

УДК 621.438

**ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЛОЖНЫХ ЦИКЛОВ
МИКРОГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ИНТЕГРИРОВАННЫМ
ФОКУСИРУЮЩИМ СОЛНЕЧНЫМ КОЛЛЕКТОРОМ**© 2021 г. А. В. Дологлонян¹, *, В. Т. Матвеев¹, И. Н. Стаценко¹¹Федеральное государственное бюджетное научное учреждение
“Институт природно-технических систем”, Севастополь, Россия*e-mail: dologlonyan@mail.ru

Поступила в редакцию 10.12.2020 г.

После доработки 15.02.2021 г.

Принята к публикации 24.02.2021 г.

Предметом рассмотрения является использование фокусирующего (параболоцилиндрического) солнечного коллектора (ФСК) для повышения эффективности микрогазотурбинных двигателей (МГТД) различной конфигурации. Исследованы гибридные солнечные микрогазотурбинные установки на базе МГТД простого цикла (ПЦ), ПЦ с регенерацией теплоты (Р), ПЦ с турбокомпрессорным утилизатором (ТКУ) и ПЦ с ТКУ и Р для климатических условий Крыма. Определено, что наиболее подходящей конфигурацией МГТД для интегрирования ФСК является комбинация простого цикла с турбокомпрессорным утилизатором, поскольку позволяет наиболее полно реализовать потенциал ФСК. Установлено, что комбинация МГТД ПЦ с ТКУ с интегрированным ФСК позволяет относительно увеличить среднегодовой коэффициент использования топлива таких установок в условиях Крыма на 10–25% и более, при этом сохранить когенерационные возможности.

Ключевые слова: микрогазотурбинная установка, микротурбина, регенерация теплоты, фокусирующий солнечный коллектор, турбокомпрессорный утилизатор

DOI: 10.31857/S0002331021020084**ВВЕДЕНИЕ**

Концентрация солнечной энергии (КСЭ) может поставлять управляемую энергию по запросу потребителям. Благодаря интеграции в традиционные энергетические установки или накоплению тепловой энергии установки КСЭ могут продолжать вырабатывать электроэнергию во время облачности или ночью, что делает их подходящими для формирования основы будущей низкоуглеродной энергосистемы [1], обеспечивая надежную генерирующую мощность для поддержки других технологий возобновляемых источников энергии, такие как солнечная фотоэлектрическая энергия и ветер.

В центре проблем, с которыми сталкивается КСЭ, является тот факт, что более 80% всей установленной мощности по-прежнему основано на технологии параболического желоба [2], и установки КСЭ с параболическим желобом используют энергоблоки цикла Ренкина с низкотемпературными (ниже 400°C) паровыми турбинами, которые работают с относительно низким КПД (~35% при воздушном охлаждении [3]).

В солнечном гибридном цикле Ренкина энергия солнца используется для непосредственного производства пара или за счет использования промежуточного тепло-

носителя [4]. Замкнутые циклы Брайтона уже используют внешний источник тепла [5]. В гибридных открытых циклах Брайтона солнечная тепловая энергия используется для предварительного нагрева воздуха перед его поступлением в камеру сгорания. Проекты и исследования, финансируемые ЕС, демонстрируют предварительный нагрев воздуха солнечной энергией с помощью поля гелиостата и приемника [6]. В проекте SOLUGAS [6] решены основные проблемы конструкции и эксплуатации газовых турбин с интегрированными ФСК.

Согласно исследованиям и результатам экспериментальных проектов [6, 7], предварительный подогрев воздуха на входе в камеру сгорания приводит к уменьшению количества топлива, необходимого для достижения требуемой температуры на входе в турбину (T_3). Однако выходная мощность при заданной T_3 несколько снижается по сравнению с работой только на органическом топливе. Это вызвано дополнительной потерей давления в фокусирующем солнечном коллекторе (ФСК) и измененным составом газов на выходе из камеры сгорания. Поскольку используется меньшее количество топлива, удельная массовая теплоемкость c_p выхлопных газов меньше, чем при работе только на органическом топливе, что приводит к меньшей разнице энтальпий при одинаковом перепаде температуры и, следовательно, меньшей выходной мощности. Кроме того, камера сгорания должна быть модифицирована, чтобы выдерживать большие термические напряжения, вызванные более высокой температурой воздуха на ее входе. Камеру сгорания следует перепроектировать с учетом рабочего диапазона от максимального до почти нулевого расхода топлива, что является серьезной технической задачей.

Эффективность гибридной солнечной газотурбинной установки (ГСГТУ) зависит от эффективности как ФСК, так и газотурбинного двигателя (ГТД). Высокая эффективность ФСК достигается максимизацией его оптических характеристик и минимизацией его тепловых и гидравлических потерь. Высокая эффективность ГТД достигается за счет максимизации эффективности его компонентов (компрессора, турбины, камеры сгорания и пр.), а также схемы и параметров (степень повышения давления в компрессоре, T_3 и пр.) двигателя.

В данной работе будет рассмотрена ГСГТУ на базе параболоцилиндрического ФСК в сочетании с микрогазотурбинными двигателями (МГТД) мощностью от 60 до 300 кВт различной конфигурации с целью определения наиболее подходящей.

БАЗОВЫЕ СХЕМЫ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА ОРГАНИЧЕСКОМ ТОПЛИВЕ

За основу базовой схемы микрогазотурбинного двигателя принят когенерационный вариант ГТД простого цикла (ПЦ) (рис. 1), который дополнен теплообменником ОГ2 с целью увеличения общего (теплотехнического) КПД. При этом ГТД простого цикла считается выполненным по одновальнй схеме для привода электрогенератора.

Повышение эффективности ГТД простого цикла предлагается рассмотреть за счет:

- регенерации теплоты выхлопных газов в рабочем цикле двигателя;
- применения турбины перерасширения рабочего тела за силовой турбиной [8–11] с целью повышения эффективности и удельной мощности ГТД;
- комбинация перечисленных выше способов.

На рисунке 2 изображена схема газотурбинной установки с регенерацией теплоты (ПЦ + Р), в которой по отношению к схеме ГТУ простого цикла добавлен теплообменник-регенератор для подогрева рабочего тела перед камерой сгорания за счет теплоты выхлопных газов двигателя, который позволит повысить КПД самого двигателя.

На рисунке 3 изображена схема МГТУ с турбиной перерасширения. Турбина перерасширения, приводящая дожимающий компрессор (ДК) с охладителем газа (ОГ1) между ними, который обеспечивает понижение температуры газов для минимизации

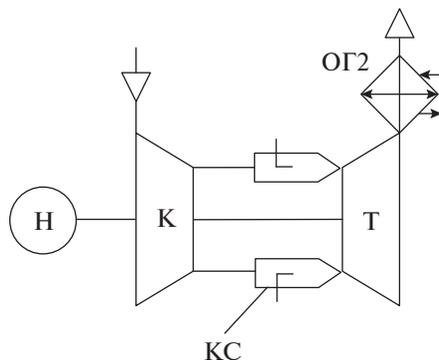


Рис. 1. Схема когенерационного варианта МГТУ простого цикла: К – компрессор; КС – камера сгорания; Т – турбина; ОГ2 – охладитель газов; Н – нагрузка.

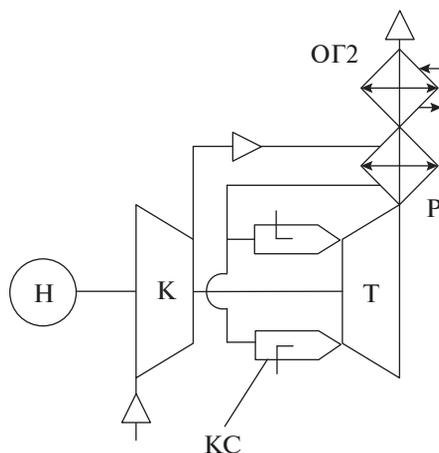


Рис. 2. Схема когенерационного варианта МГТУ цикла с регенерацией: Р – регенератор; остальные обозначения, как на рис. 1.

работы сжатия, а также выполняет роль котла-утилизатора, образует турбокомпрессорный утилизатор (ТКУ). Посредством применения в рабочем цикле перерасширения рабочих газов в силовой турбине увеличивается удельная мощность двигателя при том же расходе топлива и, следовательно, повышается КПД двигателя.

Повышение КПД МГТД возможно также за счет глубокой утилизации теплоты выхлопных газов двигателя, превратив часть ее в механическую работу. Такую задачу возможно решить, как было сказано выше, за счет комбинации двух способов повышения экономичности МГТД, а именно, за силовой турбиной МГТД установить турбокомпрессорный утилизатор, а регенератор встроить между турбиной перерасширения и дожимающим компрессором. На рисунке 4 изображена схема МГТД с ТКУ и регенерацией теплоты. Охладитель газа ОГ1 обеспечивает понижение температуры газа перед ДК с целью снижения в нем работы сжатия. Охладитель ОГ1 на рис. 4 имеет температуру газов на входе порядка 600 К и также может выполнять функции котла-утилизатора для обеспечения объекта теплотой.

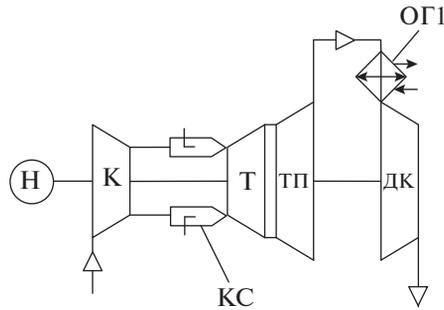


Рис. 3. Схема МГТУ с турбокомпрессорным утилизирующим (ПКУ): ТП – турбина; ОГ1 – охладитель газов; ДК – дожимающий компрессор.

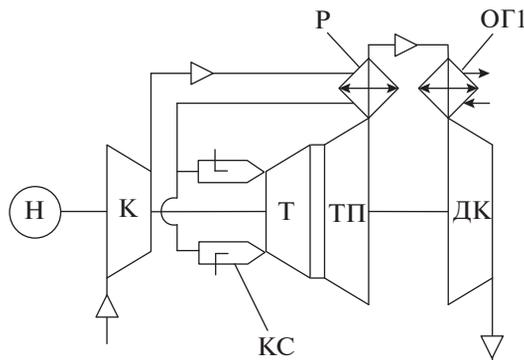


Рис. 4. Схема МГТУ с турбокомпрессорным утилизирующим (ПКУ) и регенерацией теплоты (ПКУ + Р): остальные обозначения, как и на рис. 1–3.

Исследование характеристик рабочих циклов МГТД производилось с использованием физико-математических моделей и программного обеспечения, ранее опробованного при анализе параметров в ГТУ, приведенных в работе [8].

Для моделирования установок, изображенных на рис. 1–4, были приняты параметры, представленные в табл. 1.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК МГТУ

Анализ характеристик циклов МГТУ производился при изменении степени повышения давления π_k в компрессоре двигателя, дожимающем компрессоре π_{dk} , степени регенерации σ и прочих равных фиксированных параметрах, характерных для микрогазотурбинных установок. Результаты такой оптимизации МГТУ, работающих по схемам, приведенным на рис. 1–4, представлены в табл. 2.

Анализ табл. 2 показывает, что при оптимальных степенях повышения давления π_k в МГТД с ТКУ и Р полностью подходит под параметры существующего оборудования по π_k , кроме того, имеет более высокую экономичность относительно МГТД с Р на 9%, удельная мощность увеличивается в 1.34 раза, при этом тепловая мощность падает на 11%. Увеличение удельной мощности единицы рабочего тела в цикле двигателя положительно влияет на массовые и габаритные показатели энергоустановки, особенно

Таблица 1. Параметры ВМГТУ

Наименование параметра	Ед. изм.	Численное значение
Адиабатный КПД турбины	—	0.88
Адиабатный КПД компрессора	—	0.8
Адиабатный КПД турбины перерасширения ¹	—	0.9
Адиабатный КПД дожимающего компрессора ²	—	0.88
КПД камеры сгорания	—	0.97
КПД электрогенератора	—	0.96
Плотность матрицы регенератора	м ² /м ³	164
Коэффициент восстановления давления в регенеративном теплообменнике со стороны газа в простом цикле с регенерацией ³	—	$\varepsilon_r = \left(1 + c_r \frac{r}{1-r}\right)^{-1}$
Коэффициент восстановления давления в регенеративном теплообменнике со стороны газа в простом цикле с регенерацией и турбокомпрессорным утилизатором ³	—	$\varepsilon_r = \left(1 + c_r \varepsilon_{ог1} \pi_{дк} \frac{r}{1-r}\right)^{-1}$
Коэффициент восстановления давления в регенеративном теплообменнике со стороны воздуха ⁴	—	$\varepsilon_b = 1 - c_b \frac{r}{1-r}$
Коэффициент восстановления давления на входе в установку, $\varepsilon_{вх}$	—	0.997
Коэффициент восстановления давления в КС, $\varepsilon_{кк}$	—	0.97
Коэффициент восстановления давления на выходе из установки, $\varepsilon_{вых}$	—	0.97
Коэффициент восстановления давления на выходе из установки, $\varepsilon_{ог1} \cdot \varepsilon_{ог2}$	—	0.96
Температура газов на выходе из ОГ1 и ОГ2	К	323
Температура окружающего воздуха	К	288
Влажность окружающего воздуха	%	60

Примечания: 1, 2 — более высокие параметры компрессора и турбины связаны с масштабным эффектом в вакуумном цикле, поскольку давление рабочего тела за турбиной ниже атмосферного примерно в 2 раза, то соответственно во столько же раз размеры компрессора и турбины больше, чем у компрессора и турбины в обычном цикле; 3, 4 — коэффициенты c_r и c_b определялись из параметров существующих прототипов [12].

включающей теплообменное оборудование. Наибольшим общим (теплотехническим) КПД обладают МГТД ПЦ и ПЦ + Р, а наибольшей удельной мощностью МГТД с ТКУ.

СОЛНЕЧНЫЙ КОЛЛЕКТОР

Исследование характеристик ФСК производилось с использованием физико-математических моделей, приведенных в работе [14, 15].

Для моделирования параболоцилиндрического ФСК были приняты параметры, представленные в табл. 3. В качестве климатических параметров использовались данные работы [16] для г. Евпатория.

Использование воздуха в качестве теплоносителя обусловлено высокими (700–1200 К) температурами на выходе ФСК, при которых известные термомасла разлагаются, а жидкости закипают. Воздух, как теплоноситель, создает и определенные трудности, связанные с эффективностью ФСК. Уравнение для определения полезной энергии, произведенной ФСК, имеет вид [17]:

$$Q_u = F' \eta_0 I A_s - F' U_L (T_f - T_a) A_p, \quad (1)$$

где η_0 — оптический КПД ФСК; I — интенсивность прямой солнечной радиации, приходящей на ФСК, Вт/м²; A_s — площадь апертуры ФСК, м²; F' — коэффициент эффективности приемника; U_L — коэффициент тепловых потерь приемника, Вт/(м² К); T_f — средняя температура теплоносителя, К; T_a — температура окружающей среды, К; A_p — площадь поверхности абсорбера, м².

Таблица 2. Результаты [13] оптимизации когенерационных вариантов МГТУ при $T_3 = 1373$ К

Наименование параметра	Ед. изм.	ПЦ	ПЦ+Р	ПЦ+ТКУ	ПЦ+ТКУ+Р
Эффективный КПД МГТУ по ISO	%	29.4	34.2	35.8	37.2
КПД при выработке электроэнергии (без системы утилизации тепла)	%	28.2	32.8	34.4	35.7
Температура воздуха перед камерой сгорания	К	764	909	698	786
Температура газа на выхлопе ¹	К	323	323	485	409
Температура газов на выходе из турбины	К	759	961	610	865
Оптимальная степень повышения давления в компрессоре	—	21	6.8	14.5	5.2
Оптимальная степень повышения давления в дожимающем компрессоре	—	—	—	3.7	2.3
Оптимальная степень регенерации	—	—	0.84	—	0.78
Удельная мощность на валу силовой турбины	кВт/(кг/с)	225	202	308	270
Удельная тепловая мощность	кВт/(кг/с)	462	315	301	283
КПД теплотехнический (с учетом выработки электроэнергии)	%	89	86	69	74

Примечания: 1 – столь низкая температура на выходе из ОГ2 характерна только для газового топлива во избежание низкотемпературной коррозии, при этом в конструкции ОГ2 должен быть предусмотрен отвод конденсата.

Таблица 3. Параметры ФСК

Наименование параметра	Ед. изм.	Численное значение
Угол раскрытия	—	$\pi/2$
Размер раскрытия зеркала концентратора	м	2
Фокусное расстояние	м	0.5
Наружный диаметр абсорбера	мм	25.4
Наружный диаметр приемника (вакуумированная трубка, металлическая сильфонная с каждой стороны для достижения необходимого вакуума)	мм	50
Пропускательная способность прозрачной изоляции	—	0.97
Поглощательная способность абсорбера	—	0.97
Излучательная способность прозрачной изоляции	—	0.86
Излучательная способность абсорбера [112]	—	$(1.666 \times 10^{-4}) T + 3.375 \times 10^{-3}$
Отражательная способность зеркала	—	0.935
Ошибка поворота и отслеживания	—	0.994
Точность геометрии зеркал коллектора	—	0.980
Замутнение зеркала	—	0.968
Грязь на элементах сбора тепла	—	0.984
Прочие факторы, влияющие на оптические параметры	—	0.960
Ориентация	—	Север–Юг
Расход теплоносителя	кг/с	1
Род теплоносителя	—	Воздух

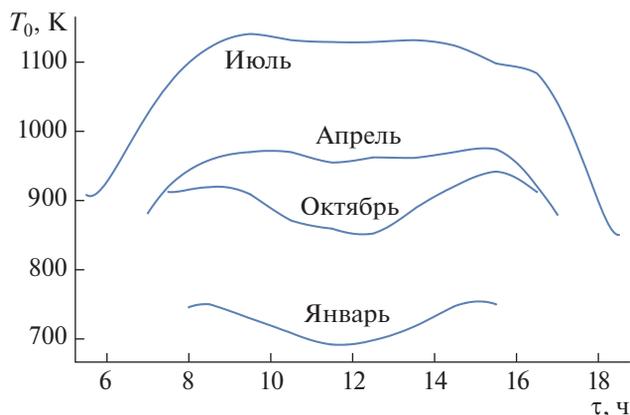


Рис. 5. Зависимость температуры теплоносителя на выходе из ФСК (T_0) от времени суток (τ) и сезона при температуре на входе в ФСК (T_i) равной 672 К и площади ФСК 2000 м².

Коэффициент эффективности приемника в формуле (1) и определяет эффективность ФСК и любого другого коллектора в целом, определяется выражением

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{U_f}}, \quad (2)$$

где U_f — коэффициент теплоотдачи от абсорбера к теплоносителю, Вт/(м² К).

Из формулы (2) видно, что при $U_f \gg U_L$ коэффициент эффективности приемника стремится к единице, а поскольку коэффициент теплоотдачи пропорционален теплопроводности теплоносителя, теплоносители стараются выбирать с высоким ее значением. У воздуха коэффициент теплопроводности очень мал, поэтому, чтобы это компенсировать, необходимо увеличить скорость течения теплоносителя в абсорбере, для чего следует уменьшить его поперечное сечение, что, соответственно, увеличит гидравлическое сопротивление ФСК.

Результаты моделирования параболоцилиндрического ФСК для различных сезонов представлены на рис. 5 и 6.

Не трудно заметить, что рис. 5 и 6 очень похожи. Это связано с тем, что гидравлическое сопротивление газов в канале практически прямо пропорционально температуре теплоносителя.

Согласно, например, работе [18] гидравлическое сопротивление трения цилиндрического канала определяется выражением:

$$\Delta P = \xi_g \frac{l}{d} \rho \frac{u^2}{2}, \quad (3)$$

где ξ_g — коэффициент гидравлического сопротивления; l — длина канала, м; d — диаметр канала, м; ρ — плотность теплоносителя, кг/м³; u — скорость движения среды, м/с.

Учитывая, что

$$u = \frac{G}{\rho S}, \quad (4)$$

где S — площадь проходного сечения канала, м²; G — расход теплоносителя, кг/с.

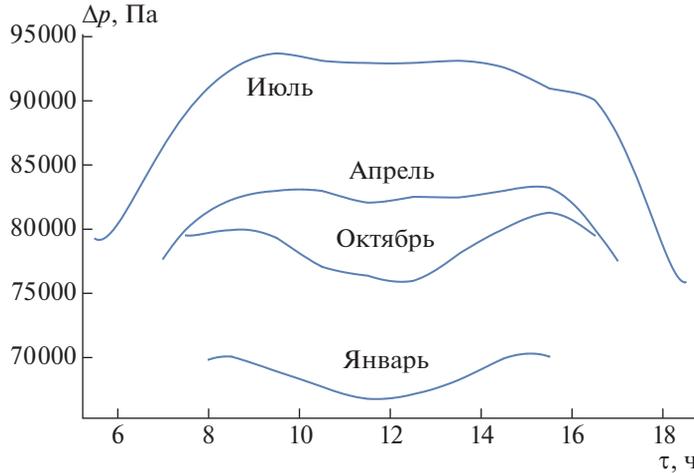


Рис. 6. Зависимость перепада давления в ФСК (Δp) от времени суток (τ) и сезона при температуре на входе в ФСК $T_i = 672$ К, давлении на входе $p = 0.5$ МПа и площади ФСК 2000 м^2 .

Плотность газов можно найти из уравнения состояния [18].

$$\rho = \frac{P}{RT}, \quad (5)$$

где R — индивидуальная газовая постоянная, Дж/(кг К); T — температура газа, К; P — давление газа, Па.

Кроме того, перепад давлений в канале пропорционален относительной длине канала $-\frac{l}{d}$, которая, в свою очередь, пропорциональна отношению площади поверхности канала (F) к его площади проходного сечения, или

$$\frac{l}{d} = \frac{1}{4} \frac{F}{S}. \quad (6)$$

Подставляя выражения (4)–(6) в (3), можно получить зависимость гидравлических потерь от температуры и давления

$$\Delta P(T, P) = \frac{\xi_g}{8} \frac{RT}{P} \frac{F}{S} \left(\frac{G}{S}\right)^2. \quad (7)$$

Конечно, коэффициент гидравлических потерь в формуле (7) тоже зависит от температуры, но зависимость эта мала, поскольку для турбулентного режима течения он пропорционален динамическому коэффициенту вязкости ($\mu \sim T$) в степени 0.2 [18], т.е. при изменении температуры газа в 2 раза он изменится на 15%.

Кроме того, формула (7) наглядно показывает, что для газа гидравлические потери в канале обратно пропорциональны его давлению.

Из вышесказанного можно сделать вывод, что подключать ФСК к ГТД нужно в точке с наибольшим давлением и наименьшей температурой воздуха (это важно и точки зрения эффективности ФСК). Для циклов без регенерации (рис. 1 и 3) эта точка находится непосредственно за компрессором перед камерой сгорания. Для регенеративных циклов (рис. 2 и 4) эта точка находится непосредственно за регенератором перед камерой сгорания, т.к. если ее разместить между компрессором и регенератором, то эффект от регенерации и, собственно, эффективность регенеративного ГТД снизятся.

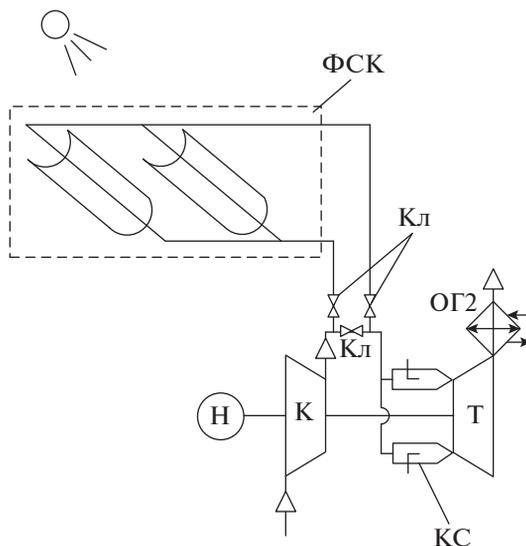


Рис. 7. Схема когенерационного варианта гибридной солнечной МГТУ простого цикла: ФСК – фокусирующий солнечный коллектор; Кл – переключающиеся клапаны; остальные обозначения, как на рис. 1.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГИБРИДНЫХ СОЛНЕЧНЫХ МГТУ

Схемы гибридных солнечных МГТУ, составленные в соответствии с установленным выше подходом, представлены на рис. 7–10.

Поскольку согласно (7) относительные гидравлические потери в ФСК обратно пропорциональны квадрату давления, то нерегенеративные циклы гибридных солнечных установок (рис. 7 и 9) теряют лишь незначительную часть мощности, потому что имеют высокое давление (табл. 2) перед ФСК. Регенеративные циклы гибридных солнечных установок (рис. 8 и 10) имеют давление перед ФСК в 2–3 раза меньше, чем нерегенеративные (табл. 2), поэтому относительные потери давления в зависимости от размеров ФСК могут быть существенными (до 30%), что приводит к бесперспективности наращивания площади ФСК. Чтобы уменьшить относительные потери давления до приемлемого для теплообменных аппаратов ГТД уровня (2–6% [12]), необходимо распараллелить потоки воздуха (теплоносителя) в ФСК, однако это снижает скорость в абсорбере и, соответственно, его эффективность.

Введем параметр – средневзвешенный коэффициент использования топлива, представляющий собой отношение суммарной выработанной за солнечный день работы к затраченной на это теплоте сгорания топлива, который определяется зависимостью

$$\xi_m = \frac{\sum_i N_{ei}}{\sum_i Q_{fi}}, \quad (8)$$

где N_{ei} – эффективная мощность гибридной солнечной МГТУ для i -го солнечного часа, кВт; Q_{fi} – тепловая мощность, полученная при сгорании топлива в гибридной солнечной МГТУ для i -го солнечного часа, кВт.

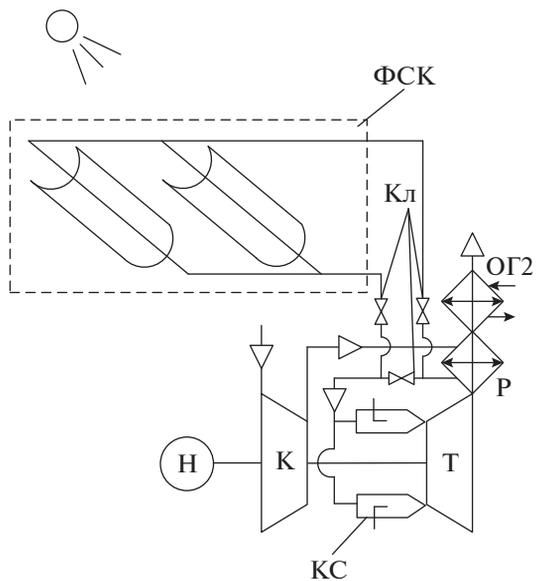


Рис. 8. Схема когенерационного варианта гибридной солнечной МГТУ простого цикла с регенерацией: обозначения, как на рис. 1, 2 и 7.

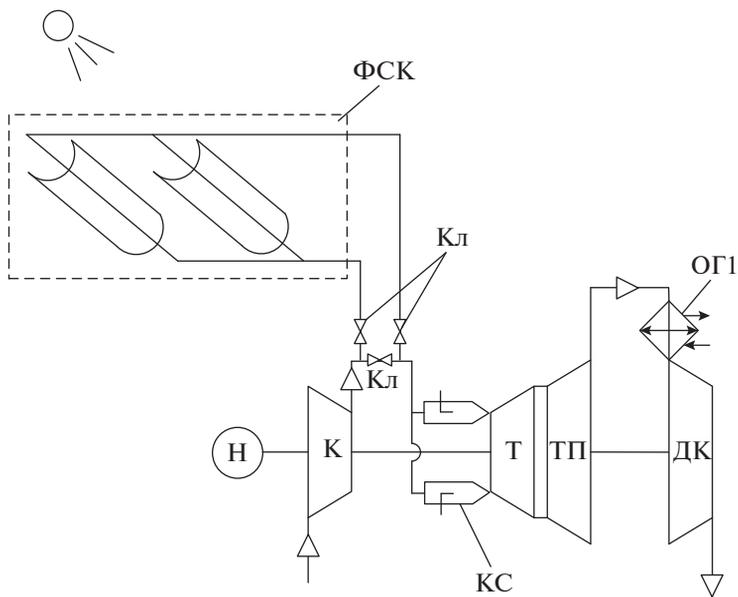


Рис. 9. Схема когенерационного варианта гибридной солнечной МГТУ простого цикла с ТКУ: обозначения, как на рис. 1, 3 и 7.

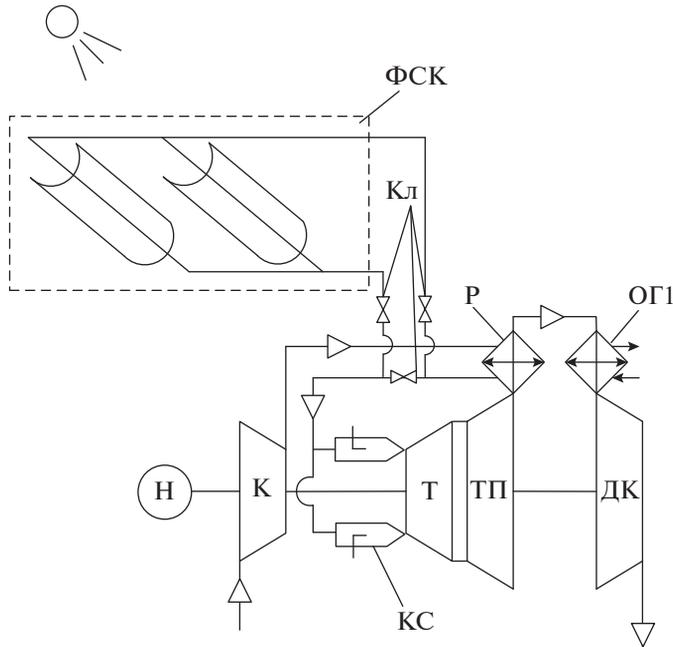


Рис. 10. Схема когенерационного варианта гибридной солнечной МГТУ простого цикла с ТКУ и регенерацией: обозначения, как на рис. 1, 4 и 7.

Зависимости средневзвешенного коэффициента использования топлива ξ_m от количества потоков n_f и длины приемника L_c ФСК для регенеративных циклов представлены на рис. 11 и 12.

Рисунки 11 и 12 наглядно иллюстрируют очень сильное влияние гидравлических потерь в ФСК на эффективность гибридных солнечных МГТУ на базе регенеративных циклов. Распараллеливание расхода воздуха на два потока дает возможность наращивать площадь ФСК без существенного падения его эффективности и мощности ГТД.

Результаты моделирования гибридной солнечной МГТУ на базе ГТД простого цикла в Июле представлены в табл. 4 и на рис. 13–15. Как было отмечено выше, относительные потери давления в ФСК являются минимальными (относительные потери давления в ФСК меньше 2% во всем исследуемом диапазоне), а, следовательно и потери мощности (рис. 14).

Введем параметр – относительный расход топлива, представляющий собой отношение теплоты, полученной от сжигания топлива, к общей теплоте цикла, который определяется зависимостью

$$\xi = \frac{Q_{fi}}{Q_{fi} + Q_{\text{ФСК}i}}, \quad (9)$$

где Q_{fi} – тепловая мощность, полученная при сгорании топлива в гибридной солнечной МГТУ для i -го солнечного часа, кВт; $Q_{\text{ФСК}i}$ – тепловая мощность, полученная в ФСК для i -го солнечного часа, кВт.

Относительный расход топлива, как видно на рис. 13, меняется в широких пределах в зависимости как от размеров ФСК, так и от текущего времени. При этом очевидно, что зависимость от размеров ФСК нелинейная и затухающая, что говорит о снижении

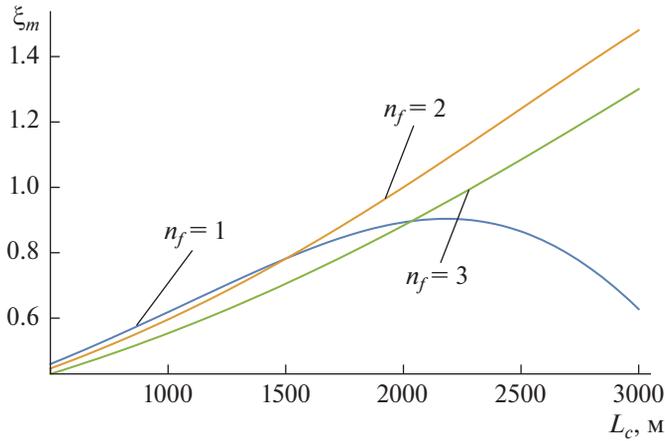


Рис. 11. Зависимость средневзвешенного коэффициента использования топлива ξ_m от количества потоков n_f и длины приемника L_c ФСК для гибридной солнечной МГТУ на базе ПЦ + Р в Июле.

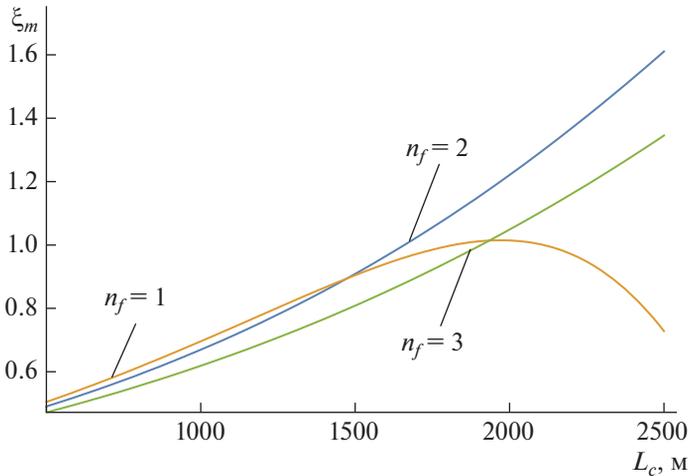


Рис. 12. Зависимость средневзвешенного коэффициента использования топлива ξ_m от количества потоков n_f и длины приемника L_c ФСК для гибридной солнечной МГТУ на базе ПЦ + ТКУ + Р в Июле.

эффекта от наращивания площади ФСК. Рисунок 14, характеризующий зависимость удельной мощности от размеров ФСК и текущего времени, в сочетании с рис. 15, показывают однозначное снижение удельной мощности гибридной солнечной МГТУ с ростом температуры на выходе из ФСК, о чем говорилось во введении.

Результаты моделирования гибридной солнечной МГТУ на базе ГТД простого цикла с регенерацией теплоты в Июле представлены в табл. 5 и на рис. 16–18. Как и было отмечено выше, потери давления в ФСК являются существенными для одного потока ввиду низкого давления после компрессора (потери давления в ФСК 6% и более во всем исследуемом диапазоне), а, следовательно, и потери мощности. Распараллелива-

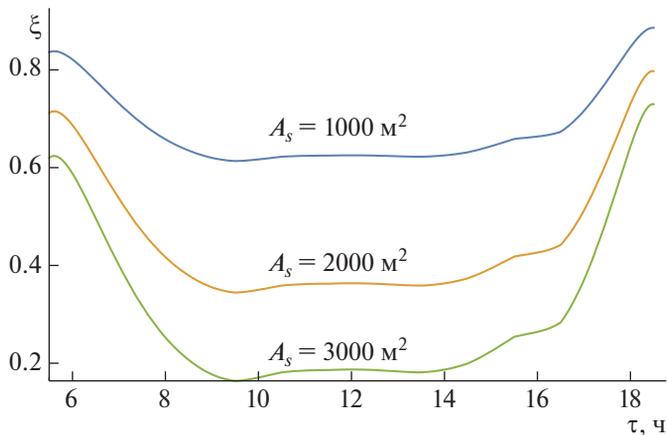


Рис. 13. Зависимость относительного расхода топлива гибридной МГТУ ПЦ от времени суток и площади поверхности ФСК в Июле.

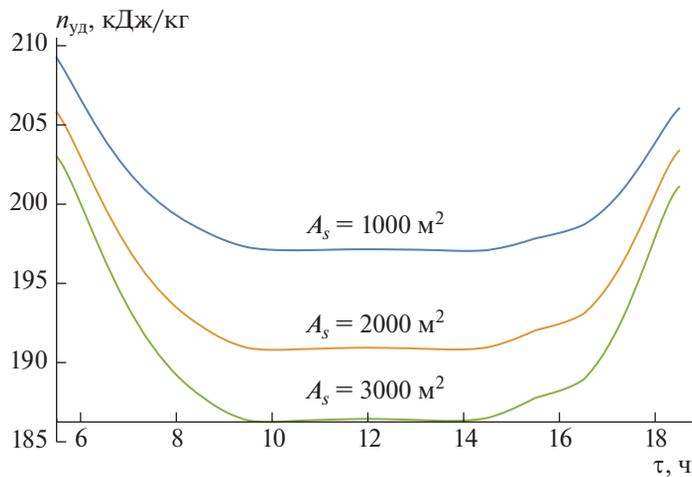


Рис. 14. Зависимость удельной мощности гибридной МГТУ ПЦ от времени суток и площади поверхности ФСК в Июле.

Таблица 4. Средние параметры ПЦ + ФСК за солнечный день в Июле (с 5.5 до 18.5 солнечных часов)

Наименование параметра	Ед. изм.	Площадь апертуры ФСК, м ²			
		0	1000	2000	3000
Удельная мощность	кДж/кг	207	200	195	191
Относительный расход топлива	—	1	0.691	0.472	0.322
Коэффициент восстановления давления ФСК	—	1	0.995	0.989	0.983
Температура воздуха пред КС, T_{22}	К	788	981	1107	1189

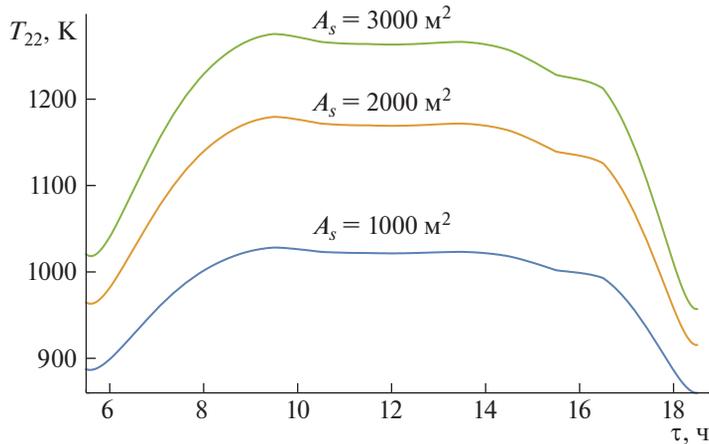


Рис. 15. Зависимость температуры воздуха перед КС МГТД ПЦ от времени суток и площади поверхности ФСК в Июле.

ние потоков на два обеспечивает приемлемые коэффициенты восстановления давления в ФСК во всем исследуемом диапазоне.

Сравнение данных относительного расхода топлива в табл. 4 и 5, рис. 13 и 16 наглядно демонстрирует, что для гибридной солнечной МГТУ на базе простого цикла прирост эффективности от интегрирования ФСК выше, чем аналогичной на базе простого цикла с регенерацией, что связано с его (ПЦ + Р) большим совершенством.

Результаты моделирования гибридной солнечной МГТУ на базе ГТД простого цикла с установленным ТКУ в Июле представлены в табл. 6 и на рис. 19–21. Как и в случае с ГТД простого цикла, потери давления в ФСК являются минимальными (потери давления в ФСК меньше 4% во всем исследуемом диапазоне), но больше, чем для ПЦ (табл. 4), поскольку давление перед ФСК здесь ниже (табл. 2).

Сравнение данных относительного расхода топлива в табл. 4 и 6 и на рис. 13 и 19 наглядно демонстрирует, что для гибридной солнечной МГТУ на базе ГТД простого цикла с установленным ТКУ эффект от интегрирования ФСК выше, чем аналогичной на базе простого цикла, что связано с более низким давлением, а, следовательно, и температурой, перед ФСК, что обеспечивает его (ФСК) большую эффективность. Кроме того, использование турбокомпрессорного утилизатора ставит эффективность

Таблица 5. Средние параметры ПЦ + Р + ФСК за солнечный день в Июле (с 5.5 до 18.5 солнечных часов) при различном количестве потоков

Наименование параметра	Ед. изм.	Площадь апертуры ФСК, м ²							
		0		1000		2000		3000	
		1	2	1	2	1	2	1	2
Удельная мощность	кДж/кг	191	191	175	186	157	180	136	174
Относительный расход топлива	—	1	1	0.7	0.745	0.499	0.563	0.37	0.433
Коэффициент восстановления давления ФСК	—	1	1	0.943	0.984	0.878	0.966	0.808	0.947
Температура воздуха пред КС, T ₂₂	К	913	913	1063	1037	1157	1122	1215	1179

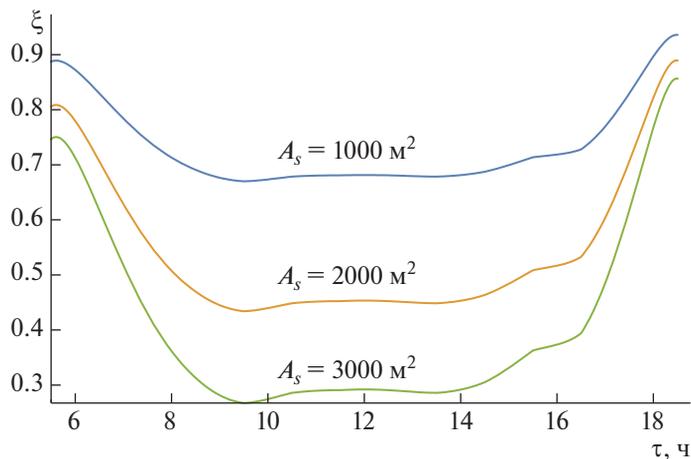


Рис. 16. Зависимость относительного расхода топлива гибридной МГТУ ПЦ + Р от времени суток и площади поверхности ФСК в Июле при двух потоках.

этого базового цикла как минимум на один уровень с ПЦ + Р, что в сочетании с высокой удельной мощностью делает его использование более целесообразным, чем предыдущие два цикла.

Результаты моделирования гибридной солнечной МГТУ на базе ГТД простого цикла с регенерацией и турбокомпрессорным утилизатором в Июле представлены в табл. 7 и на рис. 22–24. Как и в случае с МГТУ на базе ПЦ + Р потери давления в ФСК являются существенными для одного потока ввиду еще более низкого давления после компрессора (потери давления в ФСК 11% и более во всем исследуемом диапазоне), а, следовательно и потери мощности. Распараллеливание потоков на два обеспечивает приемлемые коэффициенты восстановления давления в ФСК в диапазоне площадей до 2000 м^2 .

Сравнение данных относительного расхода топлива в табл. 6 и 7 на рис. 19 и 22 наглядно демонстрирует, что для гибридной солнечной МГТУ на базе ГТД простого цикла с установленным ТКУ эффект от интегрирования ФСК выше, чем аналогичной на ПЦ + ТКУ + Р, что связано с более низкой температурой перед ФСК, что обеспечивает его (ФСК) большую эффективность. Кроме того, использование турбокомпрессорного утилизатора в обеих схемах обеспечивает их высокую удельную мощность. Однако эффективность базового ГТД ПЦ + ТКУ + Р для гибридной солнечной МГТУ выше (табл. 2) аналогичной с ГТД на базе ПЦ + ТКУ при работе в отсутствие Солнца или большой облачности.

Таблица 6. Средние параметры ПЦ + ТКУ + ФСК за солнечный день в Июле (с 5.5 до 18.5 солнечных часов)

Наименование параметра	Ед. изм.	Площадь апертуры ФСК, м^2			
		0	1000	2000	3000
Удельная мощность	кДж/кг	287	278	270	264
Относительный расход топлива	—	1	0.692	0.468	0.311
Коэффициент восстановления давления ФСК	—	1	0.99	0.979	0.966
Температура воздуха пред КС, T_{22}	К	698	929	1076	1173

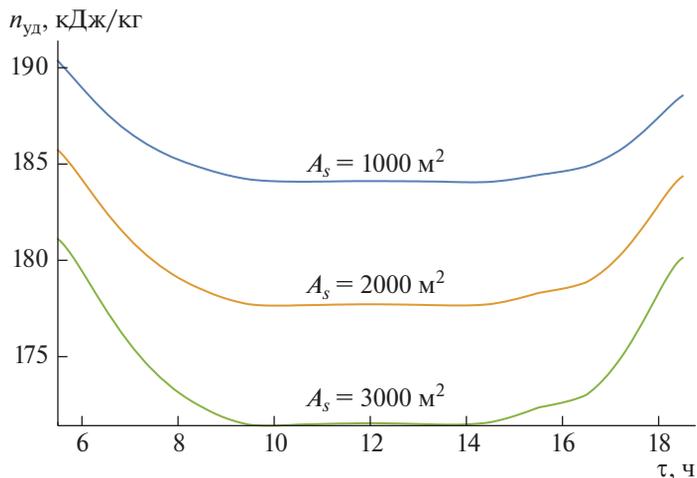


Рис. 17. Зависимость удельной мощности гибридной МГТУ ПЦ + Р от времени суток и площади поверхности ФСК в Июле при двух потоках.

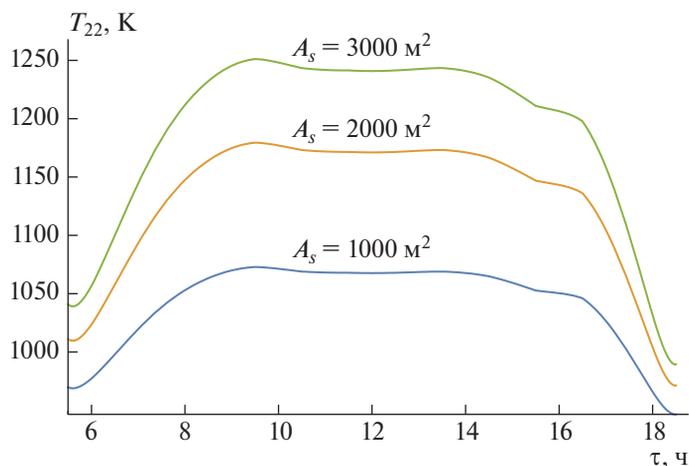


Рис. 18. Зависимость температуры воздуха перед КС МГТД ПЦ + Р от времени суток и площади поверхности ФСК в Июле при двух потоках.

Таблица 7. Средние параметры ПЦ + ТКУ + Р + ФСК за солнечный день в Июле (с 5.5 до 18.5 солнечных часов) при различном количестве потоков

Наименование параметра	Ед. изм.	Площадь апертуры ФСК, м^2							
		0		1000		2000		3000	
		1	2	1	2	1	2	1	2
Удельная мощность	кДж/кг	262	262	240	254	212	245	177	237
Относительный расход топлива	—	1	1	0.691	0.737	0.476	0.543	0.333	0.403
Коэффициент восстановления давления ФСК	—	1	1	0.914	0.976	0.811	0.948	0.697	0.917
Температура воздуха пред КС, T_{22}	К	793	793	990	958	1158	1071	1247	1150

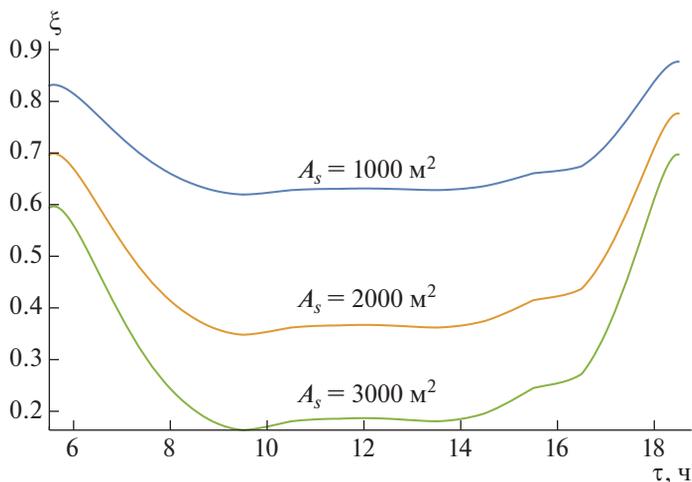


Рис. 19. Зависимость относительного расхода топлива гибридной МГТУ ПЦ + ТКУ от времени суток и площади поверхности ФСК в Июле.

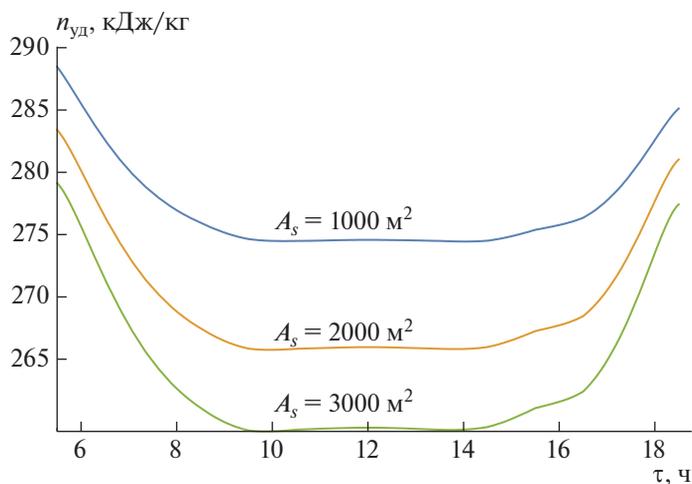


Рис. 20. Зависимость удельной мощности гибридной МГТУ ПЦ + ТКУ от времени суток и площади поверхности ФСК в Июле.

Введем параметр – среднемесячный коэффициент использования топлива, представляющий собой отношение средимесячной мощности гибридной солнечной МГТУ к средимесячной тепловой мощности, полученной от сжигания топлива, который определяется зависимостью

$$\xi_y = \frac{\sum_{j=1}^{24} N_{ej}}{\sum_{j=1}^{24} Q_{fj}}, \quad (10)$$

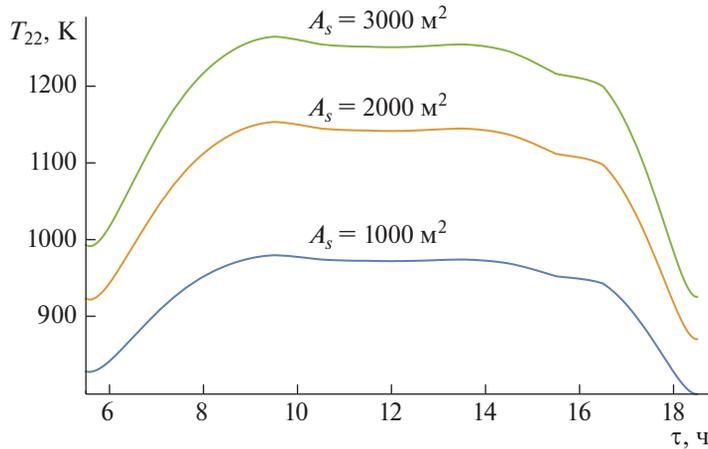


Рис. 21. Зависимость температуры воздуха перед КС МГТД ПЦ + ТКУ от времени суток и площади поверхности ФСК в Июле.

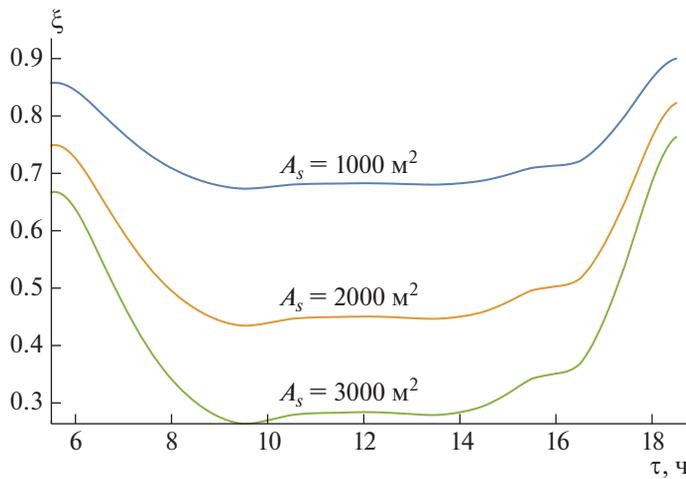


Рис. 22. Зависимость относительного расхода топлива гибридной МГТУ ПЦ + ТКУ + Р от времени суток и площади поверхности ФСК в Июле при двух потоках.

где N_{ej} – мощность гибридной солнечной МГТУ для j -го часа, кВт; Q_{fj} – тепловая мощность, полученная при сгорании топлива в гибридной солнечной МГТУ для j -го часа, кВт.

Распределение среднемесячного коэффициента использования топлива по месяцам года для гибридных солнечных МГТУ на базе ГТД ПЦ + ТКУ и ПЦ + ТКУ + Р изображены на рис. 25 и 26.

Учитывая выражение (10), среднегодовой коэффициент использования топлива можно представить как

$$\xi_{ym} = \frac{1}{12} \sum_{k=1}^{12} \xi_{yk}, \tag{11}$$

где k – номер месяца.

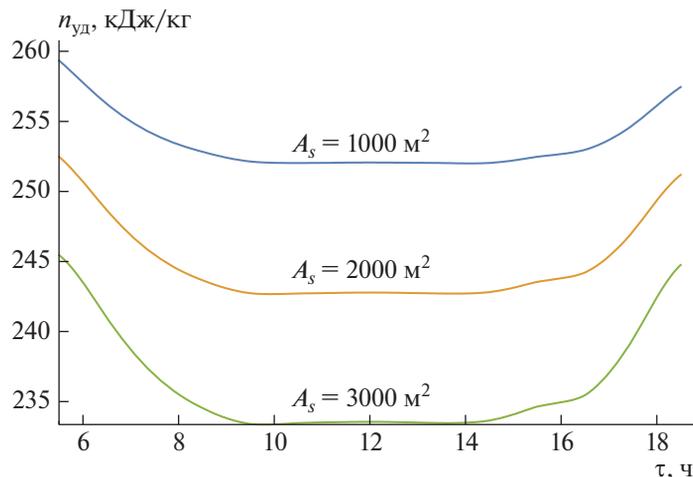


Рис. 23. Зависимость удельной мощности гибридной МГТУ ПЦ + ТКУ + Р от времени суток и площади поверхности ФСК в Июле при двух потоках.

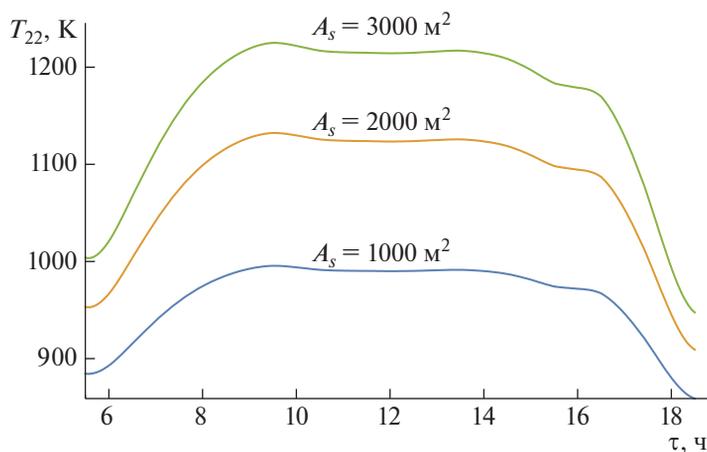


Рис. 24. Зависимость температуры воздуха перед КС МГТД ПЦ + ТКУ + Р от времени суток и площади поверхности ФСК в Июле при двух потоках.

Подстановка в (11) данных моделирования позволяет вычислить среднегодовые коэффициенты использования топлива для гибридных солнечных МГТУ на базе ПЦ + ТКУ и ПЦ + ТКУ + Р, которые представлены в табл. 8.

Анализ табл. 8 показывает, что при малых значениях мощности солнечной радиации ($I A_s$, формула (1)) гибридная солнечная МГТУ на базе ПЦ + ТКУ + Р оказывается эффективней, чем аналогичная на базе ПЦ + ТКУ, ввиду большей экономичности базовой конфигурации. Преимущество базовой конфигурация ПЦ + ТКУ перед конфигурацией ПЦ + ТКУ + Р растет по мере увеличения мощности солнечной радиации. Это объясняется рядом причин:

- температура воздуха на входе в ФСК для гибридной солнечной МГТУ на базе ПЦ + ТКУ ниже, чем для аналогичной на базе ПЦ + ТКУ + Р, из-за отсутствия регенератора, что повышает КПД ФСК, за счет снижения тепловых потерь в соответствии с (1);

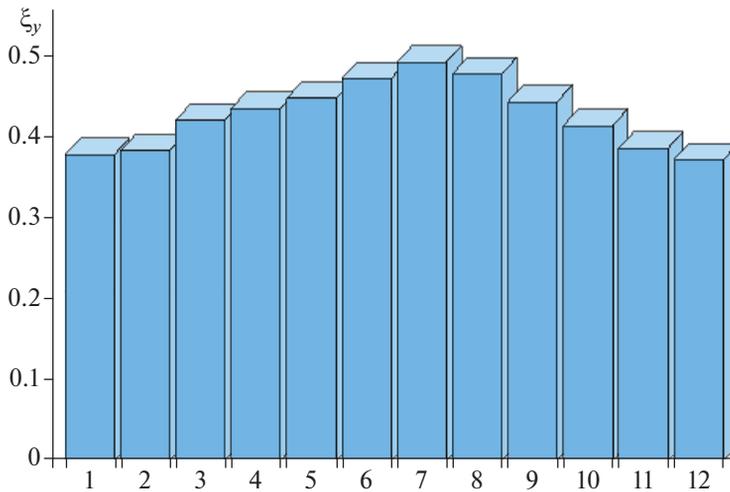


Рис. 25. Распределение среднемесячного коэффициента использования топлива ξ_m по месяцам года для гибридной солнечной МГТУ на базе ПЦ + ТКУ, при $n_f=1$, $A_s=2000 \text{ м}^2$.

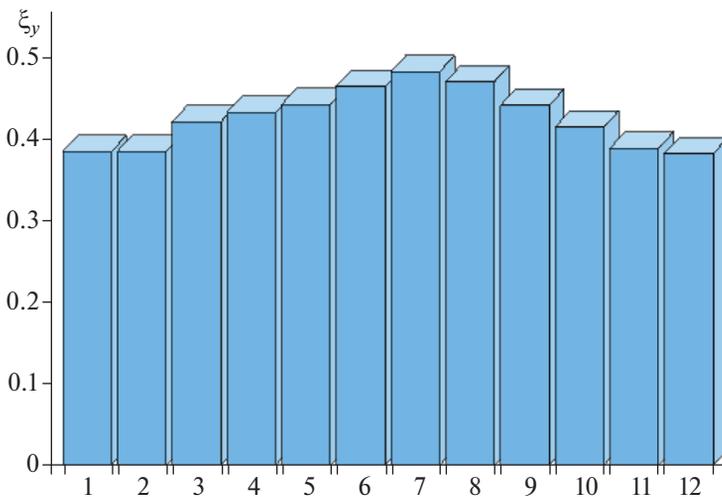


Рис. 26. Распределение среднемесячного коэффициента использования топлива ξ_m по месяцам года для гибридной солнечной МГТУ на базе ПЦ + ТКУ + Р, при $n_f=2$, $A_s=2000 \text{ м}^2$.

– давление воздуха на входе в ФСК для гибридной солнечной МГТУ на базе ПЦ+ТКУ более чем в 2 раза выше, чем для аналогичной на базе ПЦ + ТКУ + Р, что снижает гидравлические потери, позволяя отказаться от распараллеливания потоков, повышая тем самым коэффициент эффективности приемника (см. (2)) и, соответственно, КПД ФСК;

– предыдущие две причины позволяют гибридной солнечной МГТУ на базе ПЦ + ТКУ использовать ФСК и в зимние месяцы в отличие от аналогичной на базе ПЦ + ТКУ + Р.

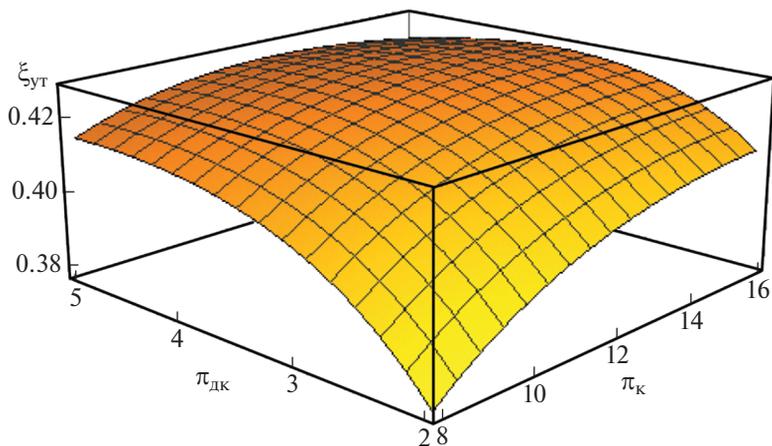


Рис. 27. Зависимость среднегодового коэффициента использования топлива $\xi_{\text{сум}}$ от степени повышения давления в компрессоре π_k и дожимающем компрессоре $\pi_{\text{дк}}$ для гибридной солнечной МГТУ на базе ПЦ + ТКУ, при $\eta_f = 1$, $A_s = 2000 \text{ м}^2$.

Оптимизация параметров базовой конфигурации ГТД ПЦ+ТКУ, направленная на повышение среднегодового коэффициента использования топлива, представлена на рис. 27 и 28 и показала, что улучшение не имеет существенного значения (разница в четвертом знаке).

Это, в свою очередь, говорит о том, что существующее оборудование не нужно специально оптимизировать для интегрирования в его состав ФСК.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования показали, что наиболее подходящей конфигурацией ГТД для интегрирования ФСК является комбинация простого цикла с турбокомпрессорным утилизатором. Хотя базовая конфигурация ГТД ПЦ + ТКУ является не самой эффективной, но она наиболее полно использует потенциал ФСК.

Перспективным способом дальнейшего повышения эффективности гибридной солнечной МГТУ на базе ГТД ПЦ + ТКУ является использование охладителя газов (ОГ1) для интегрирования установки органического цикла Ренкина. Для повышения полно-

Таблица 8. Среднегодовые параметры гибридных солнечных МГТУ различных базовых конфигураций

Базовая конфигурация	Площадь апертуры ФСК, м ²			
	0	1000	2000	3000
Среднегодовой коэффициент использования топлива, %				
ПЦ + ТКУ	36.2	39.5	42.8	45.7
ПЦ + ТКУ + Р	37.5	40.1	42.5	44.5
Относительный прирост среднегодового коэффициента использования топлива, %				
ПЦ + ТКУ	0	9.1	18.2	26.2
ПЦ + ТКУ + Р	0	6.9	13.3	18.7

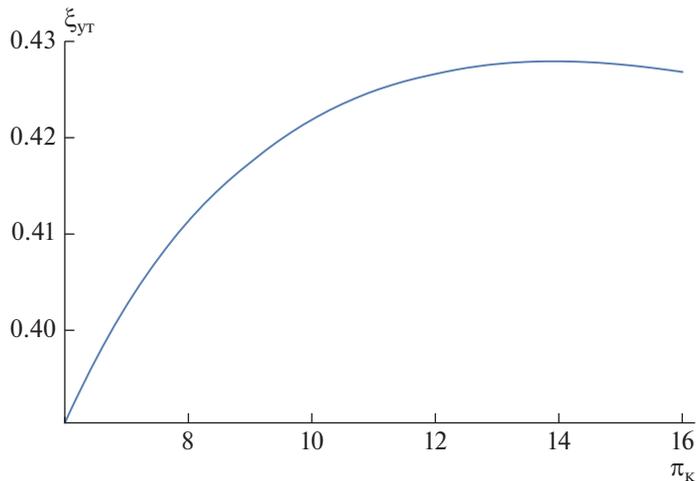


Рис. 28. Зависимость среднегодового коэффициента использования топлива $\xi_{\text{сyt}}$ от степени повышения давления в компрессоре π_k при $\pi_{\text{дк}} = 3.8$ для гибридной солнечной МГТУ на базе ПЦ + ТКУ, при $n_f = 1$, $A_s = 2000 \text{ м}^2$.

ты использования потенциала ФСК, особенно для районов с невысокими величинами солнечной радиации, для ГТД ПЦ и ПЦ + ТКУ можно использовать многоступенчатое сжатие (например, [5]), если есть для этого подходящие условия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. International Energy Agency. Renewable Energy Technologies: Solar Energy Perspectives. OECD/IEA Publications, Paris. 2011.
2. Fernández-García A., Zarza E., Valenzuela L., Pérez M. Parabolic-Trough Solar Collectors and their Applications, *Renew. Sust. Energ. Rev.* 2010. V. 14(7). P. 1695–1721.
3. Müller-Steinhagen H., Trieb F. Concentrating Solar Power: a Review of the Technology”, *Ingenia*, 18. 2004. P. 43–50.
4. Odeh S.D., Morrison G.L., Behnia M. Modelling of parabolic through direct steam generation solar collectors, *Sol. Energy.* 1998. V. 62(6). P. 395–406.
5. Utamura M., Tamaura Y. A Solar Gas Turbine Cycle With Super-Critical Carbon Dioxide as a Working Fluid, Vol. 4 *Cycle Innov. Electr. Power; Ind. Cogener. Manuf. Mater. Metall.* 2006. P. 329–335.
6. Quero M., Korzynietz R., Ebert M., Jiménez A.A., del Río A., Brioso J.A. Solugas – Operation Experience of the First Solar Hybrid Gas Turbine System at MW Scale, *Energy Procedia*, 2014. V. 49. P. 1820–1830.
7. EU Commission, 2005, SOLGATE: Solar Hybrid Gas Turbine Electric Power System, EU Commission, Directorate-General for Research and Innovation, Luxembourg.
8. Матвеевко В.Т. Глубокая утилизация теплоты в газотурбинных двигателях с турбиной перерасширения / В.Т. Матвеевко // *Промышленная теплотехника.* 1997. Т. 19. № 4–5. С. 81–85.
9. Matvienko V. Variable regimes operation of cogenerative gas-turbine engines with overexpansion turbine / V. Matvienko, V. Ocheretianiy // *Procecoligs of ASME Turbo Expo 2010: Power of Land, Sea and Air* GT2010, June 14–18, 2010, Glasgow, UK, GT2010-22029.
10. Matviienko V. Gas Turbine Plant with Overexpansion Turbine and Heat Regeneration in the Ship Propulsion Complex / V. Matviienko, O. Andriets, V. Ochretianjy // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: June 16–20, 2014, Dusseldorf, Germany.*
11. Matviienko V. Working Process Control in a Ship Gas Turbine Engine of Complex Cycle / V. Matviienko, V. Ocheretianiy // *Procecoling of ASME Turbo Expo 2016: June 13–17, 2016, Seoul, South Korea.*

12. Дологлонян А.В. Оптимизация степени регенерации для циклов микрогазотурбинных установок / А.В. Дологлонян, В.Т. Матвеев // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева, 2020. № 3(341). С. 59–66.
13. Дологлонян А.В. Термодинамические характеристики комбинированных циклов микрогазотурбинных двигателей для распределенной энергетики / А.В. Дологлонян, В.Т. Матвеев // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева, 2020. № 4(342). С. 130–143.
14. Dudley V.E., Kolb G.J., Mahoney A.R., Mancini T.R., Matthews C.W., Sloan M., Kearney D. Test results: SEGS LS-2 solar collector. United States: N. p., 1994. Web. <https://doi.org/10.2172/70756>
15. Forristall R. Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver. United States: N. p., 2003. Web. <https://doi.org/10.2172/15004820>
16. Справочник по климату СССР, вып. 10 / Под ред. Е.И. Ильиных. Л.: Гидрометеиздат, 1966. 125 с.
17. Даффи Дж.А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии / Дж.А. Даффи, У.А. Бекман. М.: Мир, 1977. 420 с.
18. Вукалович М.П. Термодинамика / М.П. Вукалович, И.И. Новиков. М.: Машиностроение, 1972. 672 с.

Thermodynamic Characteristics of Complex Cycles of Micro-Gas Turbine Engines with Integrated Concentrating Solar Collector

A. V. Dologlonyan^{a, *}, V. T. Matvienko^a, and I. N. Stacenko^a

^aFSBSI “Institute of Nature-Technic Systems”, Sevastopol, Russia

*e-mail: dologlonyan@mail.ru

The subject of this article is the use of a concentrating (parabolic trough) solar collector (CSC) to increase the efficiency of micro-gas turbine engines (MGTE) of various configurations. Hybrid solar micro-gas turbine plants based on a simple cycle MGTE (SC), SC with heat recovery (R), SC with a turbocompressor utilizer (TCU) and SC with TCU and R for climatic conditions of Crimea have been investigated. It has been determined that the most suitable configuration of MGTE for CSC integration is a combination of a simple cycle with a turbocompressor utilizer, since it allows the most fully to realize the potential of CSC. It has been established that the combination of a MGTE SC with a TCU with an integrated CSC allows a relatively increase the average annual fuel utilization factor of such plants in the Crimea by 10–25% or more, with cogeneration capabilities saving.

Keywords: micro-gas turbine plant, microturbine, heat recovery, concentrating solar collector, turbocompressor utilizer