

УДК 621.165

Виктор Александрович Черников

ФГАУВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (СПбПУ)», доктор технических наук, профессор высшей школы энергетического машиностроения, Россия, Санкт-Петербург, e-mail: viktor.chernikov@ gmail.com

Эдуард Леонтьевич Китанин

ФГАУВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (СПбПУ)», доктор технических наук, профессор высшей школы энергетического машиностроения, Россия, Санкт-Петербург, e-mail: elkitanin@mail.ru

Елена Юрьевна Семакина

ФГАУВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (СПбПУ)», кандидат технических наук, доцент высшей школы энергетического машиностроения, Россия, Санкт-Петербург, e-mail: g.semakinalena@gmail.com

Екатерина Эдуардовна Китанина

ФГАУВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (СПбПУ)», кандидат технических наук, доцент высшей школы энергетического машиностроения, Россия, Санкт-Петербург, e-mail: kkitanina@mail.ru

Теоретическое исследование применения выходного диффузора газовой турбины в качестве пароперегревателя парового контура комбинированной парогазовой установки

Авторское резюме

Состояние вопроса. В настоящее время для теплоизоляции выходных диффузоров газовых турбин используется изоляция их внутренней поверхности. Это дорогостоящая и сложная технологическая процедура. Для ГТ в составе ПГУ в целях снижения стоимости изоляции и одновременно увеличения полезной мощности турбины альтернативой внутренней изоляции может стать охлаждение внешней поверхности диффузора паровым потоком из парового контура. В связи с этим актуальным является разработка технологии охлаждения диффузора потоком пара из парового контура.

Материалы и методы. Используются параметры пара и газа парогазовой установки с котлом утилизатором ПГУ-450Т, а также данные экспериментальных и расчетных исследований модели выходного тракта ГТУ SGT5-3000E. Расчеты эффективности поверхностного охлаждения диффузора паром, поступающим из парового контура, выполнены аналитическим методом по предложенному алгоритму.

Результаты. Предложена схема пароперегревателя, расположенного на внешней поверхности выходного диффузора ГТУ, работающей в комбинированном цикле. Аналитическая оценка его эффективности показала, что площади поверхности диффузора ГТУ типа SGT5-3000E достаточно для обеспечения необходимого перегрева пара низкого давления. Установка такого теплообменника с использованием внешней поверхности диффузора обеспечивает снижение температуры его наружной стенки с 537 до 200 °С. Достоверность результатов подтверждена патентом на изобретение.

Выводы. Использование внешней поверхности выходного диффузора ГТУ вместо теплообменной поверхности пароперегревателя низкого давления котла-утилизатора может быть применено в ПГУ для снижения тепловых и гидравлических потерь в диффузоре и в тракте котла-утилизатора.

Ключевые слова: паровая турбина, газовая турбина, комбинированный парогазовый цикл, выходной диффузор, теплоизоляция, пароперегреватель, гидравлические потери

Viktor Aleksandrovich Chernikov

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Doctor of Engineering Sciences, Professor of the Higher School of Power Engineering, Russia, Saint-Petersburg, e-mail: viktor.chernikov@ gmail.com

Eduard Leont'evich Kitanin

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Doctor of Engineering Sciences, Professor of the Higher School of Power Engineering, Russia, Saint-Petersburg, e-mail: elkitanin@mail.ru

Elena Yur'evna Semakina

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor of the Higher School of Power Engineering, Russia, Saint-Petersburg, e-mail: g.semakinalena@gmail.com

Ekaterina Eduardovna Kitanina

Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor of the Higher School of Power Engineering, Russia, Saint-Petersburg, e-mail: kkitanina@mail.ru

Theoretical study of the application of the outlet diffuser of a gas turbine as a steam circuit superheater of a combined gas-steam plant

Abstract

Background. Currently, thermal insulation of GTU output diffusers uses insulation of their inner surface. This is an expensive and complicated technological procedure. For gas turbines as part of CCGT, in order to reduce the cost of insulation and at the same time increase the useful power of the turbine, cooling the diffuser outer surface with a steam stream of a steam circuit can be an alternative way of internal insulation

Materials and methods. Steam and gas parameters of a combined cycle plant with a CCGT-450T, as well as the results of experimental and computational studies of the GTU SGT5-3000E gas turbine exhaust channel model were used. The calculations of the efficiency of the surface cooling of the diffuser with the steam coming from the steam circuit were carried out using the analytical method.

Results. A scheme of a superheater located on the outer surface of the GTU outlet diffuser operating in a combined cycle is proposed. Analytic evaluation of its effectiveness showed that the surface area of the GTU diffuser of the type SGT5-3000E is sufficient to provide the necessary overheating of low-pressure steam. Installation of such a heat exchanger using the outer surface of the diffuser provides a decrease of the temperature of its outer wall from 537 to 200 °C. The study validity is confirmed by a patent for an invention.

Conclusions. It has been established that the use of the outer surface of the GTU outlet diffuser instead of the heat exchange surface of the low pressure superheater of the utilizer boiler can be applied at CCGT unit to reduce heat and hydraulic losses in the diffuser path and in the utilizer boiler path.

Key words: steam turbine, gas turbine, combined gas-steam cycle, exhaust diffuser, thermal isolation, steam superheater, hydraulic losses

DOI: 10.17588/2072-2672.2020.5.026-037

Введение. Выходной диффузор газовой турбины (ГТ) парогазовой установки (ПГУ) с котлом-утилизатором (КУ) представляет собой значительное сооружение по габаритам (длина 10–15 м, диаметр 3–6 м), металлоемкости и сложности. Основное назначение диффузора – восстановление давления за счет снижения кинетической энергии потока за последней ступенью ГТ, а следовательно, повышение перепада энтальпий в турбине и полезной мощности ГТУ.

Для решения этой задачи используются диффузоры с малым углом раскрытия, а значит, большой длины (10–15 м), так как газовый тракт котла-утилизатора имеет сечение ~100 м². В современных ПГУ температура газов, выходящих из газовой турбины, составляет 560–600 °C [1], поэтому при такой большой площади поверхности диффузора весьма актуальна проблема снижения потерь теплоты от наружного охлаждения через стенки диффузора в окружающую среду. Теплоизоляционное

покрытие диффузора выполняется на его внутренней поверхности. Это дорогостоящая процедура, так как необходимо покрыть изнутри криволинейную поверхность с площадью порядка 100–180 м² термостойкими теплоизоляционными элементами. В то же время имеется возможность иного решения задачи снижения тепловых потерь: *использовать поверхность диффузора в качестве промежуточного пароперегревателя низкого давления для передачи теплового потока через его стенку от газов непосредственно паровому потоку. Такое решение снизит температуру стенки диффузора, уменьшит потери напора в тракте КУ и, кроме того, упростит и удешевит технологию теплоизоляции.* Этот способ можно реализовать, если поток пара, вышедшего из барабана КУ, направить в каналы, расположенные на внешней поверхности выходного диффузора ГТ. Возможная схема пароперегревателя, расположенного на поверхности диффузора, представлена на рис. 1.

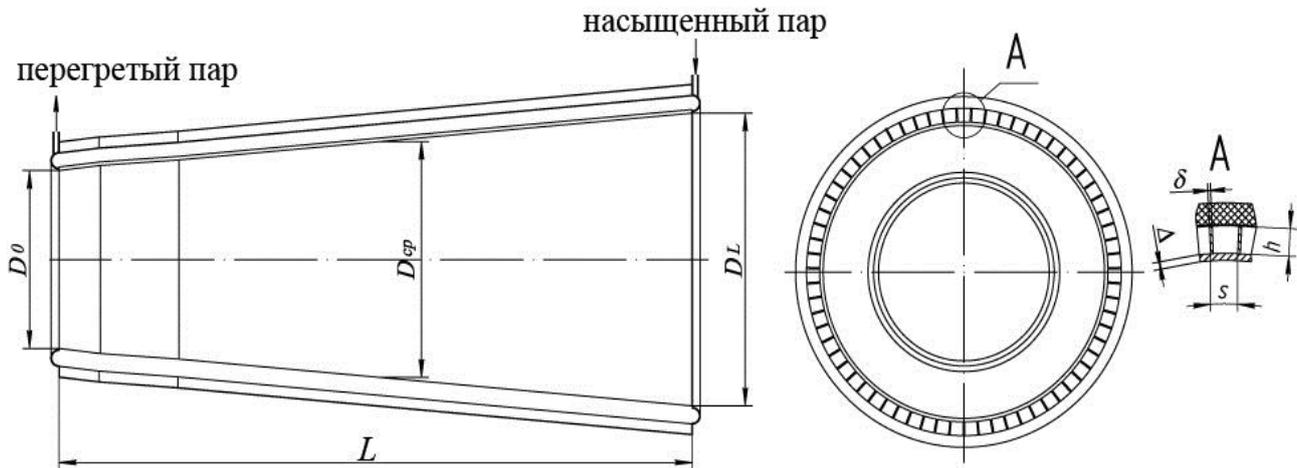


Рис. 1. Возможная схема промежуточного парогенератора на поверхности диффузора

Современные котлы-утилизаторы обычно выполняются с двумя или тремя барабанами (низкого – НД, среднего – СД и высокого – ВД давления) и, следовательно, с одним или двумя промежуточными пароперегревателями (ППНД, ППСД), после которых пар с определенными параметрами поступает в соответствующие зоны проточной части паровой турбины. Остальной поток пара поступает в пароперегреватель высокого давления (ППВД), после которого пар направляется в цилиндр высокого давления паровой турбины. Расходы пара, поступающего в промежуточные пароперегреватели и в основной ППВД, значительно различаются.

Сказанное дает основание полагать, что предлагаемая возможность перегрева пара на поверхности диффузора может быть реализована при замене одного или двух штатных трубчатых промежуточных пароперегревателей КУ на пароперегреватель, расположенный на поверхности диффузора. Это должно привести к понижению давления как за диффузором, так и за последней ступенью турбины, увеличивая перепад энтальпий в ней. Такое решение позволило бы снизить потери кинетической энергии потока газа в КУ, сократить потери теплоты через наружные стенки диффузора и упростить технологию нанесения его теплоизоляции.

Методы исследования. Для оценки возможности использования поверхности выходного диффузора ГТ в ГПУ с котлом-утилизатором в качестве ППНД необходимо рассчитать коэффициент теплопереда-

чи от газового потока к потоку пара в каналах, расположенных на его внешней поверхности и образованных радиальными перегородками, разделяющими кольцевое пространство между диффузором и внешней крышкой (рис. 1). Необходимо учитывать как конвективный, так и радиационный теплообмен между газом и внутренней поверхностью диффузора, так как в продуктах сгорания всегда имеются трехатомные газы: водяной пар и углекислый газ. При расчете теплообмена между внешней стенкой диффузора и паром также необходимо учитывать как конвективную, так и радиационную составляющую теплового потока. Теплообменом между внешним кожухом и окружающей средой в предварительных оценках можно пренебречь, полагая, что наружная теплоизоляция кожуха делает эти потери тепла незначительными. Зная коэффициент теплопередачи, можно рассчитать площадь поверхности, необходимую для заданного перегрева пара, и сопоставить ее с общей поверхностью диффузора.

Для оценок были использованы параметры пара и газа парогазовой установки с котлом-утилизатором ПГУ-450Т (рис. 2), приведенные в [1].

Параметры газа на входе в диффузор и параметры пара на входе и выходе ППНД и ППВД представлены в табл. 1. Схема проточной части модели выходного диффузора ГТУ SGT5-3000E в масштабе 1: 6,389 принята по данным [2] и представлена на рис. 3.

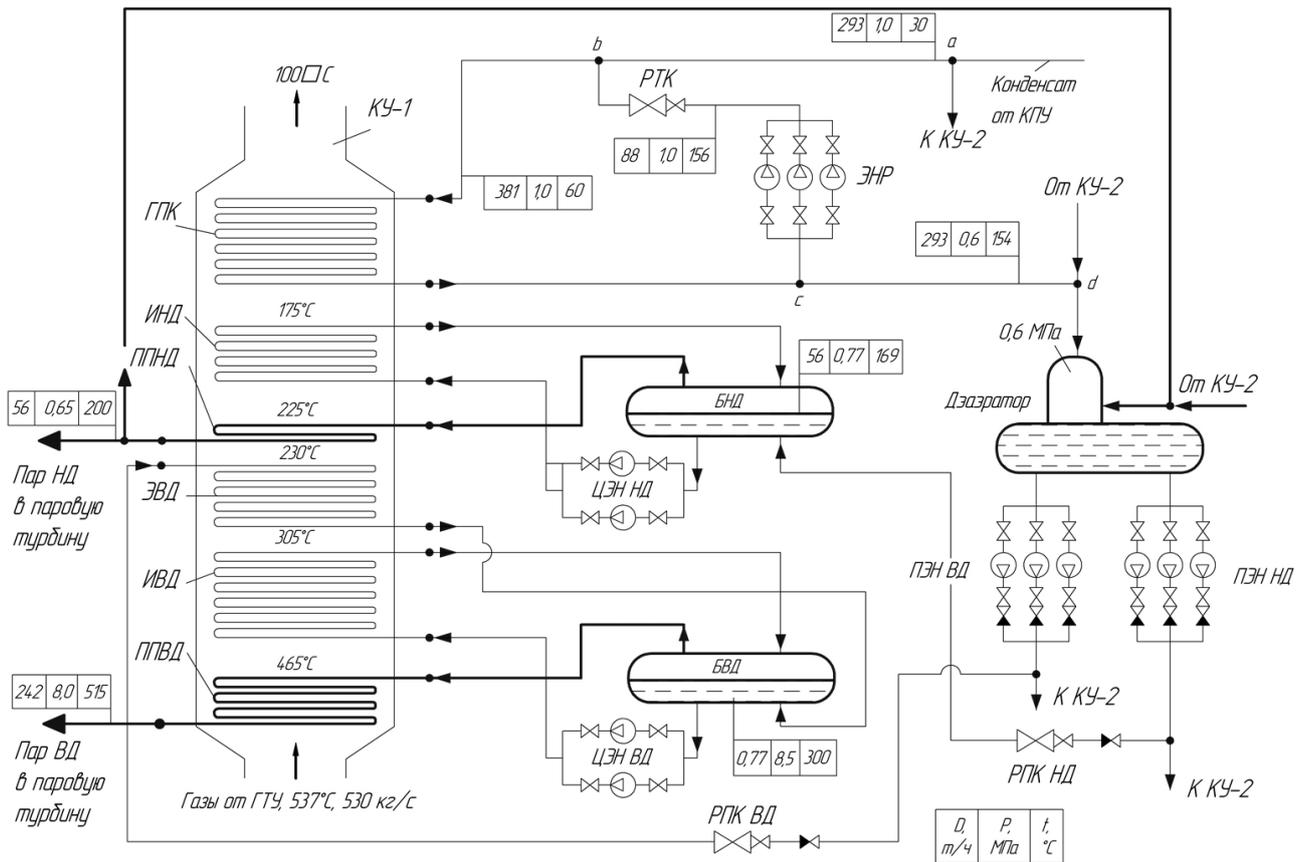


Рис. 2. Схема ПГУ-450Т, реализованная на Калининградской ТЭС [1]

Таблица 1. Режимные и термодинамические параметры потоков

| Параметры газового потока | входные | | | Параметры парового потока | | | | | |
|---------------------------|---------|-----|------|---------------------------|------|--------|--------------------|------|--------|
| | | | | входные | | | выходные | | |
| Расход | G_r | 525 | кг/с | $G_{п\text{ вх}}$ | 56 | т/час | $G_{п\text{ вых}}$ | 56 | т/час |
| Давление | P_r | ~1 | бар | $P_{п\text{ вх}}$ | 7,7 | бар | $P_{п\text{ вых}}$ | 6,5 | бар |
| Температура | T_r | 537 | °С | $T_{п\text{ вх}}$ | 169 | °С | $T_{2\text{ вых}}$ | 200 | °С |
| Энтальпия | | | | $h_{п\text{ вх}}$ | 2758 | кДж/кг | $h_{п\text{ вых}}$ | 2842 | кДж/кг |

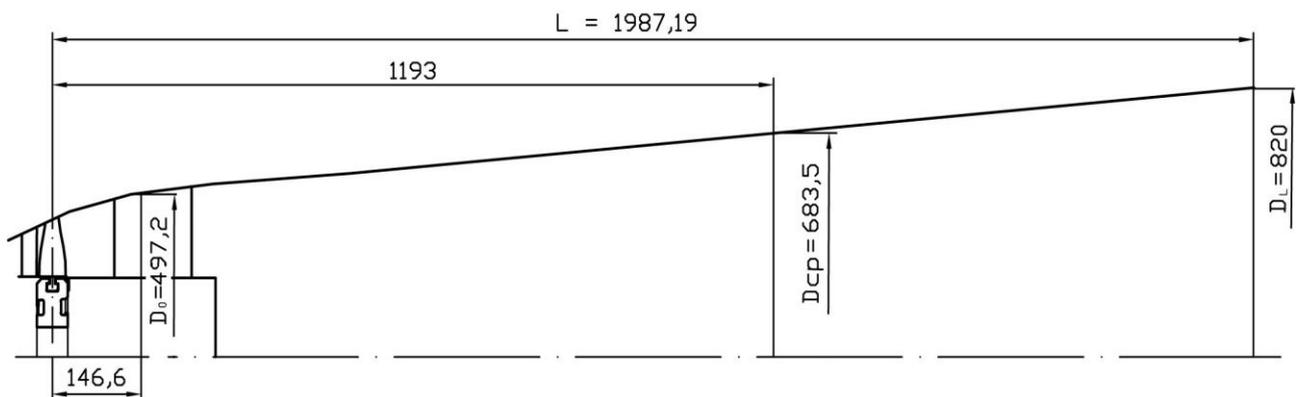


Рис. 3. Схема и основные размеры модели диффузора ГТУ SGT5-3000E

Ниже приведены обозначения, которые используются при дальнейшем анализе: D_0 – входной диаметр диффузора;

D_L – выходной диаметр диффузора; w_1, w_2, T_1, T_2 – скорость и температура газа и пара соответственно; s – шаг ребер по

окружности диффузора; δ , l – толщина и длина ребра; Δ – толщина стенки диффузора.

Принцип расчета теплообмена между потоком газов, выходящих из газовой турбины, и паровым потоком через стенку диффузора хорошо известен и выражается формулой

$$Q = \bar{k}(T_1 - T_{\text{пар}})F_{\text{диф}}, \quad (1)$$

где Q – тепловой поток от газа к пару при данных условиях; k – коэффициент теплопередачи; T_1 – температура потока газа; T_2 – температура потока пара; $F_{\text{диф}}$ – площадь теплопередающей поверхности диффузора (по существу, это вся площадь его поверхности).

Средний коэффициент теплопередачи через гладкую стенку определяется соотношением

$$\bar{k} = \frac{1}{1/\alpha_1 + \Delta/\lambda_w + 1/\alpha_2}, \quad (2)$$

где λ_w – коэффициент теплопроводности стенки; α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи от газа к стенке и от стенки к пару, т.е. коэффициенты теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях диффузора.

Если стенка имеет какие-либо ребра, то вместо формулы (2) необходимо использовать соотношение

$$\bar{k} = \frac{1}{1/(\alpha_{1\text{эф}}\varphi_1) + \Delta/\lambda_w + 1/(\alpha_{2\text{эф}}\varphi_2)}. \quad (3)$$

В (3) $\varphi_1 = F_{1\text{ореб}}/F_{\text{диф}}$ и $\varphi_2 = F_{2\text{ореб}}/F_{\text{диф}}$ – коэффициенты оребрения внутренней и внешней поверхностей диффузора; $\alpha_{1\text{эф}}$, $\alpha_{2\text{эф}}$ – эффективные коэффициенты теплоотдачи, определяются соотношениями:

$$\alpha_{1\text{эф}} = \alpha_1 \left[E_1 \cdot F_{1\text{р}}/F_{1\text{ореб}} + F_{1\text{мп}}/F_{1\text{ореб}} \right]; \quad (4)$$

$$\alpha_{2\text{эф}} = \alpha_2 \left[E_2 \cdot F_{2\text{р}}/F_{2\text{ореб}} + F_{2\text{мп}}/F_{2\text{ореб}} \right], \quad (5)$$

где E_1 и E_2 – коэффициенты эффективности ребер, расположенных на внутренней и внешней поверхностях; $F_{\text{р}}$ – суммарная поверхность ребер; $F_{\text{мп}}$ – суммарная поверхность межреберных промежутков; $F_{\text{ореб}} = F_{\text{р}} + F_{\text{мп}}$ – общая теплообменная поверхность на внутренней ($F_{1\text{ореб}}$) и наружной ($F_{2\text{ореб}}$) поверхностях диффузора.

На рис. 1 изображен случай, когда в диффузоре отсутствуют ребра со стороны газа. В этом случае $\varphi_1 = 1$, $F_{1\text{р}}/F_{1\text{ореб}} = 0$, $F_{1\text{мп}}/F_{1\text{ореб}} = 1$ и, следовательно, $\alpha_{1\text{эф}} = \alpha_1$. Что касается теплообмена потока пара, то

его необходимо рассматривать как теплообмен с поверхностью канала.

Методика расчета коэффициентов теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях диффузора. Поток газа за последней ступенью турбины имеет высокую скорость (число Маха $M_{\text{С2}} = 0,40-0,45$) и температуру T_1^* в пределах $560-600$ °С. В этом потоке, кроме двухатомных газов (CO и N_2), не участвующих в теплообмене излучением, имеются и трехатомные газы (CO_2 и H_2O), которые, как известно, излучают и поглощают тепловое излучение пропорционально произведению их парциальных давлений p_{CO_2} и $p_{\text{H}_2\text{O}}$ и приведенной длины луча $l_{\text{рад}}$. Поэтому при расчете теплообмена потока газов с поверхностью диффузора необходимо учитывать конвективный и радиационный коэффициенты теплоотдачи: $\alpha_{1\Sigma} = \alpha_{1\text{к}} + \alpha_{1\text{рад}}$. Необходимо также оценить влияние конвективной и радиационной составляющих на теплообмен между паром и стенками внутри паровых каналов на наружной поверхности диффузора.

Расчет коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности диффузора. Расчет конвективного коэффициента теплоотдачи. Для достаточного строгого расчета коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности выходного диффузора требуется достоверная информация о гидродинамике процесса. Течение за последней ступенью газовой турбины многократно исследовалось экспериментальными и численными методами [2–5]. Все авторы отмечают, что структура потока за ступенью газовой турбины, при входе в диффузор, имеет сложный трехмерный вихревой характер. Особенно сложным этот поток является в периферийной области, так как здесь значительную роль играют вторичные явления в направляющем аппарате и в рабочем колесе, а также поток из радиального зазора над рабочим колесом. Этот поток обладает большой кинетической энергией и входит в диффузор с большим углом закрутки [2, 3]. Его взаимодействие с периферийным пристеночным слоем и с основным потоком определяется режимом нагрузки ГТУ. На начальном входном участке у периферии диффузора указанное взаимодействие иногда приводит к образованию квазистационарных крупномасштабных вихревых структур, которые в дальнейшем диссипируют и превращаются в турбулентный по-

граничный слой. Следовательно, на удаленных участках периферийного обвода диффузора теплообмен должен описываться традиционными закономерностями турбулентного пограничного слоя.

В [4] приведены результаты численного исследования теплообмена между стенками стоек подшипника, периферийным обводом диффузора и газом. Однако непосредственно использовать данные [4] в нашем случае невозможно, так как расчеты коэффициентов теплоотдачи были выполнены для модели, в 6,389 раз меньшей натурного диффузора. Поэтому необходимо провести оценку коэффициента теплоотдачи в натурном диффузоре, используя методы теории подобия.

Оценивать коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности диффузора по законам канального течения в данном случае неправомерно, так как относительная длина его невелика: длина $L_{\text{диф}} \approx 12$ м, средний диаметр $D_{\text{ср}} \approx 4,22$ м и $L_{\text{диф}}/D_{\text{ср}} \approx 3$. Из этого следует, что пограничные слои на противоположных образующих диффузора на выходе из него не сливаются, как это имеет место в длинных каналах, и составляют очень малую часть поперечного сечения потока. Толщина пограничного слоя существенно меньше его радиуса, поэтому допустимо рассматривать теплообмен внутри диффузора, используя закономерности плоского турбулентного пограничного слоя. Как отмечалось, в потоке за рабочим колесом турбины сохраняются вихри, образовавшиеся при обтекании лопаток, которые сильно турбулезируют поток, в этом же направлении действуют закрутка основного потока и поток, выходящий из радиального зазора над рабочим колесом турбины. Поэтому очевидно, что оценка, сделанная с использованием традиционных методик, не учитывающих эти дополнительные факторы, должна дать заниженное значение коэффициента теплоотдачи. Вопрос состоит в том, насколько велико это отличие. Данные [4] позволяют оценить это количественно.

Расчет локального теплообмена со стороны газа в плоском турбулентном слое обычно проводится по формуле

$$Nu_{1x} = 0,0296 Re_{1x}^{0,8} Pr_1^{0,4}, \quad (6)$$

где $Nu_{1x} = \alpha_{1kx} x / \lambda_1$ – локальное число Нуссельта; $Re_{1x} = w_{01} x / \nu_1$ – локальное число Рейнольдса; Pr_1 – число Прандтля; x – продольная координата вдоль поверхности;

α_{1kx} – локальный конвективный коэффициент теплоотдачи от газа к стенке диффузора; w_{01} – скорость газового потока за пределами пограничного слоя; λ_1 и ν_1 – коэффициенты теплопроводности и кинематической вязкости потока газа при локальных параметрах температуры и давления потока.

В нашем случае скорость в ядре потока изменяется, так как изменяется площадь поперечного сечения диффузора, поэтому при расчете числа Нуссельта будем использовать формулу (6), но подставляя в нее локальную скорость ядра потока w_{1x} , следовательно, в нашем случае $Re_{1x} = w_{1x} x / \nu_1$, из чего следует

$$Nu_{1x} = 0,0296 Re_{1x}^{0,8} Pr^{0,4} = 0,0296 (w_{1x} x / \nu_1)^{0,8}. \quad (7)$$

Используя формулу (7), можно рассчитать средний конвективный коэффициент теплоотдачи на заданном участке ($x_0 \dots L$):

$$\alpha_{1kx} = 0,0296 \lambda_1 \left(\frac{w_{1x}}{\nu_1} \right)^{0,8} x^{-0,2} Pr_1^{0,4}, \quad (8)$$

$$\alpha_{1kx} = \frac{0,0296 \lambda_1 Pr_1^{0,4}}{(L - x_0) \nu_1^{0,8}} \int_{x_0}^L w_{1x}^{0,8} x^{-0,2} dx. \quad (9)$$

Принимая, что зависимость площади от x имеет степенной характер, и учитывая, что среда несжимаемая, а $f_0(x_0 = 0,932 \text{ м}) = 6,03 \text{ м}^2$ и $f_L(L = 12 \text{ м}) = 21,54 \text{ м}^2$, получим:

$$n = \frac{\ln(f_0/f_L)}{\ln(x_0/L)} = 0,401, \quad (10)$$

$$w_{1x} = w_{10} \left(\frac{x_0}{x} \right)^{0,51189} \approx w_{10} \left(\frac{x_0}{x} \right)^{0,51}, \quad (11)$$

где w_{10} – скорость потока на входе, т.е. при $x = x_0$. В результате получим

$$\alpha_{1kx} = 0,0296 \lambda_1 Re_{x0}^{0,8} x^{-0,61} Pr_1^{0,4}, \quad (12)$$

где $Re_{x0} = w_{10} x_0 / \nu_1$ – число Рейнольдса, вычисленное по входным параметрам газа в диффузоре.

Понятно, что показатель степени $n = 0,51$ характерен для данного диффузора. Для канала с другим углом раскрытия он может отличаться от показателя, полученного в настоящей работе. Выполняя интегрирование (8), находим средний на участке конвективный коэффициент теплоотдачи

$$\bar{\alpha}_{1k} = 0,0759 \lambda_1 \cdot Re_{x0}^{0,8} Pr^{0,4} \frac{(L/x_0)^{0,39} - 1}{L - x_0} \quad (13)$$

или в безразмерной форме среднее число Нуссельта

$$\overline{Nu}_1 = \frac{\overline{\alpha}_{1к}(L - x_0)}{\lambda_1} = 0,0759 Re_{x_0}^{0,8} Pr^{0,4} \left[\left(\frac{L}{x_0} \right)^{0,39} - 1 \right]. \quad (14)$$

Сопоставление результатов, полученных при численном моделировании течения и теплообмена [4], с расчетами с помощью формул (12) и (13) приведено на рис. 4.

Анализ полученных данных (рис. 4) показывает, что различие коэффициентов теплоотдачи на входе в диффузор достигает величины порядка 35 %, к середине канала разница составляет 15 %, в конце канала при $x = 1,803$ м – порядка 5 %. При расчетах коэффициента теплопередачи используются обычно средние по поверхности коэффициенты теплоотдачи, которые в данном случае составляют 136,4 Вт/(м²·К) (по данным [4]) и 120,0 Вт/(м²·К) (по формуле (11)). Полагаем, что такая точность достаточна для оценки коэффициента теплопередачи от газа к пару. Расхождение эффективных коэффициентов теплопередачи, рассчитанных по этим двум методикам, еще уменьшится при учете радиационного теплообмена.

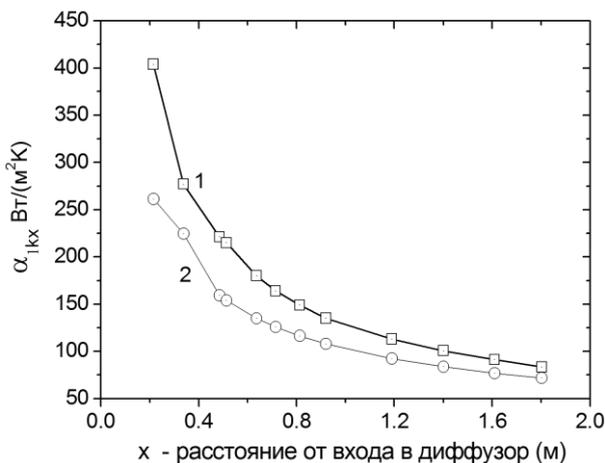


Рис. 4. Изменение среднего по периметру коэффициента теплоотдачи вдоль поверхности модельного диффузора ($w_{10} = 82,9$ м/с, $T = 20$ °С): 1 – по данным [4]; 2 – по формуле (12)

Расчет радиационного коэффициента теплоотдачи. Теплообмен излучением между газом и твердыми стенками целесообразно рассчитывать с помощью хорошо проверенного метода, изложенного в [5], в котором тепловой поток излучением вычисляется по формуле

$$q_{\text{рад}} = \frac{c_0 \left[\overline{\varepsilon}_g \left(\frac{\overline{T}_1}{100} \right)^4 - \overline{\varepsilon}_{\text{ст}} \left(\frac{\overline{T}_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right]}{\frac{\overline{\varepsilon}_g}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{ст}}} - 1}, \quad (15)$$

где $c_0 = 5,67$ Вт/м² – постоянная Стефана-Больцмана; ε_g , $\varepsilon_{\text{ст}}$ – степени черноты трехатомного газа при температуре газа T_1 и температуре стенки $T_{\text{ст}}$; $\overline{\varepsilon}_g$, $\overline{\varepsilon}_{\text{ст}}$ – предельные степени черноты газа при температуре газа T_1 и температуре стенки $T_{\text{ст}}$; $q_{\text{рад}}$ – удельный тепловой поток излучения от газа к стенке диффузора.

Величины ε_g и $\overline{\varepsilon}_g$ определяются соотношениями

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}, \quad \overline{\varepsilon}_g = \overline{\varepsilon}_{\text{CO}_2} + \beta \overline{\varepsilon}_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (16)$$

где $\varepsilon_{\text{CO}_2} = f((p_{\text{CO}_2} \cdot l_{\text{рад}}), T)$, $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = f((p_{\text{H}_2\text{O}} \cdot l_{\text{рад}}), T)$ – степени черноты углекислого газа и водяного пара в зависимости от температуры и произведений их парциального давления и приведенной длины луча $l_{\text{рад}}$; $\overline{\varepsilon}_{\text{CO}_2} = f((p_{\text{CO}_2} \cdot l_{\text{рад}})_{\text{max}}, T)$, $\overline{\varepsilon}_{\text{H}_2\text{O}} = f((p_{\text{H}_2\text{O}} \cdot l_{\text{рад}})_{\text{max}}, T)$ – предельные значения этих величин. Значения этих параметров и коэффициента β представлены в виде графиков в [5]. Приведенная длина луча оценивается по приближенной эмпирической формуле $l_{\text{рад}} = 3,6 V/F$, где V и F – объем газа (в данном случае объем диффузора) и площадь поверхности диффузора.

Теперь из закона Ньютона можно рассчитать радиационный коэффициент теплоотдачи ($\alpha_{1\text{рад}}$), если известен средний перепад температуры $\Delta T_{\text{ср}} = T_1 - T_{\text{ст}}$, а затем найти суммарный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{1\text{рад}} = q_{\text{рад}} / (\overline{T}_1 - \overline{T}_{\text{ст}}); \quad (17)$$

$$\overline{\alpha}_{1\Sigma} = \overline{\alpha}_{1к} + \alpha_{1\text{рад}}.$$

Для определения средней температуры стенки $\overline{T}_{\text{ст}}$, $\alpha_{1\text{рад}}$ и F требуется итерационная процедура, обсуждение которой приводится ниже.

Методика расчета коэффициента теплоотдачи от наружной поверхности диффузора к пару. На внешней поверхности диффузора находятся каналы почти прямоугольного поперечного сечения, разделенные перегородками, которые расположены между диффузором и наружным кожухом и которые работают как теплопе-

редающие ребра (рис. 1). Количество паровых каналов вполне определяется, если известен шаг ребер s и периметр диффузора $\pi D_{\text{ср}}$. Для расчета площади их поперечного сечения, которая требуется для определения скорости пара в каналах, необходимо задать дополнительно толщину ребра δ_p и его длину в радиальном направлении l_p . Понятно, что продольная длина ребра равна или меньше длины диффузора L . Снаружи ребра покрыты дополнительной стенкой-кожухом, поверх которой находится слой теплоизоляции. Тепловой поток в такой системе передается пару, движущемуся в каналах от стенки диффузора через межреберные промежутки и через боковые поверхности ребер. Будем, как обычно, считать, что температура в основании ребер равна температуре поверхности межреберного промежутка $T_{\text{ст2}}$. Далее вдоль ребра (т.е. в радиальном направлении) температура изменяется в зависимости от толщины ребра, его теплопроводности $\lambda_{\text{ст}}$ и коэффициента теплоотдачи $\alpha_{2к}$, который полагается, тоже как обычно, одинаковым и для ребер, и для межреберных промежутков.

Поскольку диаметр диффузора сильно изменяется по длине, количество каналов для движения пара, которое формально рассчитывается по формуле $N = \pi D_2 / s$, будет получаться различным. Это, конечно, неудобно как технологически, так и для расчетов, поэтому лучше, сохраняя число каналов N постоянным, изменять их ширину, а значит, шаг ребер будет зависеть от x , т.е. от $s_p(x)$. Постоянство площади проходного сечения каналов $f_{\text{кан}}$ по длине можно обеспечить за счет изменения их высоты по координате x , т.е. $l_p(x) = f_{\text{кан}} / [s_p(x) - \delta]$. В настоящей работе при оценочных расчетах число каналов рассчитывается по среднему по длине диаметру диффузора и по шагу ребер на этом диаметре.

Как при рассмотрении течения в диффузоре по газу, так и при анализе теплообмена в паровых каналах необходимо учитывать влияние не только конвективного, но и радиационного теплообмена, т.е. будем считать, что $\alpha_{2\Sigma} = \alpha_{2к} + \alpha_{2\text{рад}}$. Методика расчета радиационного коэффициента теплоотдачи совершенно аналогична методике, изложенной выше. Отличие заключается в том, что весь поток состоит из пара, а значит, парциальное давление пара равно его полному давлению $p_{\text{H}_2\text{O}} = p_2$, а

парциальное давление углекислого газа составляет $p_{\text{CO}_2} = 0$. Поперечные размеры паровых каналов могут быть очень малы, но давление пара может быть значительным, поэтому произведение $p l_{\text{рад}}$ может быть не малым и, следовательно, влияние радиационной составляющей на теплообмен в паровых каналах следует оценивать в каждом конкретном случае.

Расчет конвективного коэффициента теплоотдачи в паровых каналах может быть проведен для турбулентного течения традиционным образом:

$$\text{Nu}_2 = 0,023 \text{Re}_2^{0,8} \text{Pr}_2^{0,4}, \quad (18)$$

где $\text{Nu}_2 = \bar{\alpha}_{2к} d_{\text{экв}} / \lambda_2$ – число Нуссельта парового потока; $\text{Re}_2 = w_2 d_{\text{экв}} / \nu_2$ – число Рейнольдса парового потока; Pr_2 – число Прандтля пара; $d_{\text{экв}} = 4f_{\text{кан}} / \Pi$, $f_{\text{кан}} = (s_p - \delta_p) l_p$, $\Pi = 2(s_p - \delta_p) + 2l_p = 2(s_p - \delta_p + l_p)$, ν_2 и λ_2 – кинематическая вязкость и теплопроводность пара при заданных температуре и давлении пара T_2 и p_2 .

Как было сказано выше, число паровых каналов определяется на основе среднего по длине диаметра диффузора и среднего шага ребер: $N = D_{\text{ср}} / s_p$, где $D_{\text{ср}} = (D_0 + D_L) / 2$, после чего легко рассчитать среднюю скорость пара в параллельных каналах:

$$w_2 = \frac{G_2}{N(s_p - \delta_p) l_p \rho_2}, \quad (19)$$

где ρ_2 – плотность пара при температуре T_2 и давлении пара p_2 .

Предельным случаем течения пара является вариант, когда число каналов $N = 1$, т.е. случай течения пара в кольцевом канале без ребер. При этом в уравнении (3) $\varphi_2 = 1$, $\alpha_{2\text{эф}} = \alpha_2$, а критериальное уравнение теплообмена имеет вид

$$\text{Nu}_2 = 0,017 \text{Re}_2^{0,8} \text{Pr}_2^{0,4} \left(\frac{D_{\text{нар,ср}}}{D_{\text{ср}}} \right)^{0,18}. \quad (20)$$

Характерным размером для чисел Re_2 и Nu_2 в этом случае является удвоенная ширина зазора $d_{\text{экв}} = (D_{\text{нар}} - D_{\text{ср}})$, где $D_{\text{нар}}$ – наружный диаметр кольцевого канала, а скорость пара вычисляется из уравнения расхода $w_2 = G_2 / (\pi D_{\text{ср}} d_{\text{экв}} \rho_2)$.

Таким образом, при заданном расходе, давлении и температуре пара и заданных размерах паровых каналов по форму-

лам (18) и (20) рассчитывается число Нуссельта и затем вычисляется коэффициент теплоотдачи от стенки к пару:

$$\alpha_{2k} = Nu_2 \lambda_2 / d_{экр}.$$

Расчет коэффициента теплопередачи и необходимой поверхности теплообмена по пару. Конкретизируем общую формулу (3) для расчета коэффициента теплопередачи k для актуальных условий теплообмена между газом внутри диффузора и паровым потоком на его поверхности. Первые два соотношения, необходимые для вывода k , имеют вид:

$$Q = \bar{\alpha}_{1\Sigma} F (T_1 - T_{ст1}); \quad (21)$$

$$Q = \lambda_{ст} (T_{ст1} - T_{ст2}) F / \Delta, \quad (22)$$

где $T_{ст1}$ и $T_{ст2}$ – температуры на внутренней и наружной поверхностях диффузора.

На наружной поверхности диффузора уравнение теплообмена включает тепловой поток, переданный межреберными промежутками и ребрами к пару:

$$Q = \alpha_2 (1 + N\delta_p / \pi D_{2cp} (2l_p E_2 / \delta_p - 1)) F (T_{ст2} - T_2), \quad (23)$$

где $\alpha_{2эф} = \alpha_2 (1 + N\delta_p / \pi D_{2cp} (2l_p E_2 / \delta_p - 1))$;

$$F = \pi D_{2cp} (L - x_0); \quad E_2 = \frac{th(ml_p)}{ml_p}; \quad m = \sqrt{\frac{2\alpha_2}{\lambda_{ст} \delta_p}}.$$

Из уравнений (21)–(23) получим $Q = kF(\bar{T}_1 - T_2)$, где k вычисляется по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_{1\Sigma}} + \frac{\Delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2 \left(1 + \frac{N\delta_p}{\pi D_{2cp}} \left(\frac{2l_p E_2}{\delta_p} - 1 \right) \right)} + \alpha_{2рад}}. \quad (24)$$

Тепловой поток, передаваемый от газа к пару, записывается через изменение энтальпии парового потока и изменение энтальпии газового потока. Потери в окружающую среду пренебрежимо малы, поэтому

$$Q = G_2 (h_{2ввых} - h_{2вх}) = G_1 c_{1p} (T_{1вх} - T_{1ввых}). \quad (25)$$

Разность энтальпий на входе в пароперегревателя и на выходе из них определяются и оптимизируются при термодинамическом расчете ПГУ, т.е. являются заданными величинами. Температура газа на выходе из газовой турбины также задана, следовательно, уравнение (25) позволяет рассчитать температуру газа на выходе из охлаждаемого паром диффузора и

средний перепад температуры между газом и паром:

$$T_{1ввых} = T_{1вх} - \frac{G_2 (h_{2ввых} - h_{2вх})}{G_1 c_{1p}};$$

$$\overline{\Delta T_{1-2}} = \overline{(T_1 - T_2)} = \frac{(T_{1ввых} - T_{2вх}) - (T_{1вх} - T_{2ввых})}{\ln \frac{(T_{1ввых} - T_{2вх})}{(T_{1вх} - T_{2ввых})}}. \quad (26)$$

Затем можно найти площадь поверхности, необходимую для перегрева пара до заданной температуры:

$$F = \frac{G_2 (h_{2ввых} - h_{2вх})}{k \cdot \overline{\Delta T_{1-2}}}, \quad (27)$$

и сопоставить ее с поверхностью диффузора $F_{диф}$ на участке, где расположены паровые каналы (от x_0 до L). Если считать, что диффузор представляет собой усеченный конус, то площадь его боковой поверхности равна $147,97 \text{ м}^2$.

Для расчета радиационных тепловых потоков и радиационного коэффициента теплоотдачи необходимо знать среднюю температуру внутренней поверхности диффузора $T_{ст}$, которую можно определить из закона Ньютона:

$$Q = \bar{\alpha}_{1\Sigma} \cdot F (\bar{T}_1 - \bar{T}_{ст});$$

$$\bar{T}_{ст} = \bar{T}_1 - Q / (\bar{\alpha}_{1\Sigma} \cdot F). \quad (28)$$

Уравнение (28) представляет собой неявное трансцендентное уравнение для расчета температуры стенки, так как $\bar{\alpha}_{1\Sigma}$ и F являются функцией $T_{ст}$, поэтому для решения уравнения требуется итерационная процедура. Учитывая, что при заданных условиях $\alpha_{1к} \gg \alpha_{1рад}$, в начальном приближении радиационным теплообменом можно пренебречь и считать, что $\bar{\alpha}_{1\Sigma}^{(0)} = \bar{\alpha}_{1к}$. Тогда по формуле (23) вычисляется $k^{(0)}$ – начальное значение коэффициента теплопередачи, затем по формулам (24), (25), (26) определяется начальное значение поверхности теплообмена $F^{(0)}$, перепад температуры между газом и стенкой

$\Delta \bar{T}_{1-ст}^{(0)} = \left(Q / \bar{\alpha}_{1\Sigma}^{(0)} F^{(0)} \right)$ и температура стенки

$\bar{T}_{ст}^{(0)} = \bar{T}_1 - \Delta \bar{T}_{1-ст}^{(0)}$. Далее по формуле (12) вычисляется радиационный тепловой поток $q_{рад}^{(0)}$ и по формуле (14) радиационный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{1рад}^{(0)}$. Затем вычисляется новое значение $\bar{\alpha}_{1\Sigma}^{(i+1)} = \bar{\alpha}_{1к} + \alpha_{1рад}^{(i)}$ (здесь i – номер итерации), после чего рассчитывается новое значение $k^{(i)}$, новое зна-

чение $F^{(i)}$ и цикл повторяется до тех пор, пока не будет получена требуемая точность. Практика показала, что для получения окончательного решения достаточно 5–6 итераций. Достоверность представленной методики подтверждена патентом на изобретение [6].

Оценка отбора теплоты от потока в выходном диффузоре. Поток энтальпии газов $H_{\text{вх}}$, выходящих из газовой турбины, можно оценить следующим образом:

$$H_{\text{вх}} \approx t_{\text{вх}} G_{\text{газ}} C_p, \quad (29)$$

где $t_{\text{вх}}$ – входная температура газов в диффузоре; $G_{\text{газ}}$ – массовый расход газов, выходящих из турбины и поступающих в котел-утилизатор; C_p – изобарная теплоемкость газов.

В нашем случае при рассмотрении схемы котла-утилизатора ПГУ450Е (см. табл. 1) $t_{\text{вх}} = 527$ °С, $G_{\text{газ}} = 525$ кг/с, $C_p = 1080$ Дж = 1,08 кДж. Следовательно, величина потока энтальпии газов составляет величину $H_{\text{вх}} = 300000$ кВт.

Поток энтальпии, затрачиваемый на перегрев пара, также легко оценивается по формуле

$$\Delta H_{\text{пер}} = (h_{\text{вх}} - h_{\text{вых}}) G_{\text{пар}}, \quad (30)$$

где $h_{\text{вх}}$ – энтальпия пара на входе в пароперегреватель низкого давления; $h_{\text{вых}}$ – энтальпия пара на выходе из пароперегревателя низкого давления; $G_{\text{пар}}$ – расход пара через пароперегреватель низкого давления.

По данным табл. 1, $h_{\text{вх}} = 2758$ кДж/кг, $h_{\text{вых}} = 2842$ кДж/кг, $G_{\text{пар}} = 56$ т/час. Следовательно, на перегрев пара будет затрачено $\Delta H_{\text{пер}} = (2842 - 2758) \cdot 56000/3600 = 1307$ кВт. Если оценить дополнительно тепло, теряемое в окружающую среду через наружную обечайку диффузора-пароперегревателя, в 10 % от теплоты, затраченной на перегрев пара, то суммарная потеря теплоты потоком газов составит $\Delta H_{\text{пер}\Sigma} = 1307 \cdot 1,1 = 1437$ кВт.

Такая потеря составляет 0,47 % от располагаемой энтальпии потока, а снижение температуры газового потока, связанное с затратами на перегрев и на потери в окружающую среду, составит

$$\Delta t_{\text{газ}} = \frac{\Delta H_{\text{пер}\Sigma}}{G_{\text{газ}} C_p} = \frac{1437}{525 \cdot 1,08} = 2,53 \text{ °С}.$$

Таким образом, изменение температуры потока газов в охлаждаемом диффузоре в данном случае оказывается настолько незначительным, что на стадии оценок им можно пренебречь и, следовательно, пересчитывать параметры во всех остальных точках предлагаемой схемы не требуется. При расчете других ПГУ с диффузором-пароперегревателем, в которых расход пара, направляемого на вторичный перегрев, может быть значительно большим, эти потери в диффузоре должны учитываться, а расчет всей схемы при этом становится итерационным.

Результаты. По представленной выше методике выполнены варианты расчетов необходимой поверхности теплопередачи при использовании выходного диффузора ГТ в качестве ППНД ПГУ-450Т.

Исходные данные. Для оценок были использованы параметры пара и газа парогазовой установки с котлом-утилизатором ПГУ-450Т, приведенные в [1]. Расходные характеристики газа и пара, а также энтальпия пара на входе и выходе пароперегревателя низкого давления по данным [4] приведены в табл. 1. Характерные размеры диффузора и паровых каналов, представленных на рис. 1, приведены в табл. 2.

На рис. 5, 6 представлены результаты расчетов необходимой площади поверхности диффузора для различных вариантов конструкции промежуточного парогенератора на его поверхности. Варианты различались высотой и шириной паровых каналов, а значит, и их количеством N . Во всех расчетах в качестве материала стенок диффузора использовалась нержавеющая сталь с теплопроводностью $\lambda_{\text{ст}} = 15$ Вт/(м К).

Анализ полученных зависимостей (рис. 5) показывает, что с ростом шага ребер и их высоты необходимая площадь поверхности теплообмена для перегрева пара до заданных параметров растет, но во всех случаях необходимая площадь поверхности меньше, чем общая поверхность диффузора $F_{\text{диф}}$ (табл. 2).

Таблица 2. Размеры элементов проточной части диффузора и число паровых каналов

| | | | | | | | | |
|-------|-------|---|-------|---------------------------|----|------------------|--------|----------------|
| L | 12 | м | s | 20, 40, 60, 100, 200 | мм | δ | 4 | мм |
| D_0 | 3,175 | м | l_p | 20, 40, 60, 100 | мм | Δ | 10 | мм |
| D_L | 5,328 | м | N | 1, 66, 132, 220, 330, 660 | – | $F_{\text{диф}}$ | 147,97 | м ² |

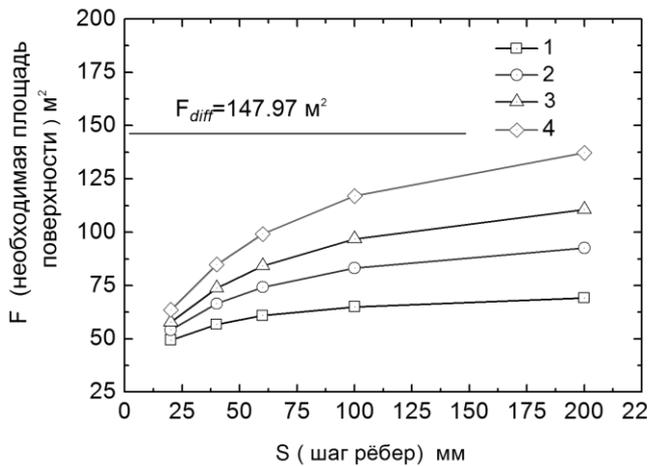


Рис. 5. Зависимость площади поверхности диффузора ГТУ типа SGT-5-3000E (для необходимого перегрева пара низкого давления в ПГУ-450Т от 169 до 200 °С) от шага ребер s и их длины l_p ($G_n = 56$ т/час, $G_r = 525$ кг/с): 1 – $l_p = 20$ мм; 2 – $l_p = 40$ мм; 3 – $l_p = 60$ мм; 4 – $l_p = 100$ мм

Анализ зависимостей (рис. 6) показывает, что только при кольцевом течении пара, т.е. при $N = 1$ и при $l_p \geq 60$ мм, необходимая площадь поверхности теплообмена превышает общую площадь поверхности диффузора, в остальных случаях $F < F_{\text{диф}}$. Понятно, что при использовании диффузора, изготовленного из более теплопроводных металлов (например, из углеродистых сталей с $\lambda_{\text{ст}} = 30\text{--}40$ Вт/(м·К)), потребная площадь окажется еще меньше.

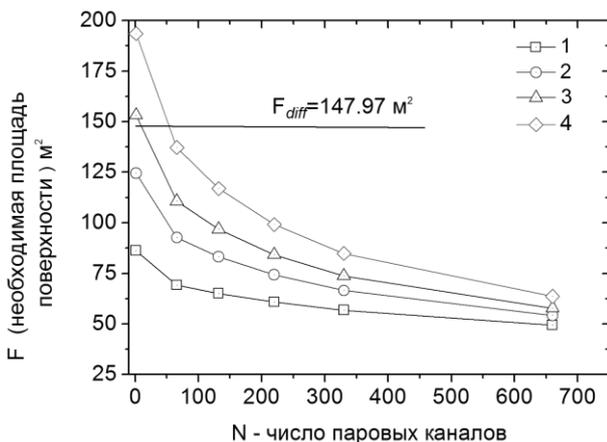


Рис. 6. Зависимость площади поверхности диффузора (для необходимого перегрева пара) от числа каналов N и их высоты h : 1 – $l_p = 20$ мм; 2 – $l_p = 40$ мм; 3 – $l_p = 60$ мм; 4 – $l_p = 100$ мм (при $N = 1$ – кольцевое течение)

Остается оценить гидравлические потери при течении пара по каналам. Такая оценка была выполнена при самых жестких условиях, т.е. при течении пара через са-

мые узкие каналы: $s_p = 20$ мм, $l_p = 40$ мм, $n = 660$. Число Рейнольдса при выбранной геометрии паровых каналов и заданных параметрах $p_2 = 6,5$ бар, $T_2 = 200^\circ\text{C}$ и $G_n = 56$ т/час равно $Re_2 = 54132$. Коэффициент трения при этом составит $\xi = 0,3164 / Re^{0,25} = 0,0207$, а потеря напора в каналах, по формуле Дарси-Вейсбаха, составит

$$\Delta p_{\text{пот}} = \xi \frac{\rho_{2\text{ср}} w^2}{2} \frac{L - x_0}{d_{\text{экв}}} = 0,0207 \cdot \frac{4,076 \cdot 9,035^2}{2} \cdot \frac{11}{0,02285} = 1661,26 \text{ Па.}$$

На наш взгляд, эта величина не является критической, так как в [1] изменение давления в тракте ППНД (см. рис. 2) существенно выше: $7,7\text{--}6,5 = 1,2$ бар.

Выводы. Охлаждаемый выходной диффузор ГТУ комбинированной парогазовой установки с котлом-утилизатором может быть технически реализован за счет его охлаждения паром второй ступени перегрева, отбираемым из парового контура ПГУ. Расчеты теплообмена, выполненные на примере ПГУ-450Т для газовой турбины SGT5-3000E, подтверждают эту возможность. Площадь поверхности диффузора достаточна для обеспечения перегрева пара низкого давления. Количество каналов на поверхности диффузора должно быть $N \geq 2$. Температура наружной поверхности диффузора за счет охлаждения паром может быть снижена с 537 до 200 °С.

Охлаждение паром позволяет отказаться от теплоизоляции внутренней поверхности диффузора и изолировать только его внешнюю поверхность, что снижает тепловые потери и значительно упрощает технологию нанесения теплоизоляции.

Размещение пароперегревателя низкого давления ПГУ-450Т на поверхности выходного диффузора позволяет уменьшить гидравлические потери в газовом тракте котла-утилизатора, что увеличивает перепад энтальпий, срабатываемый в газовой турбине, и ее мощность.

Список литературы

1. Трухний А.Д. Парогазовые установки электростанций. – М.: Изд. дом МЭИ, 2013. – 647 с.
2. Черников В.А., Зандер М.С. Исследование аэродинамических характеристик блока «ступень – выходной диффузор» стационарной

газовой турбины при различных режимах работы // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2011. – № 2(123). – С. 61–68.

3. **Черников В.А., Семакина Е.Ю.** Аэродинамические характеристики выходного осевого диффузора стационарной газовой турбины при различных режимах ее работы // Энергетические машины и установки. – 2009. – № 2. – С. 42–48.

4. **Численное** моделирование нестационарного течения и теплообмена в выходном диффузоре газовой турбины / С.А. Галаев, А.И. Кириллов, Е.М. Смирнов, Д.О. Панов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2016. – № 4 (254). – С. 59–68.

5. **Теория** тепломассообмена / С.И. Исаев, И.А. Кожин, В.И. Кофанов и др.; под ред. акад. А.И. Леонтьева. – М.: Высш. шк., 1979. – 495 с.

6. **Пат.** 2715073 С1 Российская Федерация. Парогазовая установка с охлаждаемым диффузором / В.А. Черников, Э.Л. Китанин, Е.Ю. Семакина, Е.Э. Китанина. Опубл. 25.02.2020.

References

1. Trukhniy, A.D. *Parogazovye ustanovki elektrostantsiy* [Combined-cycle plant of power stations]. Moscow: Izdatel'skiy dom MEI, 2013. 647 p.

2. Chernikov, V.A., Zander, M.S. Issledovanie aerodinamicheskikh kharakteristik bloka «stupen' – vykhodnoy diffuzor» statsionarnoy

gazovoy turbiny pri razlichnykh rezhimakh raboty [Study of aerodynamic characteristic of «tap-exhaust diffuser» unit of stationary gas turbine under different operation modes]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU*, 2011, no. 2(123), pp. 61–68.

3. Chernikov, V.A., Semakina, E.Yu. Aerodinamicheskie kharakteristiki vykhodnogo osevogo diffuzora statsionarnoy gazovoy turbiny pri razlichnykh rezhimakh ee raboty [Aerodynamic characteristics of the exhaust axial diffuser of the stationary gas turbine under different operation modes]. *Energeticheskie mashiny i ustanovki*, 2009, no. 2, pp. 42–48.

4. Galaev, S.A., Kirillov, A.I., Smirnov, E.M., Panov, D.O. Chislennoe modelirovanie nestatsionarnogo techeniya i teploobmena v vykhodnom diffuzore gazovoy turbiny [Numerical simulation of unsteady flow and heat transfer in a gas turbine exhaust diffuser]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbGPU*, 2016, no. 4(254), pp. 59–68.

5. Isaev, S.I., Kozhinov, I.A., Kofanov, V.I., Leont'ev, A.I., Mironov, B.M., Nikitin, V.M., Petrazhitskiy, G.B., Samoylov, M.S., Khvostov, V.I., Shishov, E.V. *Teoriya teplomassoobmena* [Theoretical issues of heat-mass exchange]. Moscow: Vysshaya shkola, 1979. 495 p.

6. Chernikov, V.A., Kitanin, E.L., Semakina, E.Yu., Kitanina, E.E. *Parogazovaya ustanovka s okhlazhdaemym diffuzorom* [Combined-cycle plant with cooled diffuser]. Patent RF, no. 2715073, 2020.