгорания дымовые газы последовательно проходят воздухоподогреватель IV, теплообменник V для нагрева термомасла и водяной теплообменник IV, в котором подогревается теплоноситель из конденсатора XII, поступающий в испаритель XVII 2-й ступени паросилового цикла на органическом рабочем теле. Охлаждённый теплоноситель из испарителя 2-й ступени поступает в теплообменник X. Механическая энергия газовой турбины используется для привода компрессора и электрогенератора XVI. Нагретое термомасло из подогревателя V поступает в испаритель VII.

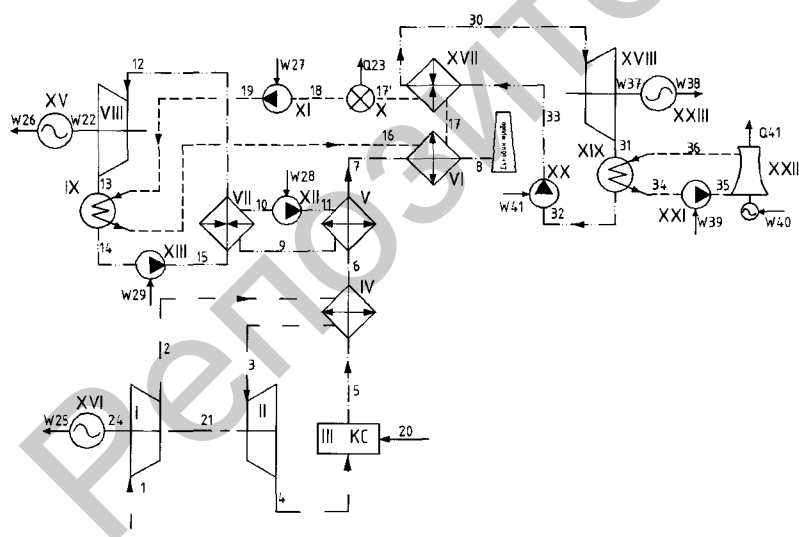


Рис. 4. Принципиальная тепловая схема комбинированной установки газотурбинной установки с внешним сгоранием топлива и двухступенчатым контуром на низкокипящем рабочем теле (I — компрессор; II — газовая турбина; III — топка котла; IV — высокотемпературный воздухоподогреватель; V — теплообменник промежуточного масляного контура; VI — теплообменник водяного контура; VII — испаритель низкотемпературного рабочего тела; VIII — паровая турбина 1-й ступени контура ОРЦ; IX — конденсатор 1-й ступени; X — теплообменник; XI — циркуляционный насос; XII — циркуляционный насос масляного контура; XIII — питательный насос; XV, XXIII — генератор; XVII — испаритель 2-й ступени низкотемпературного контура; XVIII — турбина низкотемпературного контура 2-й ступени; XIX — конденсатор 2-й ступени; XX — питательный насос 2-й ступени; XXI — циркуляционный насос охлаждающего контура; XXII — охлаждающая градирня)

После испарителя органическое рабочее тело поступает на вход паровой турбины VIII. После турбины пар поступает в конденсатор IX, конденсат насосом XII нагнетается в испаритель. Из испарителя 2-й ступени пар поступает в турбину XVIII, после чего пар направляется в конденсатор XIX, где охлаждается водой, нагнетаемой насосом XXI из градирни XXII. Конденсат нагнетается в испаритель насосом XX.

Температурный потенциал продуктов сгорания после подогревателя масляного контура позволяет догреть воду в подогревателе до 130–150 °С. Существующие на рынке установки, работающие на низкокипящем рабочем теле (органическом теплоносителе), позволяют использовать тепловые потоки с температурой 100–150 °С. В частности, установки с рабочим телом R245fa на параметрах греющего теплоносителя 135/78 °С с охлаждающим контуром 16/23 °С имеют электрический КПД 9 % [1].

Для установки также была разработана математическая модель. В качестве

критериев эффективности принимались электрический КПД и коэффициент использования топлива. Целевые функции для электрического КПД и коэффициента использования топлива в этом случае представлялись в виде (1). Исследования проводились в той же области оптимизации, что и для базовой схемы. На рис. 5 показана диаграмма распределения мощностей установки, отнесённых к тепловому потоку, вносимому в систему топливом. Из полученных данных следует, что экстремальные значения электрического КПД рассматриваемой схемы парогазовой установки лежат в пределах от 30 (при температуре рабочего тела перед газовой турбиной 700 °С) до 40 % (при температуре 950 °С), при этом коэффициент расхода воздуха изменяется в противофазе от 5 до 4, а степень сжатия изменяется незначительно в пределах от 4,5 до 5,5.

Технологическая схема парогазовой установки с дополнительным дожигом природного газа для повышения температуры рабочего тела газового цикла

Эффективность тепловых двигателей определяется в большей степени температурой рабочего тела, при этом максимальная температура цикла ограничивается физическими свойствами тела, применяемыми конструкционными материалами, а также видом используемого топлива. Достижение температуры рабочего тела в газовом цикле свыше 858 °С при использовании твёрдых видов топлива сегодня проблематично, поэтому рассматривался вариант с дополнительной камерой сгорания и применением природного газа для повышения температуры рабочего тела.

Схема, приведённая на рис. 6, отличается от базовой наличием дополнительной камеры сгорания XIV. Сжатый в компрессоре I воздух поступает в высокотемпературный воздухоподогреватель IV, а далее в камеру сгорания XIV, в которую осуществляется подвод газообразного топлива, чем достигается увеличение температуры газов, поступающих в турбину. Такое решение позволяет повысить температуру и тем самым увеличить эффективность цикла, а также стабилизировать температуру и облегчить запуск системы. Продукты сгорания с температурой 1000–1100 °С поступают в турбину II, далее сбрасываются в топку III. После топки последовательно проходят воздухоподогреватель IV, теплообменник V для нагрева масла и водяной теплообменник IV, в котором подогревается теплоноситель из конденсатора XII, поступающий в сетевой подогреватель XIII тепловой сети. Теплоноситель из сетевого подогревателя поступает в конденсатор IX. Термомасло из подогревателя V поступает в испаритель XII. После

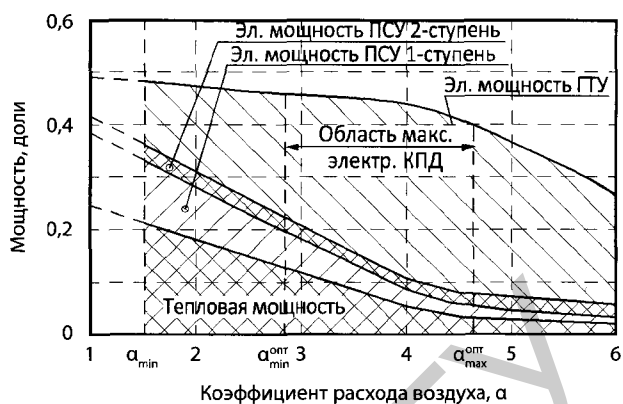


Рис. 5. Распределение относительных мощностей для энергетической установки с двумя контурами ОРЦ при степени повышения давления $\beta = 5$

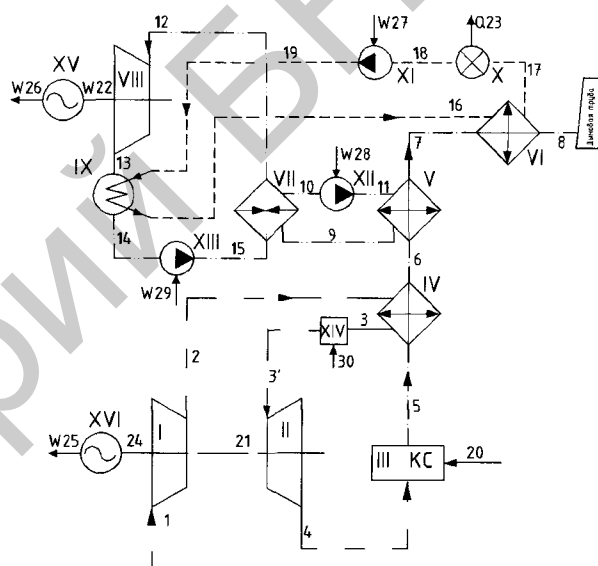


Рис. 6. Комбинированная энергетическая установка с дополнительным подводом природного газа в камеру сгорания (I — компрессор; II — газовая турбина; III — топка котла; IV — высокотемпературный воздухоподогреватель; V — теплообменник промежуточного масляного контура; VI — теплообменник водяного контура (экономайзер); VII — испаритель низкотемпературного рабочего тела; VIII — турбина 1-й ступени контура на низкотемпературном рабочем теле; IX — конденсатор; X — теплообменник; XI — циркуляционный насос; XII — циркуляционный насос масляного контура; XIII — питательный насос; XIV — камера сгорания природного газа; XV — генератор)

испарителя рабочее тело поступает на вход паровой турбины VIII. После турбины пар поступает в конденсатор IX, конденсат насосом XII нагнетается в испаритель. Газовая турбина приводит в действие компрессор и электрогенератор XVI.

Для схемы также была разработана математическая модель макроуровня и выполнена параметрическая оптимизация. Целевые функции для электрического КПД и коэффициента использования топлива представлялись в виде (1).

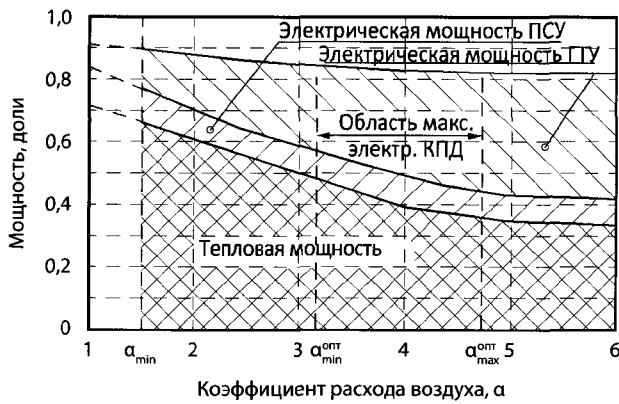


Рис. 7. Распределение энергетических потоков установки для диапазона $\alpha = 1-6$ и степени повышения давления в компрессоре $\beta = 5$

Основными определяющими факторами при расчёте эффективности схемы выступали: температура воздуха после воздухоподогревателя t_3 (диапазон варьирования значений $700-900\text{ }^\circ\text{C}$), температура газов после камеры сгорания ГТУ (диапазон варьирования значений $1000-1200\text{ }^\circ\text{C}$). Прочие исходные данные и диапазоны варьирования остальных факторов аналогичны предыдущим схемам. Расчётное соотношение мощности, подводимой с природным газом, к мощности, подводимой с твёрдым топливом, для различных режимов составляет $2-20\%$. Расчётное распределение энергетических потоков установки представлено на рис. 7. Уве-

личение эффективности при реализации такой схемы по сравнению с базовой для режимов, когда температура нагрева воздуха в высокотемпературном подогревателе невелика ($700-850\text{ }^\circ\text{C}$), составляет $6-8\%$, и электрический КПД достигает $40-41\%$. Для более высоких температур ($900-950\text{ }^\circ\text{C}$) в зоне максимальной эффективности цикла прирост снижается и составляет $3-4\%$, максимальный КПД для данных температур — $41,3\%$. При коэффициенте расхода воздуха выше 4 наблюдается рост расхода природного газа, что приводит к снижению электрической эффективности схемы, но при этом сохраняется высокий коэффициент использования топлива (около 80%). Целесообразность использования схемы может быть обоснована в случае невозможности нагреть рабочее тело газотурбинного цикла продуктами сгорания твёрдого топлива до требуемых температур.

Технологическая схема парогазовой установки по технологии STIG

Из анализа базовой схемы видно, что продукты сгорания после термомасляного подогревателя имеют температурный потенциал, достаточный для выработки пара давлением до $1,0\text{ МПа}$ в паровом котле-утилизаторе. Вариант схемы с дополнительным подводом пара в газовую турбину (технология STIG) представлен на рис. 8. Сжатый воздух после компрессора I смешивается с паром из котла-утилизатора XVI, после чего паровоздушная смесь поступает в высокотемпературный подогреватель IV и далее в газовую турбину II. Паровоздушная смесь после турбины поступает в топку III. Продукты сгорания направляются в высокотемпературный подогреватель, где охлаждаются, тем самым нагревая паровоздушную смесь. Далее продукты нагревают термическое масло, выступающее в качестве промежуточного теплоносителя, нагнетаемое насосом XII в теплообменник V. Термомасло, поступающее в испаритель VII, испаряет низкокипящее рабочее тело (органическую жидкость), пар которого направляется в паровую турбину VIII. После расширения пар конденсируется в конденсаторе IX, питательным насосом XIII рабочее тело нагнетается в испаритель. Продукты сгорания после термомасляного теплообменника поступают в паровой котёл-утилизатор XVI. Давление пара в котле должно быть не ниже давления воздуха после компрессора. Пар

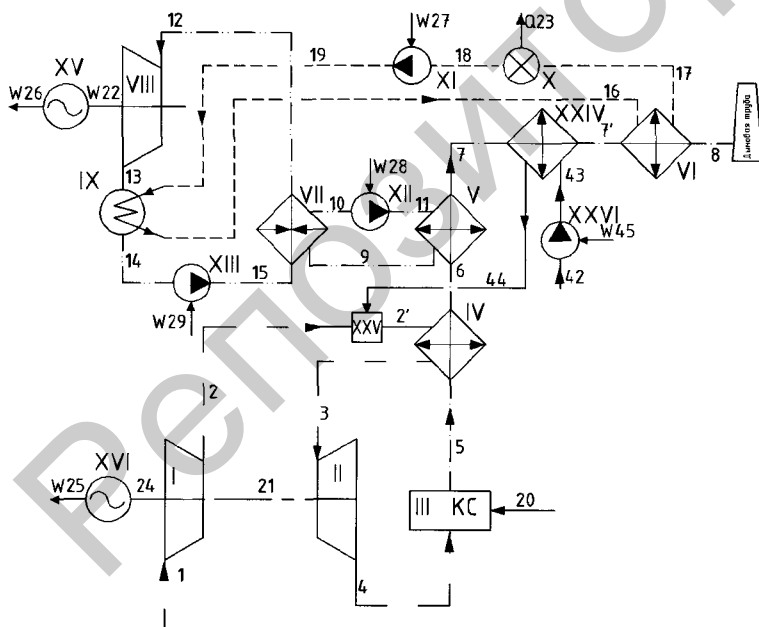


Рис. 8. Комбинированная энергетическая установка по схеме STIG (I — компрессор; II — газовая турбина; III — топка котла; IV — высокотемпературный воздухоподогреватель; V — теплообменник промежуточного масляного контура; VI — теплообменник водяного контура (экономайзер); VII — испаритель низкотемпературного рабочего тела; VIII — турбина 1-й ступени контура на низкокипящем рабочем теле; IX — конденсатор; X — теплообменник; XI — циркуляционный насос; XII — циркуляционный насос масляного контура; XIII — питательный насос; XIV — камера подвода пара; XV — генератор; XVI — паровой котёл-утилизатор; XVII — питательный насос)

по трубопроводу поступает в камеру смешения, где смешивается с воздухом после компрессора.

Для схемы также была разработана математическая модель макроуровня и выполнена параметрическая оптимизация. Целевые функции для электрического КПД и коэффициента использования топлива представлялись в виде (1). Исследования проводились в той же области оптимизации, что и для базовой схемы. На рис. 9 представлена диаграмма распределения мощностей на выходе из установки, отнесённых к тепловому потоку, вносимому в систему горючей массой топлива. Дополнительный подвод пара увеличивает мощность на валу ГТУ. Увеличение эффективности реализацией технологии STIG всей установки составляет 1,5–2 %, и для зоны максимальных значений КПД при значениях коэффициента расхода воздуха $\alpha = 3,5$ –4 и степени сжатия в компрессоре $\beta = 4$ –6 электрический КПД составляет 31–39 % соответственно для температур нагрева парогазовой смеси перед турбиной в диапазоне 700–950 °С.

Выводы

Результаты исследований показывают перспективность проведения работ в области создания парогазовых и газотурбинных установок на местных видах топлива. Очевидно, что наиболее коротким путём реализации подобных проектов является адаптация предлагаемого на рынке оборудования в качестве отдельных элементов для рассмотренных технологических схем.

Применение парогазовых технологий позволит существенно повысить эффективность использования энергетического потенциала биомассы. При незначительном снижении коэффициента использования топлива электрический КПД бинарного цикла может быть реально в 1,5–2,0 раза выше, чем паросилового цикла в этих условиях. Максимальные значения электрического коэффициента определяются в первую очередь температурой нагрева воздуха на входе в газовую турбину, которая лимитируется условиями сжигания биомассы. При допустимых температурах нагрева рабочего тела продуктами сгорания биомассы оптимальный коэффициент расхода воздуха лежит в диапазоне 3,5–5, а степень повышения давления в компрессоре — 4,5–5,5.

Термодинамические условия применения предвключённой воздушной газотурбинной установки с внешним подводом теплоты в энергоустановках с бинарным циклом требуют дополнительной конструктивной проработки элементов для высокотемпературного подогрева рабочего тела газотурбинной части установки.

ЭИИ

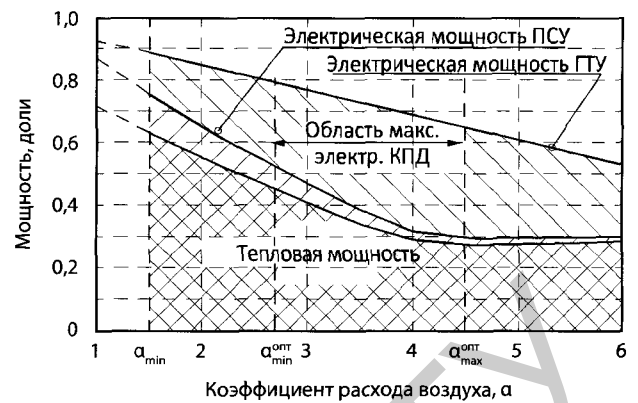


Рис. 9. Распределение энергетических потоков для диапазона $\alpha = 1$ –6 и степени повышения давления в компрессоре $\beta = 5$

Литература

1. Седнин, В. А. Обзор состояния развития технологий комбинированного производства электрической и тепловой энергии на биомассе / В. А. Седнин, А. В. Седнин, А. И. Левшеня, Д. А. Кушнер // Энергия и Менеджмент. — № 3. — 2012. — С. 12–17.
2. Седнин, В. А. Комбинированная энергетическая установка на биомассе / В. А. Седнин, А. В. Седнин, А. И. Левшеня, Д. А. Кушнер // Энергия и менеджмент. — № 5. — 2011. — С. 14–17.
3. Viteri, F. Working fluid compositions for use in semi-closed Brayton cycle gas turbine power systems / F. Viteri, R. E. Anderson // Patent №.: US 6,824,710 B2. — Nov. 30, 2004.
4. Yiping, Dai Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery / Yiping Dai, Jiangfeng Wang, Lin Gao // Energy Conversion and Management. — Vol. 50. — 2009. — P. 576–582.
5. Thermodynamic analysis of externally fired gas turbine combined cycle integrated with biomass gasification plant / S. Soltani [et al.] // Energy Conversion and Management. — Vol. 70. — 2013. — P. 107–115.
6. Iora, P. Innovative combined heat and power system based on a double shaft intercooled externally fired gas cycle / P. Iora, P. Siva // Applied Energy. — Vol. 105. — 2013. — P. 108–115.
7. Soltani, S. Thermodynamic analysis of externally fired gas turbine combined cycle integrated with biomass gasification plant / S. Soltani, M. S. Mahmoudi, M. Yari, M. A. Rosen // Energy Conversion and Management. — Vol. 70. — 2013. — P. 107–115.
8. Iora, P. Innovative combined heat and power system based on a double shaft intercooled externally fired gas cycle / P. Iora, P. Siva // Applied Energy. — Vol. 105. — 2013. — P. 108–115.
9. Pantaleo, A. M. Thermo-economic assessment of externally fired micro-gas turbine fired by natural gas and biomass: Applications in Italy / A. M. Pantaleo, S. M. Camporeale, N. Shah // Energy Conversion and Management. — Vol. 75. — 2013. — P. 202–213.
10. Седнин, В. А. Параметрическая оптимизация парогазовой установки на биомассе / В. А. Седнин, А. И. Левшеня // Изв. вузов. Энергетика. — № 1. — 2014. — С. 58–65.