

# ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И КОМПЛЕКСЫ



УДК 621.175.8

DOI:10.30724/1998-9903-2024-26-1-93-106

## ТЕПЛОВЫЕ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЗДУШНО-КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ В СОСТАВЕ ПАРОТУРБИННОГО ЭНЕРГОБЛОКА

Боруш О.В., Григорьева О.К., Францева А.А.

Новосибирский государственный технический университет, г. Новосибирск, Россия

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5080-0872>, [olesyaborush@yandex.ru](mailto:olesyaborush@yandex.ru)

**Резюме:** ЦЕЛЬ. Рассмотреть возможность применения воздушного конденсатора как альтернативный вариант использования в системах технического водоснабжения на электростанции. В связи с возросшим потреблением воды тепловыми электрическими станциями и как следствие увеличением экологических проблем как в странах с ограниченным количеством источников водоснабжения, так и в странах, которые располагают достаточными запасами пресной воды. Представить методику расчета основных характеристик конденсатора (конденсаторных и дефлегматорных секций), оценить аэродинамические сопротивления и мощность вентилятора для конденсатора с воздушным охлаждением в составе паротурбинного энергоблока. Выявить влияние температуры воздуха и давления в конденсаторе на расчет воздушного конденсатора. Разработать рекомендации по выбору параметров воздушных конденсаторов, работающих в составе паротурбинных энергоблоков. МЕТОДЫ. При расчете воздушно-конденсаторной установки использованы методы проектирования теплообменных аппаратов, моделирования и интенсификации теплообменных процессов. РЕЗУЛЬТАТЫ. Разработана методика расчета конденсаторной установки с воздушным охлаждением для конденсационной турбины мощностью 110 МВт. Приведен анализ расчетов коэффициента теплопередачи, теплообменной площади поверхности конденсаторной установки в зависимости от давления пара в конденсаторе. Сформулированы рекомендации для выбора мощности вентилятора в конденсаторной установке и расчетной температуры воздуха охлаждающего. ЗАКЛЮЧЕНИЕ. Вопрос применения аппаратов воздушного охлаждения в энергетике пока мало освещен в литературе, однако экологические проблемы и нехватка пресной воды становится все более актуальной по всему миру. Развитие систем воздушного охлаждения весьма актуальный вопрос для современной энергетике. В статье показано, что для конденсации водяного пара в стационарных установках теплообменных секций более выгодно располагать в шатровой компоновке и при этом расположением вентиляторов должно быть нижним. Даны количественные оценки изменения коэффициента теплопередачи и площади теплообменной поверхности для диапазона давлений 8...20 кПа. Потребляемая мощность вентилятора существенно зависит от температуры охлаждающего воздуха и вакуума в конденсаторе.

**Ключевые слова:** воздушный конденсатор; дефлегматор; теплопередача; мощность; вентилятор.

**Для цитирования:** Боруш О.В., Григорьева О.К., Францева А.А. Тепловые и аэродинамические характеристики воздушно-конденсационной установки в составе паротурбинного энергоблока // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2024. Т.26. № 1. С. 93-106. doi:10.30724/1998-9903-2024-26-1-93-106.

## THERMAL AND AERODYNAMIC CHARACTERISTICS OF AIR COOLED CONDENSER FOR STEAM TURBINE POWER UNIT

Borush OV., Grigoryeva OK., Frantseva AA.

Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk, Russian Federation

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5080-0872>, [olesyaborush@yandex.ru](mailto:olesyaborush@yandex.ru)

**Abstract:** *THE PURPOSE.* Increased water consumption at power plants leads to a deterioration of the environmental situation not only in countries with limited water supply sources, but also in countries with significant reserves of fresh water. There is a need to consider the possibility of using an air condenser as an alternative use in industrial water supply systems at a power plant. To present a methodology for calculating the main characteristics of a condenser (condensation and reflux sections), to estimate the aerodynamic resistance and fan power for an air-cooled condenser as part of a steam turbine power unit. Determine the influence of air temperature and pressure in the condenser on the calculation of the air condenser. To develop recommendations for the selection of parameters of air condensers operating as part of steam turbine power units. *METHODS.* Methods for designing heat exchangers, modeling and intensifying heat exchange processes were used in the course of calculating an air condenser unit. *RESULTS.* A method for calculating an air-cooled condenser for a 110 MW condensing turbine has been developed. The analysis of the calculation of the heat transfer coefficient is given. The analysis of the values of the heat exchange area of the condensing unit is presented. The effect of pressure in the condenser on the main calculated characteristics of the condenser is shown. Recommendations for the selection of the fan capacity in the condenser and the design temperature of the cooling air have been developed. *CONCLUSION.* The issue of using air coolers in the power industry is still poorly covered in the literature, however, environmental problems and the shortage of fresh water are becoming more and more urgent all over the world. The development of air-cooling systems is a very topical issue for modern power engineering. It is shown that for stationary installations of condensation of water vapor, the most suitable is the hipped-roof arrangement of the heat-exchange sections with the lower arrangement of the fans. Quantitative estimates of the change in the heat transfer coefficient and the area of the heat-exchange surface are given for the pressure range of 8...20 kPa. The power consumption of the fan depends significantly on the temperature of the cooling air and the vacuum in the condenser.

**Keywords:** air cooled condenser; reflux condenser; heat transfer; capacity; fan.

**For citation:** Borush OV., Grigoryeva OK., Frantseva AA. Thermal and aerodynamic characteristics of air cooled condenser for steam turbine power unit. *Power engineering: research, equipment, technology.* 2024; 26 (1): 93-106. doi:10.30724/1998-9903-2024-26-1-93-106.

### **Введение и литературный обзор (Introduction)**

Развитие тепловых электрических станций (ТЭС) неразрывно связано с наличием необходимого количества воды, часть из которой расходуется на охлаждение основного потока рабочего тела. Существуют различные схемы технического водоснабжения ТЭС. Так, например, прямоточная система, при которой в конденсатор паровой турбины постоянно поступает из водоема свежая холодная вода, ограничено. Кроме того, возможность применения прямоточных систем с каждым годом снижается из-за экологических ограничений [1]. Система оборотного водоснабжения позволяет повторно использовать отработавшую в конденсаторе воду после охлаждения её в атмосферных условиях.

Последнее время большое внимание уделяется экологическим проблемам при функционировании энергетических объектов, не остается без внимания и дефицит охлаждающей воды. Запас объема воды на Земле оценивается на сегодня примерно в  $1,39 \cdot 10^9$  км<sup>3</sup>, доля твердого состояния достигает порядка 70 % и лишь 2,5 % составляют запасы пресной воды [2]. Оставшееся количество пресной воды постоянно снижается вследствие возрастающего использования её для охлаждения и очистки.

При эксплуатации водяных систем охлаждения конденсаторов паротурбинных необходимо также учитывать климатические особенности региона, например, таких как районы Крайнего Севера. В зимний период возникает обмерзание оборудования, что приводит к снижению надежности работы. Уход от системы охлаждения пара водой также позволяет упростить задачу с прокладкой коммуникаций в условиях вечной мерзлоты.

Экономия водных ресурсов и применение альтернативных вариантов – направление весьма актуальное для современной энергетики [3]. С этой точки зрения большой интерес представляют системы конденсации пара с применением окружающего воздуха в качестве охладителя, например, такие как воздушно-конденсационная установка (ВКУ). В течение долго времени такие установки в зарубежной энергетике применялись в составе турбин малой мощности – от 1 до 15 МВт, и только лишь в 1968 году впервые был использован с более мощной паровой турбиной в 150 МВт. В настоящее время установки с ВКУ получили достаточно широкое применение [4, 5, 6]. В таблице 1 представлены действующие электростанции с воздушно-конденсационной установкой, введенные в эксплуатацию в течение последних двух десятилетий.

Таблица 1

Table 1

Функционирующие электростанции с системой воздушного охлаждения\*

*Operating power plants with air cooling system*

Электростанция	Мощность энергоблоков, МВт	Страна	Год установки
Babelan	280	Индонезия	2015
Fujian Henglian	1320	Китай	2015
Tuyou 2	1320	Китай	2015
Hami Danahu	1320	Китай	2014
Wyodak	330	США	2011
Rio Turbio	240	Аргентина	2010
Rehab	300	Иордания	2006

\* Источник: составлено автором. Source: compiled by the author

Анализ рынка оборудования показал, что основными производителями конденсаторов с воздушным охлаждением являются иностранные компании GEA EGI (Венгрия), FBM Hudson Italiana S.p.A. (Италия), Bronswerk Heat Transfer (Нидерланды), Creusot-Loire (Франция) и др. Среди российских производителей ВКУ лидируют ПАО «Калужский турбинный завод», АО «Машиностроительный завод» (АО «ЗиО»), ООО «Октябрьскхиммаш», АО «ЗиО-Подольск», ПАО «Уралхиммаш», АО «Инжиниринговая компания «ЗИОМАР»», ООО «Опытно-экспериментальный завод БЕЛЭНЕРГОМАШ» и др.

Производством вентиляторов для конденсационных установок воздушного типа занимаются: ООО «НПО «Кондиционер»», группа компаний «Гидроаэроцентр», АКВАНН, «Гидросервис», ООО «ИВК-Сервис».

Анализ данных по производителям, показал, что преимущественно теплообменные аппараты с воздухом в качестве охладителя ранее изготавливали только предприятия химического оборудования. Увеличение дефицита пресной воды, применяемой на тепловых электрических станциях в качестве основного охлаждающего теплоносителя, привело к развитию исследований и внедрению технологии воздушного охлаждения на объектах энергетики. Например, такие производители энергетического оборудования, как ПАО «Калужский турбинный завод», АО «ЗиО-Подольск», АО «Машиностроительный завод», АО «Инжиниринговая компания «ЗИОМАР»», осваивают сегодня ВКУ.

Опыт применения воздушных установок для конденсации пара в промышленности и зарубежный опыт, представленный в литературе [6-12], позволяет успешно развивать внедрение технологии воздушного охлаждения на паротурбинных энергоустановках [6, 13-15]. Один из самых часто встречающихся вариантов компоновки секций установок воздушной конденсации представлен на рисунке 1. Поверхность теплопередачи представлена в виде секций, формируемых в конструкцию по типу шатра [5, 7, 15, 16]. Секции состоят из двух отдельных панелей, имеющих характерную конструкцию, при этом они разделяются на, так называемые, рабочие (конденсаторные) и дефлегматорные ступени конденсации.

Теплообменные поверхности дефлегматорной части и рабочей ступени состоят, как правило, из труб круглой или эллиптической формы, при этом длина дефлегматорных труб короче. Для предотвращения замерзания конденсата, пар подается в трубы дефлегматоров снизу навстречу конденсату, поступающему в сливную емкость. При конденсации пара доля несконденсированного рабочего тела составляет около 15% и этот поток через сливной коллектор поступает в противоточные теплообменные поверхности дефлегматорной части, а основной поток пара конденсируется в рабочих поверхностях. В конструкции воздушного конденсатора вывод неконденсирующихся газов (воздуха) осуществляется через герметичную камеру, расположенную на трубной решетке дефлегматорной части. [8, 14, 18-20].

На металлический каркас секции теплообменных поверхностей крепятся следующим образом: дефлегматоры – в средней части секции, рабочие – с каждой стороны от дефлегматоров. Исследования других авторов показывают, что наиболее эффективный теплообмен достигается, если панели секций расположены в шатре под углом  $45^\circ - 65^\circ$ . [3, 17, 19].

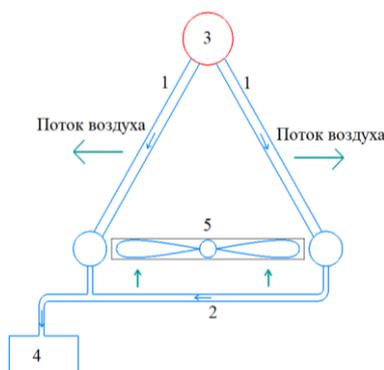


Рис. 1. Воздушный конденсатор, где 1 – поверхность теплообмена (конденсаторные и дефлегматорные секции); 2 – steam condensate; 3 – сконденсировавшийся пар; 4 – распределительный патрубок; 5 – вентилятор

Fig. 1. Air cooled condenser, where 1 – heat exchange surface (condensing and refluxing section); 2 – steam condensate; 3 – condensate collector; 4 – collector

\*Источники: составлено автором. Source: compiled by the author

Одним из направлений исследования ВКУ является процесс теплообмена как в установке в целом, так и в отдельных ее элементах. По результатам исследований [11, 12] при использовании гибридного ВК в паротурбинных установках цикла Ренкина теплоотдача дефлегматорных секций возрастает в 4,7 раза. Для воздушного конденсатора, работающего на ОРС, необходимо при расчете теплообмена учитывать поправочные коэффициенты [21]. Авторами в [22] рассмотрен способ интенсификации теплообмена воздушных теплообменников, который позволяет повысить энергоэффективность независимо от срока эксплуатации.

Многие исследователи предлагают меры против неблагоприятного воздействия ветра, которое ухудшает характеристики конденсатора, в статьях [7, 8, 17] рассмотрены совершенствование конструкции ВКУ, а в работах [9, 10] приводятся решения многокритериальной оптимизации по смягчению последствий ветра для конденсатора.

Вопросы влияния аэродинамических характеристик и выбор мощности вентилятора приведены в [14, 22, 23]. Применение тихоходных двигателей положительно сказывается на эффективности работы ВКУ. Показано, что реальные расходно-напорные характеристики заводов-изготовителей не всегда соответствуют эксплуатационным.

Цель работы – получить численные оценки влияния температуры воздуха и давления в конденсаторе на коэффициент теплопередачи, теплоотдачи, гидравлические сопротивления; расширить информационную базу для разработки рекомендаций по выбору параметров воздушных конденсаторов, работающих в составе паротурбинных энергоблоков

**Материалы и методы (Materials and methods)**

Объектом исследования был выбран конденсационный энергоблок мощностью 110 МВт, предполагаемое место функционирования – северные районы со среднегодовой температурой  $-5^\circ\text{C}$  [19, 20]. Основные исходные данные, принятые при расчете воздушно-конденсационной установки, приведены в таблице 2.

Таблица 2  
Table 2

Исходные данные для расчета воздушного конденсатора\*  
Initial data for calculating an air condenser

Наименование	Единицы измерения	Значение			
		8	10	15	20
Давление в конденсаторе	кПа	8	10	15	20
Расход водяного пара	кг/с	96,17			
Энтальпия водяного пара на входе в конденсационную установку	кДж/кг	2576,2	2584	2392	2425,6
Температура насыщения	$^\circ\text{C}$	41,51	45,81	53,97	60
Энтальпия конденсата на выходе из конденсационной установки	кДж/кг	173	192	226	251

Продолжение таблицы 2. *Continuation of Table 2*

Наименование	Единицы измерения	Значение
Количество ходов пара по теплообменным поверхностям		1
Охлаждающий теплоноситель		воздух
Начальная температура охлаждающего теплоносителя	°C	-5

\* *Источник: составлено автором. Source: compiled by the author*

При давлении в конденсаторе менее 8 кПа прирост мощности оказывается меньшим, чем дополнительное потребление энергии вентиляторами. Таким образом, отпуск электроэнергии потребителя при снижении давления в конденсаторе менее 8 кПа уменьшается при одновременном росте размеров поверхности теплообмена. Иными словами, давление 8 кПа для заданных расчетных условий является нижним техническим пределом при выборе давления конденсации. Эксплуатация ВКУ при плюсовых температурах окружающего воздуха может привести к необходимости снижения расхода пара и, как следствие, снизится мощность турбины, чтобы поддерживать давление конденсации в допустимых рабочих пределах [8, 19, 20]. Максимально допустимое значение давления по условиям работы последних ступеней и выхлопного патрубка турбины является верхним техническим пределом при выборе давления конденсации.

Применяя пучки оребренных труб, можно развить площадь поверхности теплообмена со стороны воздуха и тем самым скомпенсировать относительно низкие коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха по сравнению с коэффициентами теплоотдачи для охлаждаемых или конденсируемых технологических жидкостей.

Преимуществом эллиптических труб является тот факт, что аэродинамическое сопротивление при поперечном обтекании воздухом таких форм меньше, чем труб круглого сечения [6, 7, 18, 24, 25]. Данное преимущество дает возможность в случае равных потерь напора в трубном пучке конденсатора получить больше скорость течения воздуха, вследствие чего повышается удельный теплосъем с поверхности теплообмена. Эллиптическая форма труб также позволяет сократить площадь, занимаемую конденсационной установкой, из-за более компактной компоновки со стороны обтекаемого воздуха. Более того, при работе воздушных конденсаторов в суровом климате, овальная форма труб имеет эксплуатационное преимущество. Так, в случае замерзания в трубах конденсата они расширяются в сторону своей меньшей оси, принимая круглую форму, без потери плотности.

При расчете поверхности теплообмена и геометрии секций конденсатора с воздушным охлаждением принимались эллиптические трубы с эллиптическим оребрением с соотношением осей 4:1, на рисунке 2 пример трубы представлен схематично [19, 20].

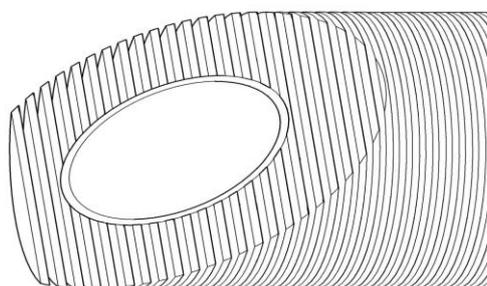


Рис. 2. Теплообменная труба эллиптической формы с оребрением эллиптическим

*Fig. 2. Elliptical-shaped heat exchange tube with elliptical fins*

\* *Источник: составлено автором*

\* *Source: compiled by the author*

Расчет конструктивных и аэродинамических характеристик конденсатора с воздушным охлаждением выполняется методом последовательных итераций. На рисунке 3 представлен алгоритм расчета для конденсаторных секций, дефлегматорные рассчитываются аналогично. Некоторые результаты расчета конденсатора с воздушным охлаждением были представлены авторами в более ранних работах [19, 20].

Определение размеров эллиптических труб, их количества и коэффициент оребрения поверхности труб проводится на основе методов проектирования теплообменных аппаратов и интенсификации теплообменных процессов [5, 6, 19, 24-26].

При расчете коэффициента теплопередачи учитывается поверхность теплообмена, к которой он отнесен, например, это может быть поверхность гладкой трубы по основанию ребер или полная поверхности оребрения. В зависимости от того, к какой поверхности теплообмена трубы отнесен коэффициент теплопередачи в воздушной конденсационной установке, его значения могут быть разными. И, соответственно, площадь поверхности, рассчитанная из уравнения теплообмена, также будет разной. Предлагается оценивать коэффициент теплопередачи относительно полной наружной площади поверхности оребрения. Тогда для эллиптической трубы с оребрением коэффициент теплопередачи, определяется по уравнению:

$$k = \left[ \frac{1}{\alpha_{\text{п}}} \phi + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \phi + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \right]^{-1},$$

где  $\alpha_{\text{п}}$  – конвективный коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны трубы;  $\alpha_{\text{в}}$  – приведенный конвективный коэффициент теплоотдачи от оребрения к воздуху, отнесенный к полной поверхности оребрения;  $\lambda_{\text{ст}}$  – коэффициент теплопроводности материала стенки теплообменной трубы;  $\delta_{\text{ст}}$  – толщина стенок теплообменной трубы;  $\phi$  – коэффициент увеличения площади оребренной поверхности.



Рис. 3. Блок-схема методики расчета Fig. 3. Flow chart of the calculation method for the condenser sections of an Air-Cooled Condenser\*

\* Источник: составлено автором

\* Source: compiled by the author

Конвективный коэффициент отдачи теплоты воздуха для поперечного обтекания шахматных пучков труб заданной формы определяется по формуле:

$$\alpha_{\text{в}} = 0,93 \frac{\lambda}{L} \left( \frac{w_{\text{в}} L}{\vartheta} \right)^{0,45} \text{Pr}^{0,33},$$

где  $L$  – характерная длина оребренной трубы в поперечном потоке воздуха,  $w_{\text{в}}$  – скорость воздуха в сжатом поперечном сечении пучка;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности воздуха;  $\vartheta$  – коэффициент кинематической вязкости воздуха;  $\text{Pr}$  – число Прандтля для воздуха.

Конвективный коэффициент отдачи теплоты для ламинарного и турбулентного режима течения пара и пленки конденсата, при полной или частичной конденсации насыщенного и перегретого пара внутри труб, при опускном движении по длине трубы может быть рассчитан по уравнению:

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{0,925\lambda}{\text{Re}_{\text{пл}}^{1/3} L} \left( \sin\Theta + 0,345 \frac{L}{d_3} \cos\Theta \right)^{1/3} \left[ 1 + \frac{(cAB)^3}{\sin\Theta + 0,345 \frac{L}{d_3} \cos\Theta} \right]^{-1/3},$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности пара;  $\text{Re}_{\text{пл}}$  – число Рейнольдса в выходном сечении трубы,  $d_3$  – эквивалентный диаметр сжатого поперечного сечения пучка;  $A$  – безразмерный параметр;  $B$  и  $c$  – коэффициенты.

Тепловая нагрузка конденсатора, определяется из уравнения теплового баланса воздушного конденсатора:

$$Q = G_{\text{п}} (h_{\text{п}} - h_{\text{к}}) \eta,$$

где  $G_{\text{п}}$  – массовый расход пара на входе в конденсатор;  $h_{\text{п}}, h_{\text{к}}$  – энтальпии пара и конденсата на входе и выходе из конденсатора соответственно,  $\eta$  – эффективность теплообмена; в расчетах принимается, что 85 % пара конденсируется в конденсаторных секциях, 15 % – в дефлегматорных секциях ВКУ.

Расчетная площадь поверхности воздушного конденсатора определяется как:

$$F_{\text{п}} = \frac{Q}{k \Delta t},$$

$\Delta t$  – средний температурный напор в конденсаторе.

При поперечном обтекании пучков труб сопротивление рассматривают как сумму местных сопротивлений от внезапного сужения и расширения потока воздуха при движении его по межтрубному пространству  $z$ -рядного пакета:

$$\Delta p_{\text{в}} = \Delta p_2 + \Delta p_{\gamma 2} + \Delta p'_2,$$

где  $\Delta p_2$  – потери давления изотермического потока воздуха;  $\Delta p_{\gamma 2}$  – потери давления от ускорения потока воздуха вследствие его нагревания;  $\Delta p'_2$  – потери давления от самотяги.

Основным компонентом аэродинамической системы конденсатора является вентилятор, через который проходит большой объемный расход воздуха при этом величина напора будет относительно невелика.

Объемный расход воздуха через вентилятор:

$$V_{\text{вп}} = 3600 \chi_{\text{фр}} f_{\text{фр}} w \frac{\rho_{\text{н.у}}}{\rho},$$

где  $\chi_{\text{фр}}$  – коэффициент «загромождения» поперечного сечения пучка секции для прохода воздуха;  $f_{\text{фр}}$  – фронтальное сечение аппарата;  $w$  – скорость воздуха;  $\rho_{\text{н.у}}$  – плотность воздуха при нормальных условиях;  $\rho$  – плотность воздуха при средней температуре его в секциях.

Потребляемая вентиляторами мощность:

$$N = V_{\text{вп}} \Delta p_{\text{в}} / 3,6 \cdot 10^6 \eta_{\text{вент}},$$

где  $\eta_{\text{вент}}$  – коэффициент полезного действия вентилятора.

### Результаты (Results)

При проектировании конденсатора с воздушным охлаждением, необходимо задать некоторые технические и конструктивные характеристики не только для самого конденсатора, но и для энергоустановки в целом. Основными характеристиками являются расчетная температура окружающего воздуха, расход конденсирующегося пара и давление конденсации. Естественно, что с уменьшением давления конденсации (при расчетной температуре окружающего воздуха), увеличивается площадь поверхности теплообмена и мощность, потребляемая вентиляторами. Расчеты проводились для давления в конденсаторе от 8 до 20 кПа. Результаты расчетов для эллиптических труб конденсаторных и дефлегматорных секций представлены в таблице 3 при давлении 15 кПа в конденсационной установке. Данное значение давления обусловлено оценкой и анализом величины полезной мощности паровой турбины, которые были выполнены авторами ранее и приведены в работе [19].

Конструктивные особенности труб конденсатора с воздушным охлаждением варьируются в зависимости от принятого расчетного давления конденсации пара, а расход охлаждающего воздуха определяется в зависимости от температуры окружающей среды. Однако, в приведенных расчетах площадь поверхности теплообмена конденсатора принимается постоянной во всех вариантах.

Таблица 3  
Table 3

Результаты расчетов для эллиптических труб конденсаторных и дефлегматорных секций при давлении 15 кПа в воздушно-конденсационной установке\*

Results of calculations of condenser and reflux condenser sections with elliptical pipes and a pressure of 15 kPa in an air condenser

Наименование	Обозначение	Единицы измерения	Конденсатная секция	Дефлегматорная секция
Расчетная площадь поверхности теплообмена одной секции	$F_p$	$m^2$	635	580
Фронтальное сечение аппарата	$f_{фр}$	м	65,4	71,4
Рабочий расход воздуха через одну секцию	$V_{ср}$	$m^3/ч$	47541	102397,5
Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха	$\alpha_в$	$Вт/м^2 \cdot К$	25,1	30,73
Коэффициент теплоотдачи со стороны пара	$\alpha_п$	$Вт/м^2 \cdot К$	16136,9	14886
Коэффициент теплопередачи	$k$	$Вт/м^2 \cdot К$	24,34	29,54
Средний температурный напор	$\Delta T$	К	39	42

\*Источник: составлено автором. Source: compiled by the author

Из рисунка 4 видно, что расчетная площадь поверхности теплообмена для одной конденсатной секции изменяется в пределах от 365,25 до 828,6  $m^2$ , для дефлегматорной секции площадь составляет 331,12...751  $m^2$ , при этом давление в конденсаторе принято от 8 до 20 кПа.

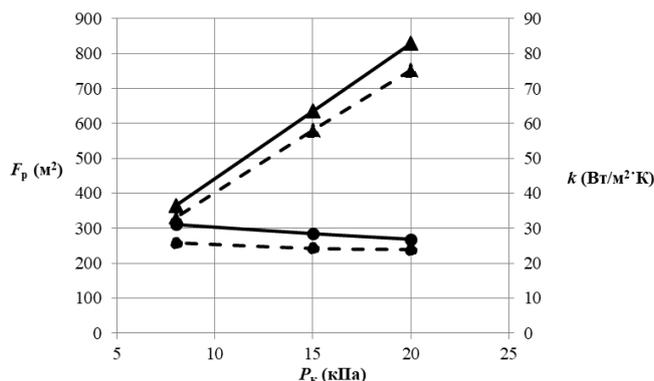


Рис. 4. Расчетная площадь поверхности теплообмена одной секции  $F(m^2)$  обозначена  $\blacktriangle$  и коэффициент теплопередачи  $k(Вт/м^2 \cdot К)$  –  $\bullet$  для конденсатных (—) и дефлегматорных (- - -) секций при различных давлениях в воздушном конденсаторе

Fig. 4. The calculated heat exchange surface area of one section  $F(m^2)$  is indicated by  $\blacktriangle$  and the heat transfer coefficient  $k(W/m^2 \cdot K)$  is indicated by  $\bullet$  for condensate (—) and dephlegmator (- - -) sections at different pressures in the air condenser\*

\* Источник: составлено автором

Рекомендуется принимать значение установленной площади поверхности теплообмена одной конденсаторной и дефлегматорной секции на 12...15% превышающее расчетное значение. Такое увеличение по значению обеспечит запас поверхности теплообмена при снижении коэффициента теплопередачи вследствие загрязнения поверхности оребренных труб как внутри, так и снаружи, а также при превышении атмосферного воздуха выше расчетной.

Коэффициент теплопередачи для конденсаторной секции составляет 31,1...26,9  $Вт/м^2 \cdot К$ , для дефлегматорной секции – 25,95...23,98  $Вт/м^2 \cdot К$ .

Из рисунка 5 можно видеть, что коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха для конденсаторных секций 26,5...24,9  $Вт/м^2 \cdot К$ , для дефлегматорных секций – 31,9...28,12  $Вт/м^2 \cdot К$ . Коэффициент теплоотдачи пара для конденсаторных секций 16981...16141  $Вт/м^2 \cdot К$ , для дефлегматорных секций – 15791...14891  $Вт/м^2 \cdot К$ .

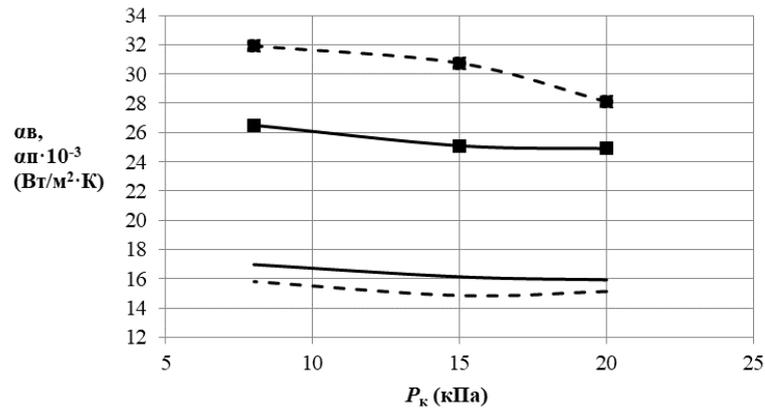


Рис. 5. Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха  $\alpha_v$  (Вт/м²·К) обозначен ■ и коэффициент теплоотдачи пара  $\alpha_n \cdot 10^{-3}$  (Вт/м²·К) для конденсаторных (—) и дефлегматорных (- - -) секций\*

Fig. 5. The coefficient of heat transfer from the air side  $\alpha_v$  (W/m²·K) is indicated by ■ and the coefficient of heat transfer of steam  $\alpha_n \cdot 10^{-3}$  (W/m²·K) for condensate (—) and dephlegmator (- - -) sections\*

\*Источник: составлено автором

\* Source: compiled by the author

Наклон трубы относительно вертикальной оси уменьшает влияние экранирующего слоя конденсата и обеспечивает более эффективный процесс теплообмена. Шатровое расположение секций воздушного конденсатора позволяет реализовать это наилучшим образом. Увеличение угла наклона каждой секции приводит к снижению конвективного коэффициента теплоотдачи от пара и увеличивает проецирующую поверхность (рис. 6).

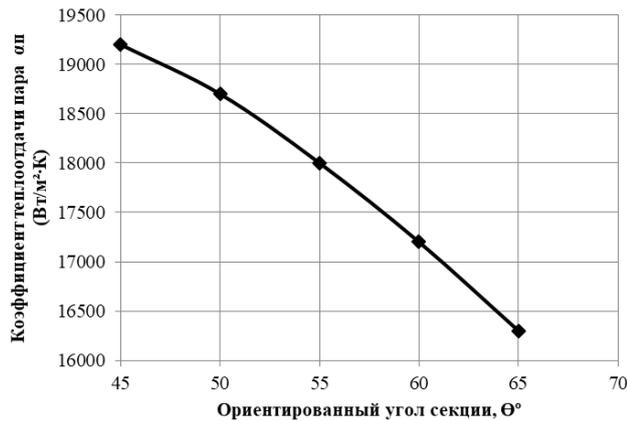


Рис. 6. Влияние ориентированного угла секций на конвективный коэффициент теплоотдачи пара\*

Fig. 6. Convective heat transfer coefficient of steam from the oriented angle of the sections \*

\*Источник: составлено автором

\*Source: compiled by the author

Потери давления воздушного потока, аэродинамическое сопротивление и потребляемая мощность вентилятора воздушно-конденсационной установки при различных давлениях в конденсаторе приведены в таблице 4.

Таблица 4  
Table 4

Результаты расчета аэродинамического сопротивления\*  
Aerodynamic drag calculation results

Наименование	Обозначение, размерность	Конденсаторные секции			Дефлегматорные секции		
		$p_k$ , кПа			$p_k$ , кПа		
		8	15	20	8	15	20
Потери давления изотермического потока воздуха	$\Delta p_2$ , Па	15,4	13,32	13,04	27,50	25,10	19,15
Потери давления от ускорения потока воздуха вследствие его нагревания	$\Delta p_{y2}$ , Па	0,48	0,70	0,85	0,93	1,46	1,35

Продолжение таблицы 4. *Continuation of Table 4.*

Потери давления от самотяги**	$\Delta p'_2$ , Па	2,50	4,17	4,59	2,50	4,17	4,59
Аэродинамическое сопротивление	$\Delta p_b$ , Па	13,40	18,20	18,49	25,95	22,40	15,91
Потребляемая мощность вентилятором	$N$ , кВт	2,30	3,06	3,26	6,17	5,40	3,34

\*Источник: составлено автором. *Source: compiled by the author*

\*\*В ВКУ охлаждающий воздух движется восходящим потоком, поэтому сопротивление  $\Delta p'_2$  следует вводить в формулу с отрицательным знаком, при нисходящем потоке воздуха сопротивление  $\Delta p'_2$  является дополнительным сопротивлением.

На рисунке 7 показано изменение мощности, затрачиваемой на привод вентилятора в зависимости от температуры окружающего воздуха при различных давлениях в конденсаторе.

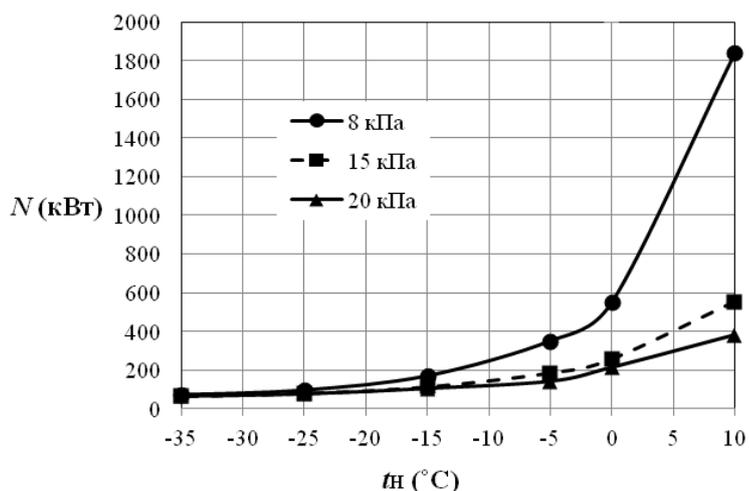


Рис. 7. График зависимости мощности вентиляторов от температуры охлаждающего воздуха\*

*Fig.7. The influence of cooling air temperature on fan power\**

\*Source: compiled by the author

\*Источник: составлено автором

Для конденсационного энергоблока мощностью 110 МВт затраты электроэнергии на привод вентиляторов ВКУ варьируется в диапазоне от 65 до 1820 кВт, и зависят от температуры охлаждающего воздуха. Из рисунка 7 видно, что при плюсовых температурах воздуха мощность на привод вентиляторов существенно увеличивается и чем глубже вакуум в конденсаторе, тем выше прирост мощности.

#### Заключение (Conclusion)

1. Вопросы проектирования и применения конденсаторов с воздушным охлаждением широко обсуждаются в публикациях нефтехимического сектора, однако в энергетике в настоящее время изучены недостаточно полно.

2. Были рассмотрены существующие конструкции конденсаторов с воздушным охлаждением, установлено, что для стационарных конденсационных установок для водяного пара наиболее оптимальной является конструкция с шатровой компоновкой теплообменных секций и нижним расположением вентилятора.

3. При повышении температуры охлаждающего воздуха увеличиваются энергозатраты на привод вентиляторов, что ограничивает применение энергоблоков с воздушным охлаждением в регионах с теплым климатом и позволяет использовать их в районах Крайнего Севера со среднегодовой температурой воздуха на уровне  $-5$  °C.

4. При определении значения коэффициента теплоотдачи оребренной трубы большую роль имеет значение конвективного коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха. Коэффициент теплопередачи оребренной трубы ВКУ находится в пределах  $24...26$  Вт/м<sup>2</sup>·К для конденсаторной секций и  $27...31$  Вт/м<sup>2</sup>·К для дефлегматорной секции (в зависимости от конечного давления пара). В отличие от системы водяного охлаждения конденсаторов, системы с воздушным охлаждением требуют развитых поверхностей теплообмена, чтобы полностью конденсировать пар. Однако, для систем с воздушным охлаждением не требуются дополнительные трубопроводы для подвода воды.

5. На основе проведенных исследований принято, что для предотвращения замерзания конденсата, по мере понижения температуры охлаждающего воздуха уменьшается и значение коэффициента теплопередачи за счет снижения мощности работы вентиляторов. Данное решение позволяет также в значительной степени сократить затраты на собственные нужды.

6. Для решения проблемы замерзания возможно использование труб эллиптической формы, с соотношением осей 4:1. Такие трубы, в случае замерзания в них конденсирующегося пара, расширяются в направлении малой оси сечения без значимого утонения и разрушения стенки благодаря вытянутой форме сечения. Поэтому нет необходимости в остановке работы конденсатора. Стоит также упомянуть, что США имеют положительный опыт эксплуатации данной технологии в штате Аляска, схожей по своим климатическим условиям с климатом, рассмотренным авторами в расчете.

7. Уменьшение расчетного значения давления в воздушном конденсаторе (при фиксированной температуре охлаждающего воздуха) приводит к увеличению необходимой мощности вентиляторов. При этом в области отрицательных температур окружающего воздуха до  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  увеличение мощности вентиляторов происходит на 28 до 57 %, при  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  уже в 2 раза возрастает мощность, при  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$  и выше наблюдается существенное увеличение мощности вентиляторов, поэтому требуется решать задачу оптимизации давления в конденсаторе с учетом изменения мощности турбины, затрат мощности на вентиляторы и поверхности теплообмена ВКУ.

### Литература

1. Хассан Т., Дыганова Р. Я. Инженерные решения по снижению воздействия тепловых сбросов энерготехнологических установок на качество вод водоемов-охладителей // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2010. №5-6. С. 105-110.
2. Ларионов В.Г., Шереметьева Е.Н. Современное состояние мировых водных ресурсов и основные направления по увеличению их доступности // Известия Иркутской государственной экономической академии. 2015. Т. 25. № 4. С. 590–596. doi: [http://dx.doi.org/10.17150/1993-3541.2015.25\(4\).590-596](http://dx.doi.org/10.17150/1993-3541.2015.25(4).590-596).
3. Дмитриева К.В., Дмитриева О.С. Повышение эффективности теплоэнергетических процессов при использовании воздушных конденсаторов // Вестник технологического университета. 2014. Т.17. № 11. С. 103 – 105.
4. Гомборагчаа Н., Аронсон К.Э. Применение воздушных конденсационных установок на паровых турбинах ТЭС // Третья научно-техническая конференция молодых ученых Уральского энергетического института УРФУ. Екатеринбург: УрФУ, 2018. С. 98 – 101.
5. Федоров В.А., Мильман О.О. Конденсаторы паротурбинных установок. М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2013. 560 с.
6. Dry cooling systems. SPX Corporation. 2014. Доступно по: <https://cdn.thomasnet.com/ccp/30728866/186111.pdf>. Ссылка активна на 05.05.2023.
7. Chen L., Yang L., Du X., et al. Novel air-cooled condenser with V-frame cells and induced axial flow fans // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2018. N 117. pp. 167–182.
8. Kong Y., Wang W., Huang X. et al. Annularly arranged air-cooled condenser to improve cooling efficiency of natural draft direct dry cooling system // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2018. N 118. pp. 587 – 601.
9. Marincowitz F.S., Owen M.T.F., Muiyser J. Multi-objective optimisation for wind resistant air-cooled condenser operation // Applied Thermal Engineering. 2023. Vol. 218. 119382.
10. Marincowitz F., Owen M., Muiyser J., et al. Uniformity index as a universal air-cooled condenser fan performance metric // International Journal of Turbomachinery. Propulsion and Power. 2022. Vol. 7, N 4. p. 35.
11. Du Plessis J., Owen M. Techno-economic analysis of hybrid ACC performance under different meteorological conditions // Energy. 2022. Vol. 255, N 1. 124494.
12. Du Plessis J., Owen M. A single-stage hybrid (dry/wet) dephlegmator for application in air-cooled steam condensers: Performance analysis and implications // Thermal Science and Engineering Progress. 2021. Vol. 26, N 1. 101108.
13. Филимонов В.А., Шаломов В.И. Воздушно-конденсационные установки как эффективное средство обеспечения тепловой экономичности и экологической безопасности строящейся Советско-Гаванской ТЭЦ // ДАЛЬНЕВОСТОЧНАЯ ВЕСНА – 2018. Материалы

16-й Международной научно-практической конференции по проблемам экологии и безопасности; 27 апреля 2018 г., Комсомольск-на-Амуре. КСЛ.: Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет, 2018. С. 167-170.

14. Фёдоров В.А., Мильман О.О., Ананьев П.А. и др. Результаты экспериментально-расчетных исследований воздушного потока в циркуляционных воздушных конденсаторов паротурбинных установок // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия машиностроение. 2015. №5. С. 87-105.

15. Фёдоров В.А., Мильман О.О., Кирюхин А.В. и др. Разработка, изготовление и испытание типовой натурной секции высокоэффективного воздушного конденсатора // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2015. №6. С.102-112.

16. Owen M., Kröger D.G. A numerical investigation of vapor flow in large air-cooled condensers // Applied Thermal Engineering. 2017. N127. pp. 157–164.

17. Huang X., Chen L., Kong Y., et al. Effects of geometric structures of air deflectors on thermo-flow performances of air-cooled condenser // International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018. N 118. pp. 1022 – 1039.

18. Данильчик Е.С., Сухоцкий А.Б., Кунтыш В.Б. Экспериментальные исследования эффективности однорядного пучка из биметаллических оребренных труб с различной высотой оребрения при свободно-конвективном теплообмене с воздухом // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2020. Т. 22. № 5. С.128-141.

19. Боруш О.В., Синельников Д.С., Григорьева О.К. и др. Оценка влияния параметров пара в воздушном конденсаторе на эффективность турбогенератора // Научный вестник Новосибирского государственного технического университета. Т. 68, № 3. Новосибирск: изд-во НГТУ, 2017. С. 49 – 61.

20. Rylskiy A, Borush O, Peterson G. The analysis of an air condenser's performance in Russia's high northern climate // Applied Mechanics and Materials. 2015. Vol. 792. pp. 393–400.

21. Tsubulskiy S., Galashov N., Mel'nikov D. et al. Improvement air condensers evaluation model. MATEC Web of Conferences: 2018 Heat and mass transfer in the thermal control system of technical and technological energy equipment, HMTTSC 2018;24-26 Apr 2018; Tomsk, Russia. France: EDP Sciences; 2018. Art. 01017.

22. Жинов А.А., Шевелев Д.В., Ананьев П.А. Моделирование потерь давления воздуха в оребренном трубном пучке воздушного конденсатора // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2013. №3. С. 105-116.

23. Мильман О.О., Кондратьев А.В., Птахин А.В. и др. Экспериментальные исследования распределения потоков воздуха в воздушных конденсаторах пара // Теплоэнергетика. 2019. №12. С. 77-85.

24. Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю. и др. Повышение эффективности теплообменных аппаратов паротурбинных установок за счет применения профильных витых трубок // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2016. №7-8. С. 72-78.

25. Сухоцкий А. Б., Сидорик Г. С. Исследование смешанноконвективной теплоотдачи однорядных воздухоохлаждаемых теплообменников при различных поперечных шагах установки труб // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2017. Т. 19. №11-12. С. 3-11.

26. Гильфанов К.Х., Шакиров Р.А., Гайнуллин Р.Н. и др. Способ интенсификации теплообмена на основе интеллектуального управления режимными характеристиками теплообменного оборудования // Вестник КГЭУ. 2022. Т. 14. № 4(56). С. 91-102.

#### **Авторы публикации**

**Боруш Олеся Владимировна** – д-р техн. наук, профессор, кафедра «Тепловые электрические станции», Новосибирский государственный технический университет.

**Григорьева Оксана Константиновна** – канд. техн. наук, доцент, кафедра «Тепловые электрические станции», Новосибирский государственный технический университет.

**Францева Алина Алексеевна** – канд. техн. наук, доцент, кафедра «Тепловые электрические станции», Новосибирский государственный технический университет.

## References

1. Khassan T, Dyganova RYa. Engineering solutions for reducing the impact of thermal discharges from power plants on the water quality of reservoirs-coolers. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2010; (5-6): 105-110. (In Russ).
2. Larionov VG, Sheremetieva EN. The current state of the world's water resources and main directions for increasing their availability. *Izvestiya of Irkutsk State Economics Academy*. 2015; 25(4):590–596. (In Russ). doi: [http://dx.doi.org/10.17150/1993-3541.2015.25\(4\).590-596](http://dx.doi.org/10.17150/1993-3541.2015.25(4).590-596).
3. Dmitrieva KV, Dmitrieva OS. Povyshenie ehffektivnosti teploehnergeticheskikh protsessov pri ispol'zovanii vozdushnykh kondensatorov. *Herald of technological university*. 2014; 17(11): 103-105. (In Russ).
4. Gomboragchaa N, Aronson KE. Primenenie vozdushnykh kondensatsionnykh ustanovok na parovykh turbinakh TEHS [Use of air cooled condenser on steam turbine in the thermal power plant]. *Tret'ya nauchno-tehnicheskaya konferentsiya molodykh uchenykh Ural'skogo ehnergeticheskogo instituta URFU*. Ekaterinburg: Izd-vo UrfU, 2018. Pp.98-101. (In Russ.).
5. Fedorov VA., Mil'man OO. *Kondensatory paroturbinnykh ustanovok*. Moscow: Baumanpress; 2013. (In Russ).
6. Dry cooling systems. SPX Corporation. Available at: <https://cdn.thomasnet.com/ccp/30728866/186111.pdf>. Accessed: 05.05.2023.
7. Chen L., Yang L., Du X., et al. Novel air-cooled condenser with V-frame cells and induced axial flow fans // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018. N 117. pp. 167–182. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.09.139>.
8. Kong Y, Wang W, Huang X, et al. Annularly arranged air-cooled condenser to improve cooling efficiency of natural draft direct dry cooling system. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018;118:587 – 601. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.031>.
9. Marincowitz FS, Owen MTF, Muiyser J. Multi-objective optimisation for wind resistant air-cooled condenser operation. *Applied Thermal Engineering*. 2023; 218:119382. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119382>.
10. Marincowitz F, Owen M, Muiyser J, et al. Uniformity index as a universal air-cooled condenser fan performance metric. *International Journal of Turbomachinery. Propulsion and Power*. 2022;7(4):35. <https://doi.org/10.3390/ijtp7040035>.
11. Du Plessis J, Owen M. Techno-economic analysis of hybrid ACC performance under different meteorological conditions. *Energy*. 2022;255(1):124494. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124494>.
12. Du Plessis J, Owen M. A single-stage hybrid (dry/wet) dephlegmator for application in air-cooled steam condensers: Performance analysis and implications. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2021;26(1):101108. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.101108>.
13. Filimonov VA, Shalomov VI. Vozdushno-kondensatsionnye ustanovki kak effektivnoe sredstvo obespecheniya teplovoi ekonomichnosti i ekologicheskoi bezopasnosti stroyashcheisya Sovetsko-Gavanskoi TETs. *DAL"NEVOSTOChNAYA VESNA – 2018. 16-i Mezhdunarodnaya nauchno-prakticheskaya konferentsiya po problemam ekologii i bezopasnosti; 27 Apr 2018; Komsomolsk-on-Amur, Russia*. Komsomolsk-on-Amur: SEIHPE Publ., 2018. pp. 167-170. (In Russ.).
14. Fedorov VA, Mil'man OO, Anan'ev P.A., et al. Results of experimental and computational analysis of air flow in circle channels of air-cooled condensers of steam power plants. *Herald of the Bauman Moscow state technical university. Mechanical engineering*. 2015; (5):87-105. (In Russ).
15. Fedorov VA, Mil'man OO, Kiryukhin AV. Development, production and test of typical full-scale section of the highly efficient air-cooled condenser. *Thermal engineering*. 2015; (6):102-112. (In Russ).
16. Owen M, Kröger DG. A numerical investigation of vapor flow in large air-cooled condensers. *Applied Thermal Engineering*. 2017; 27:157–164. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.026>.
17. Huang X, Chen L, Kong Y, et al. Effects of geometric structures of air deflectors on thermo-flow performances of air-cooled condenser. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2018; 118:1022 – 1039. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.071>.
18. Danilchik ES, Sukhotsky AB, Kuntyshev VB. Experimental studies of the efficiency of a single-row bundle of bimetallic finned tubes with different finning heights in free convective heat exchange with air. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2020; 22(5):128-141. (in Russ). doi: <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2020-22-5-128-141>.

19. Borush OV, Sinel'nikov DS, Grigor'eva OK, et al. Evaluation of the effect of steam parameters in the air condenser on the efficiency of the turbogenerator. *Nauchnyi vestnik Novosibirskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2017; 68(3):49-61. (In Russ.).

20. Rylskiy A, Borush O, Peterson G. The analysis of an air condenser's performance in Russia's high northern climate. *Applied Mechanics and Materials*. 2015; 792:393–400. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.792.393>

21. Tsibulskiy S., Galashov N., Mel'nikov D. et al. Improvement air condensers evaluation model. *MATEC Web of Conferences: 2018 Heat and mass transfer in the thermal control system of technical and technological energy equipment, HMTTSC 2018; 24-26 Apr 2018; Tomsk, Russia*. France: EDP Sciences; 2018. Art. 01017. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201819401017>.

22. Zhinov AA, Shevelev DV, Anan'ev PA. Modelirovanie poter' davleniya vozdukha v orebrennom trubnom puchke vozdušnogo kondensatora. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana*. 2013; (3):105-116. (In Russ).

23. Mil'man OO, Kondrat'ev AV, Ptakhin AV, et al. Experimental studies on the distribution of air flows in air cooled steam condensers. *Thermal engineering*. 2019; 66(12):936-943. <https://doi.org/10.1134/S004060151912005X>.

24. Brodov YuM, Aronson KE, Ryabchikov AYu, et al. Povyshenie effektivnosti teploobmennyykh apparatov paroturbinnyykh ustanovok za schet primeneniya profil'nykh vitykh trubok. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2016; (7-8):72-78. (In Russ).

25. Sukhotskii AB, Sidorik GS. Investigation of a mixed-convective heat treatment of single-air air cooled exchangers in various cross-steps pipe installation. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2017; 19(11-12):3-11. (In Russ).

26. Gil'fanov KKh, Shakirov RA, Gainullin RN. A method for intensifying heat exchange based on intelligent control of the operating characteristics of heat exchange equipment. *Vestnik KGEU*. 2022; 14(4(56)):91-102. (In Russ).

#### **Authors of the publication**

**Olesya V. Borush** – Novosibirsk State Technical University.

**Oksana K. Grigoryeva** – Novosibirsk State Technical University.

**Alina A. Frantseva** – Novosibirsk State Technical University.

*Шифр научной специальности: 2.4.5 Энергетические системы и комплексы.*

**Получено** **04.12.2023 г.**

**Отредактировано** **10.01.2024 г.**

**Принято** **18.01.2024 г.**