

УДК 536.24

## ВЫСОКОЭФФЕКТИВНАЯ КОГЕНЕРАЦИОННАЯ ЭНЕРГОУСТАНОВКА С ГЛУБОКОЙ РЕКУПЕРАЦИЕЙ НА ОСНОВЕ ВОЗДУШНОГО ЦИКЛА БРАЙТОНА

**А. В. Русанов,**

член-кор. НАН Украины

[rusanov@ipmach.kharkov.ua](mailto:rusanov@ipmach.kharkov.ua)

ORCID: 0000-0003-1345-7010

**А. О. Костиков,**

член-кор. НАН Украины

[kostikov@ipmach.kharkov.ua](mailto:kostikov@ipmach.kharkov.ua)

ORCID: 0000-0001-6076-1942

**А. Л. Шубенко,**

член-кор. НАН Украины

ORCID: 0000-0001-9014-1357

**Д. Х. Харлампи́ди,** д-р техн. наук

[kharlampidi@ipmach.kharkov.ua](mailto:kharlampidi@ipmach.kharkov.ua)

ORCID: 0000-0003-4337-6238

**В. А. Тарасова,** канд. техн. наук

[yat523710@gmail.com](mailto:yat523710@gmail.com)

ORCID: 0000-0003-3252-7619

**А. В. Сенецкий,** канд. техн. наук

ORCID: 0000-0001-8146-2562

Институт проблем машиностроения  
им. А. Н. Подгорного НАН Украины,  
61046, Украина, г. Харьков, ул. Пожарского, 2/10

На сегодняшний день актуальной научной проблемой является разработка высокоэффективных, экологически чистых маневренных когенерационных энергетических установок малой мощности с небольшими массогабаритными характеристиками, использующих в качестве топлива возобновляемые ресурсы. Потенциальными потребителями вырабатываемой энергии являются предприятия в удаленных от теплоэлектроцентралей (ТЭЦ) и тепловых электростанций (ТЭС) населенных пунктах, куда подвести тепло и электросети от крупных энергообъектов затруднительно, а транспортные расходы по доставке топлива очень велики. Предложена концепция создания высокоэффективной когенерационной энергоустановки на базе газотурбинных технологий. Проведен термодинамический анализ воздушного простого и использующего регенерацию циклов Брайтона, по результатам которого в широком диапазоне варьирования режимных параметров определены условия реализации цикла, обеспечивающие высокую энергетическую эффективность. Особенность предлагаемого схемного решения заключается в использовании воздуха в качестве рабочего тела в турбине для получения полезной мощности. При этом теплота выходящего из турбины воздуха используется в процессе горения в котле. Предлагаемая установка может использоваться с любым источником тепла. Ее основные преимущества по сравнению с традиционными газотурбинными установками следующие: энергетические преимущества – установка камеры сгорания твердотопливного котла за воздушной турбиной позволяет использовать тепло выходящего из воздушной турбины воздуха и тем самым уменьшить расход топлива в камере сгорания и соответственно увеличить коэффициент полезного действия; технологические преимущества – турбина работает на чистом воздухе и защищена от образования осадков на поверхности лопаток или их эрозии при использовании «грязного» рабочего тела, не требует применения внешних систем охлаждения турбины, что значительно упрощает её конструкцию; экологические преимущества – возможность работы установки на газе, получаемом в результате термической обработки твердых бытовых отходов. Кроме того, камера сгорания котла работает практически при атмосферном давлении с меньшим выбросом вредных веществ в атмосферу.

**Ключевые слова:** прямой цикл Брайтона, регенерация, воздушная турбина, когенерационная энергоустановка.

### Введение

С ростом цен на топливо и электроэнергию в Украине проблема повышения эффективности энергоустановок, обеспечивающих совместную выработку тепловой и электрической энергии, стала еще более актуальной. Сегодня значительная часть электрической и тепловой энергии генерируется в так называемой «большой» энергетике на крупных ТЭС и ТЭЦ. Коэффициент полезного действия (КПД) эксплуатируемых энергоблоков находится на уровне 35–37%.

Помимо относительно невысокой энергетической эффективности работа крупных ТЭЦ и ТЭС сопряжена с большими потерями энергии при ее транспортировке потребителю, выбросами в окружающую среду вредных веществ, а также парниковых газов. Немаловажен и экономический аспект. Использование на ТЭЦ и ТЭС по большей части импортируемого природного газа и угля ставит в

существенную зависимость себестоимость выработанной электрической и тепловой энергии от цены дорогого первичного топлива.

Одним из прогрессивных решений существующих энергетических проблем является внедрение концепции распределенной генерации на основе строительства малых теплоэлектростанций (мини-ТЭЦ) с когенерационными энергетическими установками – экономически эффективными и экологически безопасными. Мини-ТЭЦ, способные за короткие интервалы времени изменять вырабатываемую мощность в широком диапазоне (от 0 до 100%), особенно актуальны, т.к. они могут быть использованы для регулирования баланса в Объединенной энергетической системе. В странах Европы правительствами всячески поощряется строительство энергоцентров на базе мини-ТЭЦ и присоединение их к распределительным сетям [1, 2].

### **Распределенная генерация электрической и тепловой энергии – проблемы и задачи**

Распределенная генерация электрической и тепловой энергии сегодня очень востребована в Украине, особенно для территориально обособленных предприятий, коммунальных объектов, находящихся в районах, где отсутствуют или разрушены системы централизованного энергоснабжения, для агропромышленных хозяйств, подразделений вооруженных сил и государственной службы чрезвычайных ситуаций.

Несмотря на то, что сегодня на рынке представлен достаточно большой спектр энергогенерирующего оборудования, имеет место ограниченный выбор так называемых малых когенерационных установок (мощностью 20–300 кВт), работающих на различных видах топлива с высоким электрическим и суммарным КПД. Создание таких установок соответствует мировым тенденциям развития «распределенной энергетики» и положениям Новой энергетической стратегии Украины до 2035 года, где предусмотрено значительное повышение использования возобновляемых топливных ресурсов.

Для когенерационных установок, работающих в системе распределенной генерации, могут быть использованы местные топливные ресурсы, например торф, горючие сланцы, солома, отходы деревообрабатывающих предприятий. Возможность перехода от традиционных углеводородных топлив к топливам биологического происхождения позволяет сократить срок окупаемости такой установки и в какой-то мере способствовать решению проблемы энергонезависимости нашей страны. Известно, что наиболее целесообразным является применение когенерационных установок при их параллельной работе с внешней распределительной сетью. При этом возможна передача в распределительную сеть излишков электроэнергии, а также получение ее из сети в случае, когда выработанная электроэнергия не покрывает собственных потребностей (в случае остановки на профилактические работы или при пиковых нагрузках).

Сейчас многие компании в мире производят малые когенерационные установки мощностью от нескольких сотен кВт и ниже [1–3]. С конца 90-х годов началось серийное производство микроТГУ такими фирмами, как: Capstone Turbine Corporation (CPST), Toyota Turbine And Systems Inc., Calnetix Technologies, Bowman Power Group, Wilson Turbo Power Inc., Turbec R&DAB, Nissan Motors Co., UTC Power и др. Производители предлагают свои оригинальные варианты технических решений для стационарных и мобильных когенерационных установок. Анализ серийно выпускаемых микроТГУ показал, что они отличаются по конструкции, режимным характеристикам, мощности, видам используемого топлива. Наибольшие успехи в плане энергоэффективности достигнуты для установок на базе двигателей внутреннего сгорания [4]. Электрический КПД этих установок может достигать 40–45 %. Однако они требуют использования дорогостоящего жидкого или газообразного топлива. К числу недостатков таких систем можно отнести неуниверсальность по виду топлива, т. е. невозможность одновременного использования различных топлив. Для установок же, разработанных на базе газотурбинного оборудования, электрический КПД несколько ниже – 35–37%, но они также требуют использования дорогостоящего природного газа. Создаваемые малые когенерационные установки, работающие на различных видах биотоплива, по своей энергоэффективности находятся еще на значительно более низком уровне. Для биогазовых установок на основе газотурбинного оборудования КПД составляет 21–27% [4].

В целом можно констатировать, что на сегодняшний день существует острая потребность в малых когенерационных установках, работающих на различных видах топлива, в том числе возобновляемых (древесина, листья, отходы древесного и сельскохозяйственного производств, твердые бытовые отходы и т. д.), которые при этом имеют достаточно высокий электрический и суммарный КПД [5, 6].

Таким образом, актуальной научной проблемой является разработка концепции создания высокоэффективных, экологически чистых мобильных когенерационных энергетических установок малой мощности с небольшими массогабаритными характеристиками, использующих различные виды первичного топлива, в том числе возобновляемые.

**Термодинамический анализ идеального и реального воздушного цикла Брайтона**

На первом этапе для оценки возможной эффективности разрабатываемой энергоустановки выполнен термодинамический анализ цикла Брайтона.

**Идеальный простой цикл Брайтона**

Идеальный простой цикл Брайтона в  $T, s$ -координатах представлен на рис. 1. В адиабатном процессе 1–2 происходит сжатие рабочего тела от параметров точки 1 до параметров точки 2. В изобарном процессе 2–3 к рабочему телу подводится количество теплоты от источника  $q_1$ . По адиабате 3–4 рабочее тело расширяется до первоначального давления  $p_4=p_1$  и по изобаре 4–1 приводится к параметрам точки 1 с отводом теплоты  $q_2$  к приемнику теплоты [7].

Принимая допущение о постоянстве изобарной теплоемкости рабочего вещества  $c_p=const$  и учитывая, что  $T_2/T_1=T_3/T_4=\pi_k^{(k-1)/k}$ , термический КПД идеального цикла можно представить в виде

$$\eta_{thrm} = 1 - 1/\pi_k^{(k-1)/k}, \tag{1}$$

где  $\pi_k=p_2/p_1$  – степень повышения давления воздуха в компрессоре;  $k$  – показатель адиабаты [7].

В идеальном цикле термический КПД зависит только от степени повышения давления  $\pi_k$  и не зависит от температуры рабочего тела перед турбиной  $T_3$ , причем, чем больше степень повышения давления в компрессоре, тем больше термический КПД цикла. Следует отметить, что даже при анализе идеального цикла это условие справедливо только в первом приближении. В дальнейшем необходим учет дополнительных факторов, о которых будет сказано ниже.

Проведем анализ влияния  $\pi_k$  на термический КПД идеального цикла.

Давление и температура воздуха на входе в компрессор принимаются постоянными ( $T_1=const$ ;  $p_1=const$ ), а также температура воздуха перед турбиной  $T_3=const$ . При таких условиях величина  $\pi_k$  может принимать значения от 1 до  $\pi_k^{max}$ . Когда  $p_2=p_1$ ,  $\pi_k=1$ , а при максимальном давлении  $p_2^{max}$   $\pi_k=\pi_k^{max}$ , тогда в результате сжатия температура достигает максимального значения  $T_2=T_3$ . Соответствующее этому изменение конфигурации цикла показано на рис. 2 [7].

При  $\pi_k=1$  работа цикла  $l_t = q_1 - q_2$  равна нулю, следовательно, и  $\eta_{thrm}=0$ . При  $\pi_k=\pi_k^{max}$  КПД  $\eta_{thrm}$  имеет максимальное значение, поскольку  $T_2=T_3$ . В этом случае термический КПД определяется из выражения

$$\eta_{thrm} = 1 - \frac{T_1}{T_3}$$

и соответствует КПД идеального цикла Карно. Как можно видеть из рис. 2, в  $T, s$ -диаграмме

при  $\pi_k=\pi_k^{max}$  цикл изменяет свою конфигурацию и вырождается в прямую вертикальную линию. Таким образом, имеет место парадоксальная ситуация, когда при максимальном значении термического КПД отсутствует работа цикла ( $l_t=0$ ), т.е. вся работа турбины затрачивается на привод компрессора [7].

С другой стороны, при фиксированном значении  $\pi_k$  повышение температуры перед турбиной  $T_3$  приводит к возрастанию как средней температуры подвода теплоты  $T_1$ , так и средней температуры отвода теплоты  $T_2$ , причем отношение их остается постоянным и равным отношению  $T_2/T_1$  вследствие эквидистантности изобар [7]. В этом случае и термический КПД цикла также не меняется при изменении температуры воздуха перед турбиной  $T_3$ .

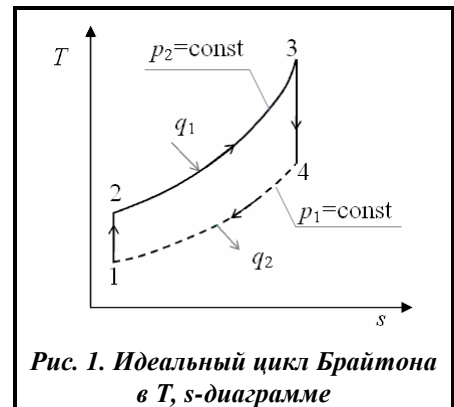
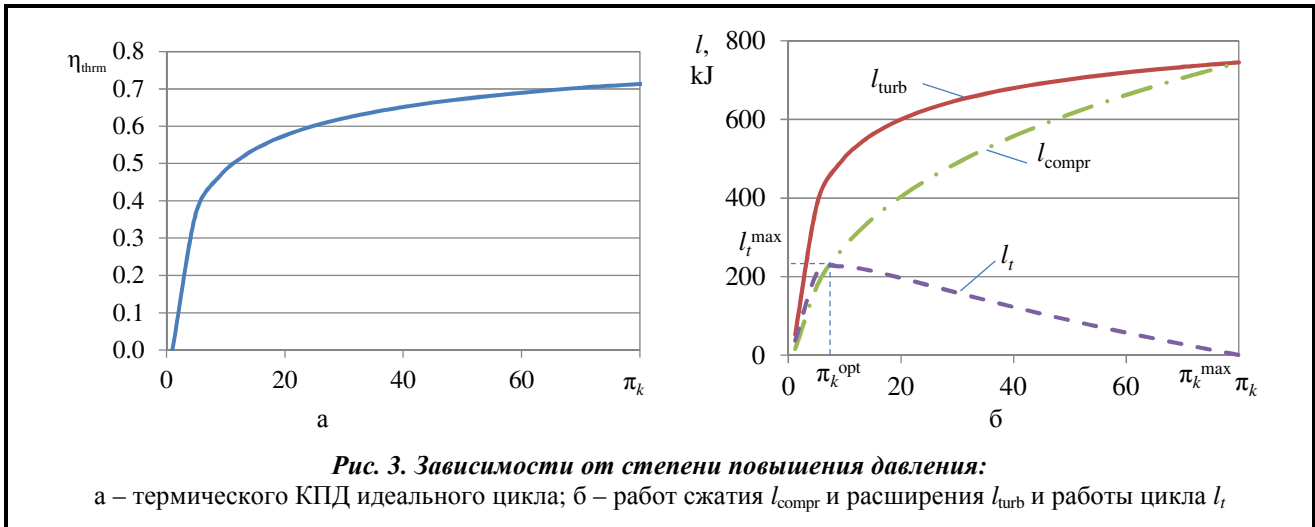


Рис. 1. Идеальный цикл Брайтона в  $T, s$ -диаграмме



Рис. 2. Изменение конфигурации цикла при максимальном  $T_3$  и  $p_2^{max}$



На рис. 3 представлены зависимости термического КПД и работы идеального цикла от степени повышения давления.

Как можно видеть, выбор значения степени повышения давления  $\pi_k$  должен производиться не только по термическому КПД цикла (рис. 3, а), но и по максимальному значению работы цикла  $l_t^{\text{max}}$  (рис. 3, б).

Для нахождения условий достижения  $l_t^{\text{max}}$  используем необходимое условие экстремума [7]

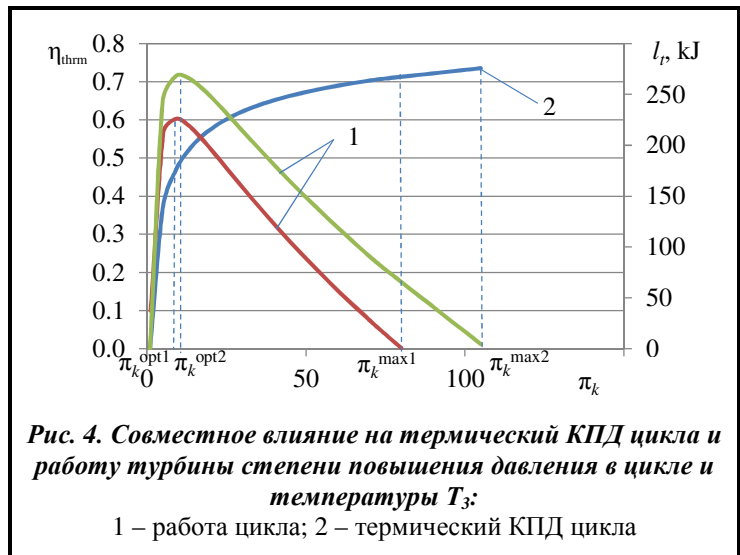
$$\left( \frac{\partial l_t}{\partial \pi_k} \right) = 0,$$

в результате получаем, что оптимальная степень сжатия

$$\pi_k^{\text{opt}} = \beta^{\frac{k}{2(k-1)}}, \tag{2}$$

где  $\beta$  – отношение температур  $T_3/T_1$ .

Таким образом, на эффективность идеального цикла также оказывает влияние температура на входе в компрессор  $T_1$  и температура рабочего тела перед турбиной  $T_3$ . На рис. 4 показано совместное влияние на термический КПД цикла и работу турбины степени повышения давления в цикле и температуры  $T_3$ , где  $\pi_k^{\text{opt1}}$ ,  $\pi_k^{\text{max1}}$  – оптимальная и максимальная степень повышения давления при  $\beta_1=3,5$ , а  $\pi_k^{\text{opt2}}$ ,  $\pi_k^{\text{max2}}$  – при  $\beta_2=3,8$ . Видно, что при повышении соотношения температур  $\beta=T_3/T_1$  от  $\beta_1=3,5$  до  $\beta_2=3,8$  увеличивается от  $\pi_k^{\text{max1}}=80$  до  $\pi_k^{\text{max2}}=105$ . Также видно, что оптимальная степень сжатия  $\pi_k^{\text{opt}}$  зависит от величины  $\beta$ , что соответствует зависимости (2).



В качестве дополнительного показателя экономичности газотурбинного цикла также используется коэффициент работы, представляющий собой отношение [7]

$$\phi = 1 - l_{\text{compr}} / l_{\text{turb}},$$

где  $l_{\text{compr}}$ ,  $l_{\text{turb}}$  – технические работы обратимых адиабатных процессов сжатия воздуха в компрессоре и расширения воздуха в турбине.

Учитывая, что для идеального цикла  $l_{\text{comp}}=c_p(T_2-T_1)$  и  $l_{\text{turb}}=c_p(T_3-T_4)$ , а  $T_2/T_1=T_3/T_4=\pi_k^{(k-1)/k}$ ,  $T_3/T_1=\beta$ , показатель  $\phi$  можно выразить в виде зависимости от степени повышения давления и соотношения температур  $\beta$  как

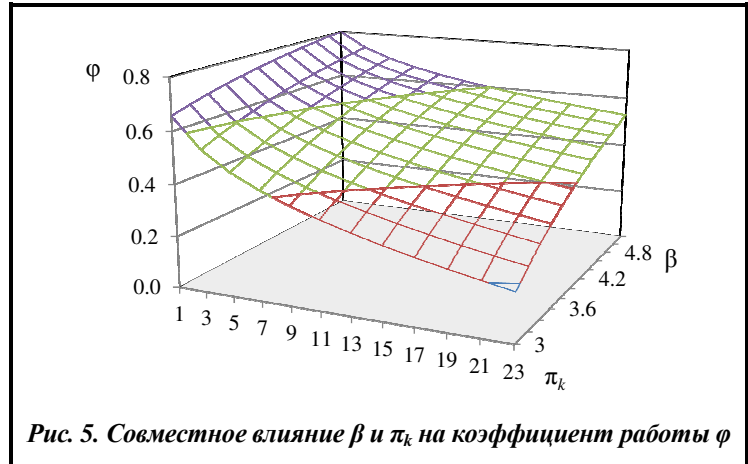
$$\phi = 1 - \frac{\pi_k^{k-1}}{\beta} \tag{3}$$

На рис. 5 представлена зависимость  $\phi$  от  $\beta$  и  $\pi_k$ .

Подставив выражение (2) в (1) и (3), можно получить зависимость для нахождения оптимального термического КПД идеального цикла, а также коэффициента работы  $\phi$

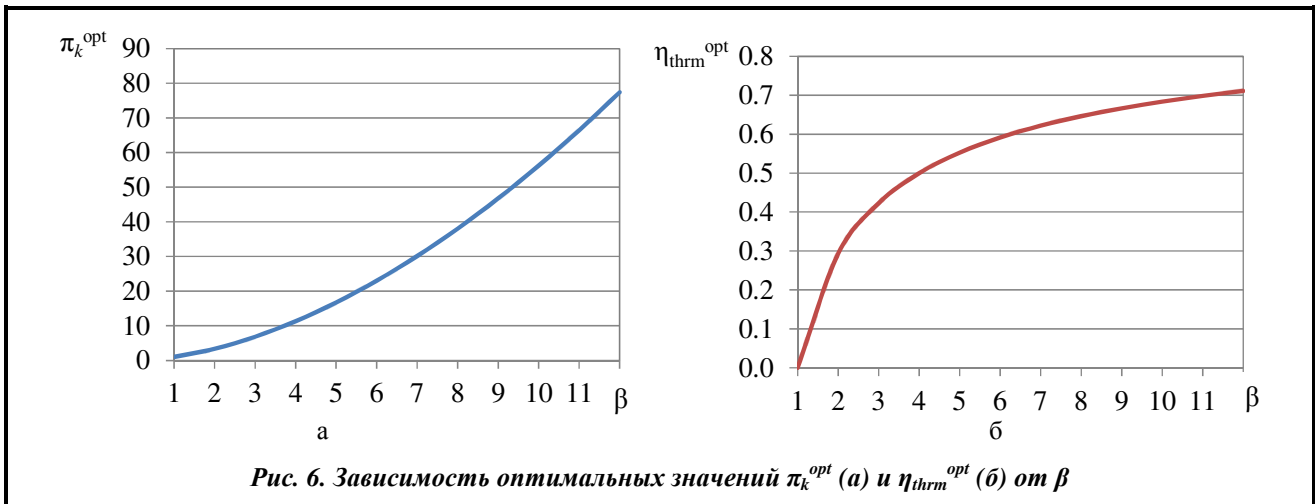
$$\eta_{\text{thrm}}^{\text{opt}} = 1 - \frac{1}{(\pi_k^{\text{opt}})^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\sqrt{\beta}},$$

$$\phi^{\text{opt}} = 1 - \frac{1}{\sqrt{\beta}}.$$



Анализ уравнений позволяет сделать вывод, что чем больше  $T_3$  и меньше  $T_1$ , тем выше эффективность идеального цикла Брайтона. Оптимальные с точки зрения максимальной удельной работы значения  $\pi_k^{\text{opt}}$ ,  $\eta_{\text{thrm}}^{\text{opt}}$  и  $\phi^{\text{opt}}$  зависят только от соотношения  $\beta=T_3/T_1$ , при этом  $\eta_{\text{thrm}}^{\text{opt}}$  и  $\phi^{\text{opt}}$  для идеального цикла равны. На рис. 6 представлены зависимости оптимальной степени сжатия и оптимального термического КПД идеального цикла от  $\beta$ .

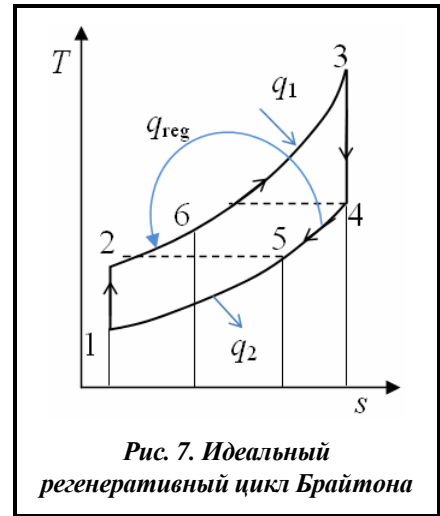
Анализ идеального цикла при оптимальных  $\pi_k^{\text{opt}} = f(\beta)$  показал, что условие максимальной работы цикла выполняется в случае равенства температуры после компрессора  $T_2$  и температуры на выходе из турбины  $T_4$ .



**Идеальный цикл Брайтона с регенерацией теплоты**

Одним из способов повышения термодинамической эффективности цикла Брайтона, т. е. приближения его к обобщенному циклу Карно, является применение регенерации [7, 8]. На рис. 7 показан идеальный цикл с регенерацией теплоты рабочего тела в  $T, s$ -диаграмме.

На рис. 7 представлены следующие процессы: 1–2 – адиабатное сжатие воздуха в компрессоре; 2–6 – изобарный подогрев воздуха в теплообменнике-регенераторе; 6–3 – изобарный подвод теплоты; 3–4 – адиабатное расширение на лопатках турбины; 4–5 – изобарный отвод теплоты от газов к воздуху в теплообменнике-регенераторе; 5–1 – изобарное охлаждение рабочего тела. При полной регенерации теплота с участка 4–5 обратимым путем передается на участок 2–6. В результате теплота  $q_1$  от внешнего источника подводится рабочему телу при более высокой средней температуре, а теплота  $q_2$  отводится к внешнему источнику при более низкой.



**Рис. 7. Идеальный регенеративный цикл Брайтона**

Для характеристики процесса регенеративного теплообмена используется степень регенерации  $\sigma$

$$\sigma = \frac{q_{reg}}{q_{reg}^{max}} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} = \frac{T_6 - T_2}{T_4 - T_2},$$

где  $q_{reg}$  – фактически регенерированная теплота;  $q_{reg}^{max}$  – предельно возможная регенерированная теплота.

Полная регенерация ( $\sigma=1$ ) имеет место, когда  $T_6=T_4$ , а  $T_5=T_2$ . На практике выполняется условие  $T_6 < T_4$  и  $T_2 < T_5$ .

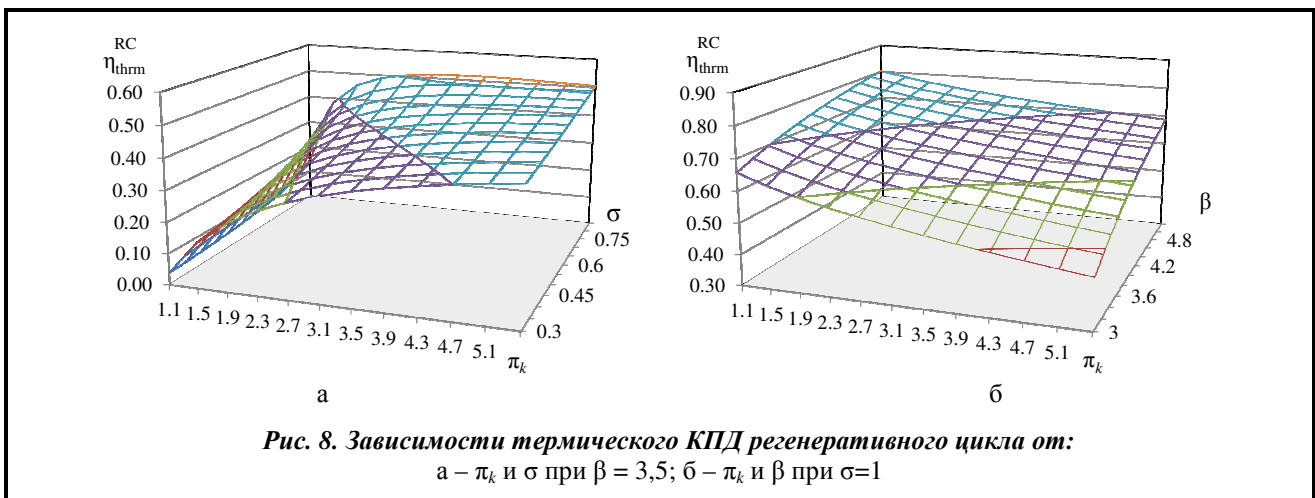
Учитывая, что  $T_2/T_1 = T_3/T_4 = \pi_k^{(k-1)/k}$ , а  $T_3/T_1 = \beta$ , термический КПД регенеративного цикла можно выразить как

$$\eta_{thm}^{RC} = \frac{T_3 - T_4 - T_2 + T_1}{T_3 - T_2 - \sigma \cdot q_{reg}^{max}} = \frac{\beta - \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - \pi_k^{\frac{1-k}{k}} \beta + 1}{\beta - \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - \sigma \left( \pi_k^{\frac{1-k}{k}} \beta - \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \right)},$$

а при полной регенерации ( $\sigma=1$ )

$$\eta_{thm}^{RC} = 1 - \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\beta \left( 1 - \pi_k^{\frac{1-k}{k}} \right)}.$$

На рис. 8 показано изменение термического КПД регенеративного цикла в зависимости от  $\pi_k, \sigma, \beta$ .



**Рис. 8. Зависимости термического КПД регенеративного цикла от:**  
а –  $\pi_k$  и  $\sigma$  при  $\beta = 3,5$ ; б –  $\pi_k$  и  $\beta$  при  $\sigma=1$



На рис. 9 представлено изменение термического КПД регенеративного цикла при полной регенерации теплоты в цикле, а на рис. 10 – при различных степенях регенерации для варьируемых соотношений температур  $\beta$ . Наибольший КПД наблюдается при  $\beta=4$ . Так, если  $T_1=25\text{ }^\circ\text{C}$  и  $\beta=4$ , то  $T_3=920\text{ }^\circ\text{C}$ , а при  $T_1=15\text{ }^\circ\text{C}$  –  $T_3=880\text{ }^\circ\text{C}$ . Из рис. 9 следует, что если регенерация будет полной ( $\sigma=1$ ), что невозможно в реальном цикле, то максимально возможный термический КПД цикла  $\eta_{\text{thrm}}^{\text{RC}}$  будет равен 0,69 (например при  $\pi_k=2$  и  $\beta=4$ ) (рис. 9), а при тех же значениях  $\pi_k$  и  $\beta$ , но при  $\sigma=0,75$   $\eta_{\text{thrm}}^{\text{RC}}$  будет

равен 0,43 (рис. 10, а), при  $\sigma=0,93$   $\eta_{\text{thrm}}^{\text{RC}}$  будет равен 0,5 (рис. 10, б). Если переходить к абсолютным величинам, то режиму с  $\sigma=0,93$ ,  $\pi_k=2$  и  $\beta=4$  могут соответствовать следующие температуры:  $T_1=25\text{ }^\circ\text{C}$ ;  $T_2=90,3\text{ }^\circ\text{C}$ ;  $T_3=919,5\text{ }^\circ\text{C}$ ;  $T_4=705\text{ }^\circ\text{C}$ ;  $T_5=130\text{ }^\circ\text{C}$ ;  $T_6=665\text{ }^\circ\text{C}$ .

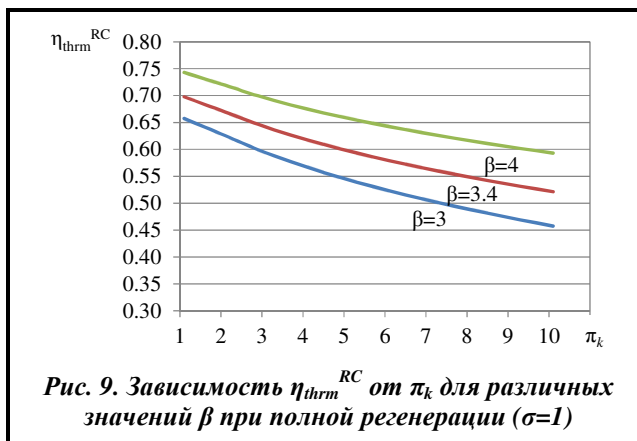


Рис. 9. Зависимость  $\eta_{\text{thrm}}^{\text{RC}}$  от  $\pi_k$  для различных значений  $\beta$  при полной регенерации ( $\sigma=1$ )

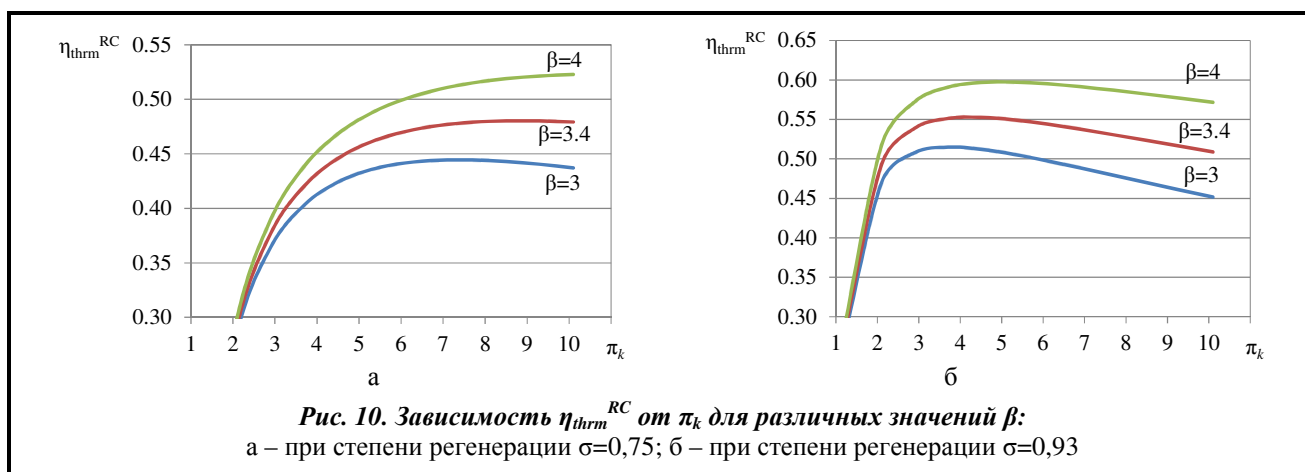


Рис. 10. Зависимость  $\eta_{\text{thrm}}^{\text{RC}}$  от  $\pi_k$  для различных значений  $\beta$ : а – при степени регенерации  $\sigma=0,75$ ; б – при степени регенерации  $\sigma=0,93$

Таким образом, анализ идеального цикла Брайтона без регенерации и с регенерацией теплоты позволил сделать следующие выводы:

– оптимальная степень повышения давления в компрессоре, которая соответствует максимальной работе цикла для фиксированного значения соотношения температур  $T_3/T_1=\beta$ , соответствует параметрам цикла  $T_2=T_4$ . Соответственно, этот режим идеального цикла без регенерации будет соответствовать такому режиму с регенерацией, когда  $\eta_{\text{thrm}} = \eta_{\text{thrm}}^{\text{RC}}$ , и  $q'_{\text{reg}} = 0$ . Таким образом,  $\pi_k^{\text{opt}}$  идеального цикла без регенерации является ограничением для цикла с регенерацией;

– для повышения термического КПД цикла с регенерацией теплоты  $\eta_{\text{thrm}}^{\text{RC}}$  необходимо увеличивать  $T_3/T_1=\beta$  и максимально – степень регенерации.

### Схема реализации воздушного цикла Брайтона с оригинальным способом рекуперации

В предлагаемой энергоустановке в качестве рабочего тела используется воздух, а ее особенностью является то, что выходящий из турбины воздух подается в котел как окислитель для процесса горения. Такой подход обеспечивает утилизацию тепла уходящего из турбины воздуха. Принципиальная схема энергоустановки приведена на рис. 11.

Энергоустановка содержит воздушный компрессор с приводом, воздушную турбину с электрогенератором, камеру сгорания котла, работающего на различных видах топлива, источник топлива, теплообменник с воздушным и газовым трактами и воздушный трубопровод. Компрессор и турбина могут быть выполнены как одноступенчатыми, так и многоступенчатыми различных типов

(осевые, радиальные, радиально-осевые и т.д.). Электрогенератор может быть расположен на общем валу с компрессором и турбиной или на отдельном валу с силовой турбиной.

Работа установки осуществляется следующим образом.

Атмосферный воздух всасывается компрессором, где в результате процесса сжатия повышается его температура и давление. Далее воздух подается на подогрев в рекуперативный теплообменник ТО-1, включенный в котел. Пройдя воздушный тракт теплообменника, нагретый воздух поступает в воздушную турбину, где он расширяется до давления, близкого к атмосферному, при этом понижается его температура и вырабатывается механическая энергия, передаваемая потребителю мощности. Часть произведенной турбиной полезной мощности идет на привод компрессора, а вторая часть используется для привода электрогенератора. Из воздушной турбины воздух подается в камеру сгорания котла, куда из источника топлива поступает и горючее для осуществления горения. На этапах розжига котла с помощью воздуходувки атмосферный воздух подается в котел. В камере сгорания котла смесь топлива и воздуха сгорает с выделением тепла, и выхлопной газ поступает на вход газового тракта теплообменника ТО-1, пройдя который, выбрасывается в атмосферу. Также в твердотопливном котле в ТО-2 выполняется нагрев воды, циркулирующей от теплового пункта.

Преимущества энергоустановки:

– энергетические – установка камеры сгорания котла за воздушной турбиной позволяет использовать тепло выходящего из воздушной турбины воздуха и тем самым уменьшить тепло, вырабатываемое в камере сгорания, уменьшить расход топлива и соответственно увеличить КПД;

– технологические – турбина работает на чистом воздухе и защищена от образования осадков на поверхности лопаток или их эрозии при использовании «грязного» рабочего тела. Не требует применения внешних систем охлаждения турбины, что значительно упрощает конструкцию;

– экологические – утилизация отходов. Возможность работы установки на продукт-газе, получаемом в результате термической обработки твердых бытовых отходов. Кроме того, камера сгорания котла работает практически при атмосферном давлении с меньшим выбросом вредных веществ в атмосферу;

– экономические – генерация собственной электроэнергии и теплоты.

На рис. 11 приняты следующие обозначения: 1 – вход в компрессор; 2 – выход из компрессора; 3 – вход в турбину; 4 – выход из турбины; 5 – вход в воздуходувку; 6 – выход из воздуходувки; 7 – камера сгорания котла; 8 – в котле после ТО-1; 9 – выход из котла после ТО-2; 10 – вода из теплового пункта; 11 – вода в тепловой пункт.

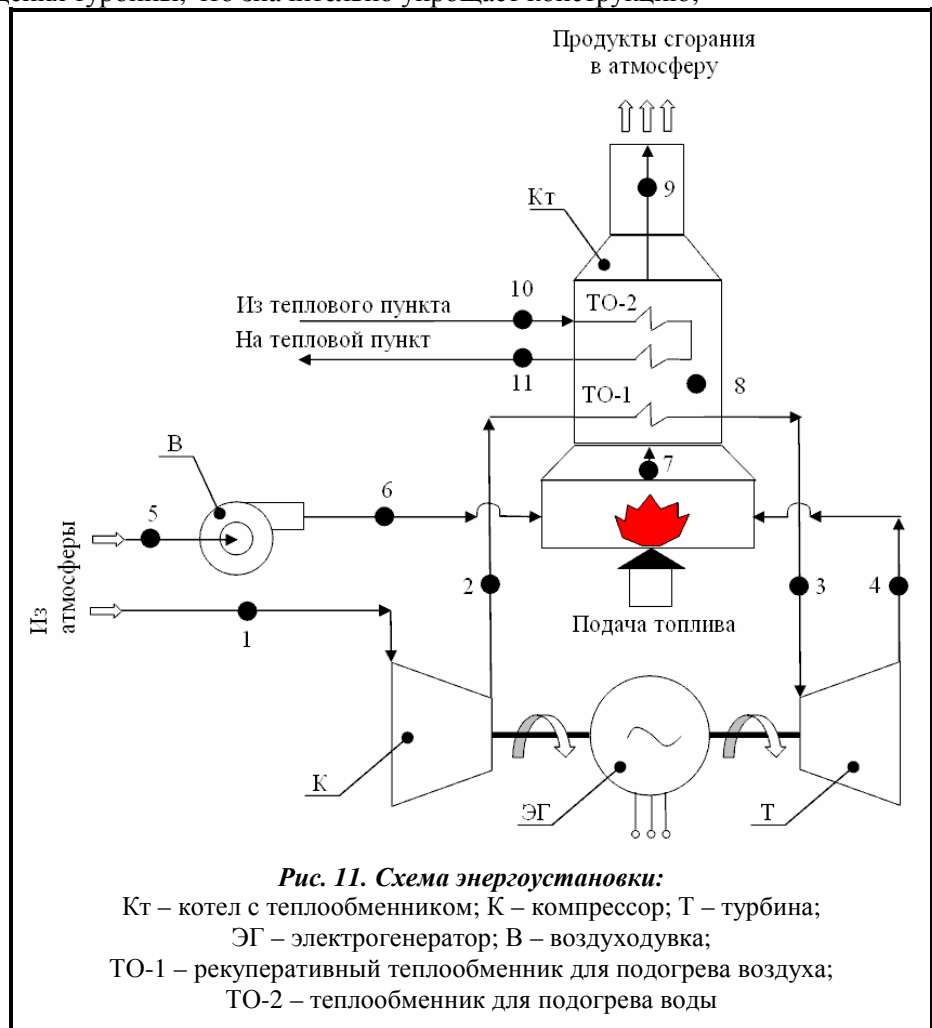


Рис. 11. Схема энергоустановки:

- Кт – котел с теплообменником; К – компрессор; Т – турбина;
- ЭГ – электрогенератор; В – воздуходувка;
- ТО-1 – рекуперативный теплообменник для подогрева воздуха;
- ТО-2 – теплообменник для подогрева воды



### Расчет характеристик действительного цикла энергоустановки

Для выбора параметров воздушного цикла Брайтона с оригинальным способом рекуперации далее будем учитывать необратимость в реальном цикле, обусловленной наличием трения в адиабатных процессах сжатия 1–2' и расширения 3–4' воздуха в компрессоре и воздушной турбине (рис. 12).

Необратимость адиабатного процесса сжатия воздуха в компрессоре характеризует адиабатный КПД компрессора

$$\eta_{\text{compr}} = \frac{l_{\text{compr}}}{l'_{\text{compr}}} = \frac{c_{p \text{ air}} (T_2 - T_1)}{c_{p \text{ air}} (T'_2 - T_1)},$$

а необратимость адиабатного процесса расширения воздуха в турбине – внутренний относительный КПД турбины

$$\eta_{\text{turb}} = \frac{l'_{\text{turb}}}{l_{\text{turb}}} = \frac{c_{p \text{ air}} (T_3 - T_4)}{c_{p \text{ air}} (T'_3 - T_4)},$$

где  $l'_{\text{compr}}$ ,  $l'_{\text{turb}}$  – работы сжатия в компрессоре и расширения в турбине в реальном цикле.

Как и для идеального цикл, принимается допущение о слабой изменчивости изобарной теплоемкости воздуха  $c_{p \text{ air}}$ . Это позволяет

представить внутренний абсолютный КПД действительного регенеративного цикла через относительные величины  $\pi_k$ ,  $\beta$  и  $\sigma'$  как

$$\begin{aligned} \eta_i^{\text{RC}} &= \frac{l'_{\text{turb}} - l'_{\text{compr}}}{q_1 - \sigma' q'_{\text{reg}}^{\text{max}}} = \frac{(T_3 - T'_4) - (T'_2 - T_1)}{(T_3 - T'_2) - \sigma' (T'_4 - T'_2)} = \\ &= \frac{\beta \left( 1 - \pi_k^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{\text{t}} - \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{compr}}}}{\beta - \left( 1 + \frac{1}{\eta_{\text{compr}}} \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right) - \sigma' \left( \beta - \left( 1 + \frac{1}{\eta_{\text{compr}}} \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right) - \beta \left( 1 - \pi_k^{\frac{1-k}{k}} \right) \eta_{\text{turb}} \right)}, \end{aligned}$$

где степень регенерации действительного цикла

$$\sigma' = \frac{q'_{\text{reg}}}{q'_{\text{reg}}^{\text{max}}} = \frac{T'_4 - T_5}{T'_4 - T'_2}.$$

Следует отметить, что для предложенной схемы (рис. 11) разность температур теплоносителей  $\Delta T$  (рис. 12) будет иметь место только на выходе из теплообменника ТО-1 со стороны уходящих газов  $T_5$ , т.к. на входе в ТО-1 поступает смесь продуктов горения с воздухом температурой  $T'_4$ , при этом такая смесь имеет температуру, выше температуры на входе в турбину  $T_3$ .

Исследовано влияние степени регенерации (рис. 13) и степени повышения давления при  $\beta=3,5$  (рис. 14) на КПД действительного регенеративного цикла. На рис. 14 представлены результаты расчетов, проведенные при различных значениях адиабатных КПД компрессора и турбины.

Из рис. 13 и 14 видно, что значения КПД при  $\sigma'=0$  равны значению КПД действительного цикла без регенерации. При регенерации  $\sigma'=0,99$  разность температур  $\Delta T = (T_5 - T'_2)$  составляет 5 °С.

На рис. 15 показаны зависимости КПД действительного цикла Брайтона без регенерации и с регенерацией ( $\sigma'=0,9$ ) при заданных  $\eta_{\text{compr}}=0,88$  и  $\eta_{\text{turb}}=0,9$ .

Из рис. 15 видно, что КПД как простого действительного цикла, так и регенеративного существенно зависят от степени повышения давления воздуха в компрессоре и от соотношения температур воздуха перед турбиной и на входе в компрессор. Чем выше  $\beta$ , тем выше КПД в обоих циклах. Однако характер зависимости КПД от  $\pi_k$  для простого и регенеративного действительных циклов существенно различаются. Так, для регенеративного цикла максимальные значения  $\eta_i^{\text{RC}}$  наблюдаются при  $\pi_k < 4$ , в то время как для простого цикла КПД повышается при больших значениях степени повы-

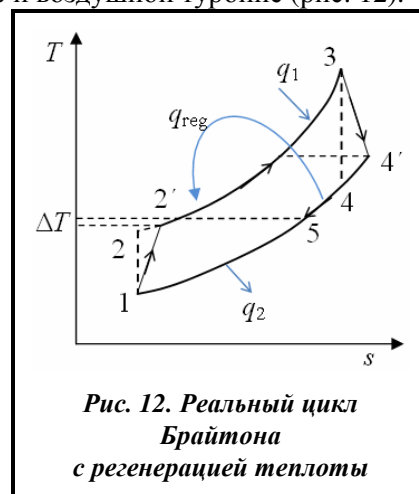
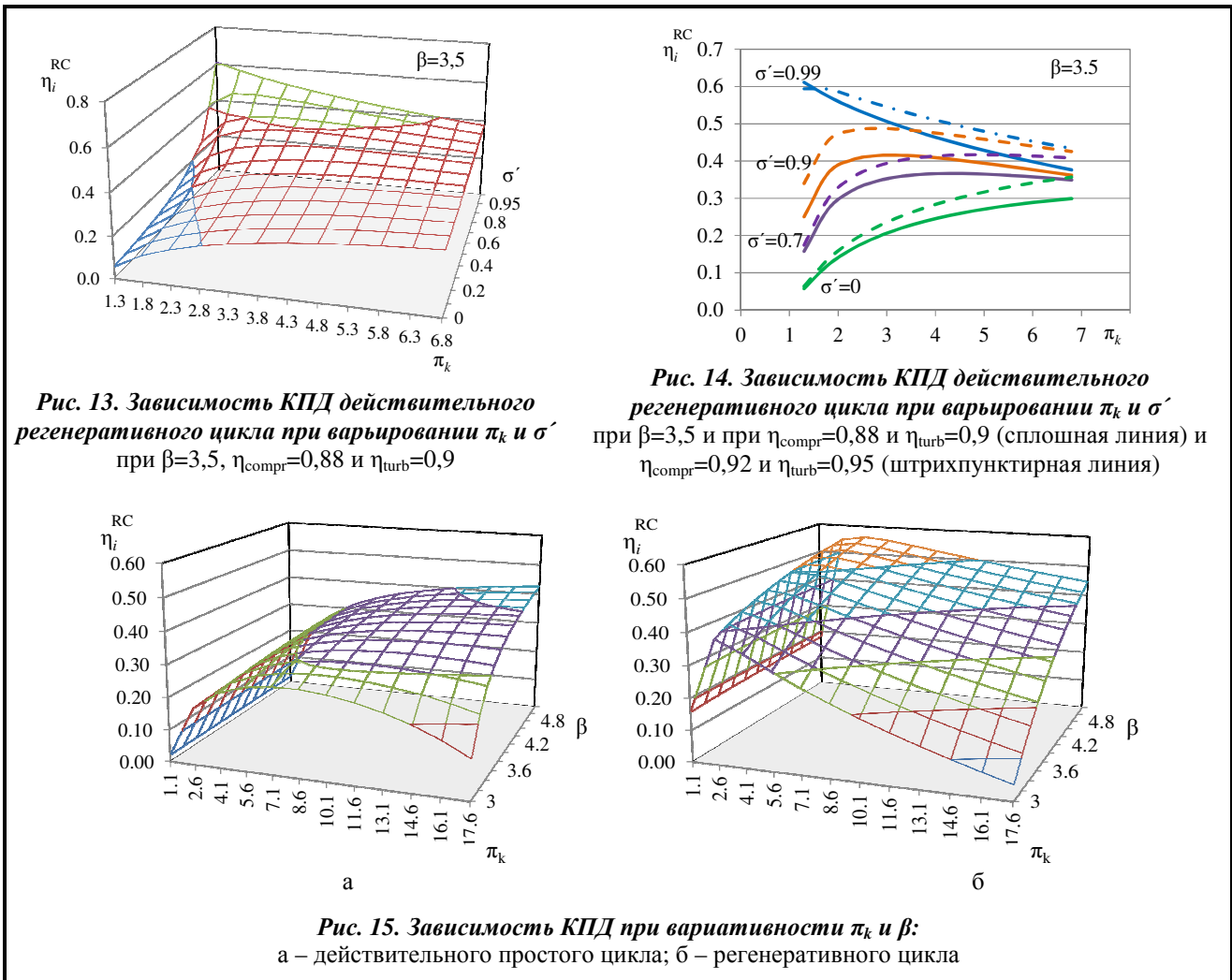


Рис. 12. Реальный цикл Брайтона с регенерацией теплоты

шения давления воздуха ( $\pi_k > 4$ ). Кроме того, в регенеративном цикле наблюдается наличие максимальных значений  $\eta_i^{RC}$  в диапазоне  $2 > \pi_k > 2,6$  при изменении  $\beta$  от 3 до 4,8.



Далее рассмотрим влияние различных параметров цикла на расходные характеристики установки. Требуемый расход воздуха на турбину мощностью  $W_{el}=100$  кВт можно найти как [5]

$$m_{\text{air}} = \frac{W_{el}}{\left[ c_{p_{\text{air}(3-4)}}(T_3 - T_4) \cdot \eta_{\text{MT}} - c_{p_{\text{air}(2-1)}}(T_2' - T_1) \cdot \frac{1}{\eta_{\text{MC}} \cdot \eta_{\text{EG}}} \right]}$$

где  $c_{p_{\text{air}}}$  – средняя изобарная теплоемкость воздуха в соответствующем интервале температур;  $\eta_{\text{MT}}$ ,  $\eta_{\text{MC}}$  – механические КПД турбины и компрессора, принимаемые равными 0,95;  $\eta_{\text{CD}}$ ,  $\eta_{\text{EG}}$  – КПД привода компрессора и электрогенератора, принимаемые равными 0,97;  $T_2'$ ,  $T_4$  – действительные температуры воздуха на выходе из компрессора и на выходе из турбины, которые определяются как

$$T_2' = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{\text{comp}}} \left[ (\pi_k)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\}, \quad T_4 = T_3 \left\{ 1 - \eta_{\text{turb}} \left[ 1 - \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1-k}{k}} \right] \right\}.$$

Давление воздуха на выходе из теплообменника для подогрева воздуха определяется следующим образом:

$$p_3 = p_2 (1 - \Delta p_{\text{HE}}^{\text{air}}),$$

где  $\Delta p_{HE}^{air}$  – обобщенный коэффициент потери давления в ТО-1, который принимается равным 0,05.

Давление на выходе из турбины  $p_4=p_1$ .

На рис. 16 показано изменение требуемого расхода воздуха на турбину мощностью 100 кВт при варьировании  $T_3$ ,  $\pi_k$ ,  $\eta_{compr}$  и  $\eta_{turb}$ .

Полный КПД установки определяется по следующей зависимости:

$$\eta_{instl}^{RC} = \frac{c_{p_{air(3-4)}}(T_3 - T_4') \cdot \eta_{MT} - c_{p_{air(2'-1)}}(T_2' - T_1) \cdot \frac{1}{\eta_{MC} \cdot \eta_{CD}}}{c_{p_{air(3-2)}}(T_3 - T_2') - c_{p_{air(2'-4')}}(T_2' - T_4')} \cdot \eta_{EG}$$

На рис. 17 показано влияние на полный КПД энергоустановки с регенерацией параметров  $\pi_k$ ,  $\eta_{compr}$  и  $\eta_{turb}$ , где сплошной линией обозначена зависимость, полученная при  $T_3=800$  °С; а штрихпунктирной – при  $T_3=700$  °С.

При расчетах  $\Delta T=(T_5 - T_2')$  принималось равным 15 °С, что соответствует изменению коэффициента регенерации в диапазоне от 0,95 до 0,97.

Дополнительно к представленным оценкам, изложенным в настоящей работе, необходимо выполнить большой объем исследований, связанных с оценкой конструктивных и технико-экономических характеристик установки. После изложения принципиальных аспектов проектирования энергоустановки, работающей на основе воздушного цикла Брайтона, которые в целом применимы для любых источников тепла, следует оценить возможность использования различных видов топлива.

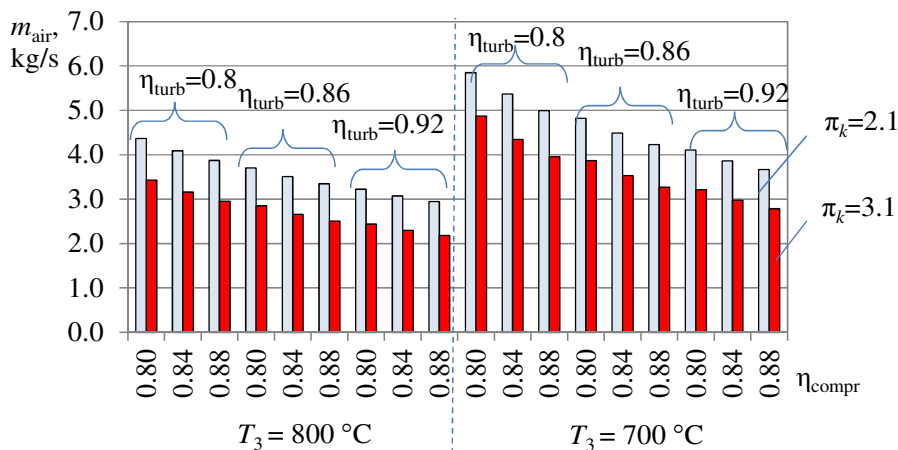


Рис. 16. Изменение  $m_{air}$  на турбину мощностью 100 кВт при варьировании  $T_3$ ,  $\pi_k$ ,  $\eta_{compr}$  и  $\eta_{turb}$

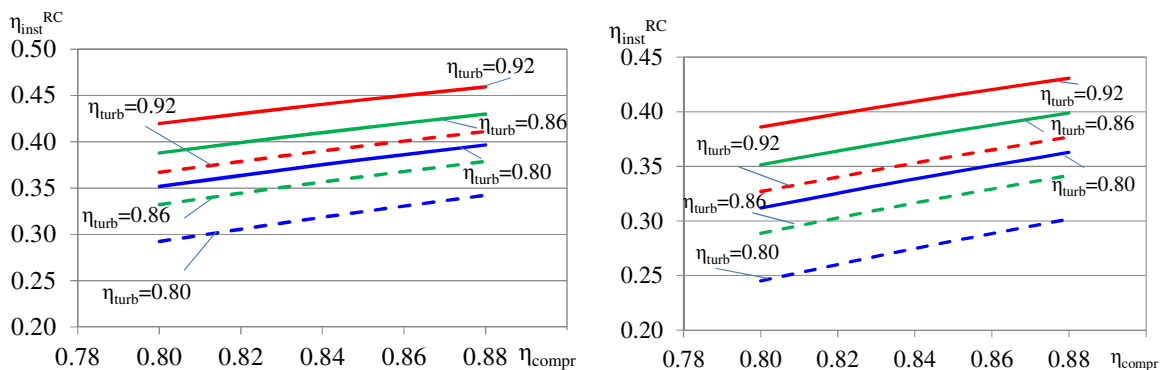


Рис. 17. Изменение  $\eta_{instl}^{RC}$  в турбине мощностью 100 кВт при варьировании  $\eta_{compr}$  и  $\eta_{turb}$ : а – при  $\pi_k=2,1$ ; б – при  $\pi_k=3,1$

**Благодарность**

Работа выполнена в рамках бюджетной программы КПКВК 6541230 «Поддержка развития приоритетных направлений научных исследований».

**Выводы**

Предложена концепция создания высокоэффективной мобильной энергоустановки с глубокой рекуперацией на основе воздушного цикла Брайтона. Оригинальный способ рекуперации позволяет увеличить коэффициент регенерации теплоты в цикле до 0,95–0,97, что даёт возможность повысить КПД энергетической установки до 45%.

По результатам термодинамического анализа воздушного, простого и использующего регенерацию циклов Брайтона в широком диапазоне варьирования различных параметров определены условия реализации цикла, обеспечивающие высокую энергетическую эффективность.

Установлено, что существует оптимальная степень сжатия в компрессоре, при которой достигается максимальный КПД цикла. Ее значение зависит от отношения температуры воздуха на входе в турбину к температуре воздуха на входе в компрессор. Так, если отношение указанных температур составляет 3,5, максимальный КПД действительного цикла 50% наблюдается при степени сжатия 2,1. Следует отметить, что при тех же условиях с учетом реальных потерь в цикле КПД установки снизится на 5% по отношению к идеальному варианту без потерь.

Анализ влияния адиабатных КПД компрессора и турбины на КПД установки показал, что при варьировании первых в диапазоне от 80 до 92% значения последнего изменяются от 25 до 45%. Таким образом, полученные результаты дают возможность на начальном этапе проектирования заложить рациональные режимные параметры установки.

**Литература**

1. Акшель В. А. Мини-ТЭЦ на базе микротурбинных установок. *Новости теплоснабжения*. 2009. № 2 (102). С. 28–33.
2. Акшель В. А. Энергоцентры на базе микротурбинных установок. *Энергосбережение*. 2006. № 5. С. 73–77.
3. Рассохин В. А., Забелин Н. А., Матвеев Ю. В. Основные направления развития микротурбинных технологий в России и за рубежом. *Науч.-техн. ведомости СПбГПУ. Наука и образование*. 2011. № 4. С. 41–51.
4. Мазуренко А. С., Денисова А. Е., Климчук А. А., Нго Минь Хиеу, Котов П. А. Эксергетические характеристики биогазовых установок. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2014. № 1/8 (67). С. 7–12. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2014.20021>.
5. Братута Э. Г., Семеней А. Р. Оценка эффективности использования пиролизного теплогенератора в схемах тепло и электроснабжения. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2011. № 5 (87). С. 23–28.
6. Сельнищын А. С. Когенерационные газотурбинные установки на продуктах газификации твердых бытовых отходов. *Политехн. молодежный журн*. 2018. № 1. С. 1–12. <https://doi.org/10.18698/2541-8009-2018-1-240>.
7. Чухин И. М. Техническая термодинамика. Ч. 2. / ГОУПВО. Иванов: Иванов. энерг. ун-т, 2008. 228 с.
8. Цанев С. В., Буров В. Д., Пустовалов П. А. К вопросу о карнотизации цикла Брайтона энергетических газотурбинных установок. *Энергосбережение и водоподготовка*. 2010. № 6. С. 2–6.

Поступила в редакцию 25.11.2019

### **Високоєфективна когенераційна енергоустановка з глибокою рекуперацією на основі повітряного циклу Брайтона**

**А. В. Русанов, А. О. Костіков, О. Л. Шубенко, Д. Х. Харламіді, В. О. Тарасова, О. В. Сенєцький**

Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України,  
61046, Україна, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10

На сьогодні актуальною науковою проблемою є розробка високоєфективних, екологічно чистих маневрених когенераційних енергетичних установок малої потужності з невеликими масогабаритними характеристиками, що використовують як паливо поновлювані ресурси. Потенційними споживачами енергії, що виробляється, є підприємства у віддалених від теплоелектроцентралей (ТЕЦ) і теплових електростанцій (ТЕС) населених пунктах, куди підвести тепло і електромережі від великих енергооб'єктів важко, а транспортні витра-

ти з доставки палива дуже великі. Запропоновано концепцію створення високоефективної когенераційної енергоустановки на базі газотурбінних технологій. Проведено термодинамічний аналіз повітряного, простого і такого, що використовує регенерацію, циклів Брайтона, за результатами якого в широкому діапазоні варіювання режимних параметрів визначені умови реалізації циклу, які забезпечують високу енергетичну ефективність. Особливість запропонованого схемного розв'язку полягає у використанні повітря як робочого тіла в турбіні для отримання корисної потужності. За таких умов теплота повітря, що виходить з турбіни, використовується в процесі горіння в котлі. Установа, що пропонується, може використовуватися з будь-яким джерелом тепла. Її основні переваги порівняно з традиційними газотурбінними установками такі: енергетичні переваги – установка камери згоряння твердопаливного котла за повітряною турбіною дозволяє використовувати тепло повітря, що виходить з повітряної турбіни, і тим самим зменшити витрату палива в камері згоряння та відповідно збільшити коефіцієнт корисної дії; технологічні переваги – турбіна працює на чистому повітрі і захищена від утворення осадів на поверхні лопаток або їх ерозії при використанні «брудного» робочого тіла, не потребує застосування зовнішніх систем охолодження турбіни, що значно спрощує її конструкцію; екологічні переваги – можливість роботи установки на газі, що отримується в результаті термічної обробки твердих побутових відходів. Крім того, камера згоряння котла працює практично за атмосферного тиску з меншим викидом шкідливих речовин в атмосферу.

**Ключові слова:** прямий цикл Брайтона, регенерація, повітряна турбіна, когенераційна енергоустанова.