

*А.Н. Ганжа, канд. техн. наук, Н.А. Марченко, канд. техн. наук*

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СТАЦИОНАРНОЙ ГАЗОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ С УЧЕТОМ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ В РЕГЕНЕРАТОРЕ-ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕ

**Введение.** В последнее время большое внимание ученых и практиков в области энергетики уделяется использованию высокоманевренных агрегатов, которыми являются газотурбинные установки (ГТУ). ГТУ могут быть составными частями современных энергоэффективных установок: парогазовых и газопаровых установок, когенерационных и тригенерационных агрегатов, газоперекачивающих станций. Однако эффективность (т.е. КПД) стационарных ГТУ с простой тепловой схемой на основе цикла Брайтона (без усовершенствований) невелика, и составляет при малых степенях повышения давления ( $\pi_k$  до 7) – до 24%; при больших степенях повышения давления ( $\pi_k = 10 \div 22$ ) – 28÷32%. Еще одной особенностью стационарных ГТУ является относительно низкая температура газов перед турбиной, как правило 700÷900°C, из-за применения более дешевых и менее жаропрочных материалов, что обуславливает их более низкий КПД по сравнению с авиационными ГТУ. Общеизвестно, что для повышения эффективности таких установок является целесообразным применение регенерации теплоты (особенно при малых степенях повышения давления). Для ее осуществления используются теплообменные аппараты – регенераторы-воздухоподогреватели. С их использованием также уменьшается тепловая нагрузка на окружающую среду, и снижаются выбросы вредных отработавших газов. Таким образом, разработка новых и усовершенствование действующих газотурбинных установок путем введения либо увеличения использования регенерации теплоты является актуальной задачей повышения энергоэффективности всей энергетической отрасли.

**Постановка задачи.** Тепловая эффективность воздухоподогревателей в установке определяется безразмерным температурным параметром – степенью регенерации  $\sigma$ . С повышением степени регенерации однозначно увеличивается термический КПД установки. Однако, при этом нужно увеличивать поверхность теплообмена, либо интенсифицировать процесс теплопередачи в аппарате, что, несомненно, приведет к росту стоимости теплооб-

менника. С другой стороны, возрастает аэродинамическое сопротивление, которое вносит теплообменник в тракт установки. На преодоление сопротивления по воздуху расходуется часть полезной мощности, которую создает турбина, а сопротивления по тракту выхлопа уменьшают эту мощность. Все эти факторы будут влиять на уменьшение, как эффективной мощности установки, так и эффективного КПД, который в результате может даже оказаться ниже, чем в базовой установке без регенератора. Другой проблемой применения регенерации является низкая эксплуатационная надежность воздухоподогревателей. Характерное растрескивание поверхности в процессе эксплуатации обуславливается высокими температурами теплоносителей, жаропрочностью материалов, температурными напряжениями, переменными нагрузками. Эти процессы характерны как для обычных трубчатых воздухоподогревателей, так и для высокоэффективных пластинчатых и компактных аппаратов.

Поэтому в данной работе поставлена задача повышения эффективности стационарной энергетической газотурбинной установки с учетом моделирования теплогидравлических процессов в регенераторе-воздухоподогревателе и анализа их влияния на эффективность установки в целом.

**Решение.** Воздухоподогреватели газотурбинных установок имеют широкий спектр конструкций и компоновок. Теплообменники могут быть как обычными трубчатыми, так и более эффективными – трубчато-ребристыми, пластинчатыми, пластинчато-ребристыми, профильными и пр. Основное требование для воздухоподогревателей транспортных ГТУ – это обеспечение заданной эффективности при высокой компактности и минимальных массе и габаритах. В стационарных энергетических ГТУ широко применяются трубчатые теплообменники с перекрестным или смешанным течением теплоносителей, которые компонуются из гладких или высокоэффективных оребренных труб. Такие аппараты имеют низкую компактность, большие массу и габариты, но более деше-

вые и обладают меньшим аэродинамическим сопротивлением по сравнению с другими.

В качестве объекта исследования в данной работе рассматривается стационарная энергетическая ГТУ марки ГТ 35 ХТГЗ, имеющая такие номинальные параметры [1]: электрическая мощность 32 МВт; КПД 23,2 %; степень повышения давления  $\pi_k = 6,5$ ; расход воздуха 215 кг/с; частота вращения силового вала 3000 об/мин; температура газов перед турбиной 780°C, выхлопных газов – 430°C, регенерация теплоты отсутствует. Для анализа приняты стандартные параметры окружающей среды, а также потери давления на входе и выходе 1500 Па.

Как видно из характеристик этой установки, она имеет все предпосылки для введения регенерации, а именно: высокая температура уходящих газов, малый  $\pi_k$  и самая главная – низкий КПД (23,2 %).

Рассмотрим в качестве регенератора наиболее простой, дешевый и доступный вариант – трубчатый теплообменник.

В трубчатых регенераторах воздух чаще пропускается по трубкам, а газы обтекают трубки извне [2]. Это дает следующие преимущества [2]: корпус регенератора выходит значительно более легким, так как он рассчитывается на давление уходящих газов, по величине близко к атмосферному давлению; поверхность нагрева со стороны газов легче очищать от нагара и сажи. Однако, из соображения уменьшения аэродинамического сопротивления, повышения прочности и легкости очистки поверхности также широко применяются трубчатые регенераторы, где горячие газы находятся внутри труб, а воздух – снаружи [1].

У регенераторов корпус, трубные доски и сами трубки чаще изготавливаются из углеродистой или нержавеющей стали [2]. Но для трубок нередко применяются и сплавы, например, алюминиевая бронза [2]. Для интенсификации теплообмена в трубчатых регенераторах иногда делается внешнее, а также внутреннее оребрение и турбулизаторы [2].

Для рассматриваемого регенератора в качестве поверхности теплообмена выбраны гладкие трубы из стали 20. Для предотвращения высокотемпературной коррозии, повышения жаропрочности и облегчения чистки диаметр труб выбран увеличенным до 57 мм с толщиной стенки 3,5 мм и шероховатостью 0,06 мм. Разбивка пучка – шахматная, по равносоставленному треугольнику с шагом разбивки

80 мм. Число труб и формирование размеров пучка определялось исходя из рекомендуемых скоростей воздуха (10÷20 м/с) и газов (15÷40 м/с) [1]. Максимальные скорости принимались: для воздуха – 15 м/с, для газов – 40 м/с.

Анализ проведен для принципиально отличающихся, но как было сказано ранее, встречающихся двух вариантов таких теплообменников: 1) газы снаружи омывают пучок труб, совершая несколько ходов, воздух движется внутри труб; 2) газы движутся внутри труб, воздух снаружи омывает пучок труб, совершая несколько ходов. Варианты компоновки существенно отличаются, так как плотность воздуха в исследуемой установке превосходит плотность газов более, чем в 8 раз, а массовые расходы сред близки друг к другу.

Для варианта, где газы внутри труб, принято: количество труб в ряду – 104 шт., число рядов труб по ходу воздуха – 50 шт. Количество труб в одном ходу – 5200 шт., длина труб в ходу 1,75 м; площадь наружной поверхности одного хода – 1637,4 м<sup>2</sup>.

Для варианта, где газы снаружи труб, принято: количество труб в ряду – 131 шт., число рядов труб по ходу воздуха – 16 шт. Количество труб в одном ходу – 2096 шт., длина труб в ходу 3,5 м; площадь наружной поверхности одного хода – 1318,6 м<sup>2</sup>.

Для анализа были сформированы две математические модели и алгоритмы, которые непосредственно связаны друг с другом:

1) расчет параметров и эффективности газотурбинной установки;

2) расчет параметров и эффективности воздухоподогревателя с учетом распределения локальных теплогидравлических параметров и условий эксплуатации.

Математическая модель и алгоритм расчета регенератора предусматривает разбивку теплообменника на дискретные элементы (микротеплообменники) [3]. Число элементов разбивки на длине труб одного хода принято равным 10 (что обеспечивает достаточную точность расчета [3]).

Свойства теплоносителей, параметры теплоотдачи и теплопередачи [4] в каждом микротеплообменнике различны и зависят от особенностей компоновки аппарата, начальных участков и загрязнений. Расходы и скорости среды внутри каждого ряда труб определялись специально разработанным алгоритмом гидравлического расчета с ис-

пользованием теории графов, где учитывались гидравлические и местные сопротивления [5].

Результаты анализа зависимости степени регенерации и эффективного КПД ГТУ от количества ходов в регенераторе приведены на рис. 1.

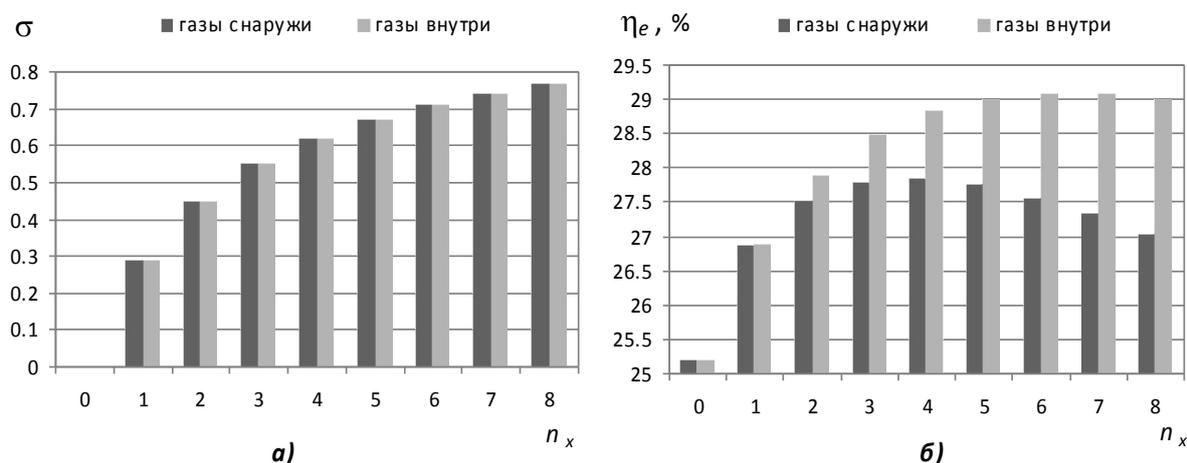


Рис. 1. Показатели эффективности регенератора и установки в зависимости от количества ходов (секций) в регенераторе:

а) степень регенерации; б) эффективный КПД ГТУ

Как видно, из рис. 1 при выбранных конструктивных параметрах ходов (секций) эффективность регенераторов, т.е. степень регенерации, не отличается. Эффективный КПД ГТУ сначала повышается за счет увеличения степени регенерации, а затем падает за счет увеличения потерь давления в регенераторе. Причем максимальный КПД в ва-

рианте, где газы снаружи, составил 27,83 % в четырехсекционном аппарате площадью 5274,7 м<sup>2</sup>, в варианте, где газы внутри труб, составил 29,08 % в шестисекционном аппарате площадью 9824,2 м<sup>2</sup>.

На рис. 2 представлена подобная зависимость степени регенерации и эффективного КПД ГТУ, но уже от общей площади поверхности аппаратов.

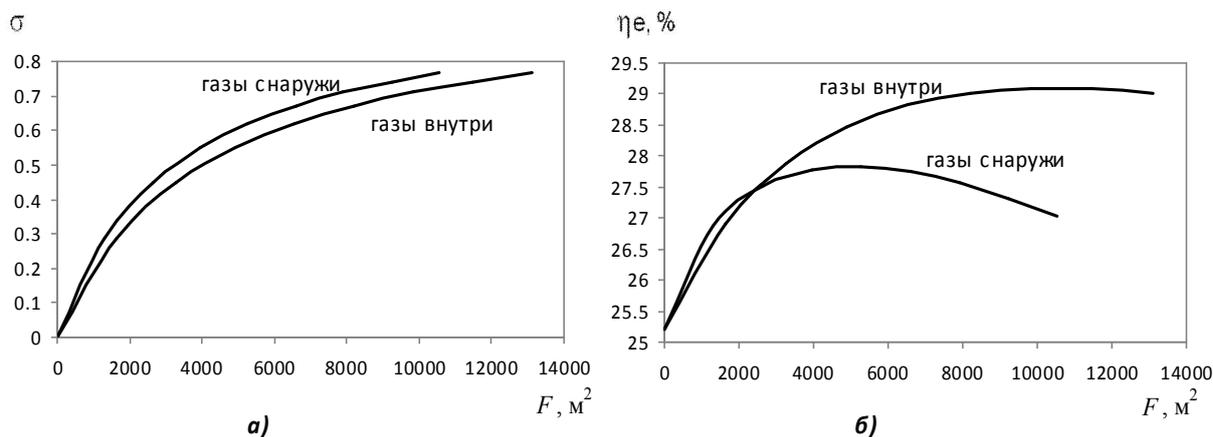


Рис. 2. Показатели эффективности регенератора и установки в зависимости площади поверхности регенератора

а) степень регенерации; б) эффективный КПД ГТУ

Из рис. 2 видно, что вариант, где газы снаружи, эффективнее с точки зрения теплообмена, а вариант, где газы внутри, лучше по термодинамической эффективности. Это объясняется более весомым влиянием абсолютных величин потерь да-

вления на выхлопе на эффективность цикла ГТУ по сравнению с потерями после компрессора.

Следующим этапом исследования было определение влияния количества ходов в регенераторе на возникающие опасные разности температур стенки (на стыке ходов в одной точке на одной

трубе) и на максимальную температуру стенки. Как показал анализ результатов дискретного расчета, максимальные разности температур возникают, как правило, на стыке между 1 и 2 ходом (от входа горячих газов) в 4 ряду труб по ходу наружной среды (см. рис. 3 в). Значения этих разностей температур приведены на рис. 3 а). Максимальная температура стенки, как правило, в пределах 1÷4 ряда труб по ходу наружной среды в месте, где входят горячие газы (см. рис. 3 в). Значения максимальных температур стенки приведены на рис. 3 б). Для выбранных конструкций регенераторов в четырехсекционном аппарате, где газы снаружи, максимальная разность температур стенки на стыке составила 28,9 °С при максимальной температуре стенки 394,4 °С; в шестисекционном аппарате, где газы внутри труб, максимальная разность температур стенки на стыке составила 33,6 °С при максимальной температуре стенки 396,2 °С.

**Выводы.** Разработаны математические модели, методики и алгоритмы системного анализа газотурбинной установки с учетом эффективности работы регенератора-воздухоподогревателя и распределения в нем локальных теплогидравлических

параметров. Для стационарной газотурбинной установки ГТ 35 ХТГЗ разработана конструкция трубчатого регенератора. Расчет произведен в двух вариантах: газы движутся снаружи труб или внутри них. Найден максимальный эффективный КПД, который можно получить с использованием регенератора выбранной конструкции, который в варианте, где газы снаружи, составил 27,83 % (4 хода, площадь 5274,7 м<sup>2</sup>), в варианте, где газы внутри труб, составил 29,08 % (6 ходов, площадь 9824,2 м<sup>2</sup>). Таким образом, можно сделать вывод, что вариант, где газы снаружи, эффективнее с точки зрения теплообмена, а вариант, где газы внутри, лучше по термодинамической эффективности установки. Экономия топлива на номинальном режиме составит до 2100 кг.у.т. в час. Представляется целесообразным в дальнейшем провести оптимизационные расчеты, где учесть баланс между экономией топлива и затратами на изготовление аппаратов. При этом можно также провести обоснование использования перепуска газов мимо регенератора с точки зрения повышения его надежности и экономичности установки.

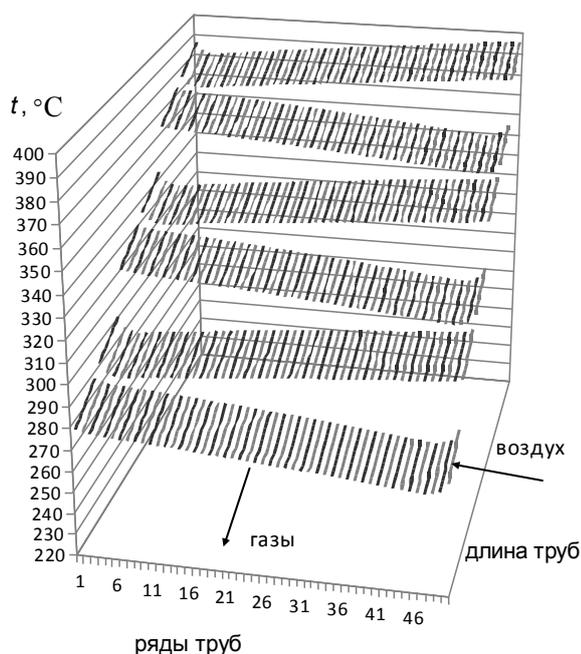
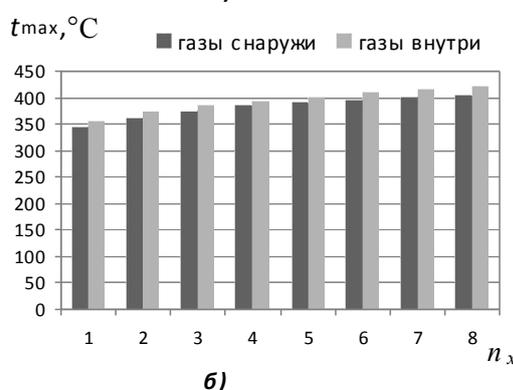
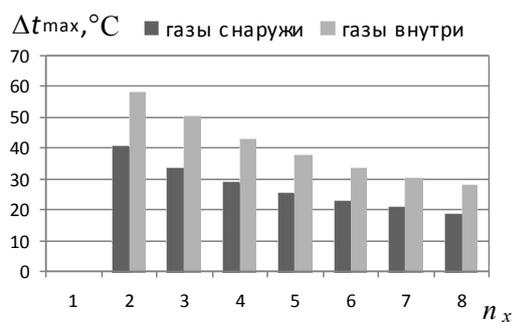


Рис. 3. Максимальные значения температур стенок и их разностей в наиболее опасных местах регенератора от количества секций и распределение температур стенки со стороны горячих газов в шестиходовом регенераторе

а) разность температур на стыке ходов; б) температура стенки; в) распределение температур стенки со стороны горячих газов (внутри труб) в шестиходовом регенераторе

**Список литературы:**

1. Стационарные газотурбинные установки: справочник / [Л. В. Арсеньев, В. Г. Тырышкин, И. А. Богов и др.] ; под ред. Л. В. Арсеньева и В. Г. Тырышкина. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 543 с. 2 Нигматулин И. Н. Тепловые двигатели / Нигматулин И. Н., Шляхин П. Н., Ценев В. А. ; под ред. И. Н. Нигматулина. – М. : Высшая школа, 1974. – 375 с. 3. Братута Е. Г. Удосконалена методика розрахунку температурних характеристик теплообмінних апаратів з перехресним плином та їх систем / Е. Г. Братута, А. М. Ганжа // Энергетика: економіка, технології, екологія. – 2008. – № 1. – С. 61–65. 4. Теплопередача и гидравлическое сопротивление: справочник / [С. С. Кутателадзе]. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 367 с. 5. Идельчик И. Е. Справочник по гидравли-

ческим сопротивлениям / Идельчик И. Е. – М. : Машиностроение, 1975. – 559 с.

**Bibliography (transliterated):**

1. Stacionarnye gazoturbinnye ustanovki: spravochnik / [L. V. Arsen'ev, V. G. Tyryshkin, I. A. Bogov i dr.] ; pod red. L. V. Arsen'eva i V. G. Tyryshkina. – L. : Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1989. – 543 s. 2 Nigmatulin I. N. Teplovyye dvigateli / Nigmatulin I. N., Shljahin P. N., Cenev V. A. ; pod red. I. N. Nigmatulina. – M. : Vysshaja shkola, 1974. – 375 s. 3. Bratuta E. G. Udoskonalena metodika rozrahunku temperaturnih karakteristik teploobminnih aparativ z perehresnim plinom ta ih sistem / E. G. Bratuta, A. M. Ganzha // Energetika: ekonomika, tehnologii, ekologija. – 2008. – № 1. – S. 61–65. 4. Teploperedacha i gidravlichesкое soprotivlenie: spravochnik / [S. S. Kutateladze]. – M. : Jenergoatomizdat, 1990. – 367 s. 5. Idel'chik I. E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivlenijam / Idel'chik I. E. – M. : Mashinostroenie, 1975. – 559 s.

УДК. 629.113

**Г.П. Подзноев, канд. геол.-мин. наук, У.А. Абдулгазис, д-р техн. наук**

## ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЯ НА ОСНОВЕ ГИДРИДА АЛЮМИНИЯ

**Постановка проблемы**

Исторически развитие транспортного сектора экономики было тесно привязано к природным ресурсам углеводородных энергоносителей. В рамках этого направления шло также и совершенствование конструкций двигателей. В то же время неуклонно приближается период истощения пригодных к добыче углеводородов, из чего следует, что в ближайшей перспективе должна быть найдена и технически обеспечена адекватная энергетическая альтернатива углеводородам, что и предопределило бурную активизацию исследований по разработке технологий альтернативного энергообеспечения транспорта. Необходимость радикального пересмотра углеводородной концепции энергообеспечения силовых установок транспортных средств диктуется также и кумулятивным разрушением природного экологического равновесия, вызываемого переизбытком не утилизируемых продуктов сжигания топлива, ведущих к серьезным негативным сдвигам в системе человек - природа

**Информационный анализ**

Наиболее реальной перспективой решения энергетической проблемы для транспорта признается использование водорода, который привлекает высокой энергией сгорания (120 МДж/кг), практически неисчерпаемыми природными ресурсами, неограниченной возобновляемостью и безупречной экологичностью в едином природном кругообороте «вода → (водород + кислород) → вода».

По данным интернет-сайтов [1] практически все энергетические корпорации вкладывают ог-

ромные средства в престижные водородные программы.

Как топливо водород в разработанных на настоящий момент автомобильных двигателях используется в двух принципиально различных вариантах: - в топливных элементах, вырабатывающих электроэнергию для питания электродвигателей, или непосредственно в двигателях внутреннего сгорания с принудительным воспламенением. В последнем случае (BMW 750hL) [2] преимущество состоит в том, что двигатели могут работать на любом из двух видов топлива – и на бензине, и на водороде.

Фирма «Ford» установила на модели Focus C-MAX водородный ДВС (H<sub>2</sub> ICE). Сжатый водород размещался под давлением 35 МПа в трех баках общим объемом 119 литров (2,75 кг), что позволяло автомобилю пройти около 200 км.

Более эффективными считаются водородные системы с топливными элементами (ТЭ), с вдвое большим КПД.

GM в модели Chevrolet Equinox Fuel Cell [3] применила блок топливных элементов мощностью 93 кВт, питающих через никель-металлогидридные аккумуляторы электродвигатель. Водород содержится в углекислотных баллонах под давлением до 70МПа. Одной заправки (всего 4,2 кг водорода) хватает на 320 км пробега. Аналогично сконструированы модели Honda Civic FCX и DM Ну-Wire с водородом массой 4,5–4,9 кг (570 МДж) в специальных сверхпрочных баллонах объемом