

Федеральное агентство по образованию

---

Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Ивановский государственный энергетический университет  
имени В.И. Ленина»

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЭНЕРГОСИСТЕМ**

**ТРУДЫ ИГЭУ**

**Выпуск IX**

*Под редакцией*

*доктора технических наук, профессора В.А. Шуина,  
доктора технических наук, профессора М.Ш. Мисриханова,  
доктора технических наук, профессора А.В. Мошкарина*

Москва 2009

УДК 621.311

ББК 31.37

П 42

Повышение эффективности работы энергосистем: Тр. ИГЭУ. Вып. IX / Под ред. В.А. Шуина, М.Ш. Мисриханова, А.В. Мошкарин. – М.: Энергоатомиздат, 2009. – 572 с.

ISBN 978-5-283-03312-9

**Редакционная коллегия:**

д-р техн. наук, проф. С.В. Тарарькин,  
д-р техн. наук, проф. Б.М. Ларин, д-р техн. наук, проф. М.Ш. Мисриханов,  
д-р техн. наук, проф. А.В. Мошкарин, д-р техн. наук, проф. В.Н. Нуждин,  
д-р техн. наук, проф. В.А. Савельев, д-р техн. наук, проф. В.А. Строев,  
д-р техн. наук, проф. В.А. Шуин, д-р техн. наук, проф. А.В. Шунтов

*Рецензенты:*

*д-р техн. наук, В.Г. Наровлянский (ОАО «Институт Энергосетьпроект», г. Москва);*

*д-р техн. наук, проф. А.В. Шунтов (Информационно-вычислительный центр Мосэнерго);*

*д-р техн. наук, проф. Ю.А. Митькин (ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»)*

В предлагаемой читателю книге представлены статьи, являющиеся результатами разработок, теоретических и экспериментальных исследований в области теплоэнергетики, электроэнергетики, систем управления и автоматизации, компьютерных технологий, выполненных сотрудниками Ивановского государственного энергетического университета, МЭС Центра ОАО «ФСК ЕЭС», а также других вузов, научно-исследовательских, проектных и эксплуатационных организаций.

Книга предназначена для специалистов, занимающихся исследованием, разработкой, проектированием и эксплуатацией энергетических систем, электрических станций и сетей, комплексов и устройств их автоматического управления.

ISBN 978-5-283-03312-9

© Авторы, 2009

---

---

## ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

УДК 621.311.22

### ОБЗОР НАПРАВЛЕНИЙ И ОБЪЕМА ВВОДА ПАРОГАЗОВЫХ БЛОКОВ В МИРЕ И В РОССИИ

*Ю.В. Мельников, канд. техн. наук, А.В. Мошкарин, д-р техн. наук*

Начиная с 60-х годов XX века интенсивное развитие газотурбинных и парогазовых технологий в СССР практически прекратилось. Было признано целесообразным развивать генерацию в электроэнергетике путем масштабного строительства мощных конденсационных и теплофикационных блоков сверхкритических параметров пара (60 – 70-е годы), а также значительного увеличения доли атомной энергетики за счет ввода мощных блоков с реакторами РБМК и ВВЭР, особенно в европейской части ЕЭС (70 – 80-е годы XX века) [18]. Среди перспективных технологий в генерации на органическом топливе был отдан приоритет МГД-генераторам [11].

Наряду с определенными положительными последствиями такого решения [4], специалисты отмечают и целый ряд недостатков – снижение маневренности ЕЭС, нарастающая физическая изношенность оборудования большинства ТЭС и др. [18]. К числу последствий этого решения относится и явное отставание СССР в развитии газотурбинных и парогазовых технологий, особенно ярко проявившееся в 80-е годы и продолжающееся и в наши дни.

Среди других причин технического отставания отечественных ГТУ и ПГУ выделяют относительную «закрытость» авиационной промышленности, затруднявшую обмен технологиями с энергомашиностроителями, невозможность самостоятельного развития технологии «снизу» из-за централизации советской экономики, а также экономический кризис 80-х.

КПД лучшей советской газовой турбины ГТЭ-150 ЛМЗ находился на уровне 31 % [16], что было ниже показателей турбин General Motors и Siemens примерно на 3 %. К 1991 году лучшие из действующих отечественных ПГУ имели КПД не выше 46, а проектируемые – 48 – 49 %, в то время как лучшие зарубежные ПГУ имели КПД на уровне 50 – 52 %.

Важнейшим импульсом к развитию ПГУ и ГТУ в других странах мира послужил глобальный энергетический кризис 70-х годов. В условиях резко возросших цен на энергоносители парогазовая технология стала востребованной на мировом рынке, что побудило энергомашиностроительные компании к значительным вложениям в НИОКР в этой области.

За 70 – 80-е годы в мировом газотурбостроении сменилось несколько поколений агрегатов. Начальная температура газа выросла с 800 – 850 до 1200 – 1300 °С и выше. В результате этого была преодолена граница ( $\approx 1100$  °С), за которой наиболее эффективным типом парогазовой установки становится не ПГУ с высоконапорным или низконапорным парогенератором, а ПГУ с котлом-утилизатором (КУ). ЦКТИ и, как следствие, отечественное энергомашиностроение оказались не готовы к смене направления развития ПГУ с КУ [17].

В течение 90-х годов XX века развитие ГТУ и ПГУ в мире пережило настоящий бум. Например, компания Siemens от существовавших в 1990 году ГТУ с КПД 34 % и начальной температурой газов в камере сгорания ГТУ 700 °С сумела перейти в 2000 году к проектированию ГТУ с КПД 38,5 % и начальной температурой 1315 °С. Другие крупнейшие энергомашиностроительные компании совершили аналогичный технологический рывок [11, 17, 19, 20].

В целом, как отмечает ведущий американский специалист Мейерван Бойс [12, 21], за последние 30 лет XX века КПД ГТУ вырос с 15 до 45 %. Среди главных факторов, способствовавших этому технологическому прорыву, он отмечает следующие:

- развитие технологий проектирования ГТУ на основе трехмерного моделирования – точное профилирование, снижение утечек, повышение КПД компрессора;
- научные открытия в области нестационарной газодинамики;
- развитие материаловедения (монокристаллические лопатки, термобарьерные, диффузионные и плазменные покрытия, отодвинувшие верхнюю границу высокотемпературной коррозии);
- развитие технологий охлаждения лопаток (на основе пара, в особенности в ПГУ);
- развитие технологий АСУТП с прямым измерением температур в начале цикла (повышение надежности эксплуатации).

В настоящее время на мировом рынке широко представлены [16, 19, 20] стационарные мощные энергетические ГТУ нового поколения с КПД 38 – 39 % и конвертированные ГТУ мощностью до 50 МВт с КПД выше 40 % и температурой газа перед ротором турбины более 1400 °С

(ГТУ фирм США) и 1240 – 1320 °С (ГТУ европейских производителей). Максимальная мощность новых перспективных ГТУ составляет 180 – 240 МВт для работы с частотой 60 Гц и 265 – 310 МВт – с частотой 50 Гц. Эти ГТУ при работе на газе в составе ПГУ обеспечивают КПД конденсационных ПГУ до 58 % при воздушном охлаждении лопаточных аппаратов ГТУ и около 60 % при их паровом охлаждении.

Высокие технико-экономические показатели газовых турбин и ПГУ нового поколения фирм США достигаются, прежде всего, за счет применения сверхвысоких начальных температур газа (до 1500 °С). Эти работы в США ведутся по заказу Министерства энергетики в соответствии с программой создания перспективных энергетических ГТУ и ПГУ – Advanced Turbine Systems Program (ATS).

Важнейшим направлением развития ПГУ и ГТУ в последние годы становится создание утилизационных ПГУ на основе ГТУ с паровым охлаждением серии Н. Н-технология (High Technology) впервые заявила о себе в США в 1995 г. и развивалась как часть программы Advanced Turbine Systems Program («Усовершенствование турбинных систем») Министерства энергетики США. ГТУ фирмы General Electric типа 9Н имеет ряд новых конструктивных и технологических решений. Применяется закрытое паровое охлаждение первых двух ступеней газовой турбины. Часть пара после цилиндра высокого давления паровой турбины проходит через каналы сопловых и рабочих лопаток газовой турбины, охлаждая их. После этого пар поступает в контур КУ, где смешивается с потоком пара, выходящим из промперегревателя. Охлаждение третьей ступени турбины воздушное, четвертая ступень не охлаждается. Чтобы еще больше оптимизировать эффективность комбинированного цикла, воздух после компрессора охлаждается водой из экономайзера среднего давления, а затем подается в камеру сгорания и на охлаждение третьей ступени. Сопловые и рабочие лопатки первой ступени турбины изготовлены из монокристаллического сплава, применяется покрытие металла рабочих лопаток нового типа, а также используются многочисленные новые конструктивные решения, заимствованные из авиастроения [6, 11].

Компания Siemens [9] в настоящее время запустила в опытно-промышленную эксплуатацию ГТУ SGT5-8000Н. Одна из таких машин уже работает на ТЭС Иршинг в Германии [11]. Запуск ГТУ в коммерческое производство запланирован на лето 2009 года.

Компания General Electric (GE) уже изготовила свою первую ГТУ этого класса – MS9001Н (9Н). К сентябрю 2007 года она отработала 24000 часов в составе нового блока ПГУ на ТЭС Баглан-Бэй (Уэльс) [6]. Опыт эксплуатации этой машины позволил GE начать работы по созда-

нию аналогичной ГТУ мощностью 330 МВт. Среди ключевых усовершенствований ГТУ – улучшенный контроль управления зазором в проточной части турбины, усовершенствования в области охлаждения лопаток, герметизация в проточной части ГТУ [11].

Характеристики современных мощных ГТУ с паровым охлаждением и ПГУ на их основе приведены в табл. 1 [16, 23, 26, 27].

Таблица 1. ГТУ с паровым охлаждением и ПГУ на их основе

Характеристики	Производитель		
	Siemens	General Electric	Mitsubishi
Марка ГТУ	SGT5-8000H	MS9001H	M701G
Мощность ГТУ, МВт	340	330	334
Степень сжатия в компрессоре ГТУ	19,2	23,1	21
Температура на выхлопе ГТУ, °С	625	–	587
Расход выхлопных газов, кг/с	820	685	737
КПД ГТУ, %	> 39	39,5	39
Марка ПГУ	SCC5-8000H	S109H	MPCP1
Мощность ПГУ, МВт	530	520	489
КПД ПГУ, %	> 60	> 60	58,7
Год запуска в серию	2010	2009	2001

Анализ общего состояния и региональных особенностей мирового рынка газотурбинного оборудования для энергетики и теплофикации свидетельствует о приоритетном развитии парогазовых технологий в энергетике мира и беспрецедентном росте количества и мощности заказанных и установленных ГТУ и ПГУ.

Так, общая мощность ГТУ, заказанных и установленных в 1999 – 2000, 2000 – 2001 и 2001 – 2002 годах, составила соответственно 120, 100 и 125 млн кВт (в 1998 – 1999 годах – 56 млн кВт), в том числе 78, 57 и 88 млн кВт (более 60 %) для работы в составе крупных бинарных ПГУ со средней мощностью 350 – 380 МВт [5].

Это позволяет считать, что и в последующие 10 лет перспективы применения ГТУ и ПГУ в мировой энергетике останутся доминирующими [15]. М. Бойс считает энергетические установки комбинированного цикла основой энергетики третьего тысячелетия [21]. По различным оценкам, в ближайшем будущем доля ПГУ в мировой генерации электроэнергии составит до 49 % [22].

В настоящее время строительство мощных конденсационных ПГУ ведется по всему миру на всех континентах, кроме Антарктиды. Перечень некоторых ПГУ-ТЭС, введенных в коммерческую эксплуатацию за последние 10 лет либо строящихся в наши дни, приведен

в табл. 2 [2, 8, 15]. В табл. 3 приведен перечень парогазовых электростанций, запланированных к строительству в рамках утвержденной Правительством РФ инвестиционной программы РАО «ЕЭС России».

Таблица 2. Перечень крупных ПГУ, введенных в эксплуатацию в мире в 1990 – 2000 годах

№ п/п	Год ввода, электростанция, страна	Общие характеристики ПГУ	ГТУ	ПТУ
1	1984 Техас США	$N = 516$ МВт	$5 \times$ ГТУ GE $N = 76$ МВт	$5 \times$ КУ с дожиганием $p = 8,8/2,0/0,62$ МПа $t = 510/294/162$ °С $D = 47/5,0/2,5$ кг/с $1 \times$ ПТ $N = 137$ МВт
2	1994 Keadby Великобритания	$N = 690$ МВт КПДэ = 54,55 %	$2 \times$ ГТУ MS9001F (GE) $N = 225$ МВт КПД = 35,7 %	$2 \times$ КУ с п/п $p = 11,0/2,7/0,48$ МПа $t = 540/540/262$ °С $p_k = 3,7$ кПа $D = 143/165/22$ кг/с $1 \times$ ПТ
3	1994 Deeside Великобритания	$N = 500$ МВт КПДэ ≈ 52 %	$2 \times$ ГТУ GT13E2 (ALSTOM) $N = 165$ МВт КПД = 35,7 %	$2 \times$ КУ $p = 10,5/2,0/0,6$ МПа $t = 505/505/\text{нас}$ °С $D = 57/14,4/7,5$ кг/с
4	1995 Medway Великобритания	$N = 660$ МВт	$2 \times$ ГТУ MS9001F (GE) $N = 225$ МВт КПД = 35,7 %	$2 \times$ КУ с п/п $p = 9,5/2,4/0,9$ МПа $t = 538/538/260$ °С $1 \times$ ПТ
5	1996 King's Lynn Великобритания	$N = 350$ МВт	$1 \times$ ГТУ V94.3A (Siemens) $N = 265$ МВт КПД = 39 %	$1 \times$ КУ с п/п $p = 10,1/2,7/0,5$ МПа $t = 520/518/224$ °С $D = 64,2/11,7/15$ кг/с $1 \times$ ПТ
6	1996 South Number Bank Великобритания	$N = 750$ МВт	$3 \times$ ГТУ GT13E2 (ALSTOM) $N = 165$ МВт КПД = 35,7 %	$3 \times$ КУ $p = 9,5/2,0/0,4$ МПа $t = 514/513/147$ °С $D = 57,5/12,5/7,8$ кг/с $1 \times$ ПТ
7	1996 Немау Япония	$N = 670$ МВт КПДэ = 54,1 %	$3 \times$ ГТУ MS7001FA (GE) $N = 140,3$ МВт КПД ≈ 35,9 %	$3 \times$ КУ с п/п, ест. цирк. $p = 14,6/4,3/0,49$ МПа $t = 538/538/250$ °С $D = 47,7/7,2/8,6$ кг/с $1 \times$ ПТ TC4F-26 $N = 250$ МВт

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

Продолжение табл. 2

№ п/п	Год ввода, электростанция, страна	Общие характеристики ПГУ	ГТУ	ПТУ
8	1996 Kawagos Япония	$N = 240$ МВт КПДэ = 54,0 %	1 × ГТУ MS7001FA (GE) $N = 151$ МВт КПД ≈ 35,9 %	3 × КУ с п/п $p = 10,0/2,2/0,29$ МПа $t = 538/538/250$ °C $D = 49,9/7,9/7,6$ кг/с 1 ПТ TCDF-26 $N = 85$ МВт
9	1996 – 1997 Costenava Аргентина	$N = 335$ МВт	1 × ГТУ V94.3A (Siemens) $N = 265$ МВт КПД ≈ 39 %	1 × КУ с п/п $p = 9,1/2,9/0,86$ МПа $t = 538/538/260$ °C
10	1996 – 1998 Yokohama Япония	$N = 365$ МВт КПДэ = 54,12 %	1 × ГТУ MS9001FA (GE) $N = 225$ МВт КПД ≈ 35,7 %	1 × КУ с п/п $p = 11,2/3,0/0,49$ МПа $t = 541/541/266$ °C
11	1997 Didcot Великобритания	$N = 340$ МВт	1 × ГТУ V94.3A (Siemens) $N = 265$ МВт КПД ≈ 39 %	1 × КУ с п/п $p = 11,0/2,9/0,45$ МПа $t = 540/540/235$ °C
12	1997 Gent Бельгия	$N = 360$ МВт	1 × ГТУ MS9001FA (GEC Alsthom) $N = 225$ МВт КПД = 35,7 %	1 × КУ с п/п, ест. цирк. $p = 11,3/3,0/0,5$ МПа $t = 536/535/271$ °C $D = 76,4/10,3/11,4$ кг/с 1 × ПТ
13	Еems Нидерланды	$N = 365$ МВт КПДэ = 54,12 %	1 × ГТУ MS9001FA (GE) $N = 225$ МВт КПД ≈ 35,7 %	1 × КУ с п/п $p = 11,2/3,0/0,49$ МПа $t = 541/541/266$ °C
14	1998 Sth Humber Bank 2 Великобритания	$N = 511$ МВт	2 × ГТУ GT13E2 (ALSTOM) $N = 165$ МВт КПД = 35,7 %	2 × КУ $p = 9,5/2,0/0,4$ МПа $t = 514/513/147$ °C $D = 57,5/12,5/7,8$ кг/с 1 × ПТ
15	1998 Сеабанк Великобритания	$N = 365$ МВт КПДэ = 57,3 %	2 × ГТУ V94.3A (Siemens) $N = 250$ МВт КПД ≈ 38 %	2 × КУ с п/п $p = 11,0/3,0/0,48$ МПа $t = 550/550/235$ °C $D = 71/69/10$ кг/с
16	1998 – 1999 Тарада до Оутеро Португалия	$N = 330$ МВт КПДэ = 56,7 %	1 × ГТУ V94.3A (Siemens) $N = 250$ МВт КПД ≈ 38 %	1 × КУ с п/п $p = 11,3/3,0/0,45$ МПа $t = 550/550/233$ °C 1 × ПТ (Siemens) $N = 110$ МВт

Обзор направлений и объема ввода парогазовых блоков в мире и в России

Продолжение табл. 2

№ п/п	Год ввода, электростанция, страна	Общие характеристики ПГУ	ГТУ	ПТУ
17	1999 Vaudour Бельгия	$N = 360$ МВт	1 × ГТУ MS9001FA (GEC Alsthom) $N = 225$ МВт КПД = 35,7 %	1 × КУ с п/п $p = 11,2/3,2/0,5$ МПа $t = 566/566/267$ °С $D = 71,9/11,7/11,9$ кг/с 1 ПТ
18	1999 Tosorilla Чили	$N = 400$ МВт	1 ГТУ GT 26 (ALSTOM) $N = 265$ МВт КПД = 38 %	1 КУ с п/п, ест. цирк. $p = 11,8/2,9/0,5$ МПа $t = 568/568/нас$ °С $D = 83,2/9,7/7,8$ кг/с 1 × ПТ
19	2001 Rio Bravo Мексика	$N = 570$ МВт	2 × ГТУ W501F (Westinghouse) $N = 184,4$ МВт КПД = 36,5 %	2 × КУ с п/п, с дожиг. $p = 13,3/3,2/0,5$ МПа $t = 556/555/291$ °С $D = 52,5/9,2/10,3$ кг/с 1 × ПТ
20	2001 Senoko Сингапур	$N = 360$ МВт	1 × ГТУ GT 26 (ALSTOM) $N = 265$ МВт КПД = 38 %	1 × КУ с п/п, ест. цирк. $p = 12,9/4,2/0,64$ МПа $t = 568/568/237$ °С $D = 89,4/7,8/4,9$ кг/с 1 × ПТ
21	2002 San Roque Испания	$N = 400$ МВт	1 × ГТУ GT 26 (ALSTOM) $N = 265$ МВт КПД = 38 %	1 × КУ с п/п, ест. цирк. $p = 11,8/2,9/0,5$ МПа $t = 568/568$ °С $D = 83,6/10,3/8,3$ кг/с 1 × ПТ
22	2002 San Andrian del Besos Испания	$N = 400$ МВт	1 × ГТУ GT 26 (ALSTOM) $N = 265$ МВт КПД = 38 %	1 × КУ с п/п, ест. цирк. $p = 11,8/2,9/0,5$ МПа $t = 568/568/нас$ °С $D = 83,6/10,3/8,3$ кг/с 1 × ПТ
23	2002 Castejon Испания	$N = 400$ МВт	1 × ГТУ GT 26 (ALSTOM) $N = 265$ МВт КПД = 38 %	1 × КУ с п/п, ест. цирк. $p = 11,5/3,0/0,5$ МПа $t = 568/568/нас$ °С $D = 81,4/10,0/7,8$ кг/с 1 ПТ
24	2002 Gebze Турция	$N = 770$ МВт	2 ГТУ 9FA (GE) $N = 225$ МВт КПД ≈ 35,7 %	2 КУ с п/п $p = 13,2/3,1/0,5$ МПа $t = 566/563/288$ °С $D = 77,2/10,9/11,1$ кг/с 1 × ПТ

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

Продолжение табл. 2

№ п/п	Год ввода, электростанция, страна	Общие характеристики ПГУ	ГТУ	ПТУ
25	2002 Adarazagi Турция	$N = 770$ МВт	2 × ГТУ 9FA (GE) $N = 225$ МВт КПД $\approx 35,7$ %	2 × КУ с п/п $p = 13,2/3,1/0,5$ МПа $t = 566/563/288$ °С $D = 77,2/10,9/11,1$ кг/с 1 × ПТ
26	2002 Izmir Турция	$N = 765$ МВт	2 × ГТУ 9FA (GE) $N = 225$ МВт КПД $\approx 35,7$ %	2 × КУ с п/п $p = 12,9/3,1/0,5$ МПа $t = 568/565/287$ °С $D = 76,6/10,6/10,6$ кг/с 1 × ПТ
27	2002 Severnaya Азербайджан	$N = 400$ МВт	1 × ГТУ 701F (Mitsubishi) $N = 270$ МВт	1 КУ с п/п $p = 10,7/3,8/0,5$ МПа $t = 540/568/252$ °С $D = 76,9/11,9/13,3$ кг/с 1 × ПТ
28	2001 Rio Bravo 3 Мексика	$N = 570$ МВт	2 × ГТУ W501F (Westinghouse) $N = 184$ МВт КПД = 36,5 %	2 × КУ с п/п, с дожигом $p = 13,3/3,2/0,5$ МПа $t = 556/555/291$ °С $D = 52,5/9,2/10,3$ кг/с 1 × ПТ
29	2002 Биллингэм США	$N = 270$ МВт КЭС, одновальная КПД <sub>э</sub> = 56,7 %	GT24 Alstom	16,5/3,7/0,7 МПа прямоточный КУ
30	2002 Бесос Барселона, Испания	$N = 2 \times 400$ МВт КЭС, одновальная КПД <sub>э</sub> = 57 %	GT26 Alstom	11,8/2,75/0,49 МПа 566/566/153 °С
31	2005 Блэкстоун США	$N = 270$ МВт КЭС, одновальная КПД <sub>э</sub> = 56,7 %	GT24 Alstom	16,5/3,7/0,7 МПа прямоточный КУ
32	2005 Дункирк Франция	$N = 800$ МВт КЭС, трехвальная КПД <sub>э</sub> = 48 %	GT13E2 Alstom	14/3 МПа, 240 МВт
33	2002 Карлсруэ Германия	$N = 365$ МВт КЭС, двухвальная (реконструкция)	GT26 Alstom	15,3/3,9 МПа
34	2003 Картахена Испания	$N = 3 \times 400$ МВт КЭС, одновальная КПД <sub>э</sub> = 57,3 %	GT26 Alstom	13,3/2,7/0,46 МПа 565/565/279 °С
35	2002 Лэйк Роуд США	$N = 3 \times 260$ МВт КЭС, одновальная	GT24 Alstom	

Обзор направлений и объема ввода парогазовых блоков в мире и в России

Продолжение табл. 2

№ п/п	Год ввода, электростанция, страна	Общие характеристики ПГУ	ГТУ	ПТУ
36	2001 Лумут Малайзия	$N = 3 \times 663$ МВт КЭС, одновальная КПДэ = 57 %	GT13E2 Alstom $N = 165$ МВт	6,9/0,6 МПа
37	2002 Вале де Мехико Мексика	$N = 372 - 535$ МВт КЭС, пристройка, трехцелевой режим	GT11N2 Alstom	1 паровой котел 17 МПа/540 °С + 3 КУ 17,3/1,9 МПа 515 °С
38	2002 Монтеррей-3 Мексика	$N = 4 \times 250$ МВт КЭС, одновальная	GT24 Alstom	16/3,8/0,7 МПа 565/565/318 °С
39	2002 Сан Рок Кадис, Испания	$N = 2 \times 400$ МВт КЭС, одновальная КПДэ = 57 %	GT26 Alstom	12,3/2,9/0,55 МПа 541/542/156 °С
40	2005 Таллавара Австралия	$N = 2 \times 435$ МВт КЭС, одновальная КПДэ = 59,7 %	GT26 Alstom	13,5/2,8/0,47 МПа 565/565/287 °С
41	2003 Термбахья Бразилия	$N = 190$ МВт Отпуск пара 350 т/ч ТЭЦ, одновальная КПДэ = 59,7 %	GT24 Alstom	КУ одного давления 12,4/568 °С Дожигание искусственным газом
42	2002 Хазира Индия	$N = 156,1$ МВт КЭС, трехвальная КПДэ = 50,3 %	GT8C2 Alstom	7,8/0,66 МПа 484/242 °С
43	2008 Шоайба Саудовская Аравия	$N = 11 \times 400$ МВт КЭС, одновальная КПДэ = 57 %	GT26 Alstom	
44	2002 Баглан Бэй Великобритания	$N = 480$ МВт + + 75 тепловых. ТЭЦ, одновальная КПДэ = 60 %	Frame 9H General Electric	
45	2003 Бэллилумфорд Великобритания	$N = 600$ МВт КЭС, четырехвальная КПДэ = 54 %	V94.2, V64.3A Siemens	
46	2002 Бефлехэм Нью-Йорк, США	$N = 750$ МВт КЭС, трехвальная	Frame 7 General Electric	
47	2001 Лебанон Пенсильвания, США	$N = 720$ МВт КЭС, трехвальная	501G Siemens- Westinghouse 235 МВт	230 МВт

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

Продолжение табл. 2

№ п/п	Год ввода, электростанция, страна	Общие характеристики ПГУ	ГТУ	ПТУ
48	2001 АЭС Парана Сан Николас, Аргентина	$N = 830$ МВт КЭС, трехвальная	701F Mitsubishi 263 МВт	319 МВт
49	2007 ЕЗР Хантли, Новая Зеландия	$N = 385$ МВт КЭС, одновальная КПДэ = 57 %	701F Mitsubishi 263 МВт	10,5/3,5/0,6 МПа
50	2000 Уругуайана Рио-Гранде, Бразилия	$N = 385$ МВт КЭС, трехвальная КПДэ = 57 %	501F Siemens- Westinghouse 170 МВт	187 МВт
51	2003 Эльдорадо Арканзас, США	$N = 4 \times 550$ МВт КЭС, трехвальная КПДэ = 56 %	Frame 7FA General Electric	
52	2000 Тивертон Род Айленд, США	$N = 267$ МВт КЭС, одновальная	Frame 7FA General Electric	90 МВт
53	2003 Баха Калифорния Мехикали, Мексика	$N = 600$ МВт КЭС, трехвальная	Frame 7FA General Electric	
54	2007 Тамазунчале Мексика	$N = 2 \times 570$ МВт КЭС, трехвальная КПДэ = 56 %	Frame 7FA General Electric	
55	1997 Свончон Илдо, Южная Корея	$N = 4 \times 450$ МВт КЭС, трехвальная КПДэ = 55 %	MS7001FA General Electric	
56	2003 Скриба Нью-Йорк, США	$N = 4 \times 400$ МВт КЭС, одновальная КПДэ = 60 %	700H General Electric STAG	
57	2000 Порьонг Южная Корея	$N = 4 \times 500$ МВт КЭС, трехвальная КПДэ = 58 %	GT24 Alstom	170 МВт
58	2000 Мидлофиан Техас, США	$N = 4 \times 550$ МВт КЭС, трехвальная КПДэ = 58 %	GT24 Alstom	180 МВт
59	2008 Инлэнд Импайр Калифорния, США	$N = 2 \times 400$ МВт КЭС, одновальная КПДэ = 58 %	700H General Electric STAG	

Обзор направлений и объема ввода парогазовых блоков в мире и в России

Таблица 3. Перечень ПГУ, запланированных к строительству в России

№ п/п	Год ввода, энергокомпания, ТЭС	Общие характеристики ПГУ	ГТУ	ПТУ
1	2010 – 2012 ОГК-1 Нижневартовская ГРЭС (бл. 3, 4)	$N = 800$ МВт	$2 \times$ ГТУ-270	$1 \times$ К-300
2	2010 ОГК-1 Пермская ГРЭС (бл. 4)	$N = 800$ МВт	$2 \times$ ГТУ-270	$1 \times$ К-300
3	2010 – 2012 ОГК-2 Ставропольская ГРЭС (бл. 9, 10)	$N = 400$ МВт	$2 \times$ ГТУ-270	$1 \times$ К-160
4	2010 – 2012 ОГК-3 Костромская ГРЭС	$N = 800$ МВт	$2 \times$ ГТУ-270	$1 \times$ К-300
5	2009 ОГК-4 Сургутская ГРЭС-2 (бл. 7, 8)	$N = 2 \times 400$ МВт	$2 \times$ ГТУ-270	$1 \times$ К-160
6	2009 ОГК-4 Шатурская ГРЭС	$N = 400$ МВт	ГТУ-270	К-160
7	2010 ОГК-4 Яйвинская ГРЭС	$N = 400$ МВт	ГТУ-270	К-160
8	2010 ОГК-5 Невиномысская ГРЭС (бл. 12)	$N = 400$ МВт	ГТУ-270	К-160
9	2009 ОГК-5 Среднеуральская ГРЭС (бл. 12)	$N = 410$ МВт	ГТУ-270	К-160
10	2012 ОГК-5 Среднеуральская ГРЭС (бл. 13)	$N = 450$ МВт	$2 \times$ ГТУ-160	К-160
11	2011 ОГК-5 ПГУ-Можайск	$N = 400$ МВт	ГТУ-270	К-160
12	2010 ОГК-5 Конаковская ГРЭС (бл. 9)	$N = 800$ МВт	$2 \times$ ГТУ-270	К-300
13	2009 ОГК-6 ГРЭС-24	$N = 400$ МВт	ГТУ-110	–
14	2010 ОГК-6 Киришская ГРЭС	$N = 800$ МВт	$2 \times$ Siemens-SGT5-4000F	
15	2009-2010 ТГК-1 Первомайская ТЭЦ	$N = 2 \times 180$ МВт	$2 \times$ ГТУ-65	Т-50
16	2007 ТГК-1 ТЭЦ-5 (бл. 2)	$N = 400$ МВт	ГТУ-270	Т-110
17	2010 ТГК-1 ТЭЦ-7	$N = 200$ МВт	ГТУ-130	Р-115
18	2011 ТГК-1 ТЭЦ-21	$N = 400$ МВт	ГТУ-270	Т-150
19	2009 ТГК-1 ТЭЦ-22	$N = 450$ МВт	ГТУ-160	Т-150
20	2010 ТГК-2 Тверская ТЭЦ-1 (бл. 1)	$N = 44$ МВт	ГТУ-16	Т-12
21	2008 «Мосэнерго» ТЭЦ-9	$N = 65$ МВт	ГТУ-65 Салют	
22	2009 «Мосэнерго» ТЭЦ-12	$N = 170$ МВт	ГТУ-110	ПТ-60

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

Продолжение табл. 3

№ п/п	Год ввода, энергокомпания, ТЭС	Общие характеристики ПГУ	ГТУ	ПТУ
23	2008 «Мосэнерго» ТЭЦ-21	$N = 450 \text{ МВт}$	ГТУ-160	Т-150
24	2009 «Мосэнерго» ТЭЦ-26	$N = 400 \text{ МВт}$	GT26 Alstom	Т-150
25	2007-2009 «Мосэнерго» ТЭЦ-26	двухвальная $N = 450 \text{ МВт}$	ГТУ-160	Т-150
26	2009 ТГК-5 Ижевская ТЭЦ-1	$N = 150 \text{ МВт}$	$2 \times \text{ГТУ-65}$	ПТ-60
27	2009 ТГК-5 Кировская ТЭЦ-1	$N = 70 \text{ МВт}$	$2 \times \text{ГТУ-30}$	ПТ-12
28	2009 ТГК-5 Кировская ТЭЦ-3	$N = 140 \text{ МВт}$	$2 \times \text{ГТУ-65}$	ПТ-12
29	2008 – 2010 ТГК-6 Игумновская ТЭЦ (бл. 1, 2, 3)	$N = 125 \text{ МВт}$	$3 \times \text{ГТУ-45}$	$2 \times \text{ПТ-20}$
30	2008 ТГК-7 Медногорская ТЭЦ (бл. 2)	$N = 10 \text{ МВт}$	ГТУ-10	ПТ-3,5
31	2010 ТГК-7 Сызранская ТЭЦ (бл. 9)	$N = 200 \text{ МВт}$	$2 \times \text{ГТУ-65}$	Т-60
32	2009 ТГК-8 Астраханская ГРЭС	$N = 110 \text{ МВт}$	$2 \times \text{ГТУ-40}$	ПТ-30
33	2010 ТГК-8 Астраханская ТЭЦ-2	$N = 400 \text{ МВт}$	ГТУ-270	Т-150
34	2009 ТГК-8 Краснодарская ТЭЦ	$N = 450 \text{ МВт}$	$2 \times \text{ГТУ-160}$	Т-150
35	2009 – 2012 ТГК-9 Ново-Березниковская ТЭЦ	$N = 4 \times 100 \text{ МВт}$	ГТУ-65	ПТ-30
36	2009 ТГК-9 Пермская ТЭЦ-6	$N = 70 \text{ МВт}$	ГТУ-65	ПТ-12
37	2011 ТГК-9 Пермская ТЭЦ-9	$N = 150 \text{ МВт}$	$2 \times \text{ГТУ-65}$	ПТ-30
38	2009 ТГК-10 Тюменская ТЭЦ-1	$N = 190 \text{ МВт}$	ГТУ-65	Т-60
39	2012 ТГК-10 Тюменская ТЭЦ-2	$N = 450 \text{ МВт}$	$2 \times \text{ГТУ-160}$	Т-150
40	2010 ТГК-10 Челябинская ТЭЦ-3	$N = 220 \text{ МВт}$	ГТУ-160	Т-60
41	2010 – 2012 ТГК-10 Няганьская ГРЭС	$N = 3 \times 400 \text{ МВт}$	ГТУ-270	Т-150
42	2009 ТГК-10 Курганская ТЭЦ	$N = 230 \text{ МВт}$	ГТУ-160	Т-80
43	2011 ТГК-11 Омская ТЭЦ-3	$N = 123 \text{ МВт}$	ГТУ-65	Т-50
44	2007 – 2009 Ивановские ПГУ	$N = 2 \times 25 \text{ МВт}$	$2 \times \text{ГТУ-110}$	К-110

Продолжение табл. 3

№ п/п	Год ввода, энергокомпания, ТЭС	Общие характеристики ПГУ	ГТУ	ПТУ
45	2009 Калининградская ТЭЦ-2 (бл. 2)	$N = 450$ МВт	ГТУ-160	Т-150
46	2008 Сочинская ТЭС (бл. 3)	$N = 80$ МВт	ГТУ-28	Т-17/25
47	2010 – 2014 Уренгойская ГРЭС	Уточняется	ГТУ-270	Т-150
48	2010 – 2012 ПГУ в Тарко-Сале	Уточняется	ГТУ-270	Т-150

Структура тепловой схемы ПГУ в процессе ее проектирования определяется большим числом факторов, среди которых:

- назначение электростанции (КЭС или ТЭЦ);
- наличие старого оборудования (например, паровых турбин или котлов, работающих в составе ПТУ);
- режим покрытия графика электрической нагрузки;
- число часов работы в году.

Широкое многообразие тепловых схем существующих конденсационных ПГУ принято классифицировать по компоновке турбоагрегатов, входящих в состав парогазовой установки, и по числу турбинных валов. Наиболее распространенными являются тепловые схемы четырехвальных (3ГТУ + 3КУ + 1ПТУ), двухвальных (2ГТУ + 2КУ + 1ПТУ), двух- и одновальных (1ГТУ + 1КУ + 1ПТУ) блоков.

Одной из самых первых электростанций, на которой был введен блок ПГУ с трехконтурным КУ, является Deeside (Великобритания). ТЭС введена в эксплуатацию в 1994 году.

Структура парогазовой установки – дубль-блочная, т.е.  $2 \times \text{ГТУ} + 2 \times \text{КУ} + 1 \times \text{ПТУ} + 3 \times \text{ЭГ}$ . В основе ПГУ-КЭС использовалась ГТУ типа 13E2 ABB (на данный момент Alstom), номинальной мощностью 165 МВт и КПД 35,7 %. Котел-утилизатор выполнен с принудительной циркуляцией в испарителях, что позволяет осуществлять быстрый пуск блока. Схема имеет три контура давления без промперегрева пара. Перегревательные поверхности контура высокого и среднего давления расположены параллельно по ходу дымовых газов, что позволяет генерировать пар следующих параметров: давление 10,5/2,0/0,55 МПа; температура 505/505/156 °С. ПГУ имеет электрическую мощность 500 МВт и электрический КПД около 52 %.

Другим примером парогазовой КЭС может являться электростанция Keadby (Великобритания). Тепловая схема блока включает две ГТУ MS9001F (General Electric), два котла-утилизатора (Bovsoc) на три давле-

ния с промперегревом пара, одну ПТУ (General Electric – Alstom). В КУ генерируется пар высокого давления с параметрами 11,0 МПа и 540 °С, который направляется в ЧВД паротурбинной установки. Затем, отработавший пар из ЧВД направляется обратно в КУ, где, смешавшись с паром контура среднего давления, поступает в промежуточный перегреватель. Из промперегревателя пар с параметрами 2,7 МПа и 540 °С поступает в ЧСД паровой турбины. Пар низкого давления (0,48 МПа; 262 °С) подмешивается к основному потоку пара перед ЧНД паровой турбины. Конденсатор предусматривает возможность приема 100 %-ного свежего пара через БРОУ – байпасирование паровой турбины при аварийной ситуации. Общая электрическая мощность блока брутто достигает 690 МВт при электрическом КПД 54,55 % [8].

В последние 5 – 10 лет все более широкое развитие получают одно-вальные парогазовые установки, в которых генератор располагается на одном валу с паровой и газовой турбиной, между ними. Соединение роторов ПТУ и генератора в этом случае осуществляется через саморасцепляющуюся муфту. К очевидным преимуществам такой компоновки относятся компактность, возможность объединения целого ряда вспомогательных систем (например, маслоснабжения) турбоустановок в одну, упрощение и ускорение пусковых операций, упрощение и повышение надежности систем АСУТП, повышение маневренности, ускоренный ввод мощностей в эксплуатацию, отсутствие необходимости в стороннем источнике пара. Часто одновальные установки требуют меньших капитальных затрат на киловатт установленной мощности (до 10 %) [22].

Пионером во внедрении одновальных ПГУ по праву считается американская компания General Electric: первая одновальная ПГУ ее производства была пущена в эксплуатацию еще в 1968 году на ТЭС Волверайн (Мичиган, США) [6].

Примером одновальной ПГУ может служить ТЭС Yokohama (Япония). Введены в строй 8 блоков ПГУ с КУ трех давлений с промперегревом пара электрической мощностью каждый 365 МВт. На одном валу расположены ГТУ MS9001FA, общий электрогенератор и паровая турбина. Тепловая схема не предусматривает деаэратаора, вся деаэрация производится в конденсаторе. Несмотря на одновальную конструкцию, гидравлические системы и маслоснабжение разделены для ГТУ и ПТ. Тепловая схема получена в итоге оптимизационных исследований, проведенных электроэнергетической компанией TEPSCO и фирмой General Electric. Принятый вариант обеспечивает выигрыш в экономичности ПГУ, по сравнению со схемой двух давлений без промперегрева, на 2,27 % (отн.),

а с промперегревом – на 0,94 % (отн.). Электрический КПД ПГУ брутто равен 54,12 %, а КПД ПГУ нетто – больше 53 %. Как достоинства отмечаются: низкая стоимость установленного киловатта, меньшая требуемая для размещения ПГУ площадь и высокие маневренные показатели. Установка рассчитана на ежедневные пуски-остановы до 10 тысяч циклов за эксплуатацию. Номинальная работа блока обеспечивается в диапазоне от 1,0 до 0,5 номинальной нагрузки. Возможна минимальная нагрузка вплоть до холостого хода, а также работа одной ГТУ с байпасированием газа.

Фирма Siemens сооружает одновалвные ПГУ с КПД брутто до 58 %. На базе ГТУ SGT5-4000F сооружена одновальная ПГУ мощностью 400 МВт на ТЭС Otahutu (Новая Зеландия). КУ трехконтурный с промперегревом. Основной конденсат турбины после конденсатора конденсатными насосами подается в газовый подогреватель конденсата (ГПК) котла-утилизатора. В ГПК происходит нагрев основного конденсата, который затем поступает в деаэратор. После деаэратора питательными насосами НД вода подается в барабан котла низкого давления, питательными насосами высокого/среднего давления вода подается в экономайзер высокого/среднего давления и в барабан среднего давления и далее питательными насосами ВД через экономайзер высокого давления в барабан ВД.

Компания Alstom также начала сооружение одновальной ПГУ на базе ГТУ GT26 и GT24. Ее номинальный КПД равен 57 %, мощность 400 МВт. КУ трех давлений генерирует пар с параметрами 11,8/2,75/4,9 МПа, 566/568/153 °С.

Строительство одновальных ПГУ начала и компания Mitsubishi [10].

Проведенный обзор показал достаточно большой разброс в начальных параметрах пара в утилизационной части ПГУ с КУ трех давлений, причем для ПГУ на базе одной и той же ГТУ.

Также обращает на себя внимание разнообразие в компоновке поверхностей нагрева в котлах-утилизаторах. Схема питания контуров КУ может быть как последовательной (питательная вода верхнего контура подается питательным насосом из барабана нижнего контура), так и параллельной (наличествует общий источник питательной воды, – как правило, деаэратор, из которого насосами вода подается в экономайзеры контуров котла). Часто поверхности нагрева состоят из нескольких частей, расположенных в газоходе по ходу газов последовательно либо параллельно.

Дополнительной особенностью некоторых ПГУ является наличие камер дожигания топлива в среде уходящих газов ГТУ. Эти камеры могут располагаться как во входной части КУ (в зоне пароперегревателей), так и в других зонах (например, перед испарительными пакетами) [2].

**Библиографический список**

1. **Цанев, С.В.** Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов; под ред. С.В. Цанева. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 584 с.
2. **Перечень** вводов объектов тепловой генерации, включенных в Сводную пятилетнюю инвестиционную программу компаний, образованных в результате реформирования Холдинга ОАО РАО «ЕЭС России», на 2008 – 2012 гг. [Электронный ресурс] / Режим доступа: [http : // www. rao-ees. ru / ru / invest\\_inov / inv\\_programm / show.cgi?per.htm](http://www.rao-ees.ru/ru/invest_inov/inv_programm/show.cgi?per.htm).
3. **Каталог** газотурбинного оборудования. – М.: Газотурбинные технологии, 2007.
4. **Анализ** направлений развития отечественной теплоэнергетики / А.В. Мошкарин [и др.]; Мин-во образования Рос. Федерации, Иван. гос. энерг. ун-т; под ред. А.В. Мошкарина. – Иваново, 2002. – 256 с.
5. **Паровые** турбины сверхкритических параметров ЛМЗ / под ред. А.П. Огурцова и В.А. Рыжкова. – М.: Энергоатомиздат, 1991.
6. **General Electric Power.** [Электронный ресурс] / Режим доступа: [http : // www. ge-power. com / home / index. htm](http://www.ge-power.com/home/index.htm).
7. **Alstom Power.** [Электронный ресурс] / Режим доступа: [http : // www. power. alstom. com / home /](http://www.power.alstom.com/home/).
8. **Power Tecnology Journal. Industry Projects.** [Электронный ресурс] / Режим доступа: [http : // www. power - tecnology. com / projects](http://www.power-technology.com/projects).
9. **Siemens Power Generation.** [Электронный ресурс] / Режим доступа: [http : // www. powergeneration. siemens. com / home](http://www.powergeneration.siemens.com/home).
10. **Mitsubishi Power Systems.** [Электронный ресурс] / Режим доступа: [http : // www. mpshq. com](http://www.mpshq.com).
11. **Современные** мощные парогазовые установки с КПД 58 – 60 % / О.А. Поваров [и др.] // Новое в российской электроэнергетике. – 2006. – № 9.
12. **Boyce, M.P.** Gas Turbine Engineering Handbook (2nd ed) / M.P. Boyce. – Boston, MA: Gulf Professional Publishing, 2006. – 816 p.
13. **Horlock, J.H.** Advanced Gas Turbines Cycles / J.H. Horlock. – Oxford: Elsevier Science Ltd, 2003. – 215 p.
14. **Безлепкин, В.П.** Парогазовые и паротурбинные установки электростанций. – СПб.: Издательство СПбГТУ, 1997. – 295 с.
15. **Сигидов, Я.Ю.** Оптимизация структуры и параметров тепловых схем конденсационных парогазовых установок с котлами-утилизаторами трех давлений: автореф. дис: канд. техн. наук / Я.Ю. Сигидов. – М.: Издательство МЭИ, 2006.
16. **Рыжкин, В.Я.** Тепловые электрические станции / В.Я. Рыжкин. – М.: Энергоатомиздат, 1987.
17. **Петренин, Ю.К.** История парогазового цикла в России. Перспективы развития / Ю.К. Петренин // Материалы НТК «Энергетическое машиностроение России – новые решения» 16.11.2006. – Екатеринбург: ЗАО «Уральский турбинный завод», 2007.
18. **Мелентьев, Л.А.** Очерки истории отечественной энергетики: развитие научно-технической мысли / Л.А. Мелентьев; Академия наук СССР, Государственный комитет СССР по науке и технике, Научный совет АН СССР по комплексным проблемам энергетики, Институт энергетических исследований АН СССР и ГКНТ. – М.: Наука, 1987. – 278 с.
19. **Лившиц, И.М.** Общее состояние мирового рынка энергооборудования для газотурбинных и парогазовых установок / И.М. Лившиц, В.Л. Полищук // Энергетика за рубежом. – 2002. – № 5.

20. Саламов, А.А. Перспективы производства газовых турбин / А.А. Саламов // Энергетика за рубежом. – 2004. – № 5.

21. Бойс, М. Турбомашиностроение в следующем тысячелетии / М. Бойс // Газотурбинные технологии. – 2000. – № 5.

22. Россиг-Круска, Ф. Максимальная эксплуатационная гибкость электростанций / Ф. Россиг-Круска // Газотурбинные технологии. – 2008. – № 2.

УДК 621.311.22

## АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО ВВОДУ ПГУ ДЛЯ ЗАМЕНЫ БЛОКОВ МОЩНОСТЬЮ 300 МВт

*Ю.В. Мельников, канд. техн. наук, А.В. Мошкарин, д-р техн. наук*

Установленная мощность электростанций российских генерирующих компаний составляет приблизительно 160 ГВт (157,9 ГВт – в 2005 г., 159,6 ГВт – в 2006 г., 161,2 ГВт – в 2007 г.), из которых 132,1 ГВт приходится на ТЭС [1]. Чуть менее половины установленной мощности обеспечивается мощными конденсационными энергоблоками ГРЭС оптовых генерирующих компаний (табл. 1) [5, 6, 7, 8, 9, 10].

Таблица 1. Перечень конденсационных энергоблоков на ГРЭС оптовых генерирующих компаний РФ по «топливному» признаку

Тип турбины энергоблока	Число энергоблоков (мощность, ГВт)		
	Общее	На газе (мазуге)	На угле
К-160-12,8	22 (3,5)	12 (1,9)	10 (1,6)
К-200-12,8	43 (8,6)	30 (6)	13 (2,6)
К-300-23,5	74 (22,2)	60 (18)	14 (4,2)
К-500-23,5	4 (2)	–	4 (2)
К-800-23,5	15 (12)	7 (5,6)	8 (6,4)
Всего энергоблоков	158 (48,3)	100 (25,6)	43 (10,7)

Высокая степень износа основных фондов предприятий электроэнергетики (около 60 % к 2006 г.), сложившаяся возрастная структура турбинного оборудования ТЭС России (8,7 % мощностей введено до 1960 г., 23 % – в течение 1961 – 1970 гг. и 31,4 % – в течение 1971 – 1980 гг.) обуславливают необходимость скорейшей замены и/или реконструкции существующих генерирующих мощностей [3].

В соответствии с концепцией технической политики в электроэнергетике [3], все существующие паросиловые ТЭС на природном газе подлежат замене или реконструкции с переводом их на парогазовые и газотурбинные технологии. Энергоблоки К-200-12,8 рекомендуется заменять на блоки ПГУ мощностью от 170 МВт с КПД 51 – 55 %, энергоблоки К-300-23,5 – на блоки ПГУ мощностью от 325 МВт с КПД 51 – 58 %.

В табл. 2 приведен перечень пилотных проектов типовых конденсационных энергоблоков, реализуемых в электроэнергетике России [3, 4].

Ниже рассмотрены следующие варианты модернизации и реконструкции существующих ТЭС на основе ПГУ:

- реконструкция блоков К-300 в ПГУ-285;
- расширение КЭС за счет введения блоков ПГУ-400;
- реконструкция блоков К-300 в ПГУ-800 с использованием существующей паровой турбины.

Таблица 2. Пилотные проекты конденсационных газовых ТЭС

Мощность энергоблока, МВт	Тип ГТУ	Пилотный проект, год ввода	Кол-во ГТУ	Тип ПТУ	КПД, %
325	ГТ-110	Ивановские ПГУ, бл.1., 2007 г.	дубль-блок	К-110	51,7
400	ГТ-270	Сургутская ГРЭС-2 ОГК-4, бл.2., 2010 г. Шатурская ГРЭС ОГК-4, бл. 7., 2009 г.	моно-блок	К-140	57
800	ГТ-270	Нижневартовская ГРЭС ОГК-1, бл.3, 2010 г. Пермская ГРЭС ОГК-1, бл. 4, 2010 г.	дубль-блок	К-300	57

Опыт модернизации энергообъектов в России и за рубежом показывает, что строительство новых энергоблоков на промышленных площадках действующих ТЭС значительно уменьшает стоимость ввода киловатта установленной мощности. Это связано с использованием существующих систем технического водоснабжения, электротехнической части ТЭС, зданий и сооружений. Удешевление может составлять до 40 %.

В 2005 г. компанией «Силовые машины» [13] разработан проект энергоблока ПГУ-270 трех давлений с одновальной компоновкой агрегатов, включающего в себя газовую турбоустановку ГТЭ-180 ЛМЗ и паровую К-90-9 ЛМЗ, генератор ТЗВ-330-2УЗ («Электросила») и котел-утилизатор (КУ) ОАО «Подольский машиностроительный завод».

Реализовать этот проект в ближайшие годы невозможно в силу того, что ГТЭ-180 до сих пор не запущена в производство и ее доработка до серийного изготовления может занять до 10 лет. Поэтому сотрудниками кафедры ТЭС и представителями ОАО «Костромская ГРЭС» было реше-

но рассмотреть возможность использования зарубежного аналога – газовой турбины V94.2A (SGT5-3000E) компании Siemens [11, 12].

В результате расчетных исследований ПГУ трех давлений (высокое – 9, среднее – 2,83, низкое – 0,32 МПа) было показано, что газовая турбина SGT5-3000E может заменить ГТЭ-180 в ПГУ-270; при этом КПД ПГУ нетто трех давлений составит 53,2 %. Энергетические показатели ПГУ-285 приведены в табл. 3.

**Таблица 3. Энергетические характеристики ПГУ с ГТУ SGT5-3000E Siemens и ПТУ К-90-9 ОАО «ЛМЗ»**

Наименование характеристики	Значение
Температура уходящих газов, °С	91,5
Общее тепловосприятие КУ, МВт	277,5
Электрическая мощность ПТУ брутто, МВт	98,5
Электрическая мощность ПГУ нетто, МВт	284,8
Расход электроэнергии на приводы насосов, МВт	1,20
Конечная влажность пара в ЦНД, %	8,6
КПД энергоблока нетто, %	53,35

В ходе разработки проекта ПГУ-285 был спроектирован КУ трех давлений. Проектирование проводилось с использованием программы Boiler Designer разработки фирмы OPTSIM-K (Москва) [14].

Энергоблок ПГУ-285 предлагается [11, 12] разместить в существующих конструкциях главного корпуса газомазутного энергоблока 300 МВт: демонтируется старый паровой котел, на его место устанавливается котел-утилизатор. На место старой паровой турбины устанавливаются новые паровая и газовая турбины; их роторы соединяются с ротором старого генератора.

Другим возможным решением для технического перевооружения газомазутных блоков 300 МВт является их реконструкция в парогазовый дубль-блок с использованием существующей паровой турбины, которую переводят на докритические параметры.

Для обеспечения паровой турбины паром в этом случае необходимо использование двух мощных ГТУ из ряда, изготавливаемых компаниями Siemens, Alstom, Mitsubishi [28] и General Electric (табл. 4) [15].

Для сравнительного анализа вариантов реконструкции энергоблока К-300-23,5 в парогазовую установку с сохранением существующей паровой турбины были выбраны три принципиальные схемы утилизационных конденсационных ПГУ, скомпонованных по схеме трехвального дубль-блока (2 × ГТУ + 2 × КУ + 1 × ПТУ):

1) двухконтурная с промперегревом (смешение потоков пара перед промежуточным пароперегревателем);

2) двухконтурная с промперегревом (смешение потоков пара перед ЦНД);

3) трехконтурная с промперегревом (смешение потоков пара перед ПП и перед ЦНД).

Таблица 4. Характеристики мощных ГТУ

Марка ГТУ	Производитель	Параметры работы ГТУ в условиях ISO 2314			
		Мощность, МВт	КПД, %	Расход газов на выхлопе, кг/с	Температура газов на выхлопе, °С
SGT5-4000F	Siemens	265	38,5	645	581
GT26	Alstom	265	38,2	561,6	640
PG9351(FA)	General Electric	255,6	36,5	624	609
701F	Mitsubishi	270,3	38,23	651	585,8

Использование существующей паровой турбины, спроектированной на определенные параметры пара, в новом проекте с новыми параметрами предопределяет ряд трудностей при составлении расчетной модели ПГУ. Изменение входного давления, а также массового и объемного расходов пара через отсеки турбины вызовет изменение их внутренних относительных КПД и давлений по всей проточной части. Закрытие нерегулируемых отборов пара и добавление к потоку пара высокого давления за ЦВД пара низкого давления приведет к тому, что по проточной части массовый расход пара будет расти, тогда как в паровых турбинах некомбинированного цикла он всегда уменьшается [16, 17, 18]. Для точной оценки параметров работы К-300-23,5 после перевода ее в парогазовый режим необходим расчет проточной части.

Для оценки различных вариантов тепловых схем значения давлений и внутренних относительных КПД в цилиндрах паровой турбины принимались в соответствии с параметрами и расходами пара (см. табл. 5.)

Таблица 5. Основные исходные данные для расчета ПГУ во всех схемах ПГУ

Параметр, размерность	Значение
Изобарная теплоемкость газов, кДж/кг	1,1
Давление пара на входе в ЦВД/ЦСД/ЦНД, МПа	16/2,75/0,25
Температура пара на входе в ЦВД/ЦСД, °С	540/540
Давление в конденсаторе, МПа	0,004
Давление пара в деаэраторе, МПа	0,7/0,25
Потери давления в СРК ЦВД, %	5,0
Потери давления в паропроводах «КУ – турбина», %	2,0
Внутренний относительный КПД ЦВД/ЦСД/ЦНД, %	78/85/84
Электромеханический КПД/КПД электроприводов, %	99/98

*Анализ технических решений по вводу ПГУ  
для замены блоков мощностью 300 МВт*

Продолжение табл. 5

Параметр, размерность	Значение
Минимальные температурные напоры в ИВД/ИСД/ПЕНД, °С	15/15/30
Потери давления в ПЕВД/ИВД/ЭВД, МПа	0,5/0,06/0,2
Потери давления в ПЕНД/ИНД/ЭНД, МПа	0,1/0,06/0,1
Непрерывная продувка барабанов, %	1,0
Недогрев в экономайзерах до температуры насыщения, °С	1,0
Коэффициент сохранения теплоты в КУ, %	99
Высота установки барабанов и деаэрата, м	20
Кавитационный запас КН/НР, м	2,5/3
КПД КН/ПННД/ПНВД/НР/ЦН, %	85
Кратность охлаждения в конденсаторе	50
Гидравлическое сопротивление циркуловодов/конденсатора, МПа	0,03/0,03
Превышение сливного циркуловода над подводящим, м	2,0

Расчеты проводились по специально разработанной программе для ЭВМ.

Пар от двух котлов-утилизаторов поступает на турбину К-300. Параметры острого пара снижены с 23,5 МПа и 545 °С до 16 МПа и 540 °С для обеспечения надежной циркуляции в испарительных контурах котлов-утилизаторов, а также продления срока службы паровой турбины. Основной конденсат подогревается в газовом подогревателе конденсата за счет рециркуляции до 60 °С и поступает в котел.

Результаты расчетов энергетических показателей ПГУ-800 применительно к тепловой схеме № 1 в случае использования различных ГТУ сведены в табл. 6.

Таблица. 6. Энергетические характеристики ПГУ энергоблоков с различными ГТУ (схема № 1)

Наименование характеристики	Марка ГТУ			
	SGT5-4000F	GT26	PG9351 (FA)	701F
Температура уходящих газов, °С	151,6	134,3	143,3	150,1
Общее тепловосприятие КУ, МВт	603,3	618,6	632,9	617,7
Электрическая мощность ПГУ брутто, МВт	229,4	238,9	242,6	235,2
Электрическая мощность ПГУ нетто, МВт	755,1	764,2	749,1	771,4
Расход электроэнергии на приводы насосов, МВт	4,30	4,74	4,68	4,43
Конечная влажность пара в ЦНД, %	6,4	6,4	6,4	6,4
КПД энергоблока нетто, %	54,8	55,1	53,5	54,5
Расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, г/(кВт·ч)	224,2	223,3	230,0	225,5

КПД энергоблока в зависимости от типа ГТУ находится в пределах 53,5 – 55,1 %, утилизация теплоты выхлопных газов ГТУ относительно невелика: температура уходящих газов котла-утилизатора составляет не менее 134 °С. Лучшие показатели обеспечивает ГТУ GT26 Alstom.

Результаты расчетов энергетических показателей ПГУ-800 применительно к тепловой схеме № 2 в случае использования различных ГТУ сведены в табл. 7.

Таблица 7. Энергетические характеристики ПГУ энергоблоков с различными ГТУ (схема № 2)

Наименование характеристики	Марка ГТУ			
	SGT5-4000F	GT26	PG9351 (FA)	701F
Температура уходящих газов, °С	94,2	87,4	90,9	93,6
Общее тепловосприятие КУ, МВт	683,8	675,9	704,1	697,8
Электрическая мощность ПТУ брутто, МВт	235,8	245,8	249,5	241,8
Электрическая мощность ПГУ нетто, МВт	761,5	771,2	756,1	778,0
Расход электроэнергии на приводы насосов, МВт	4,28	4,59	4,59	4,40
Конечная влажность пара в ЦНД, %	6,4	6,4	6,4	6,4
КПД энергоблока нетто, %	55,3	55,6	54,0	55,0
Расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, г/(кВт·ч)	222,4	221,3	227,8	223,6

КПД энергоблока в зависимости от типа ГТУ находится в пределах 54,0 – 55,6 %, утилизация теплоты выхлопных газов ГТУ высока: температура уходящих газов КУ составляет не более 94,6 °С. Лучшие показатели обеспечивает ГТУ GT26 Alstom.

Результаты расчетов энергетических показателей ПГУ-800 применительно к тепловой схеме № 3 в случае использования различных ГТУ сведены в табл. 8.

Таблица 8. Энергетические характеристики ПГУ энергоблоков с различными ГТУ (схема № 3)

Наименование характеристики	Марка ГТУ			
	SGT5-4000F	GT26	PG9351 (FA)	701F
Температура уходящих газов, °С	93,8	86,4	90,3	93,2
Общее тепловосприятие КУ, МВт	533,9	558,1	565,7	547,7
Электрическая мощность ПТУ брутто, МВт	250,5	255,2	261,9	256,3
Электрическая мощность ПГУ нетто, МВт	776,5	780,8	768,8	792,8
Расход электроэнергии на приводы насосов, МВт	3,96	4,33	4,30	4,08
Конечная влажность пара в ЦНД, %	6,4	6,4	6,4	6,4
КПД энергоблока нетто, %	56,4	56,3	54,9	56,1
Расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, г/(кВт·ч)	218,1	218,6	224,1	219,4

КПД энергоблока, в зависимости от типа ГТУ, находится в пределах 54,9 – 56,4 %, утилизация теплоты выхлопных газов ГТУ высока: температура уходящих газов КУ составляет не более 93,8 °С. Лучшие показатели, как и для схемы № 2, обеспечивает ГТУ GT26 Alstom.

Результаты расчетов показали, что все рассмотренные ГТУ могут быть использованы в проекте ПГУ-800. При этом энергетические показатели ПГУ оказываются достаточно близкими: мощность в номинальном режиме 769 – 793 МВт и КПД нетто 54,9 – 56,4 %. Выбор конкретной ГТУ необходимо проводить после детального технико-экономического анализа вариантов, так как все они обеспечивают весьма близкие по значениям энергетические показатели.

Внутренний относительный КПД цилиндра определяется средним объемным пропуском пара и теплоперепадом [18]. Поэтому для оценки изменения экономичности ПТУ К-300-23,5 после перевода ее из паросилового в комбинированный цикл рассчитывалось изменение теплоперепадов и средних объемных пропусков по цилиндрам турбины.

Объемный пропуск пара по ступеням К-300-23,5 в паросиловом режиме определялся по справочным данным ЛМЗ [16, 20, 21] с использованием разработанных ранее на кафедре ТЭС ИГЭУ программных продуктов по расчету тепловых схем ТЭС [19].

Существенное изменение объемного пропуска пара (на 18 %) наблюдается в цилиндре низкого давления (рис. 1). Это объясняется не только переходом на пониженные параметры и отсутствием отборов пара на регенерацию, но и ростом массового расхода пара из-за ввода потоков пара среднего и низкого давлений из котла-утилизатора в цилиндр среднего и низкого давлений.

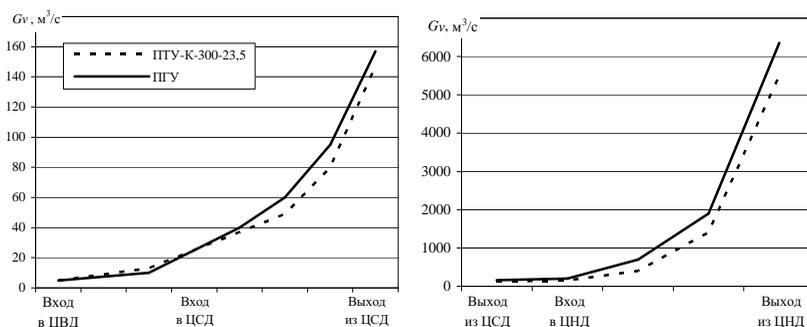


Рис. 1. Сравнение объемных пропусков пара в турбине К-300-23,5 до и после реконструкции (схема № 1 с 2 × ГТУ SGT5-4000F)

В целом, данный вариант реконструкции энергоблоков 300 МВт можно считать вполне конкурентоспособным по сравнению с остальными

ми. Использованию существующей паровой турбины, отработавшей 30 лет в переменном режиме покрытия графика нагрузки, в новом проекте обязательно должна предшествовать модернизация ее паровпуска, регулирующих ступеней и последней ступени ЦНД.

ГТУ и котлы-утилизаторы энергоблока ПГУ-800 предполагается размещать в пристройке к главному корпусу реконструируемой ТЭС, в котором остается паровая турбина К-300-23,5. Паровой котел из котельного отделения при этом демонтируется.

На рис. 2 представлена компоновка Киришской ГРЭС (филиал ОГК-6) после реконструкции К-300-23,5 в ПГУ-800 [10].

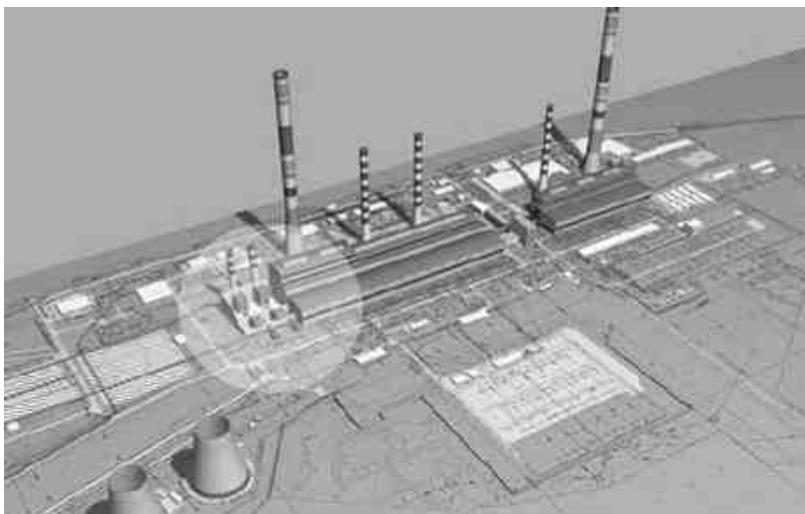


Рис. 2. Компоновка Киришской ГРЭС после реконструкции К-300-23,5 в ПГУ-800

В этом «пилотном» для российской электроэнергетики проекте используется паровая турбина блока № 6 Киришской ГРЭС, который введен в эксплуатацию позднее остальных и расположен ближе других к временному торцу главного корпуса станции.

Одновальные энергоблоки ПГУ-400 конденсационного и теплофикационного типов – одни из самых распространенных типов генерирующих установок на природном газе в мировой энергетике [23 – 28]. В состав энергоблока входят ГТУ мощностью 270 МВт и ПТУ мощностью около 130 МВт. В числе лидеров по поставке турбинного оборудования для ПГУ-400 по всему миру находятся компании Siemens и Alstom.

Для наиболее современных проектов мощных парогазовых ТЭС за рубежом характерно использование ГТУ Siemens SGT5-4000F. За несколько лет, прошедших с момента запуска этой ГТУ в серию, было проведено большое количество доработок, приведших к повышению показателей надежности и экономичности этой машины [25, 27]. В последние 10 лет строительство ПГУ-400 на базе SGT5-4000F велось по всему миру: в ОАЭ (Аль Тавеела), в Австрии (Донаштадт, Тейсс), Аргентине (Генельба, Лухан де Куйо), Таиланде (IPT), Германии (Майнц-Висбаден), Новой Зеландии (Отохуху), Великобритании (Питерхед, Сибэнк), Бельгии (Антверпен). В ближайшие несколько лет география их использования существенно расширится. Это позволяет признать SGT5-4000F одной из лучших энергетических ГТУ большой мощности на мировом рынке [24]. Конкурентом SGT5-4000F выступает ГТУ Alstom GT26. Список ее референций не менее обширен и включает ПГУ-400 в Новой Зеландии, Аргентине, Сингапуре, Германии, Великобритании, Испании [24].

В России ПГУ-400 конденсационного и теплофикационного типов на основе ГТУ Siemens и Alstom уже строятся на ТЭЦ ОАО «Мосэнерго» [4], выполнены проекты для Ставропольской ГРЭС (ОГК-2) [6] и Невинномысской ГРЭС (ОГК-5) [9].

Для определения основных характеристик ПГУ-400 были проведены балансовые расчеты тепловой схемы, приведенной на рис. 3.

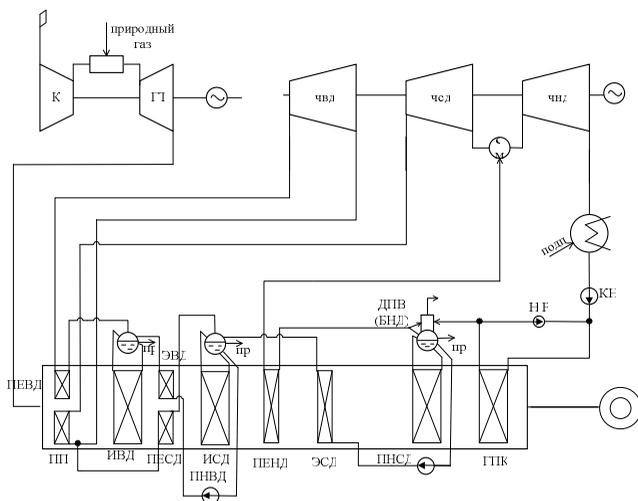


Рис. 3. Принципиальная схема ПГУ-400

Результаты балансовых расчетов ПГУ-400 на основе SGT5-4000F и GT26 представлены в табл. 9.

Таблица 9. Номинальные параметры (ISO 2314) энергоблоков ПГУ-400к с ГТУ SGT5-4000F и GT26

Параметр, размерность	ГТУ	
	SGT5-4000F	GT26
Температура наружного воздуха, °С	15	15
Атмосферное давление, бар	1,013	1,013
Теплота сгорания топлива, МДж/кг	50,012	50,012
Относительная влажность, %	79	79
Суммарное сопротивление на выходе газовой турбины, мбар	35	35
Давление пара на входе в ЦВД, МПа	11,87	11,87
Температура пара на входе в ЦВД, °С	520,47	540
Расход пара в ЦВД, кг/с	72,54	77,67
Давление пара на входе в ЦСД, МПа	2,84	2,84
Температура пара на входе в ЦСД, °С	526,48	541
Расход пара в ЦСД, кг/с	90,05	94,11
Давление пара на входе в ЦНД, МПа	0,36	0,36
Температура пара на входе в ЦНД, °С	260,18	268,56
Расход пара в ЦНД, кг/с	102,44	103,33
Давление в конденсаторе, МПа	0,005	0,005
Мощность на клеммах генератора ПТУ, МВт	130,96	137,98
Мощность собственных нужд ПТУ, МВт	1,99	2,06
Мощность дожимного топливного компрессора, МВт	6	6
Температура уходящих газов, °С	109,5	104,5
Мощность ПГУ нетто, МВт	402,07	416,32
КПД ПГУ нетто, %	55,8	56,11
Расход условного топлива на выработку электроэнергии, г/(кВт·ч)	220,3	218,9

Анализ полученных результатов показывает, что ПГУ-400 с ГТУ GT26 обеспечивает более высокий КПД в номинальном режиме работы, хотя в целом показатели этих двух энергоблоков близки.

Блоки ПГУ-400 предполагается размещать в новых зданиях с использованием существующих инженерных систем расширяемой ТЭС.

### Выводы

1. Проведены численная оценка показателей схем ПГУ, планируемых к внедрению в России, и анализ влияния типов ГТУ на их эффективность.
2. Реконструкция К-300-23,5 в ПГУ-285 – конкурентоспособное решение. Его главным недостатком следует считать относительно невысокий КПД нового энергоблока (53,4 против 56 % у более мощных).

3. Для строительства более экономичных ПГУ) мощностью 400 – 800 МВт необходимо использовать ГТУ номинальной мощностью от 270 МВт и выше. В настоящее время такие ГТУ на мировом рынке поставляют компании Siemens, Alstom, General Electric и Mitsubishi. Энергетические показатели ГТУ и, соответственно, ПГУ на их основе имеют достаточно близкие значения. Выбор конкретной ГТУ необходимо проводить на основе детального технико-экономического анализа.

4. Показано, что в качестве паротурбинной части блока ПГУ-800 может использоваться паровая турбина К-300-23,5 после перевода ее на пониженные параметры пара, модернизации системы паровпуска, регулирующих ступеней, последних ступеней ЦНД, закрытия патрубков нерегулируемых отборов и т.д. Внутренние относительные КПД частей турбины при этом практически не изменятся.

5. Реконструкция К-300-23,5 в ПГУ-800 позволит сократить потребность в инвестициях. Однако на существующих ТЭС возникают дополнительные трудности с размещением ГТУ и КУ. Это обстоятельство существенно снижает область применения ПГУ-800 для технического перевооружения российских ТЭС.

6. Создание одновальных энергоблоков ПГУ-400 представляется наиболее перспективным путем технического перевооружения российских ТЭС.

#### **Библиографический список**

1. **Годовой** отчет РАО «ЕЭС России» за 2007 г. Утв. Общим собранием акционеров 28 мая 2008 г. – М.: РАО «ЕЭС России», 2008.

2. **Цанев, С.В.** Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов; под ред. С.В. Цанева. – М.: Изд-во МЭИ, 2002.

3. **Основные** положения (Концепция) технической политики в электроэнергетике России на период до 2030 г. – М.: РАО «ЕЭС России», 2008.

4. **Перечень** вводов объектов тепловой генерации, включенных в Сводную пятилетнюю инвестиционную программу компаний, образованных в результате реформирования Холдинга ОАО РАО «ЕЭС России», на 2008 – 2012 гг. [Электронный ресурс] / Режим доступа: [http : // www. rao-ees. ru / ru / invest\\_inov / inv\\_programm / show.cgi.per.htm](http://www.rao-ees.ru/ru/invest_inov/inv_programm/show.cgi.per.htm).

5. **Официальный** сайт ОАО «ОГК-1» [Электронный ресурс] / Режим доступа: [http : // www. ogk1. com/](http://www.ogk1.com/).

6. **Официальный** сайт ОАО «ОГК-2» [Электронный ресурс] / Режим доступа: [http : // www. ogk2. ru / index.wbp](http://www.ogk2.ru/index.wbp).

7. **Официальный сайт** ОАО «ОГК-3» [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.ogk3.ru/main>.
8. **Официальный сайт** ОАО «ОГК-4» [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.ogk-4.ru>.
9. **Официальный сайт** ОАО «ОГК-5» [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.ogk-5.com/ru>.
10. **Официальный сайт** ОАО «ОГК-6» [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.ogk6.ru>.
11. **Мошкарин, А.В.** Техническое предложение по замене оборудования блока 300 МВт утилизационной ПГУ трех давлений / А.В. Мошкарин, Ю.В. Мельников, Б.Л. Шельгин // Вестник ИГЭУ. – 2006. – Вып. 2. – С. 3 – 6.
12. **Мошкарин, А.В.** Проект утилизационной ПГУ трех давлений для замены паротурбинного оборудования энергоблока 300 МВт / А.В. Мошкарин, Ю.В. Мельников, Б.Л. Шельгин // Газотурбинные технологии. – 2006. – №5. – С. 2 – 7.
13. **Техническое предложение** на ПГУ-270. – СПб.: ОАО «Силловые машины», 2005.
14. **Доверман, Г.И.** Расчет котельных агрегатов с использованием современных программных продуктов : учеб. пособие / Г.И. Доверман, Б.Л. Шельгин, А.В. Мошкарин, Ю.В. Мельников; ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина». – Иваново, 2007. – 220 с.
15. **Каталог** газотурбинного оборудования. – М.: Газотурбинные технологии, 2007.
16. **Трухний, А.Д.** Стационарные паровые турбины / А.Д. Трухний. – М.: Энергоатомиздат, 1990.
17. **Трухний, А.Д.** Теплофикационные турбины и турбоустановки: учеб. пособие / А.Д. Трухний, Б.В. Ломакин. – М.: Изд-во МЭИ, 2002.
18. **Щегляев, А.В.** Паровые турбины / А.В. Щегляев. – М.: Энергоатомиздат, 1993.
19. **Мошкарин, А.В.** Анализ направлений развития отечественной теплоэнергетики / А.В. Мошкарин [и др.]; Мин-во образования Рос. Федерации, Иван. гос. энерг. ун-т; под ред. А. В. Мошкарина. – Иваново, 2002. – 256 с.
20. **Бойко, Е.А.** Паротурбинные энергетические установки ТЭС: Справочное пособие / Е.А. Бойко, К.В. Баженов, П.А. Грачев. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 156 с.
21. **Паровые турбины сверхкритических параметров ЛМЗ** / Под ред. А.П. Огурцова и В.А. Рыжкова. – М.: Энергоатомиздат, 1991.
22. **General Electric Power.** [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.gepower.com/home/index.htm>.
23. **Alstom Power.** [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.power.alstom.com/home/>.
24. **Power Tecnology Journal. Industry Projects.** [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.power-technology.com/projects>.
25. **Siemens Power Generation.** [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.powergeneration.siemens.com/home>.
26. **Mitsubishi Power Systems.** [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.mpsqh.com>.
27. **Современные мощные парогазовые установки с КПД 58 – 60 %** / О.А. Поваров [и др.] // Новое в российской электроэнергетике. – 2006. – № 9.
28. **Repowering Study for Existing 300 MW Conventional Plant.** – Mitsubishi Heavy Industries Ltd, 2005.

УДК 621.311.22

## ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ТРЕХКОНТУРНЫХ ПГУ МОЩНОСТЬЮ 400 МВт НА ЧАСТИЧНЫХ НАГРУЗКАХ

*А.В. Мошкарин, д-р техн. наук., Ю.В. Мельников, канд. техн. наук*

Целью данного исследования явилось определение расчетных характеристик моноблока ПГУ-400 с ГТУ SGT5-4000F в различных статических режимах, отличных от номинального режима.

Расчеты производились с использованием математической модели ПГУ, включающей в себя модели ГТУ и ПТУ и котла-утилизатора (КУ) определенной конструкции. Модель ПГУ была составлена в программе Boiler Designer. Давления в контурах ПГУ принимались исходя из номинальных параметров котла-утилизатора.

При моделировании ГТУ учитывались их разгрузочные и климатические характеристики, полученные в ходе обработки численных данных компаний-изготовителей методами регрессионного анализа [2] (рис. 1).

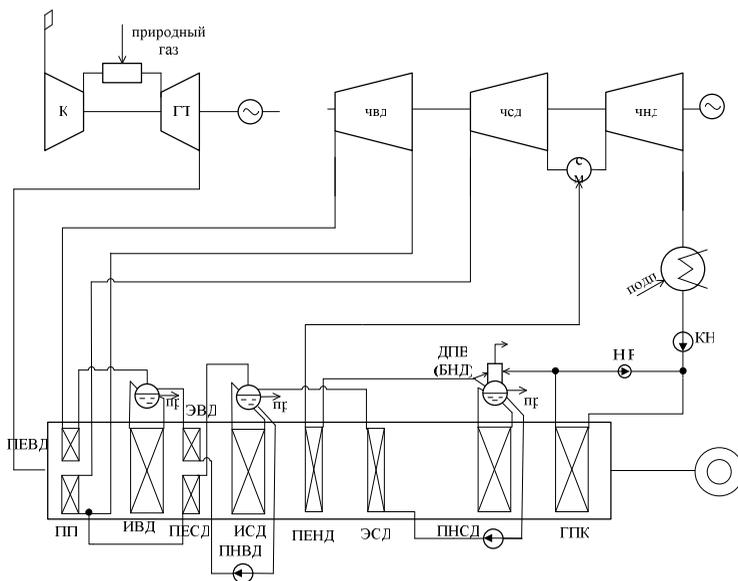


Рис. 1. Принципиальная схема ПГУ-400к

Анализ характеристик SGT5-4000F (рис. 2, 3) показывает, что ГТУ обеспечивает стабильно высокую температуру выхлопных газов при разгрузке (температура газов снижается не более чем на 10 °С), однако при снижении температуры наружного воздуха с +15 до -30 °С снижение температуры выхлопных газов достигает 40 °С.

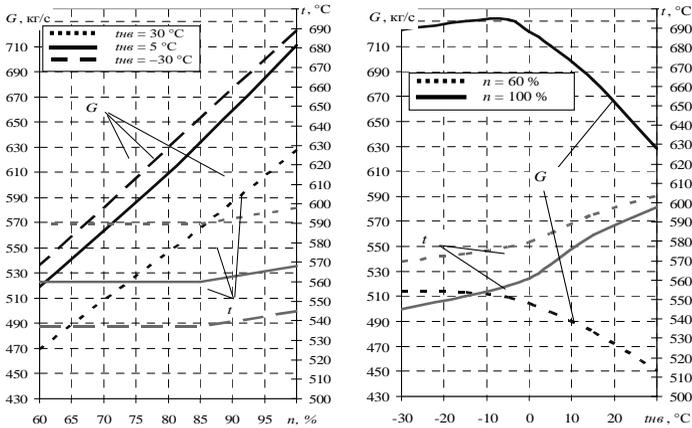


Рис. 2. Изменение расхода и температуры выхлопных газов ГТУ SGT5-4000F с разгрузкой и изменением температуры наружного воздуха

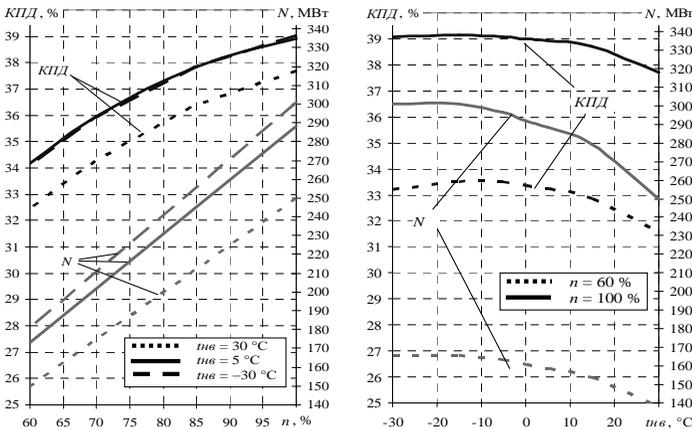


Рис. 3. Изменение КПД и мощности ГТУ SGT5-4000F с разгрузкой и изменением температуры наружного воздуха

Расход выхлопных газов определяется, в первую очередь, расходом воздуха в камеру сгорания ГТУ, который регулируется положением ВНА и ПНА компрессора. Расход увеличивается с нагружением ГТУ и при снижении температуры наружного воздуха до  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Очевидно, при дальнейшем снижении температуры наружного воздуха система регулирования ГТУ уменьшает массовый расход воздуха в компрессор, тем самым ограничивая вырабатываемую мощность. При этом немного снижается КПД. Давления во всех контурах при разгрузке до 60 % снижаются в среднем на 30 %. Это связано с уменьшением теплоты, выбрасываемой ГТУ в котел-утилизатор, вследствие резкого снижения температуры выхлопных газов, при низких  $t_{нв}$  сопровождающегося еще и уменьшением их расхода. Расходы пара в цилиндры ПТУ также в основном определяются относительной нагрузкой ГТУ и расходом выхлопных газов.

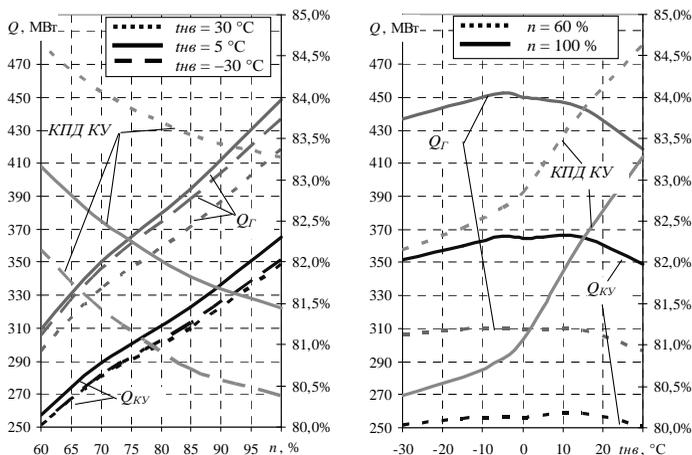


Рис. 4. Изменение суммарного тепловосприятия КУ, тепловой мощности выхлопных газов ГТУ и КПД котла-утилизатора ПГУ-400 с ГТУ SGT5-4000F со снижением нагрузки ГТУ при различных значениях  $t_{нв}$

Анализ показывает, что скорости среды достаточно устойчивы к изменению режимных параметров, и изменение их по относительной величине находится в пределах 10 – 30 %. Изменение скоростей газов также определяется их расходом и удельным объемом. Скоростной режим сред по обе стороны от поверхностей труб теплообменников определяет изменение коэффициента теплопередачи. Анализ показывает, что ключевым

фактором, влияющим на его величину и ее изменение, является изменение скоростей газов в поверхностях нагрева.

Изменение теплоты, выбрасываемой ГТУ в газодод КУ, определяет изменение расхода и температуры выхлопных газов (см. рис. 2). Соотношение теплоты, передаваемой газами, и теплоты, воспринятой рабочей средой ПТУ, таково, что КПД КУ растет при снижении нагрузки ГТУ и повышении  $t_{нв}$  (рис. 4).

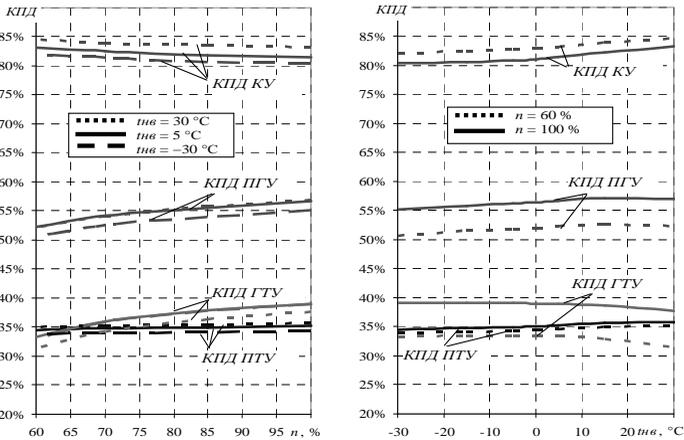


Рис. 5. Изменение КПД ПТУ, ГТУ, КУ и ПГУ-400 с ГТУ SGT5-4000F со снижением нагрузки ГТУ при различных значениях  $t_{нв}$

Увеличение КПД котла-утилизатора со снижением паропроизводительности совпадает с характером его изменения у обычных котлов [3].

Изменение теплоперепадов и расходов пара через цилиндры турбины определяет изменение их мощности и их характер. Ввиду незначительного изменения теплоперепадов в паровой турбине, определяющее влияние на изменение ее мощности оказывает изменение паропроизводительности КУ. Очевидно также, что мощность, потребляемая главными насосами ПТУ (питательные и конденсационный), значительно снижается с разгрузкой блока (это снижение достигает 40 % при разгрузке ГТУ до 60 % от номинальной мощности).

Рассмотрим изменение КПД ПГУ, ГТУ, КУ и ПТУ (рис. 5) в зависимости от  $n$  и  $t_{нв}$ .

КПД ПТУ практически не зависит от температуры наружного воздуха и относительной нагрузки ГТУ при условии разгрузки ПТУ на

скользящих параметрах пара. Этот вывод соответствует результатам расчетных и экспериментальных исследований работы паросиловых блоков на частичных нагрузках, приведенных в работах А.Г. Прокопенко [4], В.А. Иванова [5] и С.Г. Самойловича [6]. Таким образом, на изменение КПД ПГУ влияние оказывает только изменение КПД ГТУ и КПД КУ, причем превалирует влияние первого фактора.

Изменение мощности ПГУ при изменении режимных параметров носит более простой характер и полностью определяется изменением мощности ГТУ (рис. 6).

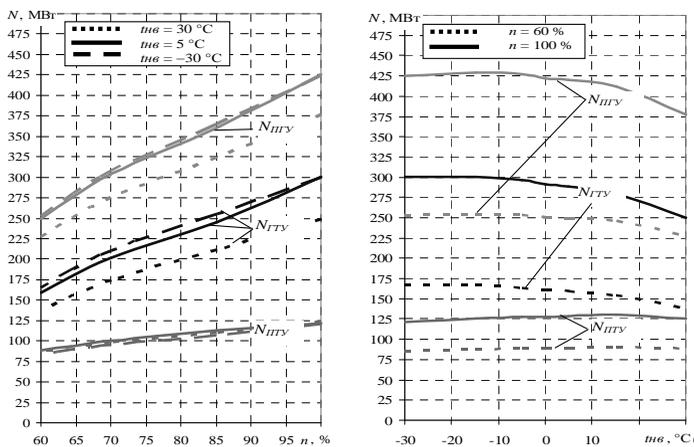


Рис. 6. Изменение мощностей ГТУ, ПТУ и ПГУ-400 с ГТУ SGT5-4000F со снижением нагрузки ГТУ при различных значениях  $t_{amb}$

Диапазон изменения мощности при температуре  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  составляет 250 – 420 МВт, пределы изменения КПД – 52 – 57 %. Снижение  $t_{amb}$  до  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  приводит к падению КПД ПГУ примерно на 1 % (абс.) и росту мощности на 2 – 3 %.

## Выводы

1. Проведено численное исследование показателей основного оборудования ПГУ-400 с газотурбинной установкой SGT5-4000F на сниженных нагрузках при различных значениях температуры наружного воздуха.
2. Выполнен анализ изменения параметров теплоносителей и показателей котла-утилизатора и паротурбинной установки, а также КПД ПГУ в зависимости от относительной нагрузки газовой турбины и температуры наружного воздуха.

3. Показано, что КПД котла-утилизатора растет при разгрузке блока (на нагрузке 60 % от номинальной его КПД выше номинального на 2 – 2,5 %) и при увеличении температуры наружного воздуха (при  $t_{нв} = 30$  °С КПД КУ выше номинального на 1 %).

4. КПД ПТУ во всем рассматриваемом диапазоне нагрузок и температур  $t_{нв}$  практически постоянен (при условии работы блока на скользящих давлениях и сохранения номинальных температур пара на входе в цилиндры ПТУ) и определяется номинальными параметрами паротурбинного цикла ПГУ. В режимах, в которых температура острого пара не выдерживается на номинальном значении, КПД ПТУ снижается.

#### Библиографический список

1. **Инвестиционная** программа тепловых генерирующих компаний Холдинга РАО «ЕЭС России» на 2006 – 2010 гг. [Электронный ресурс] / Режим доступа: [http://www.gaes.ru/ru/info/about/invest\\_inov/inv\\_programm/](http://www.gaes.ru/ru/info/about/invest_inov/inv_programm/).

2. **Дрейпер, Н.** Прикладной регрессионный анализ. В 2 т. / Н. Дрейпер, Г. Смит. – М.: Финансы и статистика, 1986.

3. **Елизаров, Д.П.** Эксплуатация котельных установок высокого давления / Д.П. Елизаров. – М.: Госэнергоиздат, 1961.

4. **Прокопенко, А.Г.** Стационарные, переменные и пусковые режимы энергоблоков ТЭС / А.Г. Прокопенко, И.С. Мысак. – М.: Энергоатомиздат, 1990.

5. **Иванов, В.А.** Режимы мощных паротурбинных установок. 2-е изд. / В.А. Иванов. – Л.: Энергоатомиздат, 1986.

6. **Самойлович, Г.С.** Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г.С. Самойлович, Б.М. Трояновский. – М.: Энергоиздат, 1982.

УДК 621.311.22

### АНАЛИЗ РАБОТЫ БЛОКОВ ПГУ-325 НА ЧАСТИЧНЫХ НАГРУЗКАХ

*Ю.В. Мельников, канд. техн. наук, А.В. Мошкарин, д-р техн. наук*

В инвестиционных программах генерирующих компаний РФ в 2009 – 2012 гг. предусмотрен ввод одноцелевых моно- и дубль-блоков ПГУ на природном газе мощностью 325, 400 и 800 МВт.

В условиях неопределенности будущих объемов спроса на электроэнергию вероятной становится ситуация, при которой энергоблоки, за-

проектированные на работу с базовой электрической нагрузкой, после ввода в эксплуатацию будут работать на частичной нагрузке. Так, в 70 – 80-х годах прошлого века в отечественной энергетике была актуальной проблема повышения маневренности блоков СКД 300 и 800 МВт, спроектированных как «базовые». В аналогичных условиях могут оказаться и вновь вводимые парогазовые энергоблоки. Поэтому оценка показателей их работы на частичных нагрузках весьма актуальна.

ПГУ обладают лучшими показателями маневренности по сравнению с ПТУ, хотя экономичность последних более устойчива к изменению нагрузки энергоблока. Так, на относительной нагрузке 60 % КПД моноблока ПГУ-400 с ГТУ Alstom и Siemens меньше номинального на 3,5 – 5 %, в то время как КПД паротурбинного блока К-300-23,5 меньше всего на 1,5 % [4, 5, 6]. Главная причина более резкого падения КПД ПГУ при снижении нагрузки – уменьшение КПД ГТУ из-за падения ее полезной мощности.

Обеспечение экономичности ПГУ на частичных нагрузках может дать парогазовым энергоблокам дополнительное преимущество по сравнению с ПТУ и позволит энергокомпаниям максимизировать прибыль, особенно в условиях работы на балансирующем сегменте оптового рынка электроэнергии и мощности.

Блоки ПГУ-325 и ПГУ-800 скомпонованы по схеме  $2 \times \text{ГТУ} + 2 \times \text{КУ} + 1 \times \text{ПТУ}$  и поэтому относятся к дубль-блокам.

Цель данного исследования – сравнение снижения экономичности дубль-блоков ПГУ (на примере ПГУ-325) и моноблоков [6] в режимах глубокой разгрузки.

Тепловая схема ПГУ-325 представлена на рис. 1. Энергоблок скомпонован по трехвальтовой схеме с двумя котлами-утилизаторами двух давлений без промперегрева. Предусмотрена рециркуляция питательной воды для поддержания безопасной температуры на входе в ЭНД. Паровая турбина состоит из ЦВСД и ЦНД, между которыми предусмотрен сепаратор. Конденсат отводится в конденсатосборник конденсатора.

Испытания головных образцов ПГУ-325 проводились 20 мая 2008 года персоналом «Ивановских ПГУ» совместно с представителями ВТИ. В работу были запущены обе ГТУ.

Для оценки режимов работы реального объекта – энергоблока ПГУ-325 (рис. 2) в г. Комсомольске – использована математическая модель этого энергоблока, созданная в программе Boiler Designer [2].

Предварительные расчеты показали, что модель описывает свойства реального объекта с недостаточной степенью точности. Так, рас-



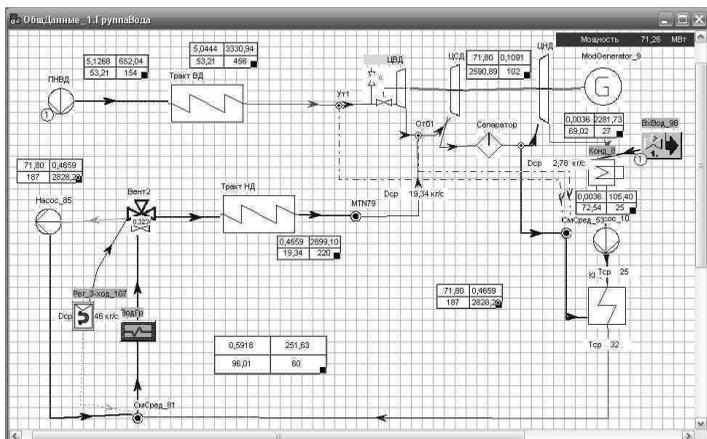


Рис. 2. Модель тепловой схемы ПГУ-325 в программе Boiler Designer

В первой серии расчетов предполагалось, что разгрузка энергоблока осуществляется за счет параллельного сброса нагрузки на обоих работающих ГТУ (режим «блока»). Для расчетов ПГУ были использованы данные о работе ГТД-110 при различных значениях относительной нагрузки и температуры наружного воздуха (рис. 3, 4), предоставленные производителем машины – ОАО «Сатурн – Газовые турбины» [1].

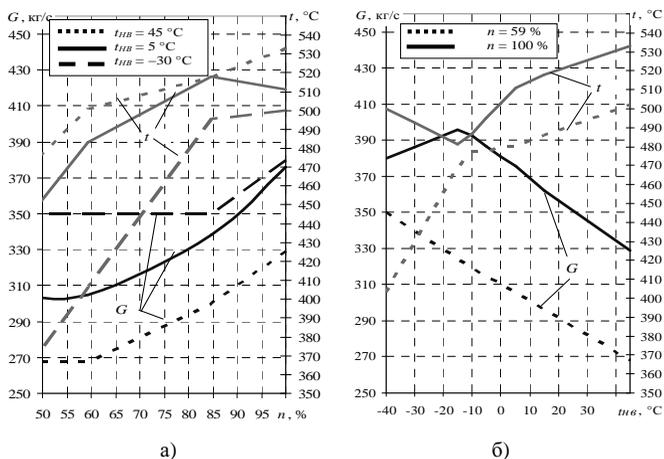


Рис. 3. Зависимость расхода и температуры газов за ГТД-110 от  $n$  (а) и  $t_{нв}$  (б)

Анализ полученных зависимостей (рис. 3) показывает, что КПД ГТУ чувствителен к изменению мощности. На 50 %-й нагрузке при  $t_{нв} = 5^\circ\text{C}$  он составляет 28,5 против 35,5 % на номинальной нагрузке. Номинальная мощность линейно растет с уменьшением  $t_{нв}$  до  $-15^\circ\text{C}$ , после чего поддерживается постоянной (133 МВт). КПД ГТУ при этом остается постоянным, а расход выхлопных газов снижается с одновременным увеличением их температуры.

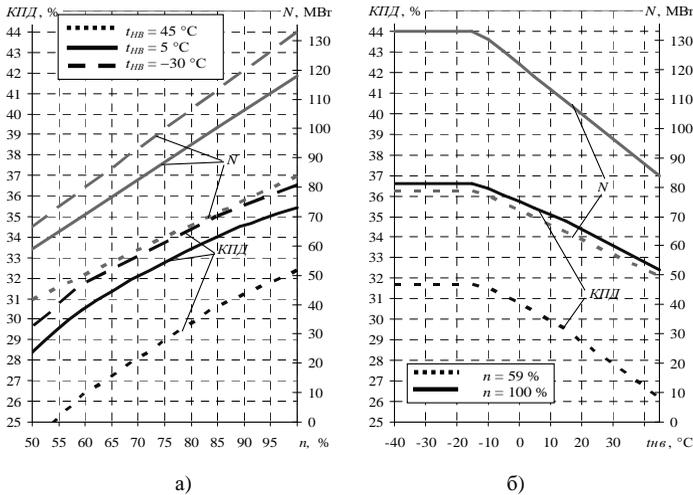


Рис. 4. Зависимость мощности и КПД ГТД-110 от  $n$  (а) и  $t_{нв}$  (б)

При работе ГТУ на нагрузке 59 % температура выхлопных газов резко падает с уменьшением  $t_{нв}$ , а расход газов увеличивается.

Результаты расчетов ПГУ-325 в режиме «блока» (обе ГТУ в работе) на частичных нагрузках при различных значениях  $t_{нв}$  представлены на рис. 5. Характер зависимостей параметров ПГУ-325 от  $n$  и  $t_{нв}$  подобен полученному нами ранее для ПГУ-400 с ГТУ фирм Alstom и Siemens [4, 5, 6]. Отличия определяются специфическими особенностями ГТД-110.

При моделировании принято, что ПТУ работает на скользящем давлении с полностью открытыми регулируемыми клапанами турбины.

Изменение скорости газов по тракту котлов-утилизаторов ПГУ-325 таково, что средние коэффициенты теплопередачи снижаются на 6 – 10 % при разгрузке обеих ГТУ до 50 %. С уменьшением  $t_{нв}$  до  $-15^\circ\text{C}$  коэффициенты теплопередачи линейно растут вслед за расходом выхлопных газов, а при дальнейшем снижении  $t_{нв}$  снижаются.

Соотношение теплоты, передаваемой газами, и теплоты, воспринятой рабочей средой ПТУ, таково, что КПД КУ растет со снижением нагрузки ГТУ до 85 % и при повышении  $t_{нв}$  от  $-15^{\circ}\text{C}$ .

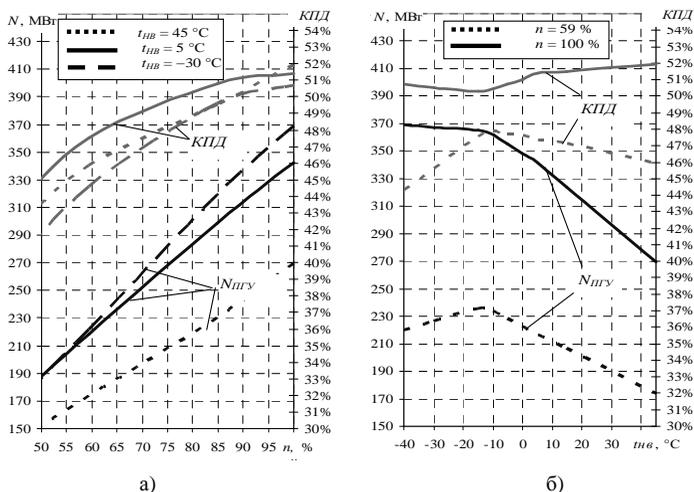


Рис. 5. Зависимость мощности и КПД дубль-блока ПГУ-325 от  $n$  (а) и  $t_{нв}$  (б)

Мощность ПТУ при разгрузке ГТУ до 50 % снижается на 30 – 50 % и слабо зависит от температуры наружного воздуха: так, при номинальной нагрузке ГТУ мощность ПТУ всегда находится в пределах 100 – 106 МВт. Мощность ПГУ-325 снижается на 47 % при разгрузке ГТУ до 50 %. Снижение температуры наружного воздуха с  $+45$  до  $-15^{\circ}\text{C}$  увеличивает мощность ПГУ на 35 % (около 95 МВт). При дальнейшем уменьшении  $t_{нв}$  мощность ПГУ растет лишь незначительно (на 4 МВт), а на низких нагрузках – даже снижается. Это происходит вследствие упомянутого ранее резкого снижения температуры выхлопных газов при низких значениях  $t_{нв}$  и  $n$ . При низких температурах газа эффективность утилизации в КУ уменьшается, а температура генерируемого пара также снижается, что отражается на теплоперепадах (особенно в ЦВД).

КПД ПГУ при разгрузке на 47 % (на 150 МВт) снижается с 51,5 до 45 %. Температура наружного воздуха не так сильно влияет на КПД ПГУ, как на КПД ГТД-110 (см. рис. 4): номинальный КПД сохраняется на уровне 50 – 52 % в интервале  $t_{нв}$  от  $-40$  до  $+45^{\circ}\text{C}$ . Вместе с тем из-за ухудшения утилизации теплоты при низких значениях  $t_{нв}$  и  $n$  КПД ПГУ падает вместе с мощностью ПТУ.

Таким образом, на нагрузке 50 % удельный расход топлива на ПГУ-325 больше номинального примерно на 13 %, тогда как на ГТД-110 он больше почти на 20 %. Наличие паровой турбины в ПГУ в целом несколько «гасит» эффект значительного уменьшения КПД ГТУ при глубокой разгрузке.

Вторая серия расчетов ПГУ-325 на модели была проделана для случая глубокой разгрузки с отключением одной из ГТУ и котла-утилизатора, подключенного к ней (режим «полублока»).

В этом случае расход пара через цилиндры турбины (при работе одной ГТУ в номинальном режиме) будет примерно в 2 раза меньше проектного. Расчеты по методике А.В. Щегляева [7] показывают, что в режиме работы на скользких давлениях даже такое резкое снижение расхода пара практически не влияет на внутренние относительные КПД цилиндров паровой турбины, так как объемные пропуски пара уменьшаются незначительно.

Результаты расчетов энергетических параметров ПГУ-325 в режиме с двумя ГТУ (нагрузки ГТУ 40, 45 и 50 %) и одной (нагрузка ГТУ 100 %) (рис. 6) показывают, что во всем диапазоне температур наружного воздуха работа с одной ГТУ без ее перегрузки позволяет поддерживать мощность ПГУ не меньше, чем работа в режиме «блока» с загрузкой обеих ГТУ около 45 %.

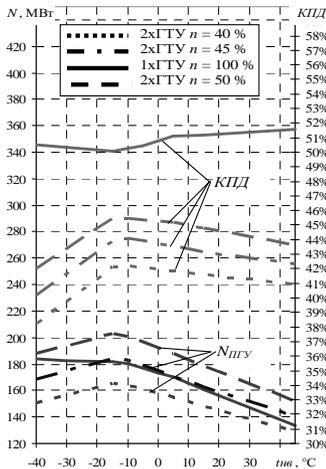


Рис. 6. Зависимость мощности и КПД ПГУ-325 от  $n$  и  $t_{нв}$

В режиме «блока» мощность и КПД ПГУ при низких значениях нагрузки ГТУ падают при снижении  $t_{нв}$  ниже  $-15^{\circ}\text{C}$ . В режиме «полублока» наблюдается обратный эффект. Если при температурах наружного воздуха ниже  $-15^{\circ}\text{C}$  мощность «полублока» и мощность «блока» ( $n = 45\%$ ) примерно равны, то при меньших  $t_{нв}$  мощность «полублока» больше. Таким образом, при низких  $t_{нв}$  эффективность использования режима «полублока» повышается.

КПД «полублока» во всех режимах составляет 50 – 51,5 % против 38 – 45 % у «блока».

Перегрузка ГТУ, согласно данным [1], позволит увеличить мощность ПГУ в режиме «полублока» на 10 МВт и довести ее до величины 50 % от мощности в режиме «блока». Следует отметить, что перегрузка отрицательно сказывается на надежности ГТУ.

Таким образом, режим работы с одной ГТУ и одним КУ позволяет получить экономию на удельном расходе топлива около 12 %.

### **Выводы**

1. Снижение нагрузки на ПГУ-325 путем параллельного уменьшения мощности обеих ГТУ экономически оправдано до относительной нагрузки ГТУ в 45 – 50 %. Снижение нагрузки ниже 45 – 50 % может быть осуществлено переводом ПГУ-325 в режим «полублока» с одной ГТУ, работающей на нагрузке, близкой к номинальной.

2. Перевод ПГУ-325 на малых нагрузках в режим «полублока» позволит сохранить КПД ПГУ на высоком уровне (50 – 51,5 %) и получить экономию в удельном расходе топлива около 12 %, по сравнению с работой в режиме «блока».

3. При температурах наружного воздуха ниже  $-15^{\circ}\text{C}$  эффективность использования режима «полублока» повышается.

### **Библиографический список**

1. **Каталог** газотурбинного оборудования. – М.: ЗАО «Газотурбинные технологии», 2007.
2. **Доверман, Г.И.** Расчет котельных агрегатов с использованием современных программных продуктов : учеб. пособие / Г.И. Доверман, Б.Л. Шельгин, А.В. Мошкарин, Ю.В. Мельников; ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина». – Иваново, 2007.
3. **Тепловой** расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / Под ред. Н.В. Кузнецова, В.В. Митора, И.Е. Дубовского, Э.С. Карасиной. – М.: Энергия, 1973.
4. **Мошкарин, А.В.** О влиянии характеристик газовых турбин на показатели работы мощных парогазовых блоков в переменных режимах / А.В. Мошкарин, Ю.В. Мельников // Энергосбережение и водоподготовка. – 2007. – № 4. – С. 32 – 34.
5. **Мошкарин, А.В.** Оценка показателей работы мощных одноцелевых парогазовых и паросиловых энергоблоков на частичных нагрузках / А.В. Мошкарин, Ю.В. Мельников // Вестник ИГЭУ. – 2007. – № 2. – С. 3 – 6.
6. **Мельников, Ю.В.** Анализ характеристик энергоблока ПГУ-400 на частичных нагрузках / Ю.В. Мельников, А.В. Мошкарин, Б.Л. Шельгин // Газотурбинные технологии. – 2008. – № 9. – С. 2 – 8.
7. **Щегляев, А.В.** Паровые турбины / А.В. Щегляев. – М.: Энергоатомиздат, 1993.

УДК 621.311.22

## ОПТИМИЗАЦИЯ ДАВЛЕНИЙ ПАРА В ОДНОЦЕЛЕВЫХ ТРЕХКОНТУРНЫХ ПГУ

*А.В. Мошкарин, д-р техн. наук, Ю.В. Мельников, канд. техн. наук*

Термодинамическая эффективность утилизационной ПГУ в условиях заданной газовой турбины в значительной степени определяется тепловой эффективностью паротурбинного цикла. Особенно это важно при использовании трехконтурных тепловых схем с котлами-утилизаторами трех давлений.

В процессе проектирования таких парогазовых установок сталкиваются с необходимостью решения оптимизационной задачи поиска максимума функции – КПД ПГУ от трех переменных (давлений в контурах паротурбинного цикла). При этом на значения давлений в контурах ПГУ накладываются следующие ограничения:

– давление в первом контуре должно быть менее 19 МПа по условию надежности циркуляции [1] (в случае использования испарительного контура высокого давления с барабаном);

– абсолютное давление в третьем контуре во всех режимах работы ПГУ должно быть выше атмосферного [2].

Исходными данными для разработки ПГУ является заданный тип ГТУ, под который проектируется котел-утилизатор (КУ) и паротурбинная установка (ПТУ). В ряде случаев ПТУ выбирается из тех, которые предлагаются на рынке. В связи с этим практический интерес представляет не столько оптимальное сочетание давлений, соответствующее максимальному значению КПД, сколько область из множества таких сочетаний, на основе которых можно получить минимальное снижение КПД от абсолютного максимума. При этом важным моментом является учет ограничений, накладываемых на эти области режимными характеристиками ПГУ и технико-экономическими соображениями.

В Инвестиционной программе РАО «ЕЭС России» 2006 – 2014 гг. [3] запланировано строительство 15 парогазовых конденсационных энергоблоков ПГУ-400к и ПГУ-800к на природном газе на основе ГТУ верхнего класса мощности (свыше 270 МВт). Итоги тендеров на поставку мощных ГТУ для теплоэлектроцентралей ОАО «Мосэнерго» (ТГК-3) и для Киришской ГРЭС ОАО «ОГК-6» позволяют сделать вывод о том, что главными конкурентами мощных ГТУ на российском рынке будут европей-

ские компании Siemens (с ГТУ SGT5-4000F) и Alstom (с ГТУ GT26). Поэтому проведение оптимизационных исследований на примере парогазовых блоков на основе этих машин представляет особенный интерес.

Расчетные исследования проводились на основе численного поиска оптимальных соотношений давлений в контурах паротурбинного цикла по техническим характеристикам ГТУ SGT5-4000F и GT26 (табл. 1) для трех уровней начальных давлений 20, 14,5 и 9 МПа. Тепловая схема блока ПГУ-400к для обеих ГТУ принята идентичной (рис. 1).

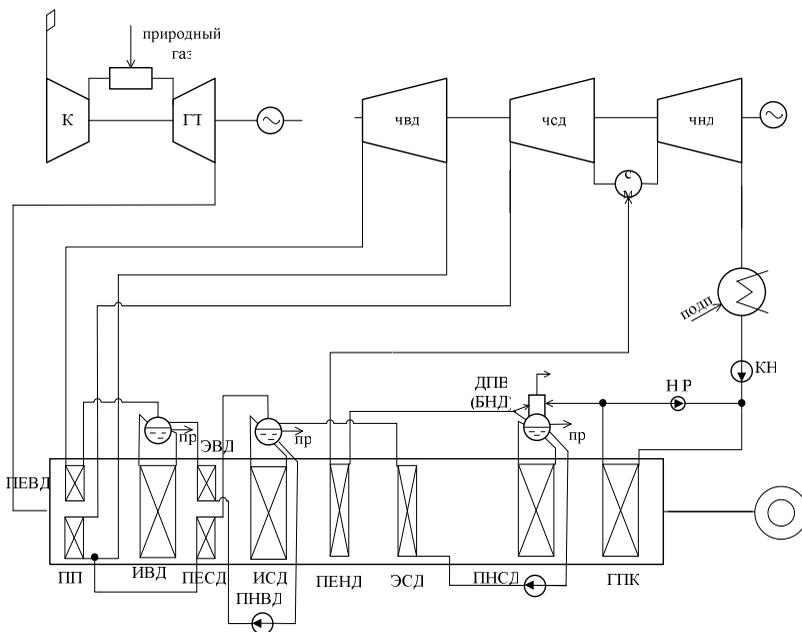


Рис. 1. Принципиальная схема ПГУ-400к: К – компрессор; ГТ – газовая турбина; ПЕ – пароперегреватель; Э – экономайзер; И – испарительный пакет; ВД, СД, НД – контуры высокого, среднего и низкого давления соответственно; ГПК – газовый подогреватель конденсата; КН – конденсатный насос; ПН – питательный насос; ЧВД – часть высокого давления; ЧСД – часть среднего давления; ЧНД – часть низкого давления

Таблица 1. Характеристики ГТУ SGT5-4000F и GT26 в условиях ISO 2314

ГТУ	Мощность нетто, МВт	КПД нетто, %	Температура выхлопных газов, °С	Расход выхлопных газов, кг/с
SGT5-4000F	279,1	38,7	583,5	682,9
GT26	286,4	38,6	620,9	644,6

Значения внутренних относительных КПД частей паровой турбины приняты следующие:  $\eta_{OI}^{ЧВД} = 0,86$ ;  $\eta_{OI}^{ЧСД} = 0,9$ ;  $\eta_{OI}^{ЧНД} = 0,87$ , а значение избытка воздуха в выхлопных газах ГТУ – 2,7.

Значения температурных напоров в котле-утилизаторе приняты по опыту проектирования парогазовых установок российскими и зарубежными фирмами.

Температура перегретого пара контуров высокого давления и пром-перегрева принята 550 °С.

Результаты оптимизационных расчетов иллюстрирует рис. 2.

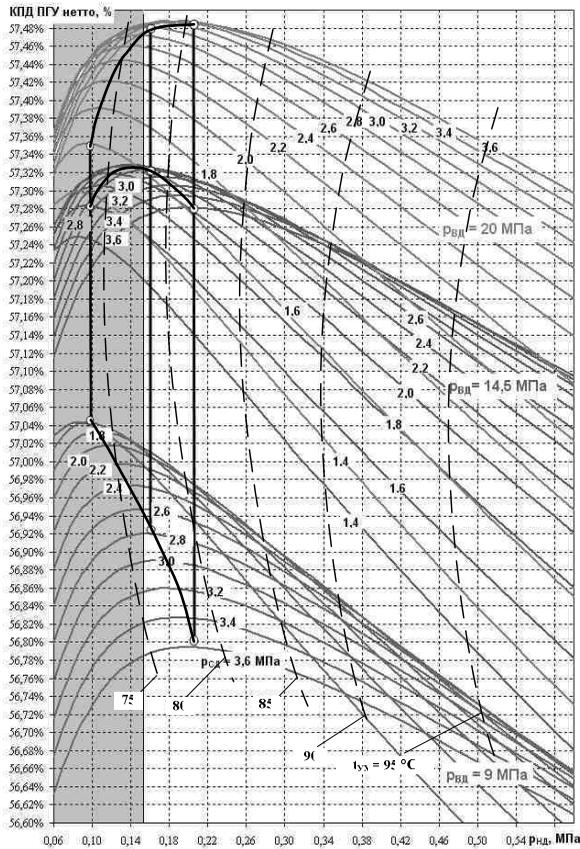


Рис. 2. Результаты оптимизации давлений в контурах ПГУ-400к на основе ГТУ GT26 Alstom (а)

Анализ полученных результатов показывает, что для каждого значения давления во втором контуре имеет место явно выраженный оптимум, соответствующий давлению в третьем контуре. Оптимальные значения давлений в контурах среднего и низкого давлений увеличиваются с ростом значений давления в первом контуре. Однако относительные значения оптимальных давлений снижаются с ростом давления пара в первом контуре (табл. 2).

Таблица 2. Изменение относительных значений оптимальных давлений в контурах ПГУ с ростом давления в первом контуре

Давление в первом контуре, МПа	Относительные значения давлений в контурах ПГУ	
	$P_{СД} / P_{ВД}$	$P_{НД} / P_{ВД}$
20,0	0,165	0,0090
14,5	0,166	0,0097
9,0	0,167	0,010

Анализ оптимизационных расчетов (рис. 2) показывает, что ПГУ на основе GT26 имеет более высокий КПД нетто, что объясняется большей тепловой эффективностью данной машины, достигаемой ступенчатым сжиганием топлива с промежуточным подогревом выхлопных газов.

Аналогичный характер изменения оптимальных значений давлений в промежуточных перегревателях для блоков на суперсверхкритические параметры пара получен в работе [4].

Температура уходящих из котла-утилизатора газов снижается с уменьшением давления в третьем контуре КУ. На рис. 2 пунктирными линиями показаны тренды множеств точек, которым соответствуют одинаковые значения температуры уходящих газов. Максимальный КПД достигается при достаточно низких температурах уходящих газов – 80 – 85 °С. Как правило, столь глубокое охлаждение выхлопных газов достигается использованием развитых поверхностей нагрева (особенно в контуре низкого давления КУ и газовом подогревателе конденсата). Однако низкая температура газов нежелательна во избежание конденсации водяных паров на низкотемпературных поверхностях нагрева и последующей их коррозии.

Максимальный КПД в ПГУ-400к достигается при низких значениях давления пара в третьем контуре – в пределах 0,08 – 0,24 МПа, в зависимости от давлений в контуре ВД и СД.

Вместе с тем опыт расчетных исследований переменных режимов работы блоков ПГУ-400к [5] показывает, что разгрузка блока до технического минимума в 55 – 60 % номинальной мощности на скользких параметрах пара сопровождается снижением давления

в контуре НД на 25 – 30 % от номинального значения, в зависимости от параметров наружного воздуха и типа ГТУ. Это обстоятельство ограничивает нижний предел давления в третьем контуре значением 0,15 МПа. Зона недопустимых сочетаний давлений на рис. 2 выделена серым цветом.

Выявление недопустимых сочетаний давлений в контурах утилизационной ПГУ по режимным соображениям дополняет результаты исследований, проведенных на кафедре тепловых электростанций МЭИ [6].

Несомненный интерес представляет анализ параметров в нижнем цикле существующих блоков ПГУ-400к на основе изученных закономерностей и ограничений. Параметры паровой части цикла энергоблоков ПГУк, введенных в эксплуатацию в мире в течение последних лет, сведены в табл. 3 [6 – 9] (разброс в мощностях 350 – 400 МВт объясняется постоянной модернизацией ГТУ с увеличением их мощности и КПД).

Таблица 3. Характеристики некоторых энергоблоков ПГУк номинальной (ISO 2314) мощностью 350 – 400 МВт, введенных в эксплуатацию в мире в течение 1999 – 2007 гг.

ТЭС, год пуска	Тип ГТУ	Параметры острого пара в контурах		
		высокого давления	среднего давления	низкого давления
Токопилья (Чили), 1999	Alstom GT26	11,8 МПа / 568 °С	2,9 МПа / 568 °С	0,5 МПа / 153 °С
Сан Рок (Испания), 2002	Alstom GT26	12,3 МПа / 541 °С	2,9 МПа / 542 °С	0,55 МПа / 156 °С
Кастехон (Испания), 2002	Alstom GT26	11,5 МПа / 568 °С	3,0 МПа / 568 °С	0,5 МПа / 153 °С
Северная (Азербайджан), 2002	Mitsubishi 701F	10,8 МПа	3,8 МПа	0,5 МПа
Бесос (Барселона, Испания), 2002	Alstom GT26	11,8 МПа / 566 °С	2,75 МПа / 566 °С	0,49 МПа / 153 °С
Картахена (Испания), 2003	Alstom GT26	13,3 МПа / 565 °С	2,7 МПа / 565 °С	0,46 МПа / 279 °С
Таллавары (Испания), 2005	Alstom GT26	13,5 МПа / 565 °С	2,8 МПа / 565 °С	0,47 МПа / 287 °С
ЕЗР (Хантли, Новая Зеландия), 2007	Mitsubishi 701F	10,5 МПа	3,5 МПа	0,6 МПа
Отахуту (Новая Зеландия), 2007	Siemens SGT5-4000F	12,8 МПа / 551 °С	3,15 МПа / 551 °С	0,48 МПа / 234 °С
Еэмс (Нидерланды), 2007	General Electric 9FA	11,2 МПа / 541 °С	3 МПа / 541 °С	0,49 МПа / 266 °С
Дидкот (Великобритания), 1997	Siemens SGT5-4000F	11,0 МПа / 540 °С	2,9 МПа / 540 °С	0,45 МПа / 235 °С
Тарада до Огуэро (Португалия), 1998	Siemens SGT5-4000F	11,3 МПа / 550 °С	3,0 МПа / 550 °С	0,45 МПа / 233 °С

Увеличение температуры выхлопных газов выпускаемых в течение последних лет ГТУ сопровождалось одновременным увеличением начальных температур в паровом цикле ПГУ на основе этих ГТУ. Как результат, все указанные в табл. 3 блоки имеют разные температурные напоры в пароперегревателях ВД и ПП.

Однако, как показали исследования, проведенные в МЭИ [6], изменение температурного напора на входе в котел-утилизатор не оказывает значительного влияния на оптимальные сочетания давлений в его контурах (при прочих равных условиях). Таким образом, сочетания давлений в этих блоках можно считать сопоставимыми, несмотря на различия в начальных температурах пара.

Анализ результатов показывает, что сооружаемые блоки ПГУ-400к имеют давление в нижнем контуре КУ, в 3 – 4 раза превышающее оптимальное значение при том же давлении в верхнем контуре. Давление в среднем контуре также завышено по сравнению с оптимальным его значением. Это приводит к потере в КПД ПГУ от 0,2 % абс., однако позволяет использовать менее развитые поверхности нагрева в хвосте котла-утилизатора (с температурой уходящих газов 90 – 100 °С), избежать конденсации водяных паров на них и повысить надежность работы контура низкого давления в режимах глубокой разгрузки.

#### **Библиографический список**

1. **Резников, М.И.** Паровые котлы тепловых электростанций / М.И. Резников, Ю.М. Липов. – М.: Энергониздат, 1981. – 240 с.
2. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. – М.: Омега-Л, 2004.
3. **Инвестиционная** программа тепловых генерирующих компаний Холдинга РАО «ЕЭС России» на 2006 – 2010 гг. [Электронный ресурс] / Режим доступа: [http://www.gao-ees.ru/ru/info/about/invest\\_inov/inv\\_programm/](http://www.gao-ees.ru/ru/info/about/invest_inov/inv_programm/).
4. **Мошкарин, А.В.** Анализ направлений развития отечественной теплоэнергетики / А.В. Мошкарин [и др.]; Федеральное агентство по образованию, ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина». – Иваново, 2002. – 256 с.
5. **Мошкарин, А.В.** О влиянии характеристик газовых турбин на показатели работы мощных парогазовых блоков в переменных режимах / А.В. Мошкарин, Ю.В. Мельников // Энергосбережение и водоподготовка. – № 4. – 2007. – С. 32 – 34.
6. **Сигидов, Я.Ю.** Оптимизация структуры и параметров тепловых схем конденсационных парогазовых установок с котлами-утилизаторами трех давлений: автореф. дис... канд. техн. наук / Сигидов Я.Ю. – М.: Изд-во МЭИ, 2006.
7. **General Electric Power.** [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.ge-power.com/home/index.htm>.
8. **Alstom Power.** [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.power.alstom.com/home/>.
9. **Power Tecnology Journal. Industry Projects.** [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.power-technology.com/projects>.

УДК 621.438

**ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОГО ТЕПЛА  
ВОЗДУХА ТЕПЛООВОГО УКРЫТИЯ ГТД-110***В.С. Рабенко, канд. техн. наук, И.В. Будаков, П.П. Белоусов, инженеры*

Основными направлениями совершенствования энергосберегающих технологий энергетического производства, прежде всего, являются снижение удельного расхода топлива на производство электроэнергии и снижение затрат энергии на собственные нужды.

На традиционных паротурбинных ТЭС снижение потерь тепла в окружающую среду ( $q_5$ ), влияющих на экономичность работы котельного агрегата, достигается забором воздуха на горение в котлах из помещения котельного отделения [1] главного корпуса (ГК). На энергоблоках с ПГУ-325, в состав которых входят котлы-утилизаторы (КУ) без дожигания в них топлива, использование низкопотенциального тепла воздуха из воздушного объема ГК, поступающего с поверхностей работающего оборудования, невозможно.

Традиционная система вентиляции ГК ТЭС сводится к тому, что в зимний период работы атмосферный воздух поступает в помещение через верхние фрамуги световых проемов, а летом – через фрамуги нижнего и верхнего ярусов. Вытяжка осуществляется через дутьевой вентилятор и аэрационный фонарь, открываемый, как правило, только в летний период работы. При этом часть подогретого воздуха ГК используется для горения в котлах, а излишек сбрасывается в атмосферу через аэрационный фонарь [2].

Несмотря на достаточно проверенный и положительно зарекомендовавший себя путь организации естественного воздухообмена ГК ТЭС [3], компоновка ГК ПГУ-325, экономичная в строительной и технологической части, выполнена без организации естественного теплообмена (аэрации). Это потребовало перехода к развитой и, естественно, энергоемкой принудительной вентиляции (рис. 1, 2).

Вентиляция ГК ПГУ-325 выполнена принудительной, приточно-вытяжной. Пять приточных вентиляторов обеспечивают подачу воздуха из атмосферы в котельное отделение, два – в турбинное. Четыре вентиляционных блока распределяют приточный воздух по главному корпусу: два в котельном и два в турбинном отделениях. Девять вытяжных вентиляторов, расположенных на уровне подкрановых путей котельного отде-

ления, удаляют нагретый от оборудования воздух в атмосферу, организовав поток воздуха вдоль КУ горизонтальной конструкции.

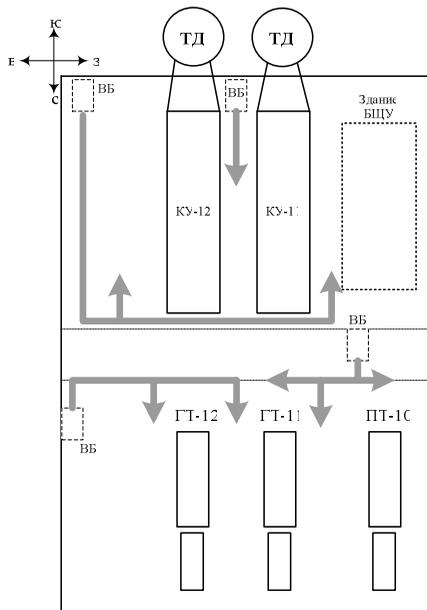


Рис. 1. План-схема вентиляции главного корпуса ПГУ-325: ВБ – вентиляционный блок; КУ – котел-утилизатор; ГТ – газовая турбина; ТД – труба дымовая; БЩУ – блочный щит управления; стрелками показано движение приточно-вытяжного воздуха

Значительное снижение оснащения ГК фрамугами световых проемов, как правило выполняемое из стеклопакетов, привело не только к дополнительным затратам на внедрение принудительной вентиляции, но и снизило поступление естественного освещения в помещение ГК. Большая часть пластиковых стеклопакетов с открывающимися фрамугами не оборудованы площадками обслуживания, поэтому на протяжении года они остаются в закрытом положении.

По этой причине в дневное время, даже при ярком солнечном свете, в турбинном и котельном отделениях ГК включено электрическое освещение. В турбинном отделении ГК расположены две газовые турбины ГТД-110 и одна паровая К-110-6.5, являющиеся источниками повышенного тепловыделения в помещении ГК. Поэтому на аэрацию турбинного отделения требуется повышенный расход воздуха.

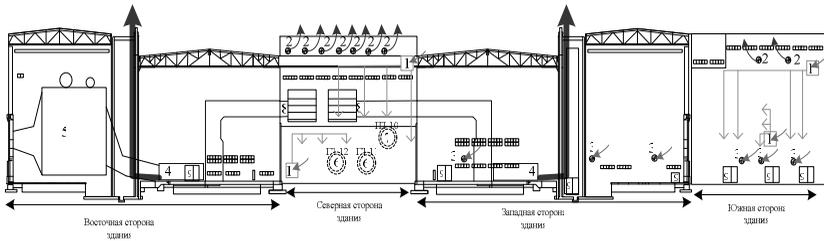


Рис. 2. Развертка главного корпуса ПГУ-325: 1 – вентиляционный блок; 2 – вытяжной вентилятор; 3 – приточный вентилятор; 4 – теплое укрытие ГТД; 5 – котел-утилизатор; 6 – газовая турбина; 7 – паровая турбина; 8 – комплексное воздухоочистительное устройство; 9 – ворота главного корпуса; стрелками показано движение приточно-вытяжного воздуха

Паровая турбина К-110-6.5 ЛМЗ традиционно оборудована тепловой изоляцией. Поэтому тепловыделение с ее поверхности не превышает нормируемых значений [4].

Газотурбинный двигатель ГТД-110 производства НПО «Сатурн» конструктивно выполнен без тепловой изоляции [5]. Вместо нее выполнено укрытие, представляющее собой металлический корпус с четырьмя дверьми для входа обслуживающего персонала (рис. 3).

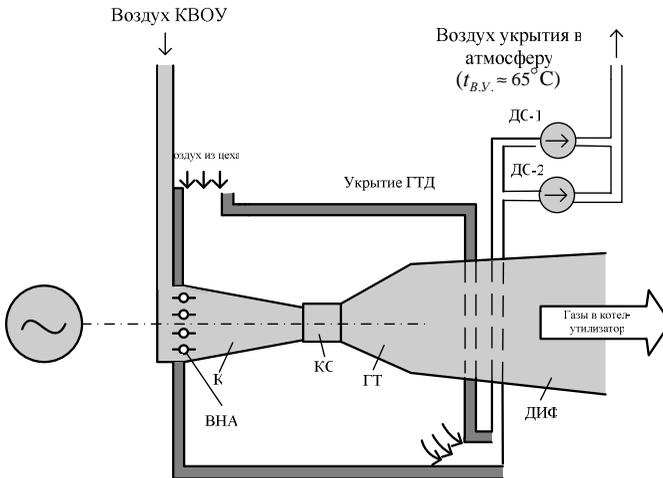


Рис. 3. Схема теплового укрытия ГТЭ-110: К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; ДИФ – диффузор соединения ГТ с котлом-утилизатором

Генератор ГТУ находится за пределами укрытия. Корпус укрытия представляет собой автономное, защищенное от внешних воздействий, изолированное и шумозащищенное сооружение, смонтированное на платформе турбоагрегата. Панели стен и крыши легко снимаются по отдельности для обеспечения полного доступа к основным компонентам для инспекции и обслуживания, для удаления компонентов с помощью погрузчика или крана. Панели покрыты фиброгласовым материалом для шумо- и теплоизоляции, а между всеми панелями установлены прокладки для герметизации и шумоизоляции. В укрытии предусматривается система вентиляции, освещение, система обнаружения и тушения пожара, система обнаружения горючих газов, а также установлен датчик, приводящий в действие сигнализацию при повышении температуры в укрытии.

Размещение оборудования в легко сборном укрытии позволяет создать нормативные условия для обслуживающего персонала при техническом обслуживании и ремонте, а также условия для последующей модернизации и реконструкции оборудования.

Поверхность газовой турбины (ГТ) и компрессора охлаждаются организованным потоком воздуха, поступающим из цеха через верхнюю часть укрытия (рис. 4, а). Вентиляция выполнена приточно-вытяжной.

Холодный воздух в помещение теплового укрытия забирается из помещения ГК. В зимнее время температура в помещении ГК составляет  $\approx +20 - +30$  °С при открытых фрамугах (окнах). Нагретый воздух из укрытия удаляется дымососом в атмосферу. Производительность дымососа составляет около 100 000 м<sup>3</sup>/ч. Температура нагретого воздуха на выходе из укрытия в данных условиях достигает  $\approx +65$  °С.

В летнее время года температура воздуха в помещении ГК не обеспечивает нормального охлаждения ГТД по проектной схеме. Поэтому в работе находятся два полностью загруженных дымососа теплового укрытия (основной и резервный). Дополнительно, как вынужденная мера, обычно открыты ворота ГК для поступления более холодного воздуха в целях обеспечения приемлемых условий температурного режима теплового укрытия ГТД. Следует отметить, что при работе только одного ГТУ уже возникает проблема охлаждения укрытия ГТД.

Конструкция теплового укрытия ГТ и компрессора имеет как положительные, так и отрицательные стороны. Положительной стороной являются мобильность сборки и разборки конструкции ГТУ для проведения ремонтных работ, а также возможность транспортировки в собранном виде компрессора и ГТ на завод-изготовитель. Недостатком данного конструктивного решения являются тепловые потери низкопотенциального

рабочего тела (нагретого воздуха укрытия) в окружающую среду с поверхностей корпусов компрессора и ГТ.

Величину тепловых потерь с воздухом укрытия в окружающую среду можно оценить следующим образом:

$$Q_{YKP} = (W^{YKP} \cdot \rho_{cp} / 3600) \cdot (c_{p2\theta} \cdot t_{2\theta}^{YKP} - c_{p1\theta} \cdot t_{1\theta}^{YKP}) = 1340 \text{ кДж/с} = 1,340 \text{ МВт.} \quad (1)$$

Здесь  $W^{YKP} = 100\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$  – объемный расход воздуха через укрытие;  $\rho_{c.p} = \frac{\rho_{p2\theta} - \rho_{p1\theta}}{2} = 1,12137 \text{ кг/м}^3$  – плотность воздуха в укрытии;  $t_{1\theta}^{YKP} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура воздуха на входе в укрытие;  $t_{2\theta}^{YKP} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура воздуха на выходе из укрытия;  $c_{p1\theta} = 1,0035 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$  – изобарная теплоемкость воздуха на входе в укрытие;  $c_{p2\theta} = 1,00639 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$  – изобарная теплоемкость воздуха на выходе из укрытия.

Для более эффективного охлаждения поверхности ГТД, учитывая существование внутри теплового укрытия зон с минимальным отводом тепла от поверхности двигателя, по данным исследований [2], нами предлагается использовать разрежение перед ВНА ( $\Delta H \approx 200 - 300 \text{ мм вод. ст.}$ ) для направления потока нагретого воздуха внутри теплового укрытия в застойную зону внутри теплового укрытия (рис. 4, б).

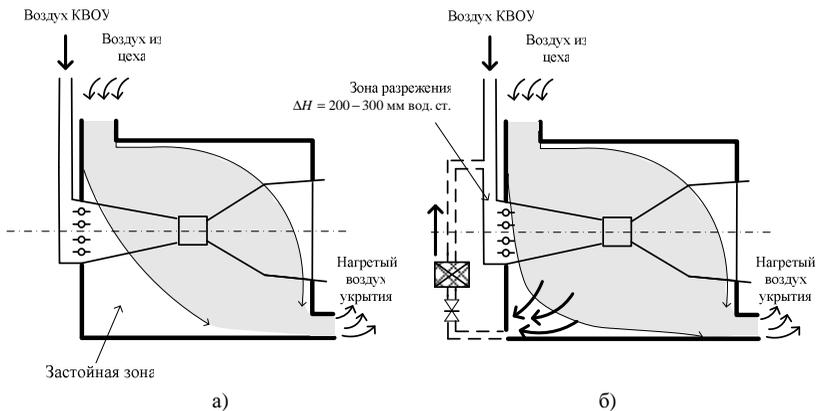


Рис. 4. Принципиальная схема повышения эффективности охлаждения ГТД в тепловом укрытии в зимний период работы: а – существующая; б – предлагаемое решение

Таким образом, поток воздуха, поступающий в укрытие, не только равномерно распределится внутри укрытия, но и повысит температуру перед компрессором.

Кроме того, это решение позволит уменьшить разрежение перед ВНА и снизить сопротивление воздухозаборного тракта на пути от КВОУ до первой ступени компрессора.

Вследствие дополнительного расхода подогретого воздуха, пропускаемого ВНА, произойдет увеличение степени сжатия, производительности и КПД компрессора, температуры газов за ГТ, а также мощности ГТ вследствие повышения расхода рабочего тела и срабатываемого теплоперепада в проточной части ГТ. Это потребует для поддержания температуры газов перед КУ уменьшения расхода топлива.

Эффективность теплового укрытия в летний период работы можно повысить, организовав отбор воздуха на охлаждение в укрытие ГТ непосредственно из атмосферы, а не из помещения ГК, как это предусмотрено проектом. Можно, по опыту крупных ГРЭС [2, 6], в стеновых панелях ГК установить сантехнические калориферы для подачи холодного воздуха в летний период работы и теплого в зимний.

### **Выводы**

1. Отбор части воздуха теплового укрытия ГТД с подачей его в зону разрежения на вход компрессора позволит повысить эффективность охлаждения корпуса ГТД, снизить сопротивление воздухозаборного тракта от КВОУ до первой ступени компрессора и повысить температуру воздуха перед компрессором.

2. Существующую систему аэрации ГК ПГУ-325 следует рассматривать как энергозатратную и малоэффективную. Целесообразно провести натурные обследования системы вентиляции и отопления ГК и усовершенствовать ее на основе энергосберегающих технологий.

### **Библиографический список**

1. **РД 34.21.401-90.** Методические указания по испытанию и наладке тепловоздушного режима главных корпусов ТЭС. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1991.
2. **Романова, Т.М.** О рациональной системе вентиляции главного корпуса крупной ГРЭС / Т.М. Романова [и др.] // Электрические станции. – 1983. – № 2.
3. **СО 153 - 34.09.210.** (РД 34.09.210). Методические указания по нормированию расходов тепла на отопление и вентиляцию производственных зданий тепловых электростанций: МУ 34-70-079-84: /Утв. Главтехупр. Минэнерго СССР 07.07.84; Разраб. Сибтехэнерго, МГП «Союзтехэнерго»; Срок действия не ограничен. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1984.

4. СНиП II-58-75. Электростанции тепловые. – М., 1976.

5. Воронков, С.Т. Тепловая защита для газотурбинных установок электростанций / С.Т. Воронков // Промышленная энергетика. – 2001. – № 1.

6. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: справочное пособие / Л.Д. Богуславский [и др.]; под ред. Л.Д. Богуславского и В.И. Ливчака. – М.: Стройиздат, 1990.

УДК 621.438

## ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ БИНАРНОЙ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

*В.С. Рабенко, канд. техн. наук, И.В. Будаков, П.П. Белоусов, инженеры*

Отечественные ГТУ проектируются по ГОСТ [1] на условия атмосферного воздуха:  $p_{атм} = 101,3$  кПа и  $t_{нв} = +15$  °С. Однако температура наружного воздуха в течение годового цикла эксплуатации изменяется в широких пределах (рис. 1).

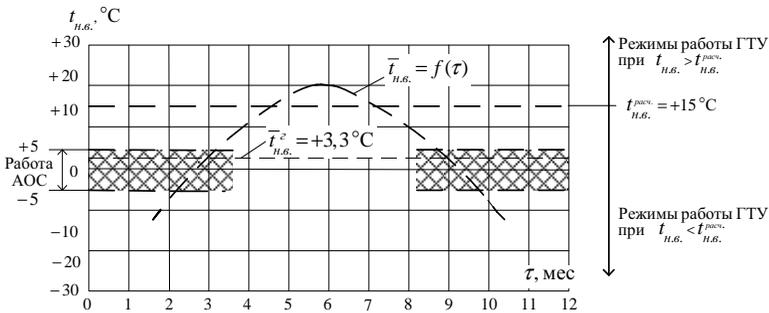


Рис. 1. Режимы работы ГТУ в зависимости от температуры наружного воздуха

Например, среднегодовая температура воздуха в г. Комсомольске Ивановской области, где установлены отечественные газотурбинные двигатели ГТД-110 (рис. 2) в составе парогазовой установки ПГУ-325 (филиал «Ивановские ПГУ» ОАО «ИНТЕР РАО ЕЭС»), составляет  $+3,3$  °С. Следовательно, эксплуатация газотурбинного двигателя (ГТД) осуществляется преимущественно в режимах ниже расчетных.

*Особенности работы бинарной парогазовой установки  
при низких температурах наружного воздуха*

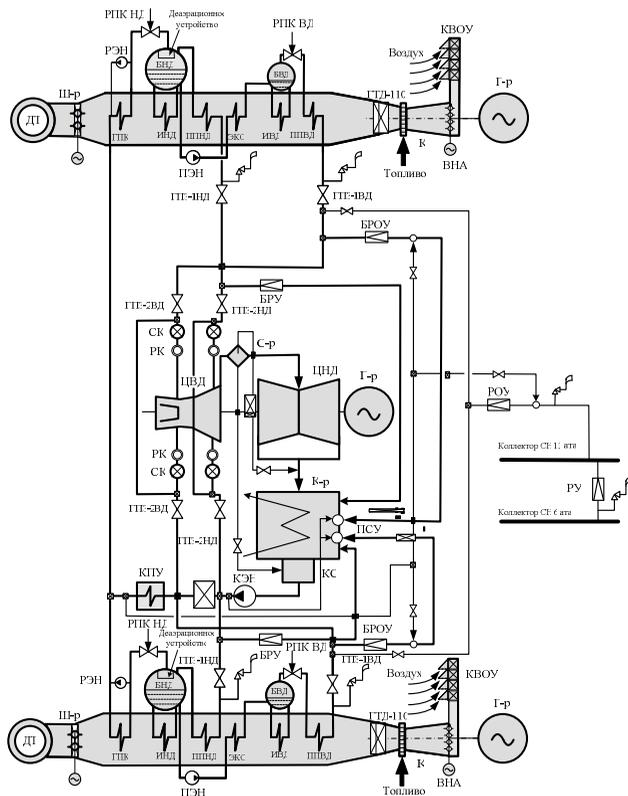


Рис. 2. Принципиальная схема ПГУ-325: ВНА – входной направляющий аппарат; ГТД – газотурбинный двигатель; КВОУ – комплексное воздухоочистительное устройство; К – компрессор; КС – конденсатосборник; ГПЗ – главная паровая задвижка; С-р – сепаратор; Г-р – генератор. Контур высокого давления (ВД) КУ: ППВД – пароперегреватель ВД; ИВД – испаритель ВД; ПЭН – питательный электронасос. Контур низкого давления (НД) КУ: ППНД – пароперегреватель НД; ИНД – испаритель НД; ГПК – газовый подогреватель конденсата; РЭН – рециркуляционный электронасос контура НД; РПК – регулятор питания котла; ДТ – дымовая труба; КЭН – конденсатный электронасос; К-р – конденсатор; ПСУ – паросбросное устройство; КПУ – конденсатор пара уплотнений паровой турбины (ПТ); РОУ – редукционно-охлаждательная установка контура НД КУ; БРОУ – быстродействующая редукционно-охлаждательная установка контура ВД КУ; РУ – редукционная установка собственных нужд; СК – стопорный клапан ПТ; РК – регулирующий клапан ПТ; ЦВД – цилиндр высокого давления ПТ; ЦНД – цилиндр низкого давления ПТ; Ш-р – шибера запорный; ДТ – дымовая труба; БРУ – быстродействующая редукционная установка; РУ – редукционная установка собственных нужд

**Особенности работы ГТУ в составе ПГУ утилизационного типа.**

Температура наружного воздуха влияет на степень сжатия воздуха в компрессоре и степень понижения давления газов в газовой турбине (ГТ). Для ГТУ, работающей по открытому циклу, т.е. без котла-утилизатора (КУ), снижение температуры перед компрессором позволяет повысить ее мощность. Из характеристик компрессора ГТУ [2] следует, что КПД компрессора зависит от положения входного направляющего аппарата (ВНА) компрессора. Максимальному КПД компрессора ГТ соответствует полное открытие ВНА.

При работе ГТУ в составе ПГУ утилизационного типа [3], где одним из критериев является фиксированная температура газов за турбиной перед КУ, снижение температуры наружного воздуха приводит к необходимости прикрытия ВНА и, следовательно, снижению ее мощности (рис. 3).

Для турбин ГТД-110 филиала «Ивановские ПГУ» ОАО «ИНТЕР РАО ЕЭС» значение температуры газов за ГТ определено заводом-изготовителем (НПО «САТУРН») на уровне 517 °С [4]. Контролируемая величина этой температуры определяется как среднее значение, рассчитываемое программно-техническим комплексом ГТУ по 20 датчикам, размещенным на выходе отработанных газов из ГТ. Количество точек измерения температуры соответствует количеству жаровых труб, расположенных в камере сгорания.

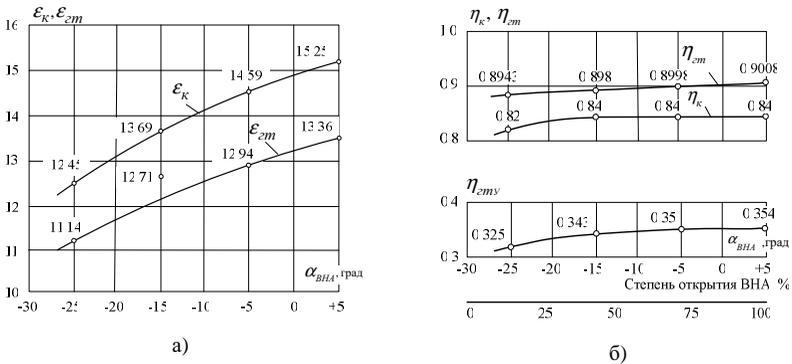


Рис. 3. Влияние степени открытия ВНА на эффективность работы компрессора (а) и газовой турбины (б):  $\epsilon_K$  – степень сжатия воздуха в компрессоре;  $\epsilon_{ГТ}$  – степень расширения газов в ГТ;  $\eta_K$  – КПД компрессора;  $\eta_{ГТ}$  – КПД ГТ;  $\eta_{ГТУ}$  – КПД ГТУ

Поддержание контролируемого значения температуры газов за ГТ производится путем автоматического изменения положения ВНА, уста-

новленного перед первой ступенью компрессора. ВНА служит для управления расходом воздуха, необходимого для поддержания заданной температуры за ГТ [5]. Нагрузка ГТУ в диапазоне 100 – 60 % от номинальной мощности и температура газов на выходе из ГТ (на входе в котел-утилизатор) регулируются путем изменения расхода воздуха через компрессор с помощью ВНА и расхода топлива регулирующим топливным клапаном (РКТ) при примерно постоянной температуре выхлопных газов ГТ. Этот диапазон нагрузок является наиболее экономичным, так как в нем незначительно изменяется КПД ГТУ.

В диапазоне нагрузок 0 – 60 % от номинальной нагрузка ГТУ изменяется только за счет изменения расхода топлива при полностью прикрытом ВНА. Температура выхлопных газов ГТ при этом прямо зависит от нагрузки, а расход газов изменяется на величину изменения расхода топлива.

**Особенности работы ГТУ при низких температурах наружного воздуха.** При отрицательных температурах и повышенной влажности наружного воздуха возможно обледенение входного тракта КВОУ (рис. 4 – 6), защитной сетки и лопаток компрессора [5]. Опасность обледенения особенно велика, если при температуре окружающего воздуха от  $-5$  до  $+5$  °С имеются осадки в виде морозящего дождя, тумана или мокрого снега.

Верхний предел температуры наружного воздуха для включения антиобледенительной системы (АОС) связан с понижением температуры воздуха по воздухозаборному тракту (рис. 5, 7). Так, при температуре наружного воздуха  $+5$  °С и относительной влажности 80 % температура воздуха перед первой ступенью компрессора по результатам расчетов составит  $+0,28$  °С при влажности 100 %, что свидетельствует о начале конденсации влаги на поверхностях. Дальнейшее снижение температуры без включения АОС приведет к образованию наледи на поверхностях КВОУ, что в лучшем случае увеличит сопротивление по тракту. Образование наледи может привести и к возрастанию вибрации КВОУ.

Обледенение обычно сопровождается увеличением разрежения на входе в компрессор и снижением мощности ГТД. Для предупреждения обледенения входного тракта КВОУ (см. рис. 1) при температурах воздуха в диапазоне от  $-5$  до  $+5$  °С и относительной влажности 80 % система автоматического управления и регулирования мощности (САУиР) ГТУ включает АОС.

При этом автоматически открывается антиобледенительный клапан АОС отбора горячего воздуха за 10-й ступенью компрессора на подогрев КВОУ (рис. 4). При температурах воздуха ниже  $-11$  °С или выше  $+6$  °С и

относительной влажности менее 78 % АОС выключается из работы. При этом закрывается антиобледенительный клапан отбора горячего воздуха за 10-й ступенью компрессора на подогрев КВОУ. При температурах наружного воздуха ниже расчетных подогрев воздуха перед КВОУ увеличивает эффективность работы как ГТД, так и ПГУ в целом.

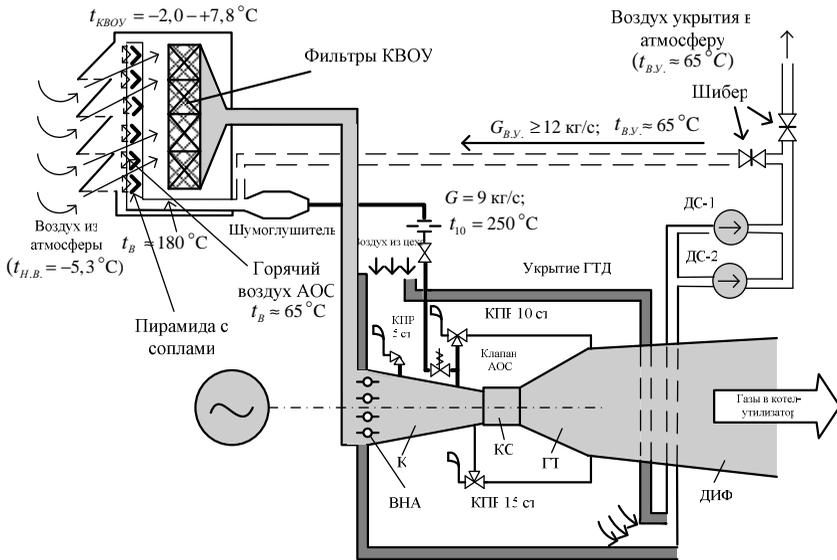


Рис. 4. Схема воздухозаборного тракта и теплового укрытия ГТЭ-110: К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; ДИФ – диффузор соединения ГТ с котлоутилизатором; КПР – клапан противомпажной разгрузки; ст. – ступень компрессора (штриховой линией показано предлагаемое решение использования воздуха укрытия ГТД для работы АОС)

Неустойчивые режимы работы ступеней компрессора при постоянном числе оборотов могут возникнуть при снижении расхода воздуха [2]. В этом случае наиболее вероятно возникновение помпажа в последних ступенях компрессора и, как следствие, повышение вибрации подшипника компрессора. Такое явление происходит, когда степень повышения давления увеличивается за счет снижения температуры воздуха на входе в компрессор.

Поэтому при низких температурах воздуха, когда АОС отключается САУиР ГТУ, ее приходится переводить из автоматического управления

в ручное и включать в работу. Безусловно, такая вынужденная мера включения АОС в работу приводит к перерасходу топлива. Следует отметить, что при температуре ниже  $-5^{\circ}\text{C}$ , по данным ЦКТИ, влага, содержащаяся в воздухе, не кристаллизуется на поверхностях фильтров КВОУ и обледенения не происходит. Отключение АОС при температуре ниже  $-10^{\circ}\text{C}$ , а не ниже  $-5^{\circ}\text{C}$ , предполагает некоторый температурный запас до границы возникновения условий обледенения поверхностей КВОУ (рис. 6).

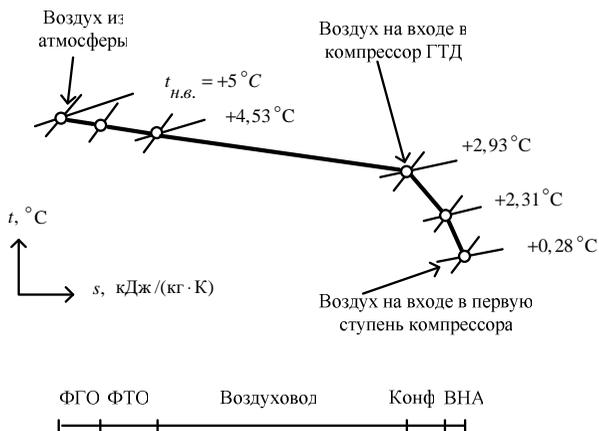


Рис. 5. Процессы в  $t,s$ -диаграмме изменения состояния воздуха от входа из атмосферы до входа в первую ступень компрессора при работе АОС: ФГО, ФТО – фильтры грубой и тонкой очистки воздуха; Конф. – конфузор; ВНА – входной направляющий аппарат



Рис. 6. Вид на унифицированные прямоугольные модули КВОУ для ГТД-110 ОАО «Ивановские ПГУ»

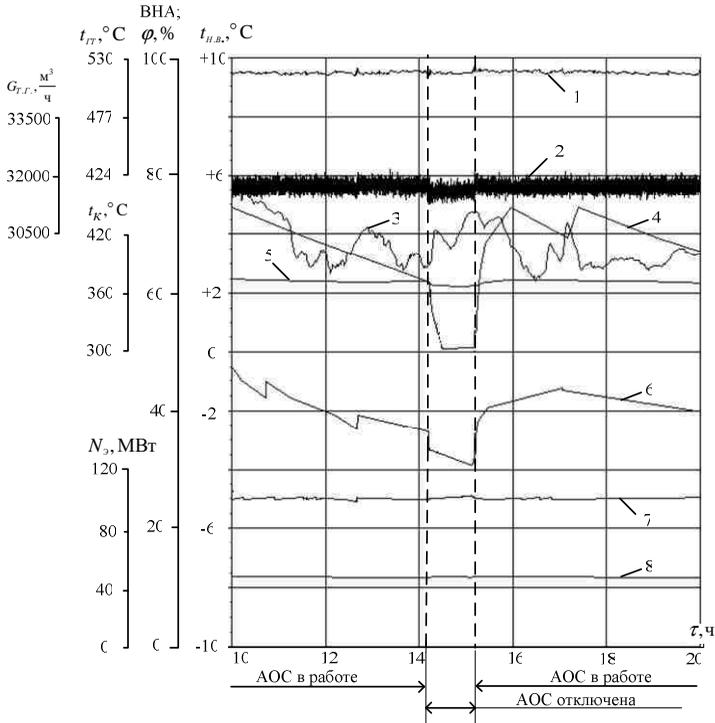


Рис. 7. Изменение основных характеристик ГТД-110 при работе с включенной и отключенной АОС: 1 – температура газов за турбиной; 2 – расход топливного газа; 3 – относительная влажность воздуха; 4 – температура наружного воздуха; 5 – температура воздуха за компрессором; 6 – положение ВНА (степень открытия); 7, 8 – электрическая мощность на клеммах генераторов ГТУ и паротурбинной установки, соответственно

Принцип работы АОС заключается в подогреве поступающего в компрессор холодного атмосферного воздуха горячим воздухом, отбираемым после 10-й ступени компрессора и поступающим на раздающие сопла, расположенные непосредственно перед фильтрами КВОУ (рис. 8, 9).

Расход отбираемого воздуха на АОС после 10-й ступени компрессора для подогрева наружного воздуха перед фильтрами КВОУ, по проектным данным, составляет  $G_{АОС} = 9$  кг/с, с температурой  $\approx 300$  °С [4]. По тракту от компрессора до раздающего воздушного коллектора КВОУ температура воздуха снижается до  $\approx 200$  °С, после установок шумоглушения – до  $\approx 185$  °С; в соплах перед фильтрами – до  $\approx 70$  °С (рис. 9).

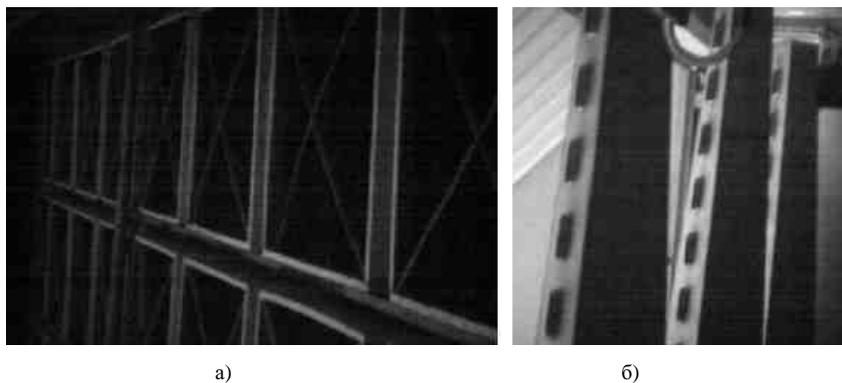


Рис. 8. Вид на фильтры КВОУ (а) и раздающие сопла горячего воздуха (б), поступающего из 10-й ступени компрессора

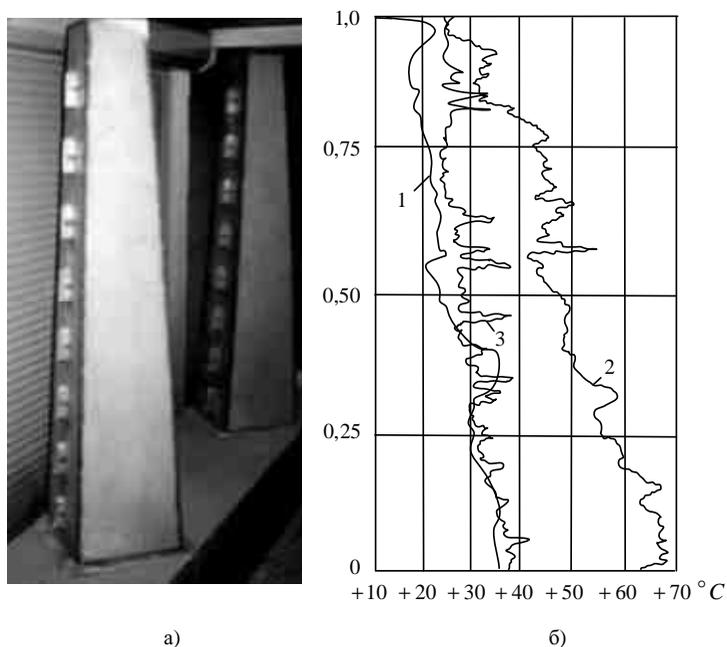


Рис. 9. Пирамида с соплами распределения горячего воздуха на входе КВОУ (а) и изменение температуры по высоте сопел при включенной АОС (б): 1 – минимальная температура; 2 – максимальная; 3 – средняя

Величину тепловых потерь транспорта воздуха АОС можно оценить следующим образом:

$$Q_{АОС} = G_{10} \cdot (c_{p,в.10} \cdot t_{2в10} - c_{p,в}^{АОС} \cdot t_6^{АОС}) = 2163,5 \text{ кДж/с.}$$

Здесь  $G_{10} = 9 \text{ кг/с}$  ( $W^{АОС} = (G_{10} / \rho_{cp}^{АОС}) \cdot 3600 \approx 26200 \text{ м}^3/\text{час}$ ) – расход воздуха на АОС после 10-й ступени компрессора;  $t_{2в10} = 295 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура воздуха после 10-й ступени компрессора при  $t_{н,в} = +5 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $t_6^{АОС} = 67 \text{ }^\circ\text{C}$  – средняя температура горячего воздуха АОС перед фильтрами КВОУ;  $c_{p,в.10} = 1,0435 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$  – изобарная теплоемкость воздуха после 10-й ступени компрессора;  $c_{p,в}^{АОС} = 1,0066 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$  – изобарная теплоемкость воздуха АОС перед фильтрами КВОУ.

Если пренебречь потерями при транспортировке горячего воздуха до входа в фильтры КВОУ, то из уравнения теплового баланса

$$G_{КВОУ} \cdot c_{p,в}^{КВОУ} \cdot t_6^{КВОУ} = G_{н,в} \cdot c_{p,н,в} \cdot t_{н,в} + G_{10} \cdot c_{p,в}^{АОС} \cdot t_6^{АОС} \quad (1)$$

можно оценить величину нагрева воздуха при включении АОС:

$$\Delta t_6^{КВОУ} = t_6^{КВОУ} - t_{н,в} = \frac{G_{н,в} \cdot c_{p,н,в} \cdot t_{н,в} + G_{10} \cdot c_{p,в}^{АОС} \cdot t_6^{АОС}}{G_{КВОУ} \cdot c_{p,в}^{КВОУ}} - t_{н,в} \quad (2)$$

Здесь  $G_{КВОУ}$  – суммарный расход воздуха через КВОУ, кг/с;  $G_{н,в}$  – расход наружного воздуха через КВОУ, кг/с;  $G_{10}$  – расход воздуха АОС, кг/с;  $c_{p,в}^{КВОУ}$  – изобарная теплоемкость подогретого воздуха АОС, кДж/(кг·K);  $c_{p,н,в}$  – изобарная теплоемкость наружного воздуха перед КВОУ, кДж/(кг·K);  $c_{p,в}^{АОС}$  – изобарная теплоемкость воздуха АОС перед фильтрами КВОУ, кДж/(кг·K);  $t_6^{КВОУ}$  – температура подогретого воздуха,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_{н,в}$  – температура наружного воздуха перед КВОУ,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_6^{АОС}$  – температура воздуха АОС перед КВОУ,  $^\circ\text{C}$ .

Результаты расчета сведены в таблицу.

Анализ полученных результатов показывает, что подача горячего воздуха непосредственно на вход фильтров КВОУ приводит к незначительному увеличению температуры воздуха перед КВОУ.

*Особенности работы бинарной парогазовой установки  
при низких температурах наружного воздуха*

**Эффективность работы АОС ГТД-110**

Величина	Температура наружного воздуха, °С				Примечание
	+5	0	-5	-10	
Давление атмосферного воздуха, кПа	101,3				Принято
Относительная влажность атмосферного воздуха, %	80	80	80	80	Дополнительное условие включения АОС при $-5\text{ °С} \leq t_{н.в.} \leq +5\text{ °С}$
Электрическая нагрузка ГТУ, МВт	110	110	110	110	Принято
Расход воздуха АОС, кг/с	9	9	9	9	Принято по данным ЦКТИ
Температура горячего воздуха после 10-й ступени компрессора, °С	295	287	286	280	Расчет [6]
Температура горячего воздуха перед фильтрами КВОУ, °С	67	64	63	60	Данные натурных испытаний. Температура воздуха принята равной температуре поверхности металла сопел подачи горячего воздуха АОС КВОУ
Величина нагрева воздуха при включении АОС, °С	1	1	1	2,6	Расчет [6]
Температура подогретого воздуха перед фильтрами КВОУ, °С	+6	+1	-4	-7,4	Расчет [6]

Для проверки работоспособности АОС при низких температурах наружного воздуха ( $-10\text{ °С} < t_{н.в.} < +5\text{ °С}$ ) был выполнен термографический контроль (25.02.2009 г.) с помощью тепловизора (рис. 10, 11).

Условия проведения исследований:  $t_{н.в.} = -5,3\text{ °С}$ ;  $p_{атм} = 747\text{ мм рт. ст.}$ ;  $\varphi_{атм} = 63,1\text{ \%}$ ;  $N_{эл.}^{ГТУ} = 97,2\text{ МВт}$ .

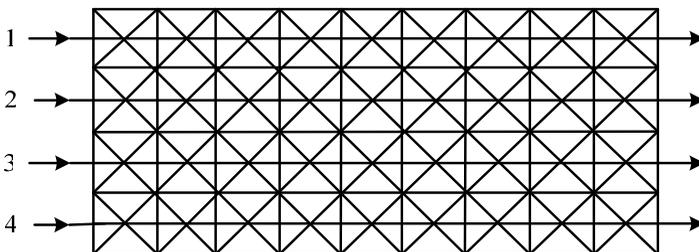


Рис. 10. Схема термографического контроля поверхностей фильтров КВОУ: 1 – 4 – линии traversирования поверхностей фильтров тепловизором

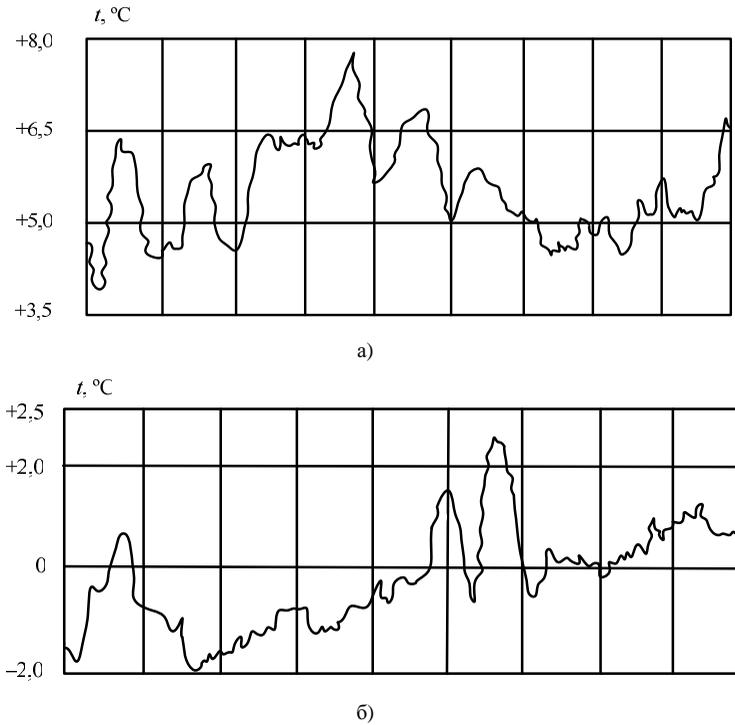


Рис. 11. Значения температур на поверхностях фильтров КВОУ по результатам испытаний при температуре наружного воздуха  $t_{н.в.} = -5,3$  °С и включенной АОС: а – максимальные; б – минимальные

Результаты проведенных натурных исследований и расчетов свидетельствуют, что при включении АОС непосредственно перед фильтрами КВОУ температура воздуха изменяется в среднем от  $-1,0$  до  $+5,5$  °С (рис. 12).

При включении АОС снижается расход воздуха компрессора в камеру сгорания ГТ (см. рис. 7). При работе по диспетчерскому графику для поддержания неизменной мощности на клеммах генератора ГТУ (в примере расчета (см. таблицу) принято, что  $N_{эл.}^{ГТУ} = 100$  МВт) и одновременно САУиР ГТУ увеличивается расход топливного газа в камеру сгорания на величину  $\Delta G_{IIIГ} \approx 150 - 200 \text{ м}^3/\text{ч} = 301 - 402 \text{ г/с}$  (плотность топливного (природного) газа принята  $\rho_{ng} = 0,7231 \text{ кг/м}^3$ ).

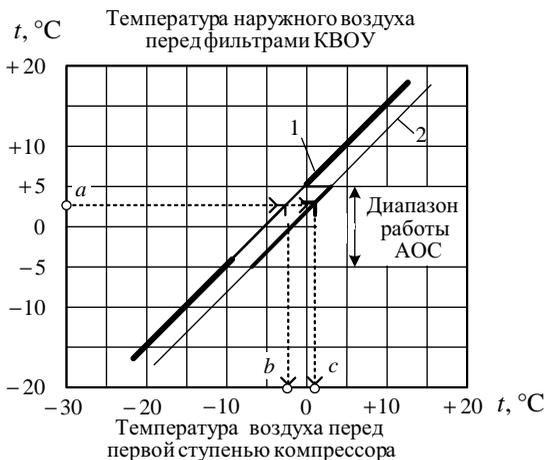


Рис. 12. Режимная характеристика АОС при относительной влажности наружного воздуха  $\varphi = 80\%$  по результатам расчетов [6]: 1 – АОС отключена; 2 – АОС включена;  $a$  – температура наружного воздуха перед фильтрами КВОУ;  $b$  – температура перед первой ступенью компрессора при отключенной АОС;  $c$  – то же, но при включенной АОС

## Заключение

Использование нагретого воздуха теплового укрытия ГТД для работы АОС позволяет уменьшить затраты работы на привод компрессора газовой турбины и тем самым уменьшить удельный расход топлива на ПГУ.

## Библиографический список

1. ГОСТ Р 52200-2004 (ИСО 3977-2:1997). Установки газотурбинные. Нормальные условия и номинальные показатели.
2. Стационарные газотурбинные установки: Справочник / Л.В. Арсеньев [и др.]. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-е, 1989.
3. Карачев, А.И. О некоторых итогах эксплуатации современных отечественных ПГУ / А.И. Карачев, И.В. Будаков, В.С. Рабенко // Новое в российской электроэнергетике: электронный журнал ОАО РАО «ЕЭС России». – 2007. – № 12. – С. 6 – 16.
4. Газотурбинная энергетическая установка ГТЭ-110 для ПГУ-325. Руководство по эксплуатации. Ч. 1. Описание и работа (097108000 РЭ). – НПК «Зоря»-«Машпроект», 2004.
5. Газотурбинная энергетическая установка ГТЭ-110 для ПГУ-325. Руководство по эксплуатации. Ч. 2. Описание и работа (097108000 РЭ). – НПК «Зоря»-«Машпроект», 2004.
6. Рабенко, В.С. Тепловой расчет двухконтурной парогазовой установки утилизационного типа: учеб. пособие / В.С. Рабенко, И.В. Будаков, М.А. Алексеев; Федеральное агентство по образованию, ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина». – Иваново, 2008.

УДК 621.039

## МОДУЛЬНЫЕ ЛЕГКОВОДНЫЕ РЕАКТОРЫ

*А.Г. Ильченко, канд. техн. наук, А.Н. Зуев, инж., О.С. Мухин, студ.*

Одним из направлений развития атомной энергетики России, которое в последнее время привлекает все большее внимание, является разработка АЭС с реакторами малой и средней мощности. Их достоинствами являются:

- блочно-сборочное заводское изготовление оборудования;
- простота конструкции, упрощенные методы управления, меньшая чувствительность к ошибкам обслуживающего персонала;
- улучшенная экономичность и более высокое качество изготовления за счет возможности организации массового производства, стандартизации проекта и унификации процесса лицензирования;
- высокий уровень внутренней самозащищенности реакторной установки (РУ) и пассивной безопасности, что исключает возможность возникновения тяжелых аварий и позволяет отказаться от специальных систем безопасности, работающих в режиме ожидания (кроме аварийной защиты реактора), необходимых для традиционных типов АЭС, что, в свою очередь, значительно удешевляет РУ.

Малая мощность реакторного модуля (на уровне 40 – 50 МВт) обеспечивает высокую серийность производства, возможность полного заводского изготовления модуля и его доставки на площадку АЭС не только автомобильным или водным, но и железнодорожным транспортом. Важным преимуществом является возможность сооружения на базе единого унифицированного реакторного модуля энергоблоков большой, средней и малой мощности различного назначения, включая атомные ТЭЦ и оперенительные энергокомплексы. При этом модульная структура ядерной паропроизводящей установки энергоблока позволяет использовать методы типового проектирования энергоблоков различной мощности и точные методы организации строительно-монтажных работ, что уменьшает срок окупаемости капиталовложений за счет более ранней выдачи товарной продукции и начала погашения кредита, по сравнению с энергоблоком на основе реактора большой единичной мощности [1, 2].

Ниже приведены результаты проработки АЭС модульного типа на базе водо-водяных реакторов с насосной схемой мощностью 40 и 50 МВт (эл.) с естественной циркуляцией теплоносителя. В зависимости от требуемой единичной мощности турбоустановки, в состав ядерной па-

производящей установки может входить от 1 до 10 – 20 реакторных модулей, что позволяет обеспечить любую единичную мощность энергоблока – от малой до 600 – 1000 МВт и более.

В состав реакторного модуля с насосной схемой[3] входят однопетлевой ВВЭР-40 тепловой мощностью 120 МВт, вертикальный парогенератор насыщенного пара, главный циркуляционный насос, гидроемкости системы аварийного охлаждения зоны (САОЗ) высокого давления и вспомогательные системы. Все оборудование унифицированного реакторного модуля комплектуется в металлическом страховочном корпусе диаметром 5,2 м и высотой 17,1 м, рассчитанном на полное давление теплоносителя 16 МПа.

Расчетная кампания реактора принята равной 5 годам. Требуемое обогащение для обеспечения заданной кампании по результатам нейтронно-физического расчета составляет 5,5 % по урану-235. Для уменьшения начального запаса реактивности и сокращения числа органов регулирования используется выгорающий поглотитель (гадолиний). Использование большого числа реакторных модулей малой мощности позволяет сократить время перегрузки топлива и увеличить годовую выработку электроэнергии, так как при перегрузке останавливается лишь один реакторный модуль на непродолжительное время для замены топлива.

При перегрузке производится полная замена выгоревшего топлива из активной зоны, т.е. частичная перегрузка топлива не используется (перегрузка осуществляется так же, как для судовых реакторов). Поскольку энергонапряженность активной зоны относительно невелика ( $q_{уд} = 65 \text{ МВт/м}^3$ ), то на период перегрузки возможно небольшое форсирование работающих реакторов, что позволяет не снижать электрическую мощность блока. Перегрузки топлива производят последовательно для каждого реакторного модуля через каждые 114 эффективных суток. В среднем в год перегружается 78 ТВС.

В состав энергоблока электрической мощностью 640 МВт входят 16 реакторных модулей мощностью 40 МВт (эл.) и паровая турбина К-640-5,9/50. Реакторные модули устанавливаются внутри защитной герметичной оболочки диаметром 45 м и высотой 42 м. Там же, внутри гермооболочки, размещается общий бассейн перегрузки топлива и гермоемкости САОЗ низкого давления. Высокий уровень безопасности энергоблока обеспечивается применением, кроме нескольких барьеров безопасности, также пассивной системы расхолаживания с воздушными теплообменниками для отвода тепла в аварийных ситуациях от реакторов и гермообъема.

Главным недостатком реакторного модуля с насосной схемой является наличие трубопроводов и насосов, а значит, и вероятности аварий,

связанных с ними. Нами был рассмотрен также вариант реакторного модуля на базе ВВЭР-50Е с естественной циркуляцией теплоносителя. В его состав входит водо-водяной реактор тепловой мощностью 150 МВт и вертикальный модульный парогенератор насыщенного пара. Все оборудование реакторного модуля размещается в одном стальном корпусе диаметром 3,98 м и высотой 13,76 м. Активная зона размещена в нижней части внутрикорпусной шахты, модули парогенератора расположены в верхней части реактора. Такое компоновочное решение позволяет организовать естественную циркуляцию теплоносителя, которая зависит от плотностей «горячего» и «холодного» теплоносителя и разности высотных отметок между центрами теплообменных поверхностей. Повышенный уровень безопасности реактора ВВЭР-50Е обеспечивается, кроме естественной циркуляции, также более низкой удельной напряженностью активной зоны.

Рассмотрена возможность создания энергоблока мощностью 220 МВт (эл.) на базе реакторных модулей с ВВЭР-50Е и турбогенератора К-220-44 ПО ХТЗ. Пять реакторных модулей, общий бассейн перегрузки топлива и гермоемкости САОЗ низкого давления размещены под одной гермооболочкой. Основные характеристики реакторов и парогенераторов приведены в табл. 1, 2.

Предварительные оценки показали конкурентоспособность энергоблоков модульного типа по отношению к энергоблокам аналогичной мощности (с реакторами ВВЭР-640 и ВВЭР-440 соответственно).

Таблица 1. Расчетные характеристики реакторов

Наименование характеристики	Тип реактора	
	ВВЭР-40	ВВЭР-50Е
Тепловая мощность, МВт	120	150
Среднее давление в активной зоне, МПа	15,9	12,7
Температура теплоносителя, °С		
на входе в активную зону	289	270
на выходе из активной зоны	322	304,5
Удельная энергонапряженность активной зоны, МВт/м <sup>3</sup>	65	40
Число ТВС	26	68
Размер ТВС «под ключ», м	0,192	0,203
Число ТВЭЛ в ТВС	198	202
Диаметр ТВЭЛа, мм	9,1	10,3
Топливо	UO <sub>2</sub>	UO <sub>2</sub>
Расход теплоносителя через реактор, кг/с	645,1	800
Наружный диаметр корпуса реактора, м	1,52	3,98
Высота реактора в сборе, м	9,2	13,76

*Обоснование возможности применения струйных насосов-подогревателей в системе регенерации ПТУ*

Таблица 2. **Расчетные характеристики парогенераторов**

Наименование характеристики	Тип реактора	
	ВВЭР-40	ВВЭР-50Е
Давление генерируемого пара, МПа	6,4	4,7
Паропроизводительность, кг/с	66,5	72,4
Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup>	950	1522
Число трубок ТОП	1698	2688
Диаметр трубок ТОП, мм	16×1,5	28×1,5
Диаметр корпуса, м	1,7	–
Высота ПГ, м	9,8	5,16

### Заключение

1. Показаны преимущества применения реакторных модулей малой мощности заводского изготовления для АЭС.

2. Приведены результаты концептуальной проработки энергоблоков АЭС мощностью 640 и 440 МВт (эл.) на основе применения унифицированных реакторных модулей малой мощности на базе реакторов типа ВВЭР.

3. Приведены расчетные характеристики реакторного и парогенераторного оборудования.

### Библиографический список

1. **Зродников, А.В.** АЭС на основе реакторных модулей с СВБР-75/100 / А.В. Зродников, В.И. Читайкин // Атомная энергетика: сб. – Вып. 6. – М.: Энергоатомиздат. – С. 415 – 425.

2. **Зродников А.В., Драгунов А.Г.** Многоцелевой свинцово-висмутовый модульный быстрый реактор малой мощности СВБР-75/100: докл. междунар. конф. МАГАТЭ «Инновационные ядерные технологии и инновационные топливные циклы». – IAEA CN-108-36, 2003.

3. **Ильченко, А.Г.** О возможности создания энергоблока АЭС на базе реакторных модулей малой мощности / А.Г. Ильченко, А.Н. Зуев // Вестник ИГЭУ. – 2008. – Вып. 4. – С. 6 – 8.

УДК 621.039:621.311.22

## ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ-ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ В СИСТЕМЕ РЕГЕНЕРАЦИИ ПТУ

*А.Г. Ильченко, канд. техн. наук, Д.В. Седов, студ.*

Современные ПТУ ТЭС и АЭС имеют развитую систему регенерации подогрева питательной воды с поверхностными и смешивающими подогревателями.

Поверхностные подогреватели обладают следующими недостатками: достаточно большой недогрев основного конденсата до температуры греющего пара вследствие термического сопротивления металла трубок и наличия в греющем паре неконденсирующихся газов; загрязнение питательного тракта окислами железа и меди; пониженная надежность подогревателей из-за повреждаемости трубных пучков; высокая стоимость и трудоемкость изготовления и ремонта.

Применение подогревателей смешивающего типа обеспечивает более высокую тепловую экономичность турбоустановки, а также снижение капитальных затрат и затрат на техобслуживание и ремонты. Однако их применение в тепловых схемах современных ПТУ ограничено вследствие необходимости установки перекачивающих насосов, работающих на кипящей воде, либо обеспечения гравитационного подпора, что усложняет компоновку и снижает надежность.

От этих недостатков свободны системы регенерации со смешивающими насосами-подогревателями, работающими по принципу пароводяного инжектора [1]. Применение струйных насосов-подогревателей (СНП) в системе регенерации позволит значительно сократить капитальные затраты, затраты на техобслуживание и ремонт, повысить надежность работы и при правильно выбранных параметрах повысить тепловую экономичность.

Наиболее интересным представляется применение СНП в системе регенерации турбоустановки. При этом СНП обладает всеми преимуществами смешивающих подогревателей. Кроме того, отпадает необходимость в самых уязвимых элементах схемы – насосах, перекачивающих жидкость в состоянии насыщения. Это существенно снизит капитальные затраты на осуществление схемы. Кроме того, снизятся затраты на собственные нужды, а тепловая экономичность схемы при правильном подборе количества и параметров подогревателей увеличится.

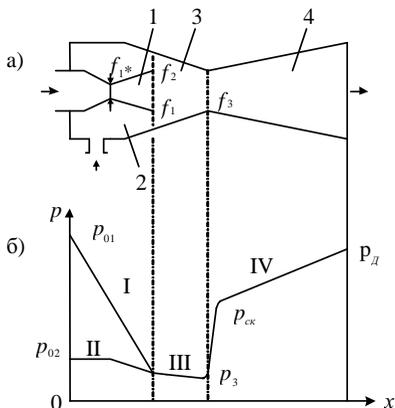
Общие методы расчета струйных аппаратов, в частности пароводяных инжекторов, достаточно подробно разработаны в работах Н.М. Зингера и Е.Я. Соколова [2]. Однако их применение для расчета струйных аппаратов, работающих на двухфазной среде, является проблематичным. Наиболее подробно теория струйных аппаратов, работающих на двухфазной среде, развита в работах [1, 3]. Ввиду высокой сложности процессов, протекающих в таких аппаратах, их теория и методики расчета базируются в значительной степени на экспериментальных данных.

В двухфазном инжекторе происходят процессы, физические особенности которых изучены еще недостаточно полно. Однако проведенные опытные исследования позволяют рассмотреть наиболее существенные

свойства потоков газа и жидкости в инжекторе и их взаимодействие. Принципиальная схема пароводяного инжектора и графики изменения давления в отдельных его элементах приведены на рисунке.

Пар, расширяясь в сопле, попадает в камеру смешения, где происходит обмен импульсом с холодной жидкостью и одновременно конденсация. Процессы в камере смешения чрезвычайно сложны. Кроме обмена импульсом и теплообмена, интенсивно протекают фазовые переходы. На очень коротких длинах меняется структура потока, от капельного до пузырькового, где скорость звука резко падает, и при абсолютных умеренных скоростях поток становится сверхзвуковым ( $M > 1$ ), появляется скачок уплотнения (скачок конденсации). После скачка конденсации в камере смешения (см. рисунок) движется однофазная жидкость, при этом происходит ее дальнейшее сжатие в диффузоре до давления  $P_D$ .

Для расчета эффективности применения СНП в системе регенерации была выбрана турбоустановка К-220-44. Система регенерации низкого давления данной турбоустановки содержит пять поверхностных подогревателей – замена двух поверхностных подогревателей смешивающими, другой вариант модернизации – замена всех ПНД, а также конденсатных и сливных насосов тремя СНП. Основной сложностью применения СНП в системе регенерации является то, что параметры воды после них, а также расход и параметры рабочего пара, отбираемого из отборов турбины, жестко связаны с геометрическими характеристиками СНП, а именно, критическим сечением рабочего сопла и основным геометрическим параметром, представляющим собой отношение площади выходного сечения камеры смешения к площади критического сечения сопла. Вследствие этого, поиск оптимальных геометрических характеристик насоса-подогревателя, при котором обеспечивались бы заданные нагревы воды при



Принципиальная схема пароводяного инжектора (а) и график изменения давления (б): 1 – паровое сопло; 2 – водяное сопло; 3 – камера смешения; 4 – диффузор; I – рабочий пар; II – инжектируемая жидкость; III – двухфазная смесь; IV – однофазная жидкость

известных параметрах отборов, представляет собой сложную вариативную задачу, требующую большого объема вычислений.

Поэтому была принята для расчетного анализа схема регенерации низкого давления с уменьшенным числом ступеней подогрева (3 СНП вместо 5 поверхностных ПНД в заводской схеме). Очевидно, что тепловая экономичность такой схемы вследствие меньшего числа ступеней подогрева будет ниже, чем со штатной схемой системы регенерации, однако выигрыш в капитальных затратах при применении струйных насосов-подогревателей очевиден.

Расчет тепловых схем проводился совместно с расчетом СНП. При этом основные характеристики СНП уточнялись итерационным методом. Расчет СНП проводился по методике, изложенной в [3]. Результаты расчета тепловых схем приведены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты расчета тепловых схем рассматриваемых вариантов

Наименование варианта	КПД брутто, %	КПД нетто, %
Базовый вариант	32,19	31,29
Вариант с тремя СНП	31,89	31,14
Вариант со смешивающими ПНД-1, 2	32,28	31,44

Капитальные затраты на реализацию предложенных вариантов складываются из стоимостей используемого оборудования:

1) для базового варианта – пять поверхностных подогревателей низкого давления, два охладителя дренажа, два сливных и один конденсатный насос общей стоимостью 89,1 млн руб. (в ценах 2000 г.);

2) для варианта модернизации с использованием СНП в системе регенерации низкого давления – три струйных насоса-подогревателя и два конденсатных насоса общей стоимостью 14,9 млн руб.;

3) для варианта модернизации с использованием смешивающих ПНД – два смешивающих ПНД (ПНД-1 и ПНД-2), три поверхностных ПНД, охладитель дренажа, один сливной и два конденсатных насоса общей стоимостью 83,2 млн руб.

Изменение приведенных затрат второго и третьего варианта (на одну турбину), по сравнению с первым, приведено в табл. 2. Расчет проводился при двух значениях стоимости замыкающей электроэнергетики: 50 и 80 коп/(кВт·ч).

Таблица 2. Изменение годовых приведенных затрат по вариантам

Вариант	$\Delta K$ , млн руб.	$\Delta N$ , МВт	$\Delta Z$ , млн руб/год
Вариант с тремя СНП	-74,3	-1,017	$\frac{-11,28^*)}{-9,25^{**}}$
Вариант с двумя смешивающими ПНД-1, 2	-5,9	0,999	$\frac{-4,68}{-6,77}$

\*)  $z_3 = 50$  коп/(кВт·ч).

\*\*)  $z_3 = 80$  коп/(кВт·ч).

Анализ результатов расчета показывает, что наибольшее снижение приведенных затрат при любом рассмотренном варианте стоимости электроэнергии соответствует варианту с использованием СНП, несмотря на его более низкую тепловую экономичность. Очевидно, что с увеличением количества струйных насосов-подогревателей в системе регенерации низкого давления (и, соответственно, числа ступеней подогрева) тепловая экономичность повысится. Также снизятся затраты на техобслуживание и ремонт и повысится надежность системы в целом.

### **Выводы**

1. Проведен анализ экономичности, рассмотрено применение струйных насосов-подогревателей в системе регенерации низкого давления турбоустановки К-220-44/3000.

2. Проведены расчеты тепловых схем с СНП и определены показатели их тепловой экономичности.

3. Показана технико-экономическая эффективность применения СНП в системе регенерации низкого давления турбоустановки К-220-44/3000 вместо поверхностных подогревателей.

### **Библиографический список**

1. **Фисенко, В.В.** Сжимаемость теплоносителя и эффективность работы контуров циркуляции ЯЭУ / В.В. Фисенко. – М.: Энергоатомиздат, 1987.
2. **Соколов, Е.Я.** Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, 1989.
3. **Циклаури, Г.В.** Адиабатные двухфазные течения / Г.В. Циклаури, В.С. Данилин, Л.И. Селезнев. – М: Атомиздат, 1973.

УДК 621.039:621.311.22

## **ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ЦИКЛОННЫХ СЕПАРАТОРОВ В ТУРБОУСТАНОВКАХ АЭС НАСЫЩЕННОГО ПАРА**

*А.Г. Ильченко, С.Г. Андрианов, кандидаты техн. наук, М.А. Бугров, студ.*

В настоящее время основным способом уменьшения влажности пара в проточной части турбин АЭС, работающих на насыщенном паре, является применение выносной сепарации и промежуточного паро-парового

перегрева. Сепаратор и паро-паровой перегреватель объединяются в один аппарат – сепаратор-пароперегреватель (СПП).

В качестве сепарационных устройств отечественных СПП применяются вертикально расположенные жалюзи. Многочисленные экспериментальные и расчетные обоснования конструкций жалюзийных сепараторов показали их высокую эффективность. Однако опыт их эксплуатации показал, что не всегда обеспечиваются требуемые параметры пара и необходимая надежность СПП. Одной из причин этого является существенная неравномерность распределения скорости и паросодержания потока пара по сечению перепускных ресиверов и на входе в сепарационные блоки. Вследствие этого сепарационные блоки, противолежащие входным патрубкам отдельных СПП, оказываются перегруженными по влаге. При этом наблюдается значительный эрозионно-коррозионный износ сепарационных устройств, выполненных из углеродистой стали.

По данным НПО ЦКТИ [1], влагосодержание пара перед пароперегревателями достигает двух и более процентов (при нормируемой влажности 1 %). Это приводит к нештатным режимам работы влажнопаровых турбин АЭС с перерасходом греющего пара и недогревом нагреваемого пара, а также к разрушению труб разводки греющего пара по модулям и труб поверхности нагрева, что приводит к снижению КПД энергоблока и увеличению объема ремонтных работ.

По результатам измерения влажности по сечению ресивера [2], основное количество влаги сосредоточено в пристенной области ресивера в кольцевом слое толщиной менее 0,1 м.

Для более равномерного распределения влажности на входе в сепаратор СПП предлагается установка пленочных сепараторов непосредственно на входе в сепарационную часть [3], а также установка в поворотах (коленах) ресиверов полых направляющих лопаток, осуществляющих отсос осевшей при повороте влаги через щели на поверхности и в выходной кромке. Однако применение лопаточных сепараторов даже в сочетании с пленочными не дает требуемой для турбины степени осушки пара, что не позволяет отказаться от жалюзийных сепараторов [3].

В последнее время в качестве сепарационных устройств на АЭС широко внедряются высокоэффективные центробежные (циклонные) сепараторы с осевым подводом потока пароводяной смеси [4]. Существенно большие скорости потока (выше 30 м/с), при которых достигается эффективное влагоудаление, позволяют значительно снизить габариты сепарационных устройств [2].

Нами рассматривается возможность модернизации системы сепарации-промпрегрева турбоустановки К-1000-60/1500-1 путем установки циклонного сепаратора (ЦС) Powersep производства фирмы Balcke Durg (Германия) в качестве предсепаратора, а также путем замены сепарационных блоков СПП на ЦС Powersep в целях повышения надежности системы сепарации-промпрегрева и снижения капиталовложений на строительство энергоблока.

ЦС Powersep производства фирмы Balcke Durg [5] представляет собой сборно-сварную конструкцию из листов и поковок (сосуд), внутри которой находятся лопаточный статический завихритель, отводящее устройство и кольцевая камера для сбора сепарата (рис. 1).

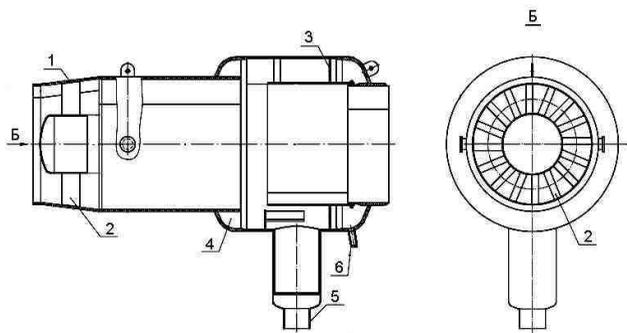


Рис. 1. Устройство ЦС Powersep: 1 – корпус; 2 – завихритель; 3 – отводящее устройство; 4 – кольцевая сборная камера; 5, 6 – патрубок отвода сепарата

Двухфазный паровой поток, поступающий в ЦС из цилиндра высокого давления, проходя через статический завихритель 2, приобретает вращательное движение. За счет центробежных сил капли воды из парового потока отбрасываются к внутренней стенке корпуса 1, на которой образуется кольцевая пристеночная водяная пленка. Перемещаясь по ходу движения среды и стекая вниз, сепарат направляется в кольцевую сборную камеру 4, откуда удаляется через патрубок отвода сепарата 5. Образующийся на обечайке отводящего устройства 3 сепарат отводится через патрубок 6.

Расчет эффективности влагоудаления и гидравлический расчет ЦС производились по методике, приведенной в [6, 7]. Также были проведены тепло-гидравлические расчеты СПП-1000 для заводской конструкции и без сепарационной части. При расчете эффективности

влагоудаления было принято, что распределение капель влаги по сечению ЦС описывается распределением Гаусса.

Расчет ЦС проводится для различных углов  $\alpha$  выхода потока из закручивающего аппарата в диапазоне от 28 до 60°. Результаты расчета представлены на рис. 2.

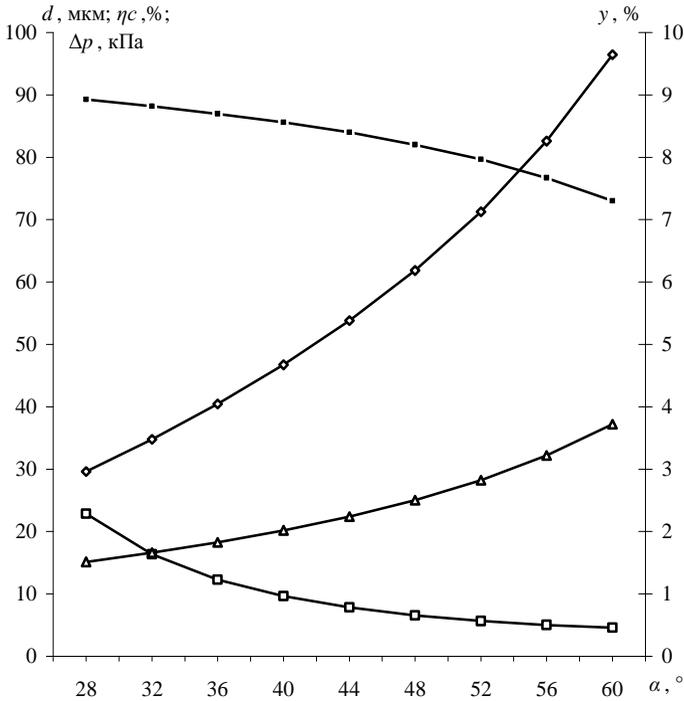


Рис. 2. Результаты расчета циклонного сепаратора: —◇— — минимальный диаметр сепарируемой капли; —□— — эффективность влагоудаления циклонного сепаратора; —□— — гидравлическое сопротивление сепаратора; —△— — влажность на выходе из сепаратора

Анализ графиков (рис. 2) показывает, что в зависимости от угла  $\alpha$  выхода потока из закручивающего аппарата изменяются эффективность влагоудаления, влажность за сепаратором и его гидравлическое сопротивление. Поэтому были проведены расчеты тепловой схемы с ЦС для диапазона углов закрутки потока 28 – 60°. Были рассчитаны следующие варианты тепловой схемы турбоустановки К-1000-60/1500-1:

- базовый вариант – штатная тепловая схема с СПП-1000;

*Эффективность применения циклонных сепараторов  
в турбоустановках АЭС насыщенного пара*

– вариант 1 (ЦС + С) – с установкой циклонного сепаратора перед СПП-1000 (предсепаратор);

– вариант 2 (ЦС) – с установкой циклонного сепаратора вместо штатного жалюзийного сепаратора (СПП-1000 без сепарационной части).

Результаты расчета тепловой схемы для рассматриваемых вариантов представлены на рис. 3. В табл. 1 приводятся значения электрической мощности турбоустановки и влажности за сепаратором для оптимальных с точки зрения тепловой экономичности углов закрутки потока.

Таблица 1. Результаты расчета тепловой схемы турбоустановки К-1000-60/1500-1

Величина	Варианты		
	Базовый	ЦС + С	ЦС
Тепловая мощность реактора, МВт	3000	3000	3000
Угол закрутки потока, °	–	60	40
Электрическая мощность турбоустановки нетто, МВт	1017,2	1017,9	1016,7
Влажность за сепаратором, %	1	0,5	2,02
Температура пара за СПП, °С	250	251	250

Поскольку в вариантах с использованием ЦС меняются как электрическая мощность, так и стоимость СПП и капитальные затраты на систему сепарации-промперегрева в целом, то нами было выполнено технико-экономическое сопоставление предлагаемых вариантов модернизации с базовым вариантом. Сравнение проводилось по методу приведенных затрат [8]. Стоимость СПП и его элементов, а также ЦС принималась по заводским данным с пересчетом на цены 2007 г. (табл. 2).

Таблица 2. Стоимостные характеристики СПП-1000 и ЦС (в ценах 2007 г.)

Элемент	Стоимость (руб.)
ЦС Powersep	21 500 000
Корпус СПП-1000	25 350 000
Поверхность теплообмена СПП-1000	12 680 000
Ребра поверхности теплообмена СПП-1000	10 010 000
Сепарационные пакеты СПП-1000	37 070 000
СПП-1000 в сборе	85 110 000
СПП-1000 без сепарационных пакетов	48 081 600

Стоимость замещаемой электроэнергии принималась равной 60 коп/(кВт·ч) и 1 руб/(кВт·ч). Значения приведенных расчетных затрат в зависимости от угла выхода потока из закручивающего аппарата приведены на рис. 4 (кривые 2, 3 –  $z_0 = 60$  коп/(кВт·ч); кривые 4, 5 –  $z_0 = 1$  руб/(кВт·ч)).

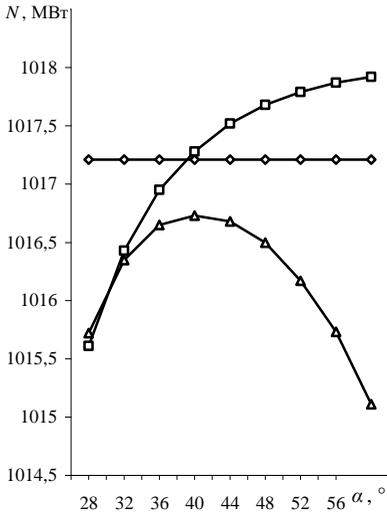


Рис. 3. Зависимость электрической мощности нетто от угла  $\alpha$ :  $\diamond$  – базовый вариант;  $\square$  – ЦС + С;  $\triangle$  – ЦС

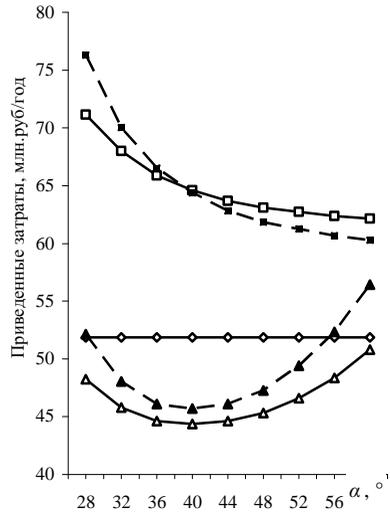


Рис. 4. Зависимость приведенных годовых затрат от угла  $\alpha$ :  $\diamond$  – базовый вариант;  $\square$  – ЦС + С (0,6);  $\triangle$  – ЦС (0,6);  $\blacksquare$  – ЦС + С (1,0);  $\blacktriangle$  – ЦС (1,0)

Анализ полученных результатов показывает, что в случае применения ЦС в качестве предсепаратора перед СПП-1000 имеется перерасход приведенных затрат (от 8,4 до 24,4 млн руб. в год) в зависимости от угла закрутки потока и стоимости электроэнергии, несмотря на некоторое увеличение тепловой экономичности. Однако в данном варианте не учтено увеличение межремонтного периода и уменьшение затрат на ремонтные работы. Поэтому этот вариант требует проведения дополнительных исследований. Максимальная тепловая эффективность и надежность достигаются при применении сепаратора с углом выхода потока из закручивающего аппарата  $60^\circ$  и влажностью перед 1-й ступенью промперегревателя около 0,5 %. При этом проигрыш по годовым приведенным затратам минимален и составляет 8,4 млн руб. в год при дешевой электроэнергии и 10,3 млн руб. в год при дорогой электроэнергии.

В случае применения ЦС вместо сепарационных блоков стандартного СПП-1000 приведенные расчетные затраты в систему сепарации-промперегрева в значительной мере зависят от угла закрутки потока и стоимости электроэнергии. Оптимальным с технико-

экономической точки зрения является ЦС с углом выхода потока из закручивающего устройства около  $40^\circ$ . При этом достигается максимальная тепловая эффективность, а влажность перед 1-й ступенью промперегревателя составляет около 2,0 %. В этом случае экономия годовых приведенных затрат максимальна и составляет 7,5 млн руб. в год при дешевой электроэнергии и 6,2 млн руб. в год при дорогой электроэнергии. Данный вариант существенно удешевляет систему сепарации-промперегрева в целом и повышает надежность работы промперегревателя, в силу чего может быть рекомендован к применению.

### **Выводы**

1. Рассмотрено применение циклонного сепаратора Powersep в системе сепарации и промежуточного перегрева турбоустановки К-1000-60/1500-1.

2. Определены эффективность влагоудаления и гидравлические характеристики циклонного сепаратора Powersep в зависимости от угла закрутки потока для двух способов установки (в качестве предсепаратора и основного сепаратора).

3. Показана экономическая эффективность применения циклонного сепаратора Powersep в качестве основной ступени сепарации по сравнению с жалюзийным сепаратором штатного СПП-1000.

### **Библиографический список**

1. **Оценка** технико-экономической эффективности модернизации системы ПСПП турбоустановки энергоблока № 1 Калининской АЭС. – Отчет ОАО «НПО ЦКТИ». – СПб., 2008.
2. **Кирюхин, В.И.** Исследование и оптимизация систем сепарации влаги турбоустановок АЭС / В.И. Кирюхин, Г.А. Филиппов, О.И. Назаров // Теплоэнергетика. – 1998. – № 8. – С. 2 – 8.
3. **Сорокин, Ю.Л.** Удельные нагрузки промежуточных сепараторов турбоустановок АЭС / Ю.Л. Сорокин, Л.Н. Демидова, В.В. Сапелов // Тр. ЦКТИ. – 1988. – Вып. 240. – С. 19 – 24.
4. **Поваров, О.А.** Эффективность высокоскоростных центробежных сепараторов во влажном паре / О.А. Поваров, В.П. Филимонов, В.Н. Жаров // Теплоэнергетика. – 1990. – № 11. – С. 53 – 56.
5. **Технические условия** РНАТ.061262.002 ТУ
6. **Кельман, Д.Н.** Линейная сепарация влажного пара / Д.Н. Кельман. – М.: Энергоиздат, 1982. – 134 с.
7. **Сепараторы-пароперегреватели** турбин АЭС. Расчет и проектирование. РТМ 108.020.107-84. – Л.: НПО ЦКТИ, 1984. – 125 с.
8. **Денисов, В.И.** Методы экономического сравнения вариантов / В.И. Денисов // Технико-экономические расчеты в энергетике. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – С. 20 – 50.

УДК 621.321

**ИССЛЕДОВАНИЕ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ  
ТЕПЛОМАССОБМЕНА ПРИ СТРУЙНО-КАПЕЛЬНОМ  
РЕЖИМЕ РАБОТЫ СТРУЙНЫХ ОТСЕКОВ ДЕАЭРАТОРОВ**

*Г.В. Ледуховский, В.Н. Виноградов, кандидаты техн. наук,  
Е.В. Барочкин, д-р техн. наук, А.А. Коротков, инж.*

**Введение.** Качественная дегазация технологических вод является одной из важнейших задач эксплуатации и проектирования объектов энергетики. Значительную долю применяемых в России дегазационных аппаратов составляют термические деаэраторы струйно-барботажного типа атмосферного давления. Выяснение влияния на эффективность деаэрации в целом отдельных параметров работы деаэраторов, разработка алгоритмов расчета реализуемых в них технологических процессов и совершенствование на их основе эксплуатации деаэраторов являются актуальными задачами энергетики.

**Описание проблемы.** Наиболее сложными элементами деаэраторов струйно-барботажного типа с точки зрения разработки математических моделей являются струйные отсеки. Существующая база методов расчета струйных отсеков не позволяет с заданной точностью описать протекающие в них процессы во всем диапазоне изменения режимных параметров. Основная причина этого заключается в том, что большинство опубликованных моделей и методов расчета процессов тепломассообмена применительно к струйным отсекам базируются на предположении о сплошности потока воды.

Чисто струйные режимы течения воды действительно имеют место в деаэраторах, деаэрационные колонки которых имеют три и более струйных отсека. Развитие деаэрационной техники, пошедшее по пути уменьшения габаритов деаэрационных колонок и совместного использования струйных и барботажных элементов деаэраторов, привело к уменьшению числа струйных отсеков в колонке до одного–двух и уменьшению шага между отверстиями в струеобразующих тарелках. Эти обстоятельства определили увеличение теплонапряженности каждого отдельного струйного отсека с соответствующим возрастанием средней скорости пара в них. В таких условиях организовать чисто струйный режим течения воды по всей высоте каждого струйного отсека невозможно. При этом становятся неприменимыми математические модели, базирующиеся на предположении о сплошности потока воды.

**Экспериментальные исследования.** Вывод об отсутствии в большинстве режимов работы струйных отсеков чисто струйного режима течения воды подтверждается результатами исследований, выполненных ВТИ и НПО ЦКТИ при средних скоростях пара в струйных отсеках более 5 м/с [1, 2], а также результатами выполненных нами визуальных наблюдений (рис. 1).

Анализ полученных в ходе наблюдений данных и специальные расчеты показали, что чисто струйный режим течения воды в отсеках деаэрационной колонки во всем диапазоне исследованных гидравлических нагрузок имеет место лишь в пределах зоны относительно небольшой высоты непосредственно под струеобразующей тарелкой. Ниже этой зоны режим течения характеризуется образованием крупных капель в результате свободного распада струй.

Для определения показателей работы отдельных элементов струйно-барботажных деаэраторов в различных режимах эксплуатации проведены экспериментальные исследования. Объектами исследований являлись деаэраторы типовых конструкций ДСА-300 и ДА-300м, входящие в состав центральной водоподготовительной установки ОАО «Северсталь» (рис. 2). Деаэраторы оборудованы устройствами для отбора проб воды и пара, включая пробы воды из промежуточных элементов. Перечень измеряемых теплотехнических параметров включал расход, температуру и давление теплоносителей на входе и выходе ряда элементов деаэраторов, уровень воды в деаэрационных баках, а также атмосферное давление. Для деаэратора ДА-300м, оборудованного охладителем выпара типа ОВА-24, измерялись также температуры охлаждающей воды на входе и выходе охладителя и расход конденсата выпара (для деаэратора ДСА-300 измерялся непосредственно расход выпара с использованием ультразвукового расходомера насыщенного пара).

Выполнены химические анализы проб воды и пара с определением массовых концентраций растворенного кислорода, удельной электропроводности, щелочности общей. Последние использованы для контроля представительности отбора проб.



Рис. 1. Пример фотоснимка картины струеобразования в верхнем отсеке деаэрационной колонки ДА-300м при расходе воды 170 м<sup>3</sup>/ч

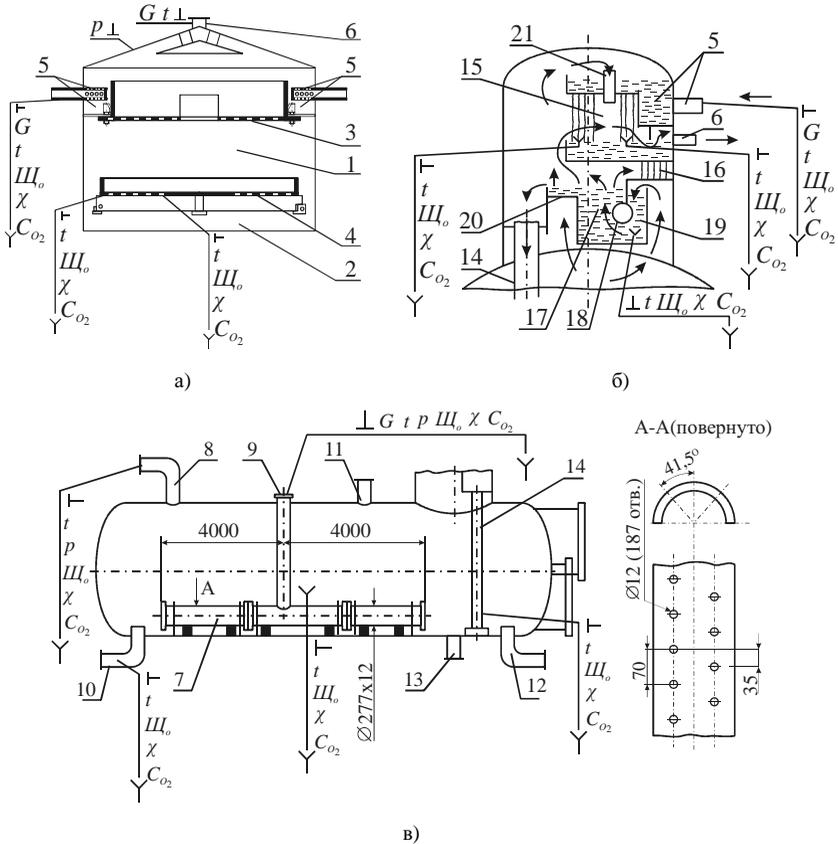


Рис. 2. Конструктивные схемы объектов экспериментальных исследований: а – деаэрационная колонка ДСА-300; б – деаэрационная колонка ДА-300М; в – бак деаэратора ДА-300М; 1 и 15 – верхний струйный отсек; 2 и 16 – нижний струйный отсек; 3 – верхняя струеобразующая тарелка; 4 – нижняя струеобразующая тарелка; 5 – система водораспределения; 6 – штуцер ввода соответственно основного и барботажного пара; 7 – барботажный коллектор деаэраторного бака; 8 и 9 – штуцеры ввода соответственно основного и барботажного пара; 10 – штуцер отвода деаэрированной воды; 11 и 12 – штуцеры подключения деаэратора соответственно к паровому и водяному уравнительным трубопроводам; 13 – дренажный штуцер; 14 – опускные трубы деаэрационной колонки ДА-300М; 17 – барботажный колодец; 18 – барботажный коллектор деаэрационной колонки; 19 – гидрозатвор пароперепускного устройства; 20 – барботажный лист; 21 – пароперепускные трубы; Y – отбор пробы воды для лабораторного контроля;  $\perp$  – точка контроля теплотехнических и химических параметров;  $G$  – расхода (объемного, массового),  $t$  – температуры,  $p$  – давления,  $\text{Щ}_o$  – щелочности общей,  $\chi$  – удельной электропроводности,  $C_{O_2}$  – концентрации растворенного кислорода

Удельная электропроводность пара (конденсата пара) в сотни раз меньше удельной электропроводности воды в любой точке деаэратора, что позволяет оперативно фиксировать попадание даже незначительных количеств пара в пробу воды. Значения щелочности общей воды использованы для анализа представительности отбора пробы уже при обработке результатов эксперимента, поскольку величина щелочности определяется разбавлением воды по ходу ее нагрева конденсатом пара, щелочность которого пренебрежимо мала.

Работа включала проведение предварительных, основных и контрольных опытов. Предварительные опыты проводились методом пассивного эксперимента, их цель – проверка работоспособности приборов контроля и пробоотборных линий. Условия основных опытов охватывали широкие диапазоны изменения регулируемых параметров: температуры воды на входе в деаэратор, объемного расхода этой воды, избыточного давления в верхней части деаэрационной колонки, уровня воды в деаэраторном баке, расхода барботажного пара. Контрольные (дублирующие) опыты проводились в количестве от одного до трех при испытаниях каждого деаэратора в целях оценки воспроизводимости получаемых результатов.

Длительность каждого опыта составляла не менее полутора часов. Продолжительность опыта увеличивалась на один час при каждой регулировке выпара. Время выдержки после достижения требуемых условий опыта перед началом измерений превышало в три раза расчетное время обмена воды в деаэраторном баке. Для обеспечения представительности результатов в ходе опытов достигалась высокая степень стабилизации параметров воды и пара. Каждый теплотехнический параметр в рамках одного опыта измерялся не менее девяти раз, каждый химический параметр – не менее трех раз.

Результаты измерений контролируемых в ходе экспериментальных исследований параметров обработаны в соответствии с требованиями нормативных документов, государственных и международных стандартов в области метрологии, теплотехнического и химического контроля. В частности, выполнена идентификация выбросов, исключены известные систематические погрешности, рассчитаны окончательные результаты измерений параметров в опытах, вычислены оценки стандартных отклонений результатов измерений и окончательных результатов измерений, определены доверительные границы погрешности окончательных результатов измерений. Выполнена оценка прецизионности результатов измерений теплотехнических параметров, а также оценка точности, правильности и прецизионности результатов измерений химических параметров.

**Анализ экспериментальных данных.** Сопоставление результатов расчета процессов нагрева воды и десорбции из нее кислорода (рис. 3, 4) по опубликованным зависимостям [1 – 4] с экспериментальными данными [5] показывает, что модели для чисто струйных режимов течения воды в струйных отсеках не могут применяться для расчета струйно-капельных режимов. Среднеквадратическое отклонение, рассчитанное по остаточной дисперсии в целом по всем опытам, для известных моделей теплообмена составило: 10,0 °С (критериальное уравнения ЦКТИ для регенеративных подогревателей турбоустановок); 9,5 °С (модель А.А. Захарова, Р.Г. Черной); 11,3 °С (модель С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанского); 7,1 °С (модель М.П. Белоусова). Для моделей десорбции кислорода из воды получены следующие значения среднеквадратического отклонения: 1844 мкг/дм<sup>3</sup> (критериальное уравнения ЦКТИ); 2999 мкг/дм<sup>3</sup> (модель А.А. Захарова, Р.Г. Черной); 1952 мкг/дм<sup>3</sup> (модель С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанского); 1163 мкг/дм<sup>3</sup> (модель ЦКТИ).

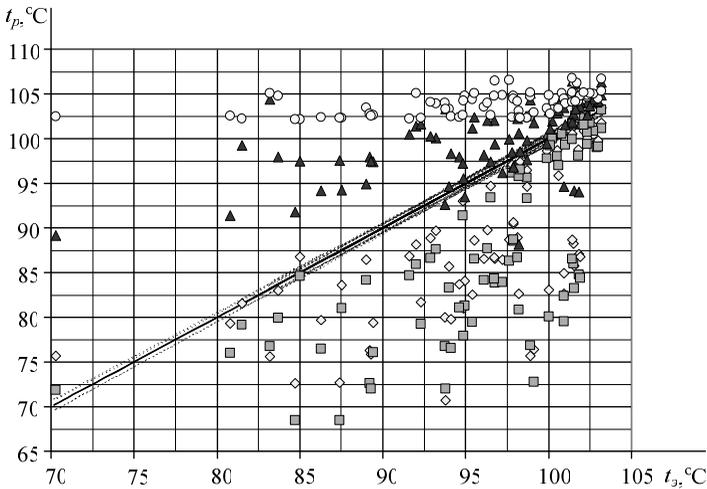


Рис. 3. Сопоставление экспериментальных данных и результатов расчета температуры воды на выходе струйных отсеков деаэраторов ДСА-300 и ДА-300м:  $t_3$  и  $t_p$  – соответственно экспериментальные и расчетные значения температур воды на выходе струйного отсека; сплошная линия – совпадение экспериментальных и расчетных значений температуры воды на выходе струйного отсека; пунктирные линии – верхняя и нижняя границы 95 %-го доверительного интервала погрешности измерения;  $\circ$  – критериальное уравнение ЦКТИ для регенеративных подогревателей турбоустановок;  $\diamond$  – модель А.А. Захарова, Р.Г. Черной;  $\blacksquare$  – модель С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанского;  $\blacktriangle$  – модель М.П. Белоусова

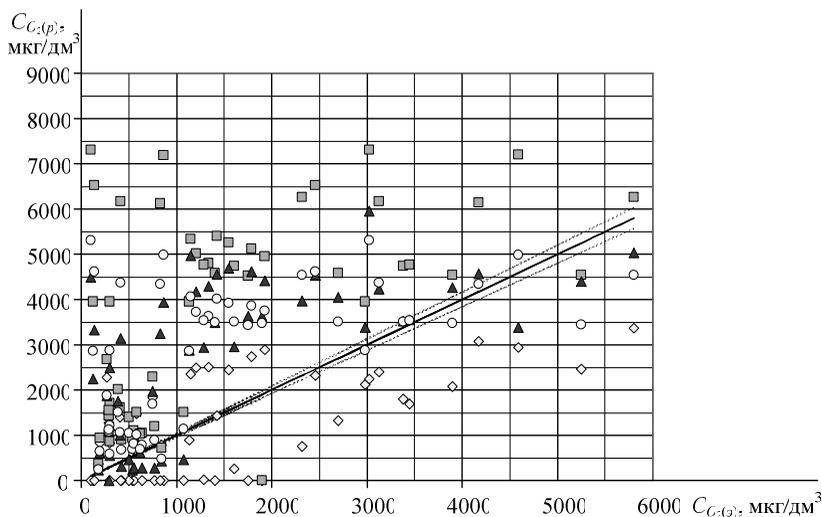


Рис. 4. Сопоставление экспериментальных данных и результатов расчета остаточной концентрации растворенного в воде кислорода на выходе струйных отсеков деаэраторов ДСА-300 и ДА-300М:  $CO_2(э)$  и  $CO_2(р)$  – соответственно экспериментальные и расчетные значения остаточной концентрации кислорода в воде на выходе струйного отсека; сплошная линия – совпадение экспериментальных и расчетных значений концентрации кислорода в воде на выходе струйного отсека; пунктирные линии – верхняя и нижняя границы 95 %-го доверительного интервала погрешности измерения;  $\circ$  – модель С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанского;  $\diamond$  – модель ЦКТИ;  $\blacksquare$  – модель А.А. Захарова, Р.Г. Черной;  $\blacktriangle$  – критериальное уравнение ЦКТИ

**Математическая модель процессов тепломассообмена для струйно-капельного режима работы струйных отсеков.** По результатам исследований разработаны критериальные уравнения, обеспечивающие расчет процессов нагрева воды и десорбции из нее кислорода в струйных отсеках деаэраторов при струйно-капельном гидродинамическом режиме работы этих отсеков [5]:

$$\lg \left( \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2} \right) = 0,0137 \left( \frac{H}{d} \right)^{0,982} Lap^{0,163} Fr^{-0,054} Pr^{-0,832} K^{-0,290}, \quad (1)$$

$$\lg \left( \frac{C_1}{C_2} \right) = 0,8910 \left( \frac{H}{d} \right)^{0,964} Lap^{0,264} Sc^{-1} K^{-0,882}, \quad (2)$$

где  $t_1$  и  $t_2$  – температуры воды соответственно на входе и выходе струйного отсека, °С;  $t_n$  – температура насыщения пара в отсеке, °С;  $C_1$  и  $C_2$  – концентрации растворенного в воде кислорода соответственно на входе и выходе струйного отсека, мкг/дм<sup>3</sup> (проба при 25 °С);  $Lap$ ,  $Fr$ ,  $Pr$ ,  $K$  и  $Sc$  – критерии соответственно Лапласа, Фруда, Прандтля, Кутателадзе и Шмидта;  $H$  – высота отсека от нижней поверхности струеобразующей тарелки до борта нижней тарелки, м;  $d$  – диаметр отверстий струеобразующей тарелки, м.

Входящие в уравнения (1), (2) критерии подобия рассчитываются по следующим выражениям:

$$Lap = \frac{\rho_{жс} W_n^2 d}{\sigma_{жс}}, \quad Fr = \frac{W_{жс}^2}{gd}, \quad Pr = \frac{\nu_{жс}}{a_{жс}}, \quad K = \frac{r}{c_{жс}(t_2 - t_1)}, \quad Sc = \frac{\nu_{жс}}{D_{жс}}. \quad (3)$$

Здесь  $\rho_{жс}$  – средняя плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $W_n$  – средняя скорость парового потока в отсеке, м/с;  $\sigma_{жс}$  – средний коэффициент поверхностного натяжения воды, Н/м;  $W_{жс}$  – средняя скорость истечения воды из отверстий струеобразующей тарелки, м/с;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\nu_{жс}$  – коэффициент кинематической вязкости воды, м<sup>2</sup>/с;  $a_{жс}$  – коэффициент температуропроводности воды, м<sup>2</sup>/с;  $r$  – скрытая теплота парообразования, кДж/кг;  $c_{жс}$  – истинная изобарная теплоемкость воды, кДж/(кг·°С);  $D_{жс}$  – коэффициент молекулярной диффузии кислорода в воде, м<sup>2</sup>/с.

Скорости воды и пара, необходимые для расчета критериев подобия, определяются следующим образом:

$$W_n = \begin{cases} \frac{W_n^{ex} - W_n^{былх}}{2,31g} \frac{W_n^{ex}}{W_n^{былх}} & \text{при } \frac{W_n^{ex}}{W_n^{былх}} \geq 1,7, \\ \frac{W_n^{ex} + W_n^{былх}}{2} & \text{при } \frac{W_n^{ex}}{W_n^{былх}} < 1,7, \end{cases} \quad (4)$$

$$W_n^{ex} = \frac{D_n^{ex} \nu_n^{ex}}{\Omega_{ex}}, \quad W_n^{былх} = \frac{D_n^{былх} \nu_n^{былх}}{\Omega_{былх}}, \quad W_{жс} = \frac{4G_{жс}^{ex}}{\pi d^2 n \rho_{жс}^{ex}}, \quad (5)$$

где  $G_{жс}^{ex}$  – массовый расход воды на входе в отсек, кг/с;  $n$  – число отверстий струеобразующей тарелки, шт.;  $W_n^{ex}$  и  $W_n^{былх}$  – скорости парового

потока соответственно во входном и выходном сечениях отсека, м/с;  $v_n^{вх}$  и  $v_n^{вых}$  – удельные объемы пара соответственно во входном и выходном сечениях отсека, м<sup>3</sup>/кг;  $\Omega_{вх}$  и  $\Omega_{вых}$  – площади проходного сечения соответственно на входе и выходе пара из отсека, рассчитанные через высоту отсека  $H$ , за вычетом площади, занимаемой условными струями воды постоянного по высоте диаметра  $d$ , м<sup>2</sup>.

Предложенные уравнения (1), (2) справедливы при следующих значениях параметров: диаметр отверстий струеобразующей тарелки – от 0,006 до 0,01 м; высота струйного отсека от нижней поверхности струеобразующей тарелки до борта нижней тарелки – от 0,3 до 0,95 м; среднее абсолютное давление пара в отсеке – от 109 до 137 кПа; средняя скорость истечения воды из отверстий струеобразующей тарелки – от 0,2 до 3,0 м/с; средняя скорость пара в отсеке – от 0,8 до 48,2 м/с; максимальная высота  $L$  зоны чисто струйного режима течения воды в отсеке – не более 28 % от общей высоты струйного отсека. Значение  $L$ , вычисляется по формуле, м,

$$L = 3W_{жс} \sqrt{\frac{\rho_{жс}^{вх} d^3}{\sigma_{жс}}} . \quad (6)$$

В качестве определяющих параметров для расчета теплофизических характеристик жидкости  $\rho_{жс}$ ,  $\sigma_{жс}$ ,  $\nu_{жс}$ ,  $\alpha_{жс}$ ,  $c_{жс}$ ,  $r$  и  $D_{жс}$  использованы среднее давление пара в отсеке и средняя температура воды в струйном отсеке.

Среднеквадратическое отклонение, характеризующее точность уравнений (1), (2) (рис. 5, 6), составило: для модели теплообмена по расчетной температуре воды на выходе отсека –  $\pm 1,55$  °С; для модели десорбции кислорода по расчетной концентрации кислорода на выходе отсека –  $\pm 181$  мкг/дм<sup>3</sup>.

Отклонение экспериментальных данных по нижнему струйному отсеку деаэратора ДА-300м от результатов расчета концентрации растворенного кислорода (рис. 6) обусловлено конструктивными особенностями этого отсека. На его выходе нет водоприемного элемента, т.е. вода падает непосредственно на металлическую полку. Такое падение воды вызывает ее сильное разбрызгивание, в результате чего процесс десорбции кислорода идет интенсивнее, чем прогнозируется разработанным уравнением (2). В модели теплообмена (1) этот эффект не обнаруживается, поскольку вода на выходе этого струйного отсека в большинстве опытов имела температуру, близкую к температуре насыщения, и дальнейший ее нагрев практически не был зафиксирован измерительным прибором.

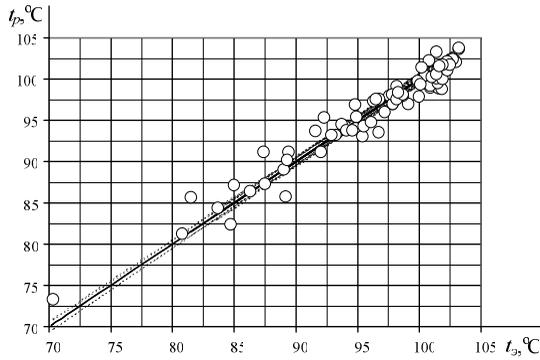


Рис. 5. Сопоставление экспериментальных данных и результатов расчета температуры воды на выходе струйных отсеков деаэраторов ДСА-300 и ДА-300м:  $\circ$  – разработанное критериальное уравнение (1); прочие обозначения см. на рис. 3

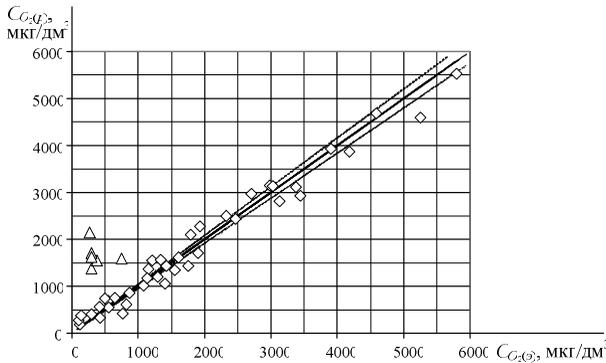


Рис. 6. Сопоставление экспериментальных данных и результатов расчета концентрации растворенного в воде кислорода на выходе струйных отсеков деаэраторов ДСА-300 и ДА-300м:  $\diamond$  – разработанное критериальное уравнение (2) (все струйные отсеки, кроме нижнего струйного отсека деаэратора ДА-300м);  $\Delta$  – разработанное критериальное уравнение (2) (нижний струйный отсек деаэратора ДА-300м); прочие обозначения см. на рис. 4

## Выводы

1. В ходе визуальных наблюдений и специальными расчетами показано, что в струйных отсеках атмосферных деаэраторов современных конструкций при большинстве значений гидравлической нагрузки наблюдается струйно-капельный гидродинамический режим течения воды.

2. Сопоставление опытных данных с результатами расчетов при использовании опубликованных математических моделей показывает, что модели, базирующиеся на предположении о сплошности потока воды в струйных отсеках, не позволяют с требуемой адекватностью описать процессы тепломассообмена при струйно-капельном гидродинамическом режиме течения воды в струйных отсеках.

3. По результатам анализа экспериментальных данных получены критериальные уравнения, обеспечивающие расчет процессов нагрева воды и десорбции из нее кислорода в струйных отсеках деаэраторов атмосферного давления при струйно-капельном гидродинамическом режиме их работы.

#### **Библиографический список**

1. **Оликер, И.И.** Термическая деаэрация воды в отопительных-производственных котельных и тепловых сетях / И.И. Оликер. – Л.: Стройиздат, 1972. – 137 с.
2. **Оликер, И.И.** Термическая деаэрация воды на тепловых электростанциях / И.И. Оликер, В.А. Пермяков. – Л.: Изд-во «Энергия», 1971. – 185 с.
3. **Шарапов, В.И.** Термические деаэратеры / В.И. Шарапов, Д.В. Цюра; Ульянов. гос. техн. ун-т. – Ульяновск, 2003. – 560 с.
4. **Аронсон, К.Э.** Теплообменники энергетических установок: учебник для вузов / К.Э. Аронсон [и др.]. – Екатеринбург: Изд-во «Сократ», 2002. – 968 с.
5. **Ледуховский, Г.В.** Совершенствование технологии десорбции кислорода в струйно-барботажных деаэраторах атмосферного давления: дис... канд. техн. наук: 05.14.14 / Г.В. Ледуховский. – Иваново, 2008. – 226 с.

УДК 621.321

## **РАЗВИТИЕ МОДЕЛИ БАРБОТАЖНОЙ ДЕАЭРАЦИИ ВОДЫ НА НЕПРОВАЛЬНОМ ДЫРЧАТОМ ЛИСТЕ**

*Г.В. Ледуховский, М.Ю. Зорин, кандидаты техн. наук,  
А.А. Коротков, А.Ю. Ненаездников, инженеры*

**Введение.** Барботажные листы широко применяются в конструктивных схемах современных струйно-барботажных деаэраторов вакуумного и атмосферного типов. Их характеристики оказывают существенное влияние на эффективность работы деаэратора в целом, особенно в переменных режимах. Ниже приведены результаты идентификации модели С.С. Кутателадзе и В.А. Зысина, обеспечивающей расчет процессов тепломассообмена применительно к барботажному листу непровального типа.

**Режимы работы барботажного листа.** Барботажный лист может работать в провальном и непровальном режимах. Провальный режим наблюдается при относительно малой скорости парового потока [1 – 4]. При самых малых скоростях пара имеет место «режим смоченной тарелки», характеризуемый незначительным слоем воды на листе. При этом пар свободно проходит через часть отверстий, через другую часть отверстий стекает вода. Увеличение скорости пара приводит к увеличению высоты слоя воды на листе и росту ее гидравлического сопротивления по пару. Наступает барботажный режим. На листе образуется пузырьковый слой, над ним – зона пены. Места провала воды и прохода пара непрерывно меняются, но при этом равномерно распределены по поверхности листа. Дальнейшее увеличение скорости пара приводит к турбулизации пенного слоя. При этом сначала возникает режим эмульгирования, а затем волновой режим. При волновом режиме слой пены на листе приходит в колебательное движение, вода проваливается через отверстия в местах, соответствующих перемещающейся впадине волны. Толщина слоя пены значительно увеличивается, что обуславливает увеличение гидравлического сопротивления листа по пару. При достижении предельной скорости пара провал жидкости прекращается и режим работы барботажного листа становится непровальным.

Минимально необходимая скорость пара в отверстиях барботажного листа по условию отсутствия провала воды может быть определена по формуле С.С. Кутателадзе (для одиночного отверстия) [1 – 3]:

$$W_{min} = \frac{1,2512 \sqrt{\frac{4\sigma}{(\gamma_{жс} - \gamma_n)d^2}} \sqrt[4]{g^2 \sigma (\gamma_{жс} - \gamma_n)}}{\sqrt{\gamma_n}}, \quad (1)$$

где  $W_{min}$  – минимально необходимая скорость пара, м/с;  $d$  – диаметр отверстий листа, м;  $\gamma_{жс}$  и  $\gamma_n$  – удельный вес соответственно воды и пара, м<sup>3</sup>/кг;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения воды, кг/м.

**Описание проблемы.** Задача теплообмена между водой и водяным паром на барботажном листе решена теоретически в работах академика С.С. Кутателадзе [4]. Для непровального режима работы барботажного листа предложен следующий вид критериальной зависимости для расчета нагрева воды:

$$\ln \left( \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2} \right) = m_0 \left( \frac{\rho_n}{\rho_{жс}} \right)^{m_1} \frac{1}{Fr_{\sigma}}, \quad (2)$$

где  $\rho_n$  и  $\rho_{жс}$  – плотность соответственно пара и воды, кг/м<sup>3</sup>;  $t_1$ ,  $t_2$  и  $t_n$  – температура соответственно воды на входе и выходе барботажного листа и насыщения при давлении пара под листом;  $Fr_{\sigma}$  – критерий Фруда для барботажного листа;  $m_0$  и  $m_1$  – параметры идентификации.

Критерий Фруда для барботажного листа в этой модели рассчитывается по выражению

$$Fr_{\sigma} = \frac{G_n}{\rho_n F_{\sigma} \sqrt{gh_0}}, \quad (3)$$

где  $G_n$  – массовый расход пара на входе в барботажный лист, кг/с;  $F_{\sigma}$  – полное сечение барботажного устройства, т.е. площадь перфорированной части листа без вычета площадь отверстий, м<sup>2</sup>;  $h_0$  – уровень воды на листе, который установился бы при отсутствии пропуска пара, м.

Уровень  $h_0$  может быть рассчитан по формуле

$$h_0 = \frac{1}{2g} \left( \frac{4G_{\sigma} v_{жс}}{\pi d^2 n \mu} \right)^2, \quad (4)$$

где  $G_{\sigma}$  – массовый расход деаэрируемой воды на входе в лист, кг/с;  $v_{жс}$  – удельный объем воды, м<sup>3</sup>/кг;  $n$  – число отверстий в листе;  $\mu$  – коэффициент расхода (при диаметре отверстий от 5 до 8 мм и ее толщине от 4 до 6 мм может приниматься равным 0,75).

Необходимо отметить, что малочисленность зависимостей для расчета нагрева воды на барботажных листах в опубликованных результатах исследований есть результат сложности измерения малых разностей температур, т.е. сложности определения искомого комплекса под логарифмом в уравнении (2). Именно по этой причине в приведенном критериальном уравнении (работа С.С. Кутателадзе и В.А. Зысина [4] датирована 1939 годом) параметры идентификации не определены. Точно установлено лишь (исходя из теоретических соображений), что  $m_1 < 0$ . Вместе с тем для комбинированных деаэраторов нагрев воды на барботажных листах не является принципиальным, поскольку при наличии небольшого выпара из барботажного листа ввиду сильной турбулизации системы во-

да на выходе из листа всегда имеет температуру, близкую к температуре насыщения, если только на входе в лист температура воды не слишком мала. Последнее исключено, поскольку при недогреве воды до температуры насыщения на входе в лист более 25 °С возникают сильные гидравлические удары, которые приводят к разрушению барботажного устройства. Таким образом, задача нагрева воды на барботажных листах комбинированных деаэраторов представляет, скорее, научный интерес. Практически более важной является задача дегазации воды в таких условиях.

Вода на входе в барботажный лист кроме растворенных газов содержит значительное количество газов, находящихся в мелкодисперсном состоянии. Интенсивная дегазация этой воды при барботаже имеет место в том случае, если она находится в состоянии насыщения. В общем случае вода на входе в барботажный лист может быть недогрета до температуры насыщения при давлении на уровне барботажного листа. Поэтому начальный участок барботажного листа работает как смешивающий подогреватель, а эффективность деаэрации воды на этом участке незначительна [1 – 4].

При отсутствии провала жидкости тип массообмена определяется гидродинамическим режимом работы барботажного листа: при пузырьковом режиме – молекулярная диффузия, при переходном режиме – молекулярная и турбулентная диффузия, при пенном и инжекционном режимах – турбулентная диффузия.

Для непровального гидродинамического режима работы барботажного листа С.С. Кутателадзе и В.А. Зысиным получено критериальное уравнение в общем виде [4]:

$$\frac{C_2 - C^*}{C_1 - C^*} = f \left( Fr_{\sigma}; \frac{\rho_n}{\rho_{жс}}; \frac{G_{жс}}{G_n}; \frac{\sigma}{g \rho_{жс} h_0^2}; \frac{p}{g \rho_{жс} h_0} \right). \quad (5)$$

Здесь  $C_2$  и  $C_1$  – концентрации растворенного кислорода соответственно на выходе и входе барботажного листа;  $C^*$  – равновесная концентрация растворенного кислорода при условиях, имеющих место в нижней части барботажного листа;  $p$  – абсолютное давление пара на входе в лист;  $\sigma$  – поверхностное натяжение воды. Все остальные обозначения те же, что и в модели теплообмена – уравнении (2). Параметры идентификации модели (5) не определены.

Таким образом, опубликованные математические модели для расчета процессов тепломассообмена, протекающих на непровальном барбо-

тажном листе, разработаны в общем критериальном виде. Отсутствие значений параметров идентификации не позволяет использовать их при выполнении практических расчетов.

**Экспериментальные исследования.** Нами проведены экспериментальные исследования работы непровального барботажного листа в целях получения опытных данных для идентификации моделей (2), (5). В качестве объекта исследований выбран непровальный барботажный лист деаэрационной колонки атмосферного типа модели ДА-300м. Для получения подробной информации о показателях, характеризующих эффективность работы отдельных элементов, деаэратор оборудован дополнительными пробоотборными устройствами. Места установки пробоотборных зондов соответствуют выходу теплоносителей из того или иного элемента деаэратора.

Измерялись расходы, температуры и давления теплоносителей на входе и выходе отдельных струйных и барботажных элементов деаэратора, уровень воды в деаэраторном баке, атмосферное давление, а также комплекс химических показателей качества каждой из проб воды: массовой концентрации растворенного кислорода, удельной электропроводности, щелочности общей. Последние два параметра использовались для контроля отсутствия попадания пара в пробы воды.

Исследования проведены методом активного эксперимента при изменении значений режимных параметров работы деаэратора в регулируемом диапазоне.

**Идентификация математических моделей.** Рассмотрим в начале задачу идентификации модели теплообмена – уравнения (2). Искомые параметры идентификации – коэффициенты  $m_0$  и  $m_1$ . Предварительно нами выполнено сравнение скорости пара в отверстиях барботажного листа деаэратора ДА-300м с минимально необходимой скоростью, определяемой по уравнению (1) из условия отсутствия провала воды через отверстия листа. Результаты расчета свидетельствуют, что во всех опытах скорость пара превышает минимально необходимую в несколько раз, т.е. можно с большой долей уверенности считать, что провал воды отсутствовал.

С использованием метода перебора с малым шагом получены следующие значения параметров идентификации:  $m_0 = 0,975$  и  $m_1 = -0,315$ . Полученное значение второго критерия полностью подтверждает вывод, сделанный С.С. Кутателадзе в соответствии с теоретическими представлениями:  $m_1 < 0$  [4]. Результаты идентификации модели приведены на рис. 1. Среднеквадратическое отклонение, рассчитанное по остаточной дисперсии, для полученного расчетного уравнения составило  $0,54$  °С.

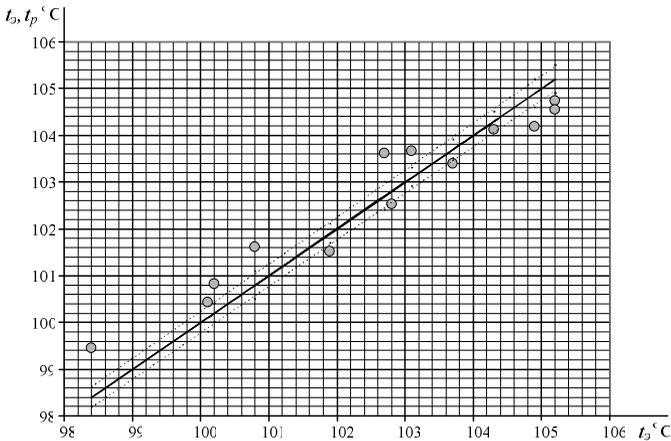


Рис. 1. Сопоставление экспериментальных данных по температуре воды на выходе барботажного листа с результатами идентификации модели С.С. Кутателадзе и В.А. Зысина:  $t_s$  и  $t_p$  – соответственно экспериментальное и расчетное значения температуры воды на выходе барботажного листа; сплошная линия – окончательные результаты измерения температуры воды на выходе барботажного листа; пунктирные линии – верхняя и нижняя границы 95 %-го доверительного интервала погрешности измерения температуры воды на выходе барботажного листа; ● – критерияльное уравнение С.С. Кутателадзе – В.А. Зысина (параметры идентификации определены по опытным данным)

Обратимся теперь к процессу десорбции кислорода на барботажном листе. В качестве базы для разработки критерияльного уравнения принят перечень критериев, предложенный С.С. Кутателадзе и В.А. Зысиным [4]. Упростим исходное уравнение (5):

- во-первых, анализ статических условий протекания процесса десорбции кислорода в деаэраторах приводит к выводу, что равновесная концентрация кислорода в любой точке деаэратора не превосходит  $2 \text{ мкг/дм}^3$ , что в сотни раз меньше, чем фактические значения концентраций кислорода в воде на барботажном листе [5]. Поэтому в искомом критерии уравнения (5) можно пренебречь равновесной концентрацией кислорода в воде  $C^*$ ;

- во-вторых, расчетный анализ условий работы исследуемого барботажного листа приводит к выводу, что критерий отношения массовых расходов воды и пара изменяется менее чем на 20 %, поэтому влиянием этого критерия также пренебрегаем;

- в-третьих, ввиду малости изменения абсолютного давления пара, можно также пренебречь влиянием последних двух критериев в уравне-

нии (5). Их влияние, по утверждению С.С. Кутателадзе, становится заметным, например, при переходе от деаэраторов атмосферного типа к деаэраторам повышенного давления [4].

Таким образом, исходное выражение (5) сводится к уравнению, аналогичному уравнению для расчета процесса нагрева воды на барботажном листе:

$$\frac{C_2}{C_1} = m_2 \left( \frac{\rho_n}{\rho_{жс}} \right)^{m_3} Fr_0^{m_4}. \quad (6)$$

Используя, как и ранее, метод перебора вариантов при постоянном малом шаге и приняв заранее  $m_4 = -1$ , что согласуется с теоретическими выкладками С.С. Кутателадзе [4], находим, что параметры идентификации в приведенном уравнении должны быть равны:  $m_2 = 0,465$ ,  $m_3 = -0,324$ .

Среднеквадратическое отклонение концентрации кислорода на выходе из барботажного листа при этом получено на уровне  $38 \text{ мкг/дм}^3$ , что в среднем по всем опытам составляет около 10 % от экспериментального значения концентрации. Результаты идентификации модели приведены на рис. 2. При этом критерий Фишера равен  $48,8 (\text{мкг/дм}^3)^2$ , а его критическое значение –  $3,2 (\text{мкг/дм}^3)^2$ , т.е. модель адекватна.

Полученные значения параметров идентификации хотя и не могут считаться достаточно обоснованными ввиду малого количества экспериментальных данных, но все же дают общее представление о механизме процесса: характер зависимости интенсивности дегазации от гидродинамических характеристик тот же, что и для модели теплообмена. Иными словами, улучшение условий теплообмена на барботажном листе влечет за собой интенсификацию процесса десорбции кислорода. К такому же выводу пришел С.С. Кутателадзе [4].

В заключение выпишем полученные модели в окончательном виде:

$$\ln \left( \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2} \right) = 0,975 \left( \frac{\rho_n}{\rho_{жс}} \right)^{-0,315} \frac{1}{Fr_0}, \quad (7)$$

$$\frac{C_2}{C_1} = 0,465 \left( \frac{\rho_n}{\rho_{жс}} \right)^{-0,324} \frac{1}{Fr_0}, \quad (8)$$

$$Fr_0 = \frac{G_n}{\rho_n F_0 \sqrt{gh_0}}, \quad h_0 = \frac{1}{2g} \left( \frac{4G_0 v_{жс}}{\pi d^2 n \mu} \right)^2. \quad (9)$$

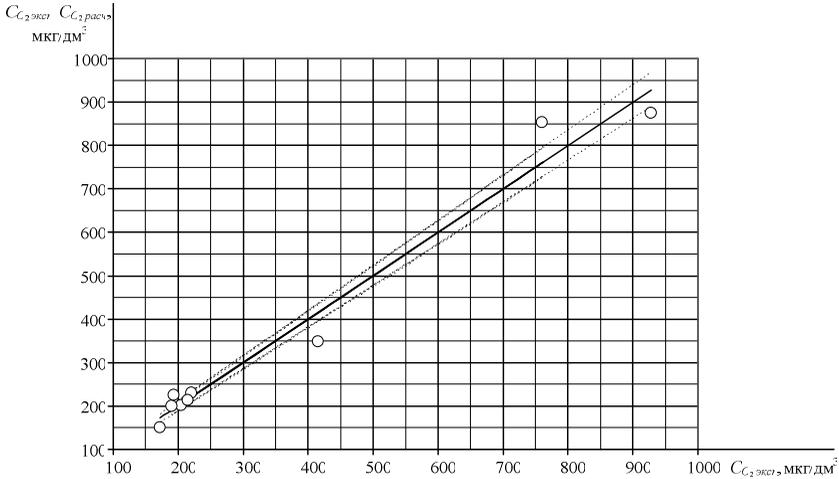


Рис. 2. Сопоставление экспериментальных данных по концентрации растворенного кислорода в воде на выходе барботажного листа деаэрационной колонки ДА-300м с результатами идентификации упрощенной модели С.С. Кутателадзе и В.А. Зысина:  $C_{O_2, эксп}$  и  $C_{O_2, расч}$  – соответственно экспериментальное и расчетное значения остаточной концентрации кислорода в воде на выходе барботажного листа; сплошная линия – окончательные результаты измерения остаточной концентрации кислорода в воде на выходе барботажного листа; пунктирные линии – верхняя и нижняя границы 95 %-го доверительного интервала погрешности измерения остаточной концентрации кислорода в воде на выходе барботажного листа;  $\circ$  – упрощенное критериальное уравнение С.С. Кутателадзе – В.А. Зысина (параметры идентификации определены по опытным данным)

Модели (7), (8) имеют следующие границы применимости: недогрев воды до температуры насыщения на входе в лист не более  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; диаметр отверстий барботажного листа  $0,007\text{ м}$ ; абсолютное давление пара под барботажным листом от  $114$  до  $150\text{ кПа}$ .

### Заключение

С использованием экспериментальных данных найдены параметры идентификации критериальных уравнений С.С. Кутателадзе и В.А. Зысина для расчета процессов нагрева воды и десорбции кислорода из нее на непровальных барботажных листах деаэраторов атмосферного давления. Указаны границы применимости полученных уравнений. Погрешности расчета температуры воды и концентрации кислорода в ней на выходе непровальных барботажных листов составили  $0,54\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $38\text{ мкг/дм}^3$ .

**Библиографический список**

1. **Оликер, И.И.** Термическая деаэрация воды на тепловых электростанциях / И.И. Оликер, В.А. Пермяков. – Л.: Изд-во «Энергия», 1971. – 185 с.
2. **Оликер, И.И.** Термическая деаэрация воды в отопительно-производственных котельных и тепловых сетях / И.И. Оликер. – Л.: Стройиздат, 1972. – 137 с.
3. **Шарапов, В.И.** Термические деаэраторы / В.И. Шарапов, Д.В. Цюра; Ульян. гос. техн. ун-т. – Ульяновск, 2003. – 560 с.
4. **Кутателадзе, С.С.** Нагрев и деаэрация воды при непосредственном смешении ее с паром / С.С. Кутателадзе, В.А. Зысин // За новое советское энергооборудование. – Л., 1939. – С. 86 – 24.
5. **Ледуховский, Г.В.** Совершенствование технологии десорбции кислорода в струйно-барботажных деаэраторах атмосферного давления: дис... канд. техн. наук: 05.14.14 / Г.В. Ледуховский. – Иваново, 2008. – 226 с.

УДК 621.321

**РЕЖИМНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАТОПЛЕННОГО  
БАРБОТАЖНОГО КОЛЛЕКТОРА ДЕАЭРАТОРНОГО БАКА  
АТМОСФЕРНОГО ДЕАЭРАТОРА**

*В.Н. Виноградов, Г.В. Ледуховский, кандидаты техн. наук,  
А.А. Коротков, А.Ю. Ненаездников, инженеры*

**Введение.** Затопленные барботажные устройства широко применяются в конструктивных схемах деаэраторов. Ниже приведены результаты исследований эффективности обескислороживания и декарбонизации воды в деаэрационных баках атмосферных деаэраторов, оборудованных затопленным горизонтальным перфорированным паровым коллектором.

**Постановка задачи.** Существенный вклад в общий эффект деаэрации воды в струйно-барботажных деаэраторах атмосферного давления вносит работа барботажного устройства деаэрационного бака. Заводские конструкции современных деаэраторов типа ДА и ДА-м (рис. 1) [1] не предусматривают оборудование деаэрационных баков какими-либо барботажными устройствами. Причина этого заключается в том, что деаэрационные колонки таких деаэраторов, имеющие один или два струйных отсека, а также одно или два барботажных устройства, обеспечивают получение воды нормативного химического качества. Однако в условиях эксплуатации подача пара в одно из барботажных устройств деаэрацион-

ной колонки – затопленный барботажный коллектор (рис. 1, позиция 7) – обычно не организована. Подключение этого устройства требует монтажа дополнительных паропроводов на площадке обслуживания деаэратора, что увеличивает площадь последней. Кроме того, указанный паропровод должен быть оборудован регулятором давления, поскольку избыточная подача пара на барботаж может привести к нарушению гидравлического режима работы барботажного листа (рис. 1, позиция 8) и вентиляции надводного пространства деаэраторного бака. В результате эффективность деаэрации может даже ухудшиться.

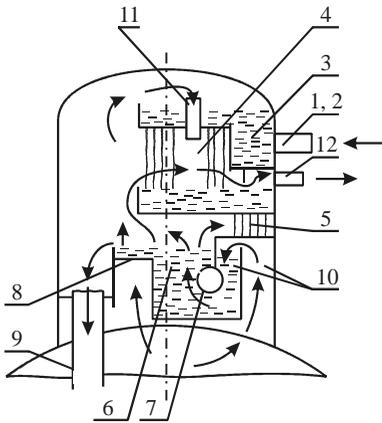


Рис. 1. Конструктивная схема деаэрационной колонки DA-300м: 1 и 2 – штуцеры подвода исходной воды; 3 – смесительный колодец; 4 – верхний струйный отсек; 5 – нижний струйный отсек; 6 – барботажный колодец; 7 – барботажный коллектор деаэрационной колонки; 8 – непровальный барботажный лист; 9 – опускные трубы; 10 – гидрозатвор барботажного колодца; 11 – пароперепускные трубы верхней тарелки; 12 – штуцер отвода пара

Деаэрационные колонки типа ДА и ДА-м, в которых задействованы не все предусмотренные барботажные устройства, а также деаэрационные колонки устаревшей конструкции (типа ДСА) не позволяют получить воду требуемого химического качества, особенно по содержанию свободной углекислоты [2]. В таких условиях значительная дегазационная нагрузка передается на деаэраторный бак. Известно [2 – 4], что деаэраторные баки, не оборудованные барботажными устройствами, обеспечивают удаление из воды лишь относительно малых количеств кислорода и диоксида углерода. Применение барботажа в водном объеме бака при правильной его организации позволяет обеспечить надежное удаление из воды кислорода и диоксида углерода,

находящегося в химически не связанном виде.

Одним из наиболее часто применяемых барботажных устройств деаэраторных баков является одиночный перфорированный коллектор, смонтированный на дне бака вдоль его образующих. Такой коллектор не является барботажным устройством заводского изготовления, поэтому его режимные характеристики до настоящего времени практически не исследованы.

**Опубликованные данные об эффективности затопленных барботажных устройств деаэрационных баков.** В деаэраторе наряду с процессами физической десорбции кислорода и диоксида углерода протекают процессы термического разложения бикарбонатов и гидролиза карбонатов [3, 4]. Необходимо учитывать также гидратацию молекулярного диоксида углерода и диссоциацию образовавшейся углекислоты. Степень разложения бикарбонатов  $\sigma_d$  рассчитывается по формуле

$$\sigma_d = 2\text{Щ}_{\text{ФФ}} / \text{Щ}_{\text{общ}}, \quad (1)$$

где  $\text{Щ}_{\text{ФФ}}$ ,  $\text{Щ}_{\text{общ}}$  – соответственно щелочность по фенолфталеину и щелочность общая деаэрированной воды.

Степень разложения бикарбонатов является важным показателем работы деаэратора, поскольку определяет эффективность удаления не только свободной, но и связанной углекислоты. Оставшиеся в воде после деаэратора бикарбонаты подвергаются термическому разложению уже в более теплонапряженном оборудовании (бойлерном, котельном) либо непосредственно в тепловой сети. Высвободившийся при этом углекислый газ участвует в коррозионных процессах.

Значение  $\sigma_d$  зависит от времени пребывания воды в деаэрационном баке  $T$ , наличия в этом баке затопленного барботажного устройства и его типа. Чем больше время  $T$ , тем больше значение  $\sigma_d$ . При наличии затопленного барботажного устройства значение  $\sigma_d$  больше, чем при его отсутствии [5]. Связь между указанными параметрами при этом линейная (рис. 2).

Вместимость типовых деаэрационных баков атмосферных деаэраторов с производительностью не менее  $100 \text{ м}^3/\text{ч}$  составляет 25 % от их номинальной производительности. Диапазон регулирования производительности деаэраторов – от 30 до 120 %. Таким образом, время пребывания

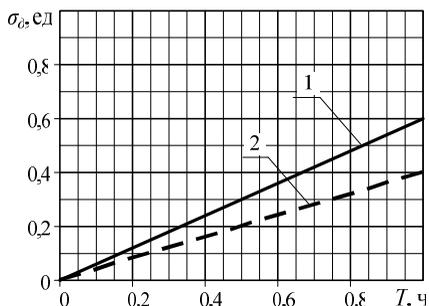


Рис. 2. Зависимость степени превращения бикарбонатов в карбонаты от времени пребывания воды в деаэрационном баке:  $T$  – время пребывания воды в деаэрационном баке, ч;  $\sigma_d$  – степень разложения бикарбонатов в деаэраторе, ед.; 1 – деаэраторы с затопленным барботажным устройством в деаэрационном баке; 2 – деаэраторы без затопленного барботажного устройства в деаэрационном баке

воды в деаэрационном баке  $T$  максимально при сниженной гидравлической нагрузке деаэратора и минимально при повышенной. Это время изменяется в пределах от 0,21 до 0,83 ч.

При линейной зависимости  $\sigma_0$  от  $T$  можно рассчитывать на получение следующих значений  $\sigma_0$ : для деаэраторов с затопленным барботажным устройством – от 0,126 до 0,498; для деаэраторов без затопленного барботажного устройства – от 0,084 до 0,332. Более точные данные могут быть получены только в ходе специальных экспериментальных исследований.

**Экспериментальные исследования.** Нами проведены исследования эффективности деаэрации воды в деаэрационных баках деаэраторов ДА-300м и ДСА-300, оборудованных затопленным барботажным коллектором. Деаэрационные баки обоих деаэраторов и их барботажные устройства одинаковы, отличие состоит только в типе слива воды из деаэрационной колонки: в деаэраторе ДА-300м использованы опускные трубы, в деаэраторе ДСА-300 вода сливается в бак в виде струйного потока (рис. 3). Вода из деаэрационной колонки поступает в деаэрационный бак (в деаэраторе ДА-300м – по опускным трубам в сливной стакан 1) и движется в сторону трубопровода деаэрированной воды 3. При этом поступательном движении она обрабатывается барботажным паром, выходящим из отверстий барботажного коллектора 2. Подача пара в сам барботажный коллектор 2 осуществляется через трубопровод 5. Второй паровой поток – основной пар – поступает в надводное пространство деаэрационного бака через трубопровод 4. В надводном пространстве бака этот поток пара смешивается с несконденсировавшейся частью барботажного пара, смесь паровых потоков движется в сторону деаэрационной колонки, обеспечивая вентиляцию надводного пространства деаэрационного бака и эвакуацию выделившихся из воды газов (в частности, кислорода и диоксида углерода). Бак оборудован также вспомогательными трубопроводами 6, 7, 8 и уровнем устройством 9.

В ходе экспериментальных исследований выполнены измерения теплотехнических параметров теплоносителей, а также измерения химических показателей качества проб воды, включая пробы воды из внутренних элементов деаэратора. В результате обработки опытных данных теплотехнических измерений определены значения массовых расходов воды и пара на входе и выходе каждого отдельного элемента деаэратора, а также значения давлений, температур и энтальпий этих теплоносителей. Подробные сведения об алгоритме этой обработки приведены в [2].

Остановимся более подробно на измерениях химических параметров, касающихся расчета десорбции кислорода и хемосорбции-десорбции углекислоты в деаэрационном баке.

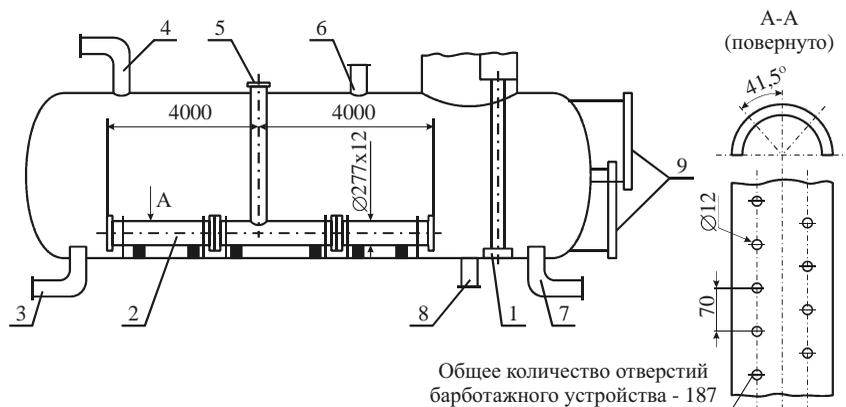


Рис. 3. Конструктивная схема деаэрационного бака деаэратора ДА-300М: 1 – стакан сливной опускных труб деаэрационной колонки; 2 – перфорированный барботажный коллектор деаэрационного бака; 3 – трубопровод отвода деаэрированной воды; 4 и 5 – трубопроводы ввода соответственно основного и барботажного пара; 6 и 7 – трубопроводы подключения деаэратора к паровой и водяной уравнильным линиям; 8 – трубопровод дренажный; 9 – уравнильное устройство

В перечень измеренных химических параметров вошли: щелочность общая  $Щ_{общ}$  и по фенолфталеину  $Щ_{фф}$ , мкг-экв/дм<sup>3</sup>; концентрация кислорода  $C_{O_2}$  и диоксида углерода  $C_{CO_2}$ , мкг/дм<sup>3</sup>. Эти параметры измерены в следующих пробах воды и пара: основного и барботажного пара на входе в деаэрационный бак; воды на входе в деаэрационный бак; воды из зоны деаэрационного бака, соответствующей середине барботажного коллектора; воды на выходе из деаэрационного бака.

**Обсуждение результатов.** Рассмотрим характеристики эффективности десорбции кислорода из воды в деаэрационном баке. При графической интерпретации результатов удобно пользоваться понятием эффекта десорбции (эффекта деаэрации), рассчитываемого по выражению (для кислорода)

$$Э_{O_2} = (C_{O_2}^{(ax)} - C_{O_2}^{(вых)}) / C_{O_2}^{(ax)} \cdot 100, \quad (2)$$

где  $Э_{O_2}$  – эффект десорбции кислорода из воды в деаэрационном баке, %;  $C_{O_2}^{(ax)}$  и  $C_{O_2}^{(вых)}$  – концентрация растворенного кислорода в воде

соответственно на входе (после деаэрационной колонки) и выходе деаэрационного бака,  $\text{мкг/дм}^3$ .

Наибольшая корреляция выявлена между значениями эффекта десорбции кислорода и удельного расхода пара на барботаж (рис. 4, а). Эффект дегазации по кислороду практически не зависит от удельного расхода пара на барботаж при его значениях более 15  $\text{кг/т}$  и составляет от 98 до 100 % (в пределе). При малых значениях расхода пара на барботаж (менее 15  $\text{кг/т}$ ) эффективность удаления кислорода резко снижается.

Аналогичные результаты получены другими авторами при исследовании барботажных устройств системы ЦКТИ [3]. Однако для таких устройств максимальный эффект дегазации, рассчитанный нами по опубликованным данным [3], составляет около 85 %. Причина этого, по-видимому, заключается в недостаточности размеров устройства системы ЦКТИ и, как следствие, в недостаточном развитии площади поверхности контакта фаз. К сожалению, характеристики точности полученных результатов не приводятся.

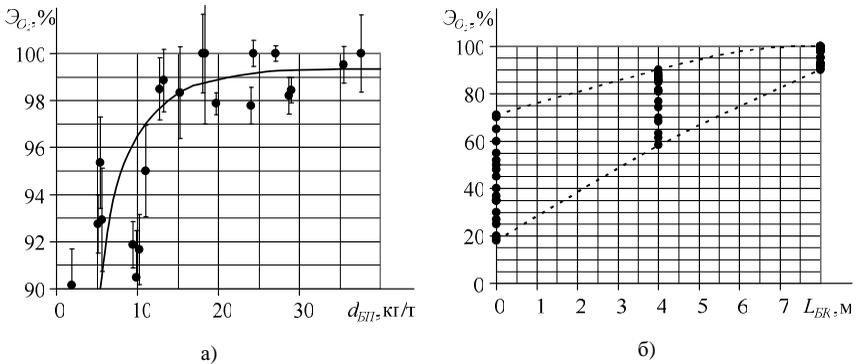


Рис. 4. Влияние удельного расхода пара через затопленный барботажный коллектор деаэрационного бака (а) и длины этого коллектора (б) на эффект десорбции кислорода:  $d_{БП}$  – удельный массовый расход пара через затопленный барботажный коллектор деаэрационного бака,  $\text{кг/т}$ ;  $\mathcal{E}_{O_2}$  – эффект десорбции кислорода из воды в деаэрационном баке, %;  $L_{БК}$  – длина барботажного коллектора от места ввода воды в деаэрационный бак до точки измерения концентрации кислорода в воде, м; точки – экспериментальные данные; сплошная линия – линия регрессии (метод наименьших квадратов); погрешность эффекта дегазации рассчитана как максимальная через погрешности измерения концентрации кислорода на входе и выходе деаэрационного бака

Выявлено также, что размеры барботажного устройства играют значительную роль при десорбции кислорода из воды в деаэрационном

баке. Совместное рассмотрение результатов измерения концентрации кислорода в воде из зоны деаэрационного бака, соответствующей середине барботажного коллектора, и в воде на выходе деаэрационного бака показывает, что эффект дегазации тем выше, чем больше длина барботажного коллектора (рис. 4, б). При этом с увеличением длины коллектора вероятность проскока растворенного кислорода в деаэрированную воду снижается: эффект дегазации до середины барботажного устройства изменялся в опытах от 60 до 90 %, а до выхода из бака – лишь от 90 до 100 % (в пределе).

Для исследуемых нами барботажных устройств не удалось обнаружить корреляции между эффектом дегазации и недогревом воды на входе в бак до температуры насыщения. Причина этого, видимо, связана с размерами барботажного коллектора: даже при наличии недогрева воды порядка 9,0 °С (максимальное зафиксированное в опытах значение) часть объема бака работает как смешивающий подогреватель, а оставшаяся часть – как дегазационное устройство.

Установлено также, что при оптимальных значениях удельного расхода пара на барботаж на эффективность процесса десорбции кислорода не оказывают заметного влияния ни концентрация кислорода в воде на входе в деаэрационный бак, ни гидравлическая нагрузка деаэраатора (т.е. время пребывания воды в баке), ни уровень воды в деаэрационном баке. При этом последний режимный фактор в режимах работы деаэрааторов без подачи барботажного пара является одним из определяющих.

Обратимся теперь к эффективности хемосорбции-десорбции углекислоты в деаэрационных баках исследуемых деаэрааторов. Корреляция рассчитанных по экспериментальным данным значений степени разложения бикарбонатов  $\sigma_0$  от времени пребывания воды в деаэрационном баке  $T$  (рис. 5, а) практически полностью подтверждает данные рис. 2 для режима работы деаэраатора с подачей барботажного пара. Экстраполяция регрессионной зависимости (рис. 5) до значения времени пребывания воды в деаэрационном баке  $T = 60$  мин (1 ч) приводит к значению  $\sigma_0 = 0,58$ , что также соответствует данным рис. 2.

Линейный характер рассматриваемой зависимости подтверждает зависимость степени разложения бикарбонатов в деаэрационном баке от длины барботажного коллектора (рис. 5, б). В каждом опыте степень разложения бикарбонатов, достигнутая к середине барботажного коллектора (деаэрационного бака), приблизительно вдвое меньше, чем значение этого показателя для воды на выходе из бака.

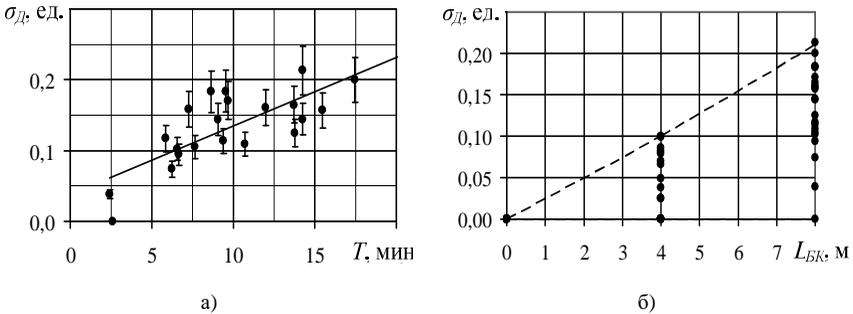


Рис. 5. Экспериментальная зависимость степени превращения бикарбонатов в карбонаты от времени пребывания воды в деаэрационном баке и длины барботажного коллектора: точки – значения  $\sigma_d$ , рассчитанные по экспериментальным данным; сплошная линия – линия регрессии (метод наименьших квадратов); прочие обозначения те же, что на рис. 2 и 4

В ходе экспериментальных исследований выявлено также, что значение  $\sigma_d$  определяется не только временем пребывания воды в баке, но и величиной удельного расхода пара на барботаж  $d_{БП}$  (рис. 6). Влияние удельного расхода барботажного пара на степень разложения бикарбонатов аналогично влиянию его на эффект обескислороживания  $\mathcal{E}_{O_2}$ .

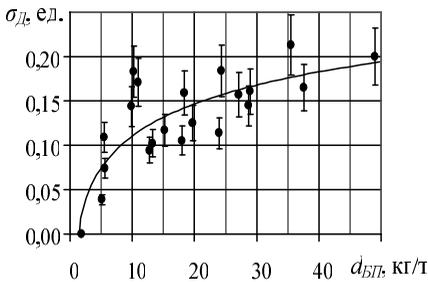


Рис. 6. Экспериментальная зависимость степени превращения бикарбонатов в карбонаты от удельного расхода пара на барботаж в деаэрационном баке: обозначения те же, что на рис. 4 и 5

Сопоставив данные, представленные на рис. 4 и 6, можно видеть, что зависимости  $\mathcal{E}_{O_2}$  и  $\sigma_d$  от  $d_{БП}$  весьма схожи: эффективность работы деаэраатора ухудшается при уменьшении удельного расхода пара на барботаж до значения менее 15 кг/т. Можно полагать, что при значениях  $d_{БП} \geq 15$  кг/т складываются наиболее благоприятные условия для перемешивания воды в деаэрационном баке, т.е. для развития поверхности контакта фаз и уменьшения диффузионного сопротивления процессам десорбции газов.

## **Выводы**

1. Использование затопленных барботажных устройств деаэрационных баков атмосферных деаэраторов позволяет существенно повысить эффективность десорбции кислорода и, особенно, хемосорбции-десорбции углекислоты.

2. На основании результатов экспериментальных исследований установлены характеристики эффективности деаэрации воды в деаэрационных баках атмосферных деаэраторов, оборудованных затопленным барботажным устройством в виде одиночного перфорированного коллектора на дне бака:

– минимально необходимое значение удельного расхода пара на барботаж по условию обескислороживания воды и удалению связанной углекислоты составляет 15 кг/т; при меньших значениях удельного расхода пара на барботаж эффективность деаэрации резко снижается; увеличение удельного расхода пара на барботаж до значения более 15 кг/т не приводит к заметному изменению эффекта десорбции кислорода, а степень разложения бикарбонатов в деаэрационном баке при этом увеличивается по закону, близкому к логарифмическому;

– при значениях удельного расхода пара на барботаж от 15 кг/т и более на эффективность десорбции кислорода в деаэрационном баке практически не оказывают влияния прочие теплогидравлические параметры работы деаэратора;

– с увеличением длины барботажного коллектора эффективность десорбции кислорода и хемосорбции-десорбции углекислоты повышается;

– подтверждается линейный характер зависимости степени разложения бикарбонатов от времени пребывания воды в деаэрационном баке.

## **Библиографический список**

1. **Деаэраторы** термические: отраслевой каталог 77-94 : Комитет Российской Федерации по машиностроению. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1995. – 76 с.

2. **Ледуховский, Г.В.** Совершенствование технологии десорбции кислорода в струйно-барботажных деаэраторах атмосферного давления: дис... канд. техн. наук: 05.14.14 / Г.В. Ледуховский. – Иваново, 2008. – 226 с.

3. **Шарапов, В.И.** Термические деаэраторы / В.И. Шарапов, Д.В. Цюра; Ульян. гос. техн. ун-т. – Ульяновск, 2003. – 560 с.

4. **Оликер, И.И.** Термическая деаэрация воды на тепловых электростанциях / И.И. Оликер, В.А. Пермяков. – Л.: Изд-во «Энергия», 1971. – 185 с.

5. **Кострикин, Ю.М.** Водоподготовка и водный режим энергообъектов низкого и среднего давления: справочник / Ю.М. Кострикин, Н.А. Мещерский, О.В. Коровина. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 254 с.