

УДК 621.438: 629.5.03-08

СНИЖЕНИЕ МАССОГАБАРИТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РЕГЕНЕРАТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ПУТЕМ ВНУТРЕННЕЙ ЗАКРУТКИ ПОТОКА

В. В. Кузнецов

Кандидат технических наук, доцент, заместитель генерального директора, ведущий научный сотрудник*

С. Н. Мовчан

Начальник отдела
ГП НПКГ «Зоря»–«Машпроект»
Октябрьский пр., 42-А, г. Николаев, Украина, 54018
E-mail: spe@mashprojekt.nikolaev.ua

А. П. Шевцов

Доктор технических наук, профессор, генеральный директор, главный научный сотрудник*
E-mail: aootnet@ukr.net

С. Г. Ким

Национальный университет
кораблестроения им. адмирала Макарова
пр. Героев Сталинграда, 9, г. Николаев, Украина, 54025
*Общество с дополнительной ответственностью «НЭТ»
а/я 17, г. Николаев, Украина, 54030

Проведен аналіз ефективності використання аксіально-лопаткового, шнекового і тангенціального способу внутрішнього закручування потоку для інтенсифікації процесів теплопередачі в регенераторах з метою зниження їх масогабаритних показників. Розраховано зміну числа Нусельта і гідравлічного опору в залежності від куту закручування, діаметру та товщини стінки труби

Ключові слова: ефективність, закручування, потік, теплопередача, регенератор, показники

Проведен анализ эффективности применения аксиально-лопаточного, шнекового и тангенциального способа внутреннего закручивания потока для интенсификации процессов теплопередачи в регенераторах с целью снижения их массогабаритных показателей. Рассчитано изменение числа Нуссельта и гидравлического сопротивления в зависимости от угла закрутки, диаметра и толщины стенки трубы

Ключевые слова: эффективность, закручивание, поток, теплопередача, регенератор, показатели

1. Введение и постановка проблемы

В современной стационарной и транспортной энергетике газотурбинные установки (ГТУ) получили широкое распространение благодаря высокой компактности, низкой удельной массе, хорошей ремонтнопригодности, высокой маневренности и небольшому времени выхода на номинальный режим [1, 2].

Повышение КПД таких установок выше 35...37% потребовало перехода к так называемым «сложным» циклам, в которых теплота отработавших газов (ОГ) двигателей возвращается обратно в цикл. Такие циклы можно разделить на «сухие» и «мокрые». К первому типу относят регенеративные циклы ГТУ, в которых теплота ОГ используется для подогрева воздуха перед камерой сгорания, ко второму – бинарные и контактные циклы, в которых теплота ОГ используется для генерации насыщенного или перегретого пара, применяемого для различных целей.

Регенеративные циклы обладают некоторым преимуществом, по сравнению с бинарными или контактными, поскольку в них отсутствуют дополнительные затраты на подготовку воды.

Повышение требований к ресурсу регенеративных установок до 100...150 тыс. часов вызывает необходимость использования трубчатых регенераторов, которые считаются более надежными в эксплуатации и стойкими к тепловым нагрузкам, по сравнению с пластинчатыми. Однако, при современном уровне эффективности в 82...87%, трубчатый регенератор представляет собой наиболее массивный элемент установки [3], что приводит к увеличению ее массы и стоимости, повышает время запуска и переходных режимов, усложняет компоновку ГТУ в целом.

Таким образом, снижение массогабаритных показателей трубчатых регенераторов является актуальной задачей.

2. Анализ последних исследований и публикаций

Эффективным методом снижения массогабаритных показателей регенераторов является интенсификация процессов теплопередачи. Она основывается на повышении коэффициента теплопередачи, определяемого классическим уравнением

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи снаружи и внутри труб соответственно, δ и λ – толщина и коэффициент теплопроводности труб. Повышение « k » возможно либо за счет уменьшения толщины стенки, либо увеличением наименьшего из значений коэффициентов теплоотдачи α_1 или α_2 .

В работах [4, 5] снижение массогабаритных показателей регенераторов ГТУ предложено выполнять в двух направлениях – интенсификацией процессов при наружном обтекании теплоносителей и оптимизацией геометрических характеристик труб в пучке.

Коэффициент теплоотдачи является функцией скорости теплоносителя, его теплофизических свойств и характерного размера для его прохода. Несложный анализ показывает, что из-за значительно меньших размеров при внутреннем течении теплоносителя, а также обычно меньшем его температурном уровне (у большинства регенераторов внутри труб протекает воздух), коэффициент теплоотдачи внутри труб оказывается на 17...25% меньше, чем при наружном обтекании. Таким образом, его повышение является актуальной задачей.

В работах [6, 7] представлены результаты исследования перспективных способов интенсификации теплоотдачи при внутреннем течении теплоносителя с помощью аксиально-лопаточных, шнековых и тангенциальных завихрителей. В работах [8, 9] выполнено аналитическое обобщение для случая закрутки потока внутри трубчатых каналов.

Таким образом, *целью настоящего исследования* является анализ снижения массогабаритных показателей регенераторов за счет внутренней закрутки потока. Для достижения указанной цели необходимо:

- определить показатели эффективности теплоотдачи при внутренней закрутке потока для различных устройств и геометрических показателей завихрителей и выбрать наиболее эффективный;
- определить количество и схему размещения завихрителей в трубе;
- определить влияние интенсификации теплопередачи способом внутренней закрутки потока на массогабаритные показатели регенераторов ГТУ.

3. Изложение основного материала

Особенностью интенсификации процессов теплообмена в регенераторах газотурбинных установок является необходимость их совместного анализа с гидравлическим сопротивлением на достижение этой интенсификации. Для совместного учета этих факторов целесообразно воспользоваться показателем фактора аналогии Рейнольдса [7], который рассчитывается как отношение роста теплоотдачи Nu/Nu_0 к росту гидравлического сопротивления f/f_0 , где «0» означает обычно гладкий канал без интенсификации теплоотдачи.

В соответствии с рекомендациями [6] для дальнейшего рассмотрения приняты аксиально-лопаточный, шнековый и тангенциальный завихрители. При

обобщении опытных данных учтены результаты исследований для скрученной ленты, тангенциальной и тангенциально-лопаточной закрутки [2, 6, 7, 8, 9].

Исследования проводились для различных углов закрутки $\varphi = 15, 30, 45, 60^\circ$ и относительной длины трубы $l/d = 1...100$.

Критериальные уравнения для расчета принимаются в соответствии с [2, 6, 7, 8, 9].

Расчет производится для четырех типоразмеров труб - 22×1; 22×1,5; 25×1; 25×1,5, которые чаще всего используются в подобных теплообменных устройствах.

Анализ полученных результатов показывает следующее. Число Нуссельта возрастает при увеличении угла закрутки и диаметра трубы и уменьшается при больших значениях относительной толщины трубы.

При изменении угла закрутки для аксиально-лопаточного завихрителя на 15° число Нуссельта изменяется до 15...20%, для шнекового – до 50% и для тангенциального – 2...17%.

При уменьшении диаметра трубы число Нуссельта также уменьшается для аксиально-лопаточного от 4 до 24%, для шнекового и тангенциального – от 2 до 17%.

При увеличении относительной толщины трубы число Нуссельта уменьшается для аксиально-лопаточного завихрителя до 15%, шнекового – до 39% и тангенциального – до 30%.

Гидравлическое сопротивление увеличивается при увеличении угла закрутки и уменьшается при увеличении относительной длины трубы.

На рис. 1 представлено сравнение рассматриваемых методов закрутки потока по показателю фактора аналогии Рейнольдса.

Анализ результатов показывает, что при одинаковых значениях гидравлических потерь наибольшее значение определяемого показателя достигается при использовании тангенциального завихрителя по сравнению с аксиально-лопаточным и шнековым.

Таким образом, для дальнейшего исследования эффективности интенсификации теплоотдачи в трубчатых регенераторах принимаем тангенциальный завихритель с углом закрутки $\varphi = 60^\circ$.

Для определения количества тангенциальных завихрителей и схемы их размещения в трубчатом канале использованы следующие варианты схемы: I – одиночная труба длиной l с одним тангенциальным завихрителем на входе; II – с двумя тангенциальными завихрителями, причем $l_1 = l_2 = l/2$; III – с тремя тангенциальными завихрителями, где $l_1 = l_2 = l_3 = l/3$; IV – с четырьмя тангенциальными завихрителями, где $l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = l/4$. Длина трубы $l = 100d$.

На рис. 2 представлено сравнение эффективности применения тангенциальных завихрителей по рассматриваемым вариантам. Результаты представлены

в виде зависимости $\frac{\alpha/\alpha_0}{\Delta p/\Delta p_0} = f(\Delta p/\Delta p_0)$, где α – коэффициент теплоотдачи, Δp – гидравлическое сопротивление при прохождении участка, «0» – параметры гладкой трубы без интенсификаторов. Такое представление результатов при одинаковых теплофизических свойствах теплоносителей практически соответствует фактору аналогии Рейнольдса.

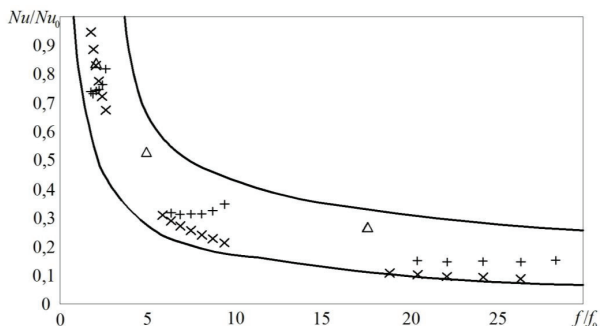


Рис. 1. Сравнение методов закрутки по фактору аналогии Рейнольдса : верхняя линия – обтекание сферических углублений при низких числах Рейнольдса, нижняя линия – обтекание ребер при высоких числах Рейнольдса, Δ – тангенциальный завихритель, × – аксиально-лопаточный завихритель, + – шнековый завихритель

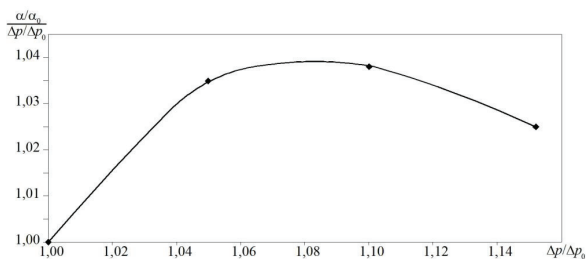


Рис. 2. Сравнение эффективности использования тангенциальных завихрителей

Анализ результатов показывает, что наиболее эффективно использование тангенциальных завихрителей при варианте II или III, т.е. двух или трех. Однако из условия технологичности изготовления и сложности конструкции, для дальнейшего рассмотрения принимаем вариант II – тангенциальный завихритель с углом закрутки $\varphi=60^\circ$ и шагом размещения $l/d=50$.

Повышение коэффициента теплоотдачи за счет внутренней закрутки потока приведет к увеличению коэффициента теплопередачи теплообменной поверхности, что в свою очередь приведет к снижению массогабаритных показателей.

Оценим это снижение следующим образом:

$$k = \frac{Q}{\Delta t \cdot F}; k_0 = \frac{Q}{\Delta t \cdot F_0}; \frac{k}{k_0} = \frac{Q}{\Delta t \cdot F} \cdot \frac{\Delta t \cdot F_0}{Q} = \frac{F_0}{F};$$

$$M = F \cdot m; M_0 = F_0 \cdot m; \frac{M}{M_0} = \frac{F_0 \cdot m}{F \cdot m} = \frac{F_0}{F}; \frac{k}{k_0} = \frac{M}{M_0},$$

де M – масса трубчатого пучка при использовании тангенциальных завихрителей, кг; M_0 – масса трубчатого пучка регенератора.

Общую массу регенератора можно представить как сумму масс поверхности теплообмена (масса трубчатого пучка) и массы поверхности, которая не принимает участие в теплообмене (масса корпуса). В зависимости от компоновки и конструкции трубчатых регенераторов [3], соотношение этих величин составляет от 50%–50% до 65%–45%. То есть

$$M_{\text{рег}} = M_{\text{тр.пуч.}} + M_{\text{корп}}$$

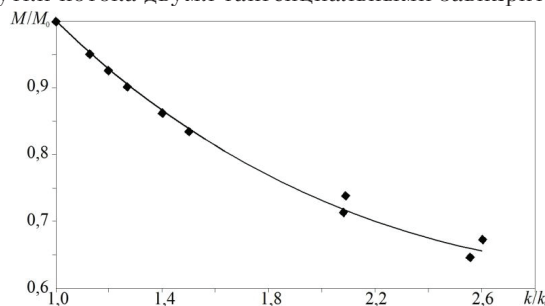
$$M_{\text{тр.пуч.}} = (0,5-0,65)M_{\text{рег}}$$

Массу трубчатого регенератора при закрутке потока можно найти как

$$M = M_{\text{корп}} + M_{\text{тр.пуч.}} / (k/k_0)$$

$$M/M_0 = M_{\text{корп}} / M_0 + M_{\text{тр.пуч.}} / M_0 / (k/k_0)$$

Результаты снижения массогабаритных показателей трубчатых регенераторов за счет внутренней закрутки потока двумя тангенциальными завихрителями приведены на рис. 3.



ми приведены на рис. 3.

Рис. 3. Снижение массогабаритных показателей регенераторов при внутренней закрутке потока

4. Выводы

1. Интенсификация теплопередачи способом внутренней закрутки потока в гладкоцилиндрических трубах с длиной $l/d=100$ трубчатых регенераторов ГТД при помощи двух тангенциальных завихрителей с углом закрутки $\varphi=60^\circ$ приводит к снижению их массы до 30%. Точность расчетов составляет 10%.
2. Дальнейшие исследования будут направлены на разработку конструктивных решений регенераторов с обеспечением внутренней закрутки потока двумя тангенциальными завихрителями.

Литература

1. Мовчан, С. Н. Этапы развития стационарных и судовых ГТУ с регенерацией теплоты [Текст] / С.Н. Мовчан, Ю.В. Бочкарев, Д.Н. Соломонюк – Газотурбинные технологии, № 8, 2008, С. 8-11.
2. Хоменко, А. І. Розробка і впровадження судових ГТД. ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект» [Текст] / А.І. Хоменко, В.В. Романов, С.К. Чернов, А.А. Халатов, А.Є. Спіцин, М.Г. Тройніч, В.О. Коваль, О.Ф. Головащенко. – Миколаїв: видавництво Торубари О.С., 2010. – 288 с.

3. Кузнецов, В. В. Проектирование теплообменных аппаратов для ГТУ сложных циклов [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк // Вісник НТУ „ХПІ”. Збірник наук.праць. – Харків: НТУ „ХПІ”. – 2008.-№35. -С.78-88.
4. Калинин, Э. К. Интенсификация теплообмена в каналах [Текст] / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярхо. – М.: Машиностроение, 1990. – 208 с.
5. Кузнецов, В. В. Оптимизация массогабаритных показателей регенераторов ГТУ [Текст] / В.В. Кузнецов, Д.Н. Соломонюк// Восточно - Европейский журнал передовых технологий 4/6(40), 2009. – С.48–52.
6. Халатов А. А. Теория и практика закрученных потоков [Текст] / А. А. Халатов - К.: Наукова Думка, 1989.- 200 с.
7. Халатов А. А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил в 9 т. [Текст]/ А. А. Халатов, А. А. Авраменко, И. В. Шевчук. – К.: Изд. Ин-та технической теплофизики НАН Украины, 2010 – Т. 9: Теплообмен и гидродинамика при циклонном охлаждении лопаток газовых турбин . – 2010. -317 с.
8. Кузнецов, В. В. Теплоотдача при закрутке потока внутри трубчатых каналов теплообменных аппаратов газотурбинных установок [Электронный ресурс] / В.В. Кузнецов, С.Н. Мовчан, В.И. Романов, А.П. Шевцов // Електронне видання Вісник НУК, Зб. наук. праць - Миколаїв: НУК, 2011. – № 4.
9. Кузнецов, В. В. Представление и обобщение экспериментальных исследований теплоотдачи при закрутке потока внутри трубчатых каналов элементов газотурбинной установки [Текст] / В.В. Кузнецов, С.Н. Мовчан, В.И. Романов, А.П. Шевцов // Зб. наук. праць НУК – Миколаїв: НУК, 2011. – № 5. С. 69-75

Наведено результати досліджень аеродинамічних та теплообмінних процесів у камері згорання газотурбінної установки (ГТУ) з пальниковою системою, виготовленою на основі використання трубчастої технології газоспалювання (ТТГ). Показано комплекс переваг трубчастих пальникових систем для забезпечення якісного сумішоутворення та високого рівня рівномірності полей швидкості і температур у процесі спалювання суміші. Доведено можливість створення малоемісійної камери згорання для ГТУ будь-якої потужності

Ключеві слова: камера згорання, трубчаста технологія газоспалювання, комплексні переваги сумішоутворення, згорання

Рассмотрены особенности тепловых и аэродинамических характеристик камер сгорания ГТУ с горелочной системой, изготовленной на основе применения трубчатой технологии газосжигания (ТТГ). Анализируются преимущества трубчатых горелочных систем для обеспечения качественного смесеобразования и высокого уровня равномерности полей скоростей и температур при сжигании топливной смеси. Показана возможность создания малоэмиссионной камеры сгорания для ГТУ любой мощности

Ключевые слова: камера сгорания, трубчатая технология газосжигания, комплексные преимущества смесеобразования, горения

УДК 621.43.056

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТУ С ГОРЕЛОЧНОЙ СИСТЕМОЙ ТРУБЧАТОГО ТИПА

Г. Б. Варламов

Доктор технических наук, профессор, проректор*

E-mail: varlamov@kpi.ua

А. А. Халатов

Доктор технических наук, профессор, академик

Национальной академии наук Украины, заведующий кафедрой

Кафедра «Физика энергетических систем»

Физико-технический институт*

пр-т Победы, 37, г. Киев, Украина, 03056

E-mail: Artem.Khalatov@vortex.org.ua

*Национальный технический университет Украины

«Киевский политехнический институт»

1. Введение

Современное развитие промышленных секторов экономики различных стран часто сталкивается с проблемой надежного и постоянного энергообеспечения. Чаще всего это относится к промышленным комплексам или отдельным предприятиям отечественных или международных корпораций, которые развиваются самостоятельно и строят свои объекты в странах с минимальным

налогообложением и нуждаются в увеличении потребляемой тепловой и электрической мощности.

В решении вопроса энергообеспечения предприятий корпорации все чаще используют газотурбинные установки (ГТУ) или тепловые схемы с использованием этих высокотехнологических агрегатов. Для Украины основными объектами с широким использованием газотурбинных установок являются компрессорные станции (КС) газотранспортной системы (ГТС), где