



ЭНЕРГЕТИКА ЭКОЛОГИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

Информационно-аналитический
бюллетень
ПАО «Мосэнерго»



Выпуск № 2 / 2022

СУХИЕ ГРАДИРНИ
И ВОЗДУШНО-КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ
В ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ

УДК 620.9:502/504
ББК 31+20.1
Э 40

Издание выходит с 2022 года

Главный редактор академик РАН **А.В. Клименко**

Э 40 **Экология, энергетика, энергосбережение** : бюллетень / под редакцией академика РАН А.В. Клименко. — Москва : ПАО «Мосэнерго», 2022 —.

ISBN 978-5-383-01604-6

Вып. 2. Сухие градирни и воздушно-конденсационные установки в тепловой энергетике / [О.О. Мильман ; Сухая вентиляторная градирня на ТЭЦ-12 Мосэнерго / В.С. Син, Н.А. Шаронов]. — 2022 — 48 с.

ISBN 978-5-383-01605-3

Выпуск посвящен воздушному охлаждению градирен и воздушно-конденсационным установкам тепловой энергетике, что особенно актуально в условиях возникающего дефицита пресной воды. Рассмотрены гибридные системы с сочетанием сухого и мокрого охлаждения, схемы отвода тепла от паровых турбин, основные применяемые конструктивные решения: компоновки теплообменных модулей, типы вентиляторов. Описана конструкция оптимальной для монтажа системы охлаждения теплообменных модулей полной заводской готовности. Представлены различные виды оребрения теплообменных труб, влияющего на эффективность охлаждения площади поверхности теплообмена, которые позволяют учитывать особенности работы систем охлаждения. Приведено сравнение характеристик вентиляторов разных производителей. Предложены конструкторско-технологические мероприятия, способствующие безотказности работы сухих градирен и воздушно-конденсационных установок.

УДК 620.9:502/504
ББК 31+20.1

ISBN 978-5-383-01605-3 (вып. 2)
ISBN 978-5-383-01604-6

© ПАО «Мосэнерго», 2022
© Мильман О.О., Син В.В., Шаронов Н.А., 2022

СУХИЕ ГРАДИРНИ И ВОЗДУШНО-КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ В ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Схемы установок воздушного охлаждения	7
2. Поверхности теплообмена для ВКУ и СВГ	13
3. Конструкции установок воздушного охлаждения	17
4. Оборудование ВКУ и СВГ	23
5. Особенности эксплуатации установок воздушного охлаждения	31
6. Воздушно-конденсационные установки для органических теплоносителей	41
Выводы	45
Сухая вентиляторная градирня на ТЭЦ-12 Мосэнерго	47

ОБ АВТОРАХ



МИЛЬМАН

Олег Ошеревич

лауреат Государственной премии РФ и премии ОАО «Газпром» в области науки и техники, заслуженный деятель науки и техники РФ, доктор технических наук, профессор.

Автор разделов 1—6

Авторы раздела «Сухая вентиляторная градирня на ТЭЦ-12 Мосэнерго»

СИН

Валерий Санович

заместитель главного инженера,
начальник управления технологии ТЭЦ-12

ШАРОНОВ

Никита Анатольевич

главный специалист теплотехнической
службы ТЭЦ-12



ЗА ДВА ПОСЛЕДНИХ ДЕСЯТИЛЕТИЯ СПРОС
НА СИСТЕМЫ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
В ЭНЕРГЕТИКЕ ВЫРОС БОЛЕЕ ЧЕМ В 20 РАЗ

Введение



Рост мировой экономики требует увеличения выработки электроэнергии, в результате чего повышается спрос на пресную воду для тепловых электростанций. Помимо тепловой энергетики в водных ресурсах нуждаются такие отрасли, как жилищно-коммунальное хозяйство, торговля, промышленность и сельское хозяйство. Кроме того, существует необходимость прекратить или снизить использование воды из водоемов и рек для достижения природоохранных, экологических и рекреационных целей, а это может еще больше осложнить будущее распределение национальных пресноводных ресурсов. Эти тенденции в определенной степени отражаются на тарифах водопотребления. Так, стоимость 1 м^3 пресной воды в Москве с 2012 по 2021 г. возросла в 1,9 раза, в Санкт-Петербурге за то же время — в 2,06 раза. В тарифах МОЭК на период 2019—2023 гг. предусмотрен рост стоимости теплоносителя для Москвы с 32,25 до 47,71 руб/ м^3 . Поэтому в мире, и в частности в России, всё большее внимание привлекают системы, в которых для конденсации отработавшего в турбине пара используется воздух взамен воды. Такие системы могут строиться на основе:

- * оборотной схемы технического водоснабжения с использованием сухих градирен, в которых, в отличие от обычных мокрых, потоки охлаждаемой воды и воздуха прямо не контактируют: тепло от воды к воздуху передается через разделяющую их стенку оребренной трубы. Охлажденная таким образом вода направляется в конденсатор паровой турбины, где в свою очередь исполняет роль хладоносителя;

- * воздушно-конденсационных установок (ВКУ). Конденсация пара происходит внутри оребренных труб, охлаждаемых наружным воздухом.

В 60—90-х годах прошлого века на мировом рынке преобладали системы испарительного (мокрого) охлаждения. Воздушное (сухое) охлаждение использовалось в основном на электростанциях, расположенных в районах с очень ограниченными водными ресурсами.

Тенденции использования систем сухого охлаждения на электростанциях резко усилились после 1990 г., а за последние 20 лет спрос на эти системы вырос более чем в 20 раз. На рис. 1 представлены данные о суммарной мощности вводимых ежегодно в мире энергоустановок, использующих установки сухого охлаждения. Доля таких установок составляет примерно 25 % от общего ввода.

Крупнейшими поставщиками ВКУ и сухих вентиляторных градирен (СВГ) являются SPX Cooling Technologies (США), GEA — ENEXIO (Венгрия — США), SPIG, Alstom (США, Италия), Innospin (Швейцария). Эти фирмы в течение последних 20 лет выпустили более 800 установок сухого охлаждения, в том числе значительное количество ВКУ.

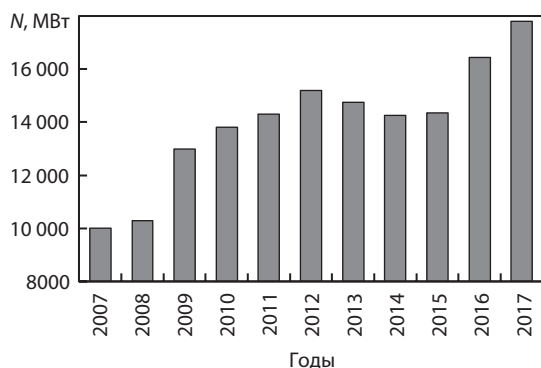


Рис. 1.
Годовой ввод энергоустановок с ВКУ и СВГ

На рис. 2, а показано распределение по странам Европы новейших электростанций, на которых используются ВКУ и СВГ, поставляемые фирмой SPX CT, а на рис. 2, б — размещение аналогичных электростанций в Северной Америке. Масштабы внедрения этих аппаратов во всем мире стремительно растут. Если до 1990 г. ВКУ для паровых турбин большой мощности были редкостью, то в последующие годы ограничений по мощности практически не осталось. По данным IEA, в сотню самых крупных в мире электростанций вошли две ТЭС с ВКУ: Chiba (Япония) мощностью 4380 МВт, занимающая 47-е место, и Matimba (ЮАР) мощностью 3920 МВт, находящаяся на 79-м месте.

Все большее применение находят установки воздушного охлаждения в энергетике России. Только в ООО «Газпром энергохолдинг» вошли в строй сухие вентиляторные градирни на Адлерской ТЭЦ, Серовской ГРЭС, на ТЭЦ-12 ПАО «Мосэнерго», Череповецкой ГРЭС и др. Совсем недавно введены в эксплуатацию Свободненская ТЭЦ с двумя СВГ.



а)



б)

Рис. 2.
Крупнейшие электростанции в Европе (а) и Северной Америке (б) с СВГ и ВКУ





В ЭНЕРГЕТИКЕ ДЛЯ ОТВОДА ТЕПЛА
ОТРАБОТАВШЕГО ПАРА С ПОМОЩЬЮ
ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
ПРИМЕНЯЮТСЯ СХЕМЫ ТРЕХ ТИПОВ

1 Схемы установок воздушного охлаждения



В энергетической практике для отвода тепла отработавшего пара с помощью воздуха применяются схемы трех типов (рис. 3).

Первый тип (рис. 3, а) — с конденсацией отработавшего пара внутри труб с наружным оребрением, охлаждаемых окружающим воздухом. Это классический воздушный конденсатор. Отработавший пар из турбины 1 по трубопроводу поступает в коллектор 2 ВКУ. К коллектору присоединены модули ВКУ 3 с поверхностью теплообмена из труб круглого, овального или плоскоовального сечения с наружным оребрением. Охлаждающий воздух обдувает оребренную поверхность, отводя тепло конденсирующегося пара в окружающую среду. Конденсат пара попадает в нижний коллектор 4 и сливается в конденсатосборник 5. Насос 6 подает конденсат в схему паротурбинной установки (ПТУ). Неконденсирующиеся газы выводятся воздухоудаляющим устройством 7.

Второй тип (рис. 3, б) — с использованием конденсаторов смесительного типа и охлаждением воды окружающим воздухом в оребренной поверхности теплообмена сухой градирни. Здесь отработавший пар ПТУ конденсируется не на внутренней поверхности труб 3, а на струях воды в смесительном конденсаторе 8. Конденсатный насос 6 подает часть конденсата в схему ПТУ, а остальной конденсат — в блок воздушного охлаждения, где его температура снижается вследствие передачи тепла воздуху. Охлажденный конденсат поступает в смесительный конденсатор через гидротурбину (схема Геллера) или дроссель 9, которые предназначены обеспечивать избыточное давление во всей теплообменной системе (кроме смесительного конденсатора). Тем самым гидротурбина позволяет уменьшить затраты энергии на прокачку конденсата. Неконденсирующиеся газы выводятся воздухоудаляющим устройством 7.

В схеме третьего типа (рис. 3, в) используются обычные поверхностные конденсаторы, в которые охлаждающая вода подается из сухой градирни, охлаждаемой воздухом. В этой схеме отработавший пар поступает в поверхностный конденсатор 10, где конденсируется на поверхности, охлаждаемой водой, тепло от которой отводится в блоке воздушного охлаждения. Циркуляция охлаждающей воды обеспечивается насосом 11, избыток воды находится в расширительном баке 12. Конденсатор 10 оснащен воздухоудаляющим устройством 7 и конденсатным насосом 6. В России наиболее распространена эта схема, привычная эксплуатационному персоналу ТЭС, но не самая эффективная.

На рис. 4 приведены графики изменения вдоль поверхности теплообмена температуры конденсирующегося пара t_s , охлаждающего воздуха $t_{вз}$ и воды t_w в виде промежуточного теплоносителя. В случаях, когда используется промежуточный

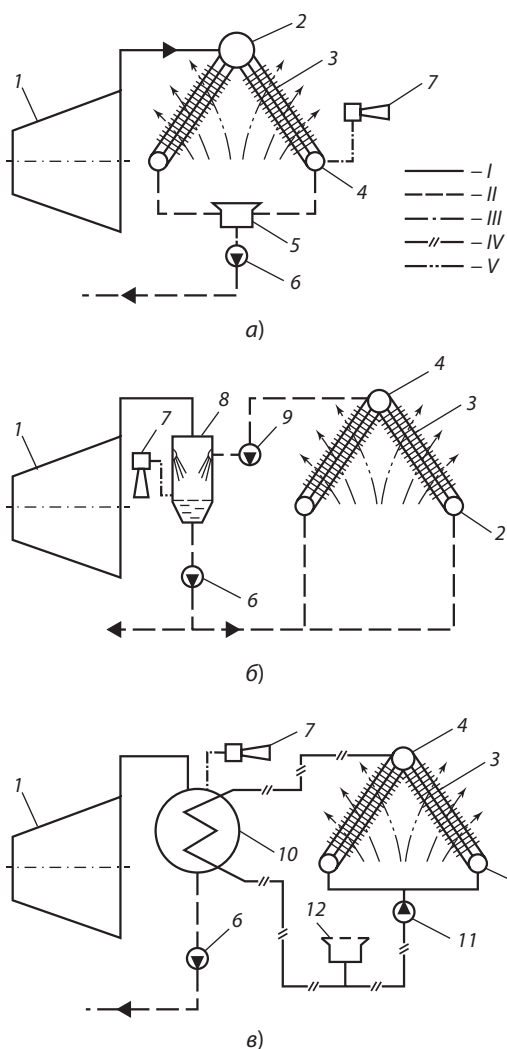


Рис. 3. Схемы конденсационных установок с поверхностным воздушным охладителем, включающим в себя воздушный (а), смешительный (б) или поверхностный водоохлаждаемый (в) конденсатор:

1 — паровая турбина; 2 — коллектор входной; 3 — поверхность теплообмена; 4 — коллектор выходной; 5 — конденсатосборник; 6 — конденсатный насос; 7 — воздухоудаляющее устройство; 8 — смешительный конденсатор; 9 — гидротурбина, дроссель; 10 — поверхностный конденсатор; 11 — циркуляционный насос; 12 — расширительный бак; I — пар; II — конденсат; III — паровоздушная смесь; IV — циркуляционная вода; V — охлаждающий воздух

теплоноситель (схемы б и в), нагрев воздуха меньше, а значит, его расход для отвода тепла больше.

В табл. 1 в качестве примера представлены расчетные параметры различных схем отвода тепла, представленных на рис. 3 (далее — схемы а, б, в), для системы охлаждения паровой турбины Т-6-35/6. Расчеты выполнены при температуре насыщения 45 °С, теплоте фазового перехода 2394 кДж/кг, температуре охлаждающего воздуха 20 °С, коэффициенте обребрения $\phi = 20$, коэффициенте теплопередачи при

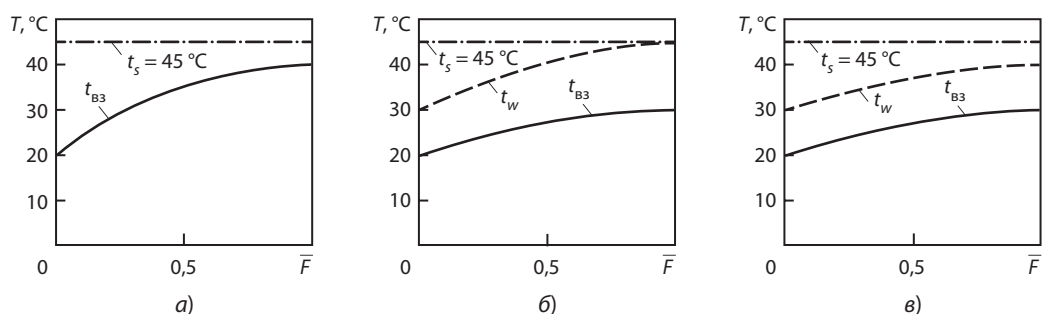


Рис. 4. Температурные графики теплоносителей: конденсирующегося пара t_s , охлаждающего воздуха t_{B3} и воды t_w для схем, приведенных на рис. 3, а—в соответственно; \bar{F} — безразмерная относительная часть поверхности теплообмена

Таблица 1

Показатели работы схем отвода тепла различного типа для турбины Т-6-35/6

Параметр	Тип схемы в соответствии с рис. 3		
	<i>а</i>	<i>б</i>	<i>в</i>
Температура воздуха на выходе из сухого охладителя, °С	40	30	30
Среднегарифмический температурный напор, °С:			
в сухом охладителе	12,4	12,3	10
в поверхностном конденсаторе	—*	—	9,1
Расход, кг/с:			
охлаждающего воздуха	120	240	240
охлаждающей воды	нет	38	57
Напор циркуляционного насоса, кПа	—	392	294
Мощность циркуляционного насоса при КПД $\eta = 0,7$, кВт	—	21,3	23,9
Напор вентилятора по воздуху при $\eta = 0,6$, Па	150	150	150
Мощность привода вентилятора при $\eta = 0,6$, кВт	25	50	50
Площадь поверхности теплообмена сухого охладителя, м ²	6430	6430	7970
То же, приведенная к площади поверхности несущей трубы**	321	321	398
Площадь поверхностного конденсатора, м ²	—	—	105
Суммарная поверхность теплообмена, м ²	321	321	503
Суммарная мощность энергопотребления, кВт	25	71,3	73,3

* Прочерки означают, что этот вид оборудования в данной схеме не используется.

** Площадь поверхности несущей трубы меньше площади поверхности оребренной трубы в φ раз, φ — коэффициент оребрения.

воздушном охлаждении $30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (схема *а*) и в поверхностном конденсаторе $2500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (схема *в*).

Суммарная площадь поверхности теплообмена в схеме *а* в 1,5 раза меньше, а потребление электроэнергии втрое ниже, чем в схеме *в* с поверхностным конденсатором.

Явное преимущество перед схемой *в* с поверхностным конденсатором имеет также схема *б* с конденсатором смешения. Однако этот вариант нечасто реализуется на практике. Он менее

привычен для эксплуатационного персонала, здесь необходима более высокая культура эксплуатации, так как охлаждающая вода должна иметь характеристики конденсата по содержанию солей и растворенного кислорода. Кроме того, производительность конденсатного насоса в этом варианте в 30—50 раз больше, чем у поверхностного конденсатора, что требует особых условий отвода конденсата (заглубление насоса в кессон и т.п.).

На практике именно воздушные конденсаторы в условиях дефицита воды конкурируют со

схемами с сухой градирней и поверхностным конденсатором, но тем не менее в России более распространены СВГ, более привычные, но более дорогие.

Реальным конкурентом сухим вентиляторным градирням выступают мокрые градирни с вентиляторными установками или вытяжными башнями. Основное преимущество таких установок — существенно меньшие капиталовложения при более глубоком охлаждении циркуляционной воды.

Так, например, по нормативным данным градирни с пленочным оросителем и гиперболическим профилем вытяжной башни при температуре воздуха $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$ и влажностью 54 % обеспечат температуру охлажденной воды $26\text{—}28\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В этих же условиях сухая градирня обеспечит температуру воды не ниже $31\text{—}33\text{ }^{\circ}\text{C}$. На каждые 1 кг/с сухого пара, идущего в конденсатор, потеря мощности составит 30—35 кВт. Для турбины типа К-300-22,5 значение этой величины достигает 4,0—5,0 МВт.

Таким образом, ясно: сухая градирня термодинамически проигрывает мокрой градирне и тем более прямоточной системе технического водоснабжения.

Но при сопоставлении этих схем надо учесть и потери воды на испарение, унос капельной влаги и продувку для поддержания допустимых показателей водно-химического режима. Для башенных градирен они составят в летнее время 3—4 % общего расхода пара в конденсатор. Для турбоустановки К-300-22,5 эта величина порядка 1500—2000 м³/ч. И здесь есть о чем задуматься в условиях, когда цена пресной воды стремительно растет.

В ряде случаев в регионах с высокими среднегодовыми температурами воздуха нашли применение гибридные системы охлаждения: комбинация сухих градирен и воздушно-конденсационных установок с мокрыми градирнями.

Есть два принципиально разных варианта таких схем.

Первый состоит в том, что для работы при высоких наружных температурах в поток воздуха перед поверхностью теплообмена впрыскивается вода. Это, с одной стороны, снижает температуру воздуха, а с другой — капли воды, попадая на поверхность оребренных труб, испаряются, повышая интенсивность теплопередачи. Схема воздушно-конденсационной установки с системой впрыска показана на рис. 5, а.

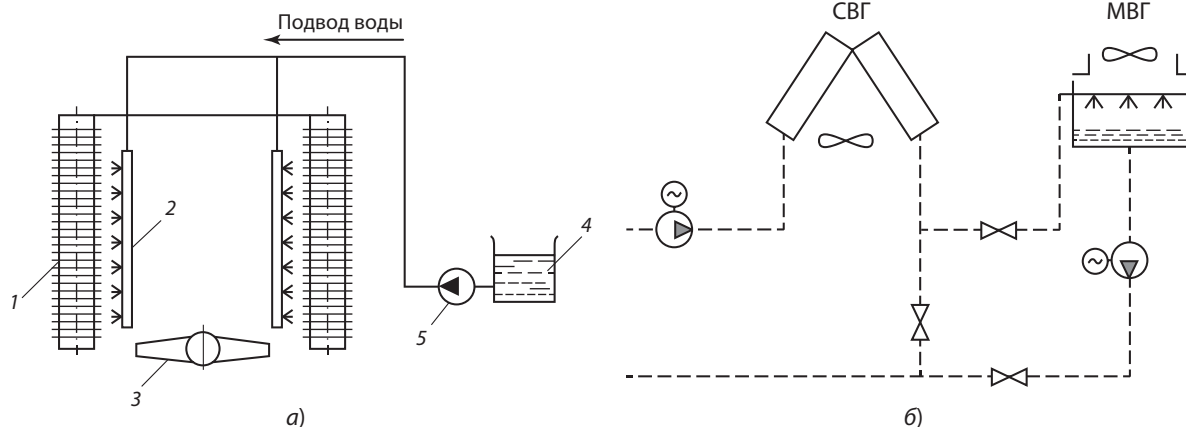


Рис. 5.

Гибридные схемы охлаждения:

а — с орошением поверхности водой: 1 — поверхность теплообмена; 2 — водяной коллектор с распылительными форсунками; 3 — вентилятор; 4 — бак запаса воды; 5 — насос системы орошения; б — с дополнительной мокрой градирней (МВГ)

Перед поверхностью теплообмена 1 размещены коллекторы подвода воды 2 с встроенными в них форсунками. Подача воды осуществляется из бака 4 насосом 5. Такая система включается при высокой температуре воздуха, она нуждается в пополнении израсходованной воды, в качестве которой используют обессоленную воду или химочищенную воду, тем самым

защищая поверхность теплообмена от отложений соли.

Второй вариант схемы (рис. 5, б) предполагает дополнительное охлаждение технической воды при высоких температурах воздуха в летнее время в испарительной вентиляторной градирне классической схемы.





ВАЖНОЕ ТРЕБОВАНИЕ К ВЫБОРУ ПОВЕРХНОСТИ
ТЕПЛООБМЕНА — ВОЗМОЖНОСТЬ ЕЕ ОЧИСТКИ
ВОДОЙ И ВОЗДУХОМ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

2 Поверхность теплообмена для ВКУ и СВГ



Относительно низкие коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха $\alpha_{вз} = 30 \div 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ по сравнению с коэффициентами теплоотдачи со стороны охлаждаемой воды или конденсирующегося водяного пара могут быть частично компенсированы развитием поверхности теплообмена со стороны воздуха. Благодаря оребрению площадь теплообменной поверхности может быть увеличена в 10—20 раз по сравнению с гладкими трубами. Степень развития поверхности оптимизируется с учетом экономических соображений и технологии изготовления.

В справочниках по теплообменникам приводятся параметры типичных оребренных труб для воздухоохлаждаемых теплообменников и различные методы крепления ребер на трубах (рис. 6). Контактное сопротивление у основания ребра служит ограничивающим фактором при использовании оребрения труб. Так, алюминиевые ребра, посаженные с натягом на стальную трубу (рис. 6, а, д), имеют высокое контактное сопротивление, которое быстро увеличивается при повышении температуры. Поэтому их применение ограничено температурой 100 °С, поскольку

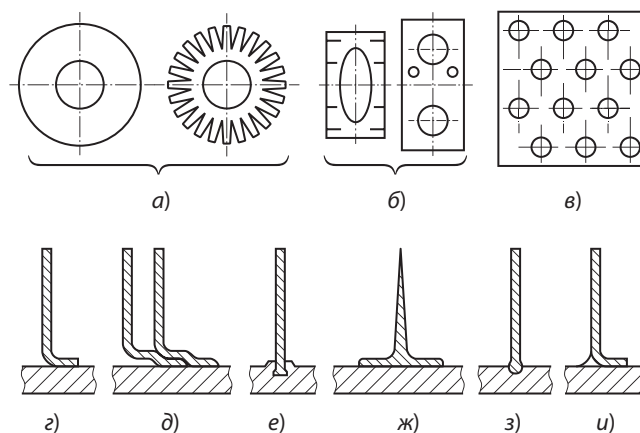


Рис. 6.

Различная конфигурация и способы крепления оребренных труб:

а — надетые с натягом круглые ребра; б — прямоугольные ребра, припаянные к круглым или эллиптическим трубам; в — пучки труб с припаянными или натянутыми прямоугольными ребрами; г — приваренные одиночные L-образные ребра; д — наложенные одно на другое L-образные ребра; е — вставленные в пазы ребра; ж — ребра, образованные методом выдавливания; з, и — приваренные и припаянные ребра

ку при более высоких температурах крепление ребер к трубам ослабляется из-за большего (по сравнению со сталью) термического расширения алюминия и появления зазоров между оребрением и трубой.

Ребра, устанавливаемые в канавки трубы и закатанные, как показано на рис. 6, е, применимы до температуры 350 °С, но при этом требуются трубки с толщиной стенок, увеличенной на глубину канавки. Трубы с припаянными плоскими ребрами, показанные на рис. 6, б, з, и, имеют меньшие контактные сопротивления и применяются при температурах, не превышающих температуру плавления припоя. Для ребер пластинчатого типа рекомендуется применение турбулизаторов, которые увеличивают теплоотдачу со стороны воздуха при низких скоростях и перепадах давления. Приваренные ребра (рис. 6, з) используются при высоких температурах (свыше 400 °С), а также при невозможности применить описанные ранее способы крепления.

Для ВКУ и сухих вентиляторных градирен, в которых используются ребра из алюминиевых сплавов, их оптимальная высота, рассчитанная по минимальной суммарной массе поверхности теплообмена, лежит в пределах 16—22 мм в широком диапазоне изменения режимных параметров, при этом надо стремиться к минимальной технологически оправданной толщине алюминиевого ребра, так как это дает заметный выигрыш в массе труб и уменьшает расход сравнительно дорогого алюминия.

Разработка технологии и организация производства плоскоовальных оребренных труб (рис. 7) оказала существенное влияние на конструкцию ВКУ. К стальной трубе, плакированной алюминием, приваривается алюминиевая

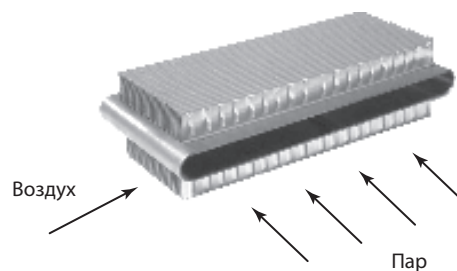


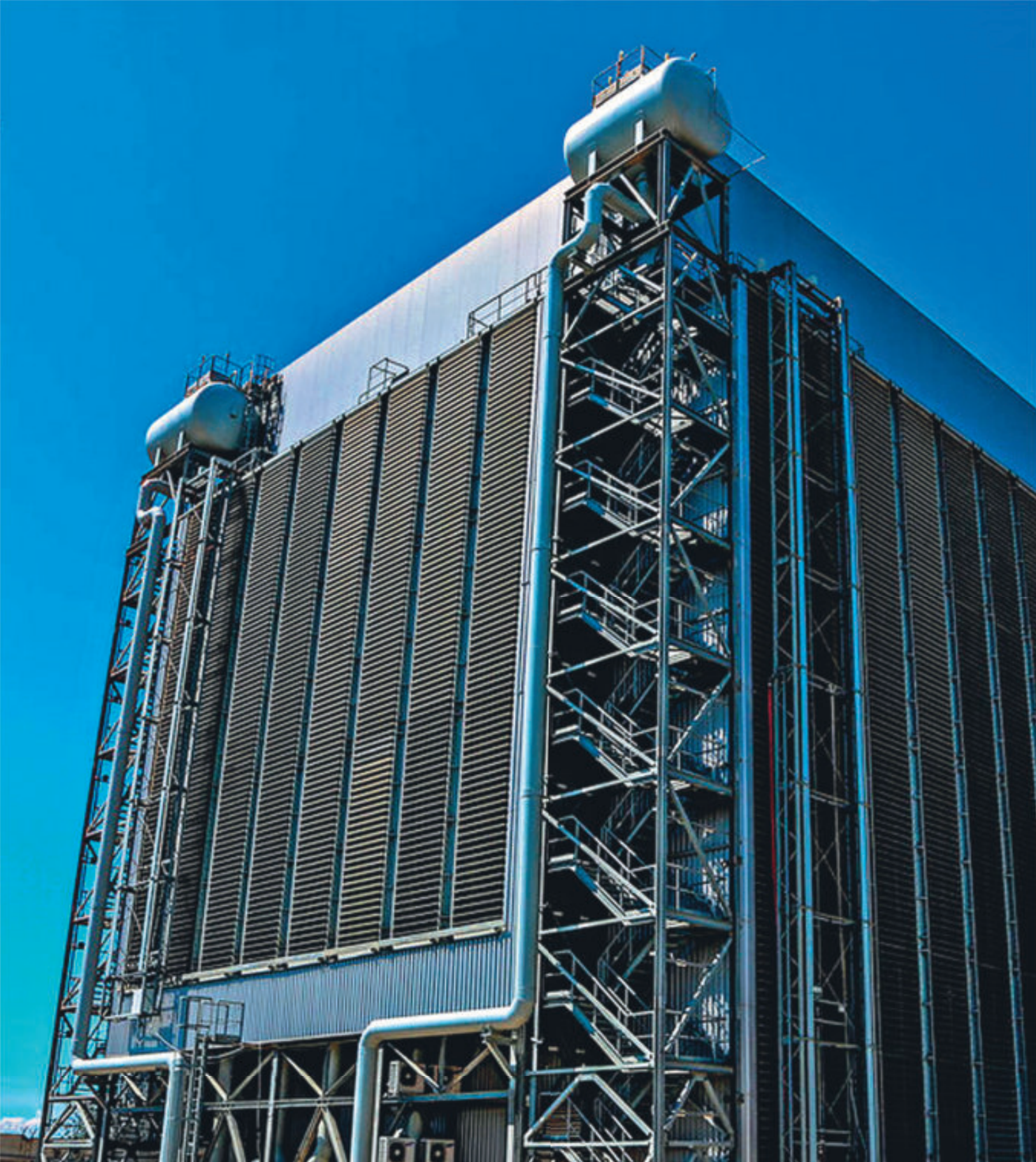
Рис. 7.
Плоскоовальная оребренная труба

гофра, формирующая узкий канал для воздуха длиной 200 мм. Такие трубы длиной до 12 м ввариваются в трубную доску и соединяются с паровым коллектором, образуя теплообменные модули с коэффициентом оребрения $\phi = 18$. Полученная конструкция обеспечивает высокую эффективность теплообмена в вакуумных конденсаторах водяного пара в сочетании с устойчивостью к воздействию низких температур.

К сожалению, для сухой вентиляторной градирни, где давление в трубах достигает 0,3—0,4 МПа, эти трубы не пригодны из-за деформации плоских стенок.

Еще одно важное требование к выбору поверхности теплообмена — возможность ее очистки водой и воздухом высокого давления, на это обстоятельство следует обращать особое внимание. Плоскоовальные оребренные трубы в этом плане наиболее удобны, тогда как в трубном пучке шахматной компоновки из круглых или овальных труб всегда наличествуют мертвые зоны, очистка которых практически невозможна.





ВЕРТИКАЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ СЕКЦИИ
ИЗ ОРЕБРЕННЫХ ТРУБ ОБРАЗУЮТ
ЗАМКНУТЫЙ КОНТУР С Δ -ОБРАЗНОЙ
КОМПОНОВКОЙ ПАНЕЛЕЙ

3 Конструкции установок воздушного охлаждения



Конструктивно-компоновочные схемы. Конструктивные схемы ВКУ и СВГ можно классифицировать по нескольким признакам:

- * по источнику циркуляции воздуха (естественная или принудительная циркуляция);
- * по ориентации оси вентилятора (горизонтальная или вертикальная);
- * по расположению вентилятора (нижнее, верхнее или боковое).

В табл. 2 представлены наиболее распространенные варианты конструктивного исполнения. Каждый из этих вариантов был использован в реальных паросиловых установках. Наибольшее распространение получила шатровая компоновка в различных модификациях: в виде полного шатра или его половины, когда теплообменная поверхность выполнена односкатной. Имеются и другие виды компоновок, а также их комбинации.

Фирма SPX использует классификацию конструкций ВКУ, связанную с конструктивно-технологическими особенностями их изготовления и монтажа (рис. 8).

Каркасная конструкция (рис. 8, а) — это классическое техническое решение для крупных ТЭС, примером использования такой ВКУ служит энергоблок мощностью 755 МВт (рис. 9). Паропровод от турбины диаметром около 6 м разделяется на пять трубопроводов диаметром 2,7 м, которые, в свою очередь, транспортируют пар

Таблица 2
Конструктивные схемы ВКУ и СВГ

Принудительная циркуляция				Естественная циркуляция	
Вертикальная ось вращения вентилятора		Горизонтальная ось вращения вентилятора			
шатровая	V-образная	вертикальный модуль	наклонный модуль	шатровая	зигзагообразная

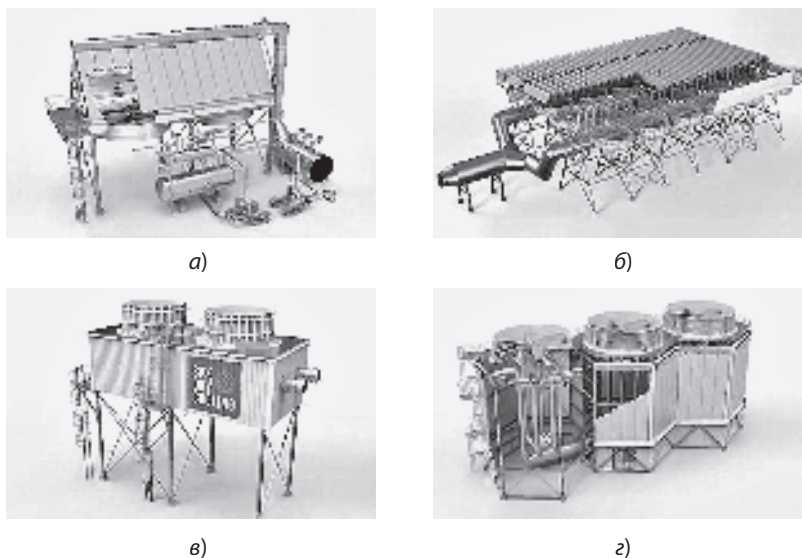


Рис. 8.
Конструктивно-компоновочные схемы ВКУ:
a — каркасная; *б* — модульная; *в* — коробчатая; *г* — шестигранная



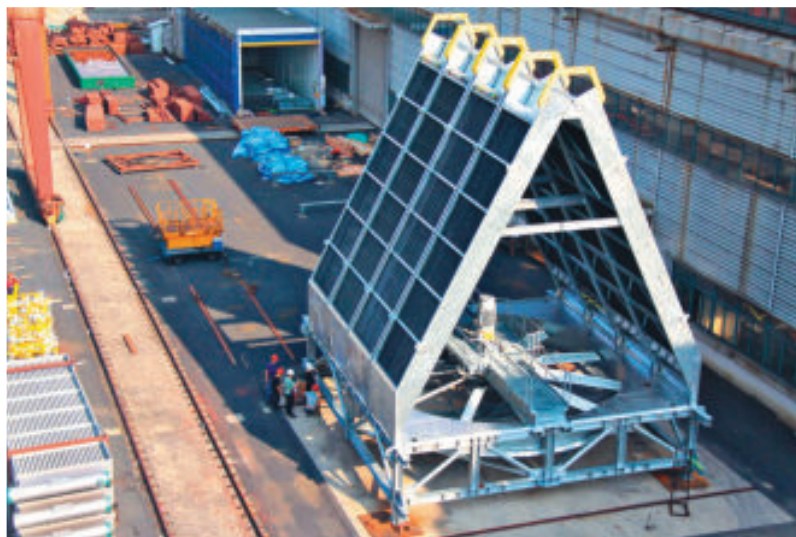
Рис. 9.
Воздушно-конденсационная установка к энергоблоку 755 МВт (г. Денизли, Турция)

к верхней части теплообменных модулей, смонтированных на общем каркасе. Вентилятор в каркасном варианте компоновки расположен, как правило, снизу под поверхностью теплообмена. Все группы теплообменных модулей окружены ветрозащитной стенкой. Длина плоскоовальных труб модулей в таких конструкциях составляет 8—11 м.

Типичная модульная конструкция ВКУ приведена на рис. 8, б. В этой конструкции паровые коллекторы переменного диаметра расположе-

ны под теплообменной поверхностью и соединены с теплообменными модулями вертикальными отводами. Длина плоскоовальных труб в таких компоновках составляет 2 м, что, по мнению поставщика, уменьшает скорость пара и предотвращает эрозию входных участков труб. Вентиляторы большого диаметра имеют редукторный привод от электродвигателей, расположенных под поверхностью нагрева. Модульная компоновка обеспечивает хорошую технологию сборки и снижает общую высоту ВКУ.

Рис. 10.
Монтаж модульной вентиляторной градирни



Применение коробчатой (boxair) (рис. 8, в) и шестигранной (hexasool) (рис. 8, г) компоновок ограничено тепловой мощностью: они пригодны лишь для небольших (40—60 МВт) турбоустановок, в которых с их помощью можно создать компактную и технологичную ВКУ. Для этих компоновок характерно верхнее расположение вентиляторов.

Монтаж модульной СВГ показан на рис. 10. Секция содержит восемь теплообменных модулей, объединенных общим каркасом с нижним расположением вентиляторов.

На рис. 11 приведена каркасная конструкция конденсатора Верхне-Мутновской геотермальной электростанции. Это типичная каркасная конструкция ВКУ для турбогенератора мощностью 4 МВт с расходом пара 26 т/ч. Поверхность теплообмена набрана из круглых труб диаметром 38 × 3 мм с накатным алюминиевым оребрением. Вентилятор диаметром 5 м приводится прямым действующим двигателем

Рис. 11.
Воздушно-конденсационная установка Калужского турбинного завода для турбогенераторов 3 × 4 МВт Верхне-Мутновского геотермального месторождения

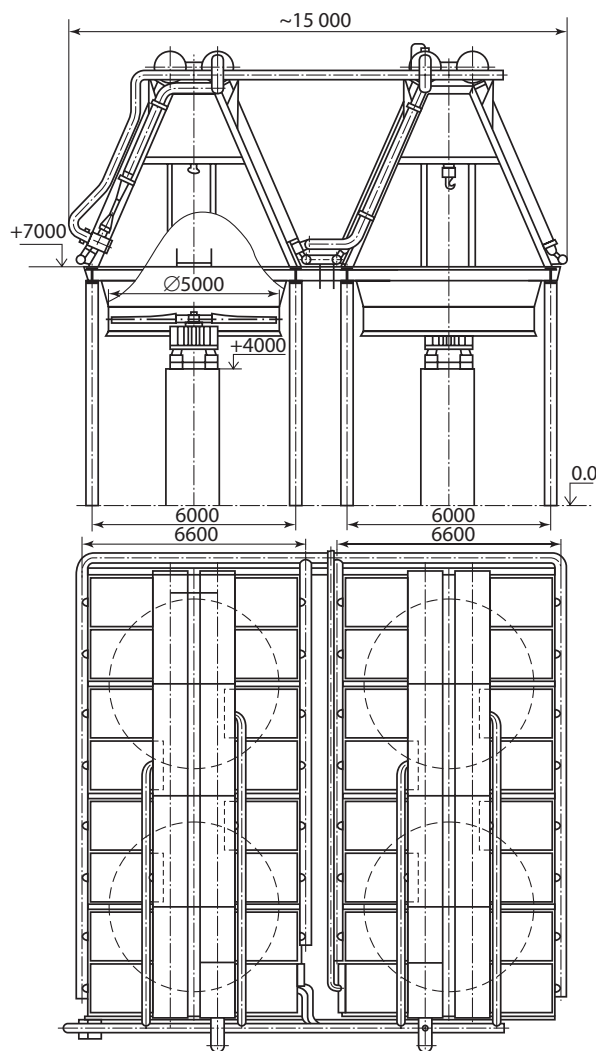




Рис. 12.
Сухая вентиляторная градирня GEA

мощностью 37 кВт. Установка находится в эксплуатации с 1998 г., и до настоящего времени были проведены лишь небольшие доработки ее конструкции.

Общий вид сухой вентиляторной градирни фирмы GEA на Адлерской ТЭЦ приведен на рис. 12. Вертикальные теплообменные секции из оребренных алюминиевых труб высотой 18—24 м образуют замкнутый контур с Δ -образной компоновкой панелей. Внутри контура на нижнем уровне размещены электродвигатели мощностью 210 кВт и редукторы, которые через вертикальный валопровод передают момент вращения вентилятору с колесом диаметром 11 м. Такая компоновка рационально использует площадь земельного участка в пределах электростанции.

На рис. 13 приведена компоновка сухой вентиляторной градирни фирмы SPIG, установленной на ТЭЦ-12 ПАО «Мосэнерго» для блока ПГУ мощностью 220 МВт. В составе СВГ 45 вентиляторов с диаметром колес 5,6 м; СВГ разделена на 15 отдельных камер по три вентилятора в каждой, каждый третий имеет частотно-регулируемый привод. Три наклонных теплообменника из стальных труб длиной 12 м с запрессованным алюминиевым оребрением (см. рис. 6, е) объединяются в секцию, которая может быть отделена



Рис. 13.
Сухая вентиляторная градирня фирмы SPIG, установленная на ТЭЦ-12 Мосэнерго

жалюзийными устройствами от других секций и окружающей среды, образуя таким образом «теплую камеру» с общим объемом, ограниченным жалюзи.

Каждая камера состоит из девяти теплообменных пучков с общим подводом воды с автоматическими жалюзи, устанавливаемыми внизу и наверху теплой камеры; четырех датчиков для контроля температуры воздуха внутри теплой камеры. При очень низких температурах охлаждающего воздуха предусмотрена система обогрева теплообменных модулей в зимний период благодаря подаче пара в паровые змеевики, расположенные по одному на каждую «теплую камеру».

Паропроводы и трубопроводы. Установка сухого охлаждения — металлоемкий и дорогостоящий аппарат. Его размеры определяются в результате технико-экономического анализа с учетом выбора оптимальной расчетной температуры охлаждающего воздуха. Мировой опыт проектирования и эксплуатации ВКУ свидетельствует о том, что давление за паровой турбиной с ВКУ и СВГ, как правило, значительно выше, чем в варианте с водоохлаждаемым конденсатором как при прямоточной, так и при обратной системе технического водоснабжения с мокрыми градирнями или прудами-охладителями.

Обычно это давление составляет от 9 до 20 кПа и даже более.

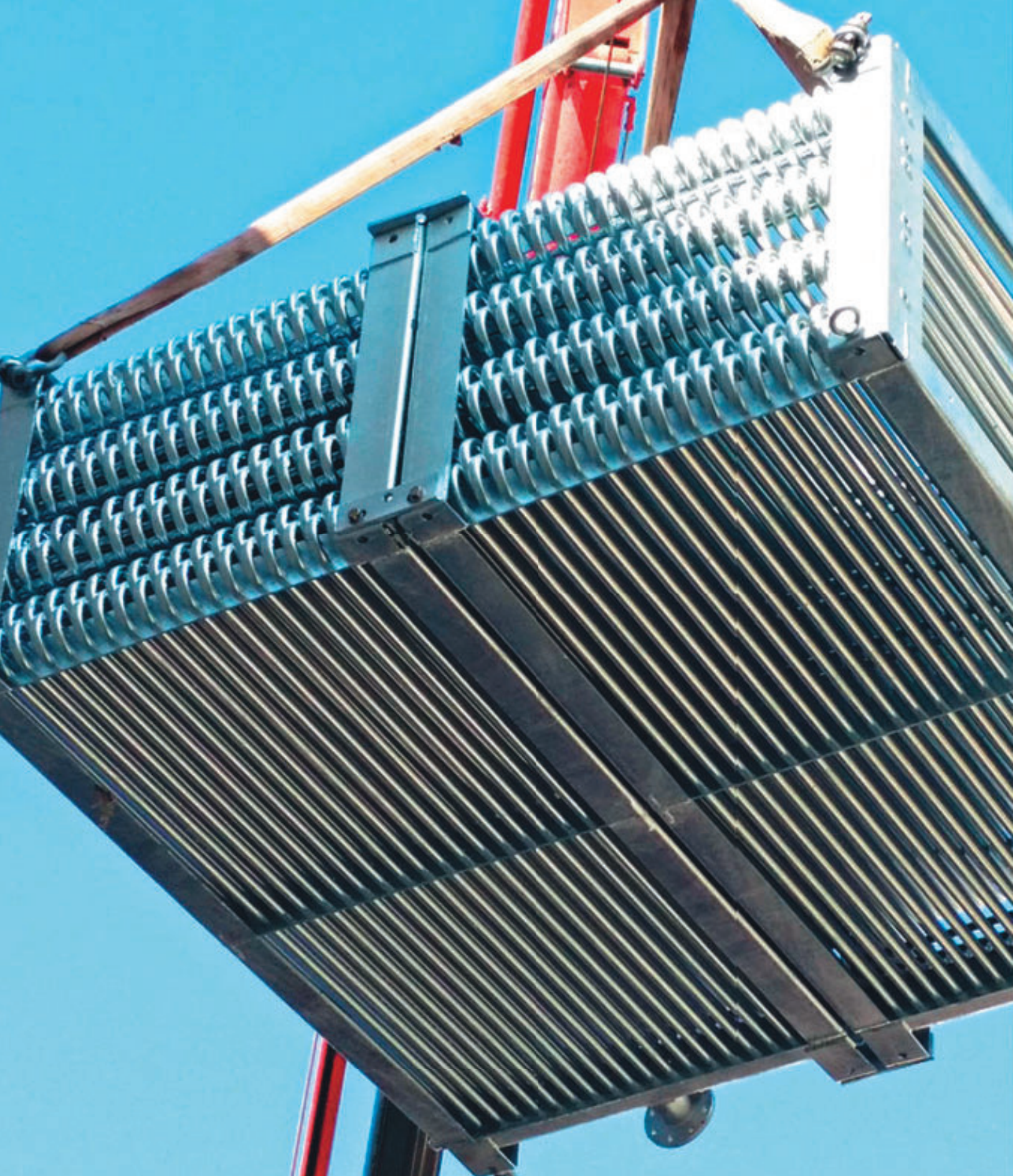
При этом одной из важных особенностей, которую следует учитывать при проектировании воздушно-конденсационных установок, является наличие больших объемных расходов пара. Так, например, для ВКУ в составе ПГУ-220 при влажности около 9 % расход пара в конденсаторе равен 265 т/ч. При давлении на выхлопе паровой турбины 12 кПа объемный расход составляет примерно 600 м³/с. Чтобы скорость пара не превысила 70 м/с, диаметр трубопровода должен быть не менее 3,3 м.

Необходимо отметить, что при установке компенсатора на такой трубе усилие, которое должны воспринять опоры турбины и трубы, составляет около 80 тс. На рис. 14 приведена фотография XCEI Energy паропровода диаметром 6 м для расчетного давления за турбиной 13,5 кПа. Несмотря на то что это всего лишь труба, ее проект от выхлопа паровой турбины до теплообменных модулей — сложная инженерная задача, включающая в себя вопросы прочности и устойчивости оболочки, компенсации тепловых расширений, сбора и дренирования конденсата пара. Для этих целей цилиндрическая часть трубы выполняется с бандажными ребрами через каждые 1,5—2,0 м (рис. 9), на коллекторах устанавливаются пары разгруженных компенсаторов с расстоянием 2—3 м между ними, которые, благодаря угловому (а не линейному) перемещению, компенсируют термическую деформацию трубопроводов, при том что протяженность их нередко составляет несколько десятков метров.



Рис. 14.
Фотография паропровода ВКУ электростанции Comanche мощностью 829 МВт (г. Пуэбло, шт. Колорадо, США)

Трубопроводы подвода охлаждающей воды в сухих градирнях в этом плане существенно проще, хотя и здесь есть свои проблемы (обогрев, коррозия материала и пр.)



НАИБОЛЕЕ ВАЖНЫМИ УЗЛАМИ УСТАНОВОК ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЯВЛЯЮТСЯ ВЕНТИЛЯТОРЫ И ТЕПЛООБМЕННЫЕ МОДУЛИ

4

Оборудование ВКУ и СВГ



Наиболее важными узлами установок воздушного охлаждения, обеспечивающими достижение требуемых характеристик, являются вентиляторы и теплообменные модули.

Вентиляторы. Выбор вентиляторов осуществляют с учетом предъявляемых к ним требований, таких как:

- * обеспечение требуемого расхода охлаждающего воздуха при заданных гидравлических сопротивлениях воздушного тракта;
- * выполнение норм по шуму и вибрациям;
- * сохранение работоспособности при заданных температурах воздуха на входе вентиляторов;
- * надежность и долговечность (общий ресурс, межремонтный период и т.п.);
- * обеспечение переменной частоты вращения вентилятора (в заданном диапазоне оборотов).

Обычно применяются одноступенчатые осевые вентиляторы с колесом большого диаметра, типовая конструкция такого вентилятора приведена на рис. 15. Корпус состоит из конического или скругленного входного участка и выходного диффузора 5, назначение которых обеспечить безударный вход воздуха на колесо и преобразование динамического напора в статическое давление. Внутри цилиндрической части корпуса размещается колесо вентилятора с втулкой-обтекателем 4 и лопастями 6. Количество лопастей — от трех до восьми в зависимости от расхода воздуха и напора вентилятора. Лопасти могут быть закреплены в единственном положении или иметь переменный угол установки, который обычно изменяют вручную в зависимости от условий эксплуатации. Перестановку лопастей целесообразно производить дважды в год с ориентацией на летний и зимний режимы эксплуатации, но возможна и более частая перестановка для небольших ВКУ или СВГ.

Колесо приводится в движение асинхронным электродвигателем 1 через редуктор 3 промежуточным валом 2. В такой схеме удастся использовать высокооборотные и сравнительно легкие двигатели, но необходим редуктор с большим передаточным числом, так как вентиляторное колесо имеет частоту вращения $100\text{--}500\text{ мин}^{-1}$, а двигатели — от 1500 до 3000 мин^{-1} . В некоторых вентиляторах для улучшения аэродинамических свойств установлены спрямляющие решетки. Нередко под колесом вентилятора располагается защитная сетка 8, предотвращающая падение лопасти на землю при ее обрыве, а также попадание птиц в пространство над вентилятором при его стоянке.

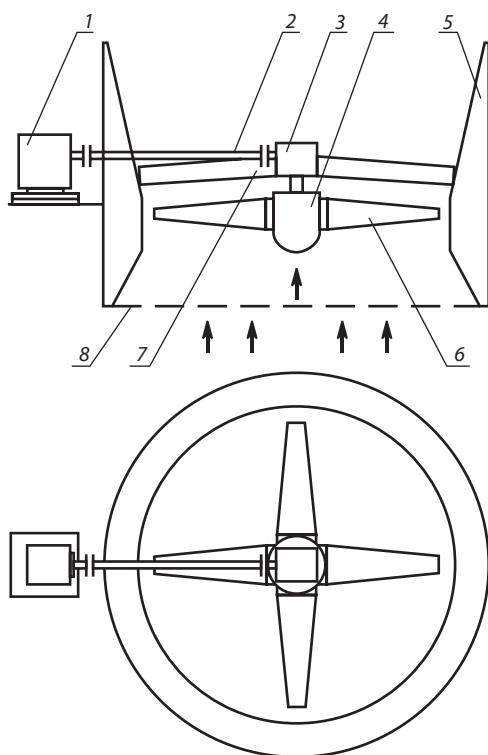


Рис. 15.
Типовая конструкция осевого вентилятора с колесом большого диаметра:

1 — электродвигатель; 2 — карданный вал;
3 — редуктор; 4 — втулка; 5 — диффузор; 6 — лопасти; 7 — спрямляющие решетки; 8 — защитная сетка

Для регулирования скорости вращения вентилятора можно применять двухскоростные асинхронные двигатели. Летом такой двигатель эксплуатируется при больших скоростях вращения, а зимой — при малых (половинных).

В настоящее время всё большее применение находит частотно-регулируемый привод (ЧРП) электродвигателей. Он обеспечивает плавный пуск, что предотвращает поломку промежуточного вала в условиях раскрутки колеса вентилятора с большим моментом инерции. Кроме того, ЧРП весьма полезен как элемент управления ВКУ и СВГ при частичных нагрузках или низких температурах наружного воздуха, когда для поддержания вакуума в конденсаторе не требуется полного расхода воздуха.

Иногда используется прямодействующий привод колеса вентилятора, например, когда оно насажено непосредственно на вал двигателя (рис. 16). При этом двигатель имеет собственную опору в виде металлической рамы или бетонной подставки. Остальные элементы вентилятора (диффузор, втулки и лопасти) не отличаются от варианта с редукторным приводом. Поскольку использование прямодействующего двигателя предполагает его низкие обороты, совпадающие с оборотами колеса, масса двигателя в прямодействующем варианте значительно больше, чем в редукторном, что затрудняет его монтаж и ремонт. Преимущество этого варианта — отсутствие редуктора и промежуточного вала, из-за которых нередко возникают отказы вентилятора.

В качестве материала для корпуса используются металлы (сталь, алюминий) или пластмассы и стеклопластик. Лопасти колес, как правило, полые из алюминиевого сплава или стеклопластиковые со стальной арматурой по типу вертолетных винтов, такие лопасти по многим показателям лучше алюминиевых.

Типовое размещение вентилятора диаметром 5 м с редукторным приводом показано на рис. 17. Электропривод с гибким валом и редуктором расположены под углом 45° для обеспечения свободного пространства на площадке обслуживания. Для надежной эксплуатации таких венти-

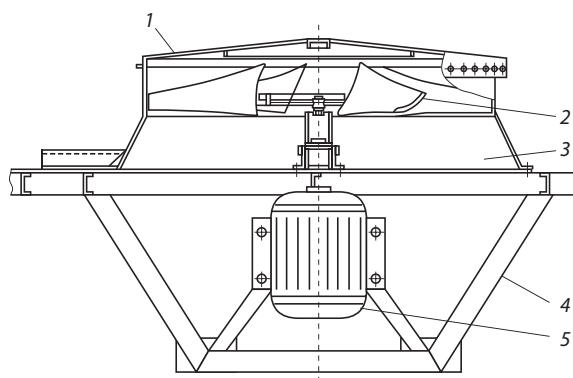


Рис. 16.
Прямодействующий привод колеса вентилятора:

1 — каркас; 2 — колесо вентилятора; 3 — патрубков; 4 — рама; 5 — двигатель

ляторов их следует комплектовать частотно-регулируемым приводом (ЧРП) или устройством плавного пуска. Такие вентиляторы поставляет АО «ФАНС», SPIG. В таком исполнении можно ожидать меньший уровень воздушного шума.

В табл. 3 приведены технические характеристики вентиляторов с колесом диаметром около 5 м зарубежных и отечественных поставщиков.

На рис. 18 показан усовершенствованный вентилятор ВКУ: с широкими профилями лопастей, имеющими более высокий КПД и меньший уровень шума. Такие вентиляторы поставляет фирма АО «ФАНС».

Поле осевых скоростей воздуха за колесом вентилятора характерно заметной неравномерностью. Значения скорости вдоль разных радиусов могут существенно отличаться (рис. 19). Это затрудняет определение расхода воздуха через вентилятор в реальных условиях эксплуатации.

На практике заказчик вентилятора получает от поставщика либо расчетные данные, либо результаты испытаний вентилятора, приведенных в соответствии с рекомендациями

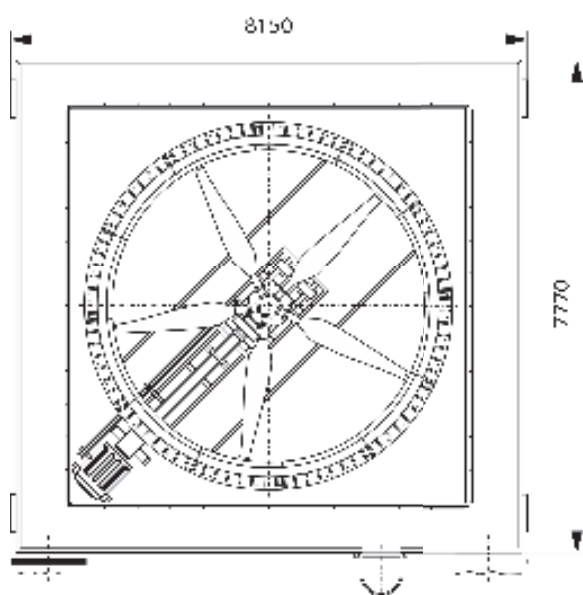


Рис. 17.
Вентилятор с редукторным приводом



Рис. 18.
Рабочее колесо вентилятора ВКУ поставки SPIG с расширенным профилем лопастей

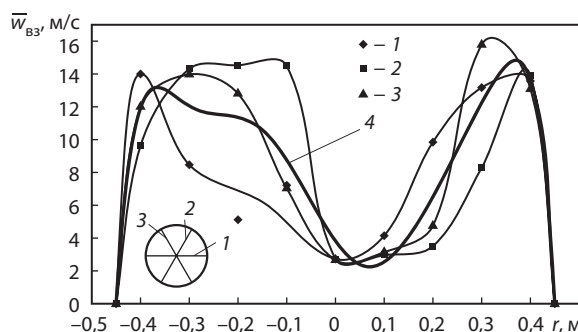


Рис. 19.
Средние значения скорости воздуха на выходе вентилятора, измеренные вдоль трех различных линий диаметра и осредняющая кривая для определения интегрального расхода воздуха:
1, 2, 3 — линии диаметра и соответствующие им графики; 4 — осредняющая кривая; r — расстояние до точки измерения от оси вентилятора

ГОСТ 10921-2017 «Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний» в условиях специализированного стенда. Полученные показатели работы вентиляторов: расход воздуха и напор — подтвердить довольно

Таблица 3
Характеристики вентиляторных установок

Параметр	Тип установки									
	ВО 13-284 4/30 № 50 (ООО «Свежий ветер»)	Не указан (АО «ФАНС», Чехия)	Не указан (АО «ФАНС», Чехия)	Не указан (АО «ФАНС», Чехия)	ГАЦ 50-8МЗ (ЗАО «Гидро- аэроцентр»)	ВГ-50М (ООО «ТМИМ»)	WO 16-4-(7) (ООО «Вентэко», Польша)	ОВ 50х4 (ООО «ВЕНТО-Ц»)	ОВ 50х6 (ООО «ВЕНТО-Ц»)	8ВГ54-К (ООО «ИВК- Сервис»)
Диаметр рабочего колеса (РК), мм	5000	4950	4950	4950	4980	4980	4877	5000	5000	5400
Количество лопастей РК, шт.	4	5	5	5	8	6	4	4	6	8
Частота вращения РК, мин ⁻¹	187	233	207	250	250	242	232	250	250	205
Производительность, тыс. м ³ /ч	1000	936	936	800	800	900	900	612—522	702—540	741,6
Статический напор, Па	160	164	164	—	—	185	185	125—245	225—345	242
Акустическая мощность на расстоянии 1 м от корпуса вентилятора, дБ	До 100	79,6	78,3	—	—	86,2	75,8	—	—	—
Мощность электродвигателя, кВт	75	90	90	115	115	75	75	37—55	75—90	90
Масса электродвигателя, кг	4500	1405 (с редук- тором)	3050	—	—	2160	965 (с редук- тором)	—	—	—

Примечание. Прочерк означает, что производитель не предоставляет данные.

сложно. Сложность подтверждения усугубляется различием условий входа/выхода воздуха. Поэтому при выборе вентилятора учитывают накопленный опыт их эксплуатации. Так, для шатровой компоновки модуля рекомендуется при выборе статического напора вентилятора расчетное сопротивление поверхности теплообмена увеличить в 1,25—1,35 раза, чтобы компенсировать неравномерность потока воздуха при работе вентилятора и теплообменных модулей. В расчетах потребляемой мощности КПД вентилятора, как правило, принимают равным 0,60—0,65.

Теплообменные модули. Большая площадь поверхности теплообмена СВГ и ВКУ определила технологическую необходимость сборки ее

из отдельных модулей, заранее изготовленных в заводских условиях. Это обеспечивает высокое качество продукции, надежный контроль плотности соединения труб и трубных досок, повышение общей производительности труда и сокращение срока монтажа воздушно-конденсационных установок на месте эксплуатации.

Размеры модулей колеблются в широких пределах и определяются технологическими возможностями предприятия-изготовителя и теплогидравлическими параметрами самих модулей.

На рис. 20, а приведена панель ВКУ, изготавливаемая на Калужском турбинном заводе для турбоагрегата «Туман-4К». Оцинкованная сталь-

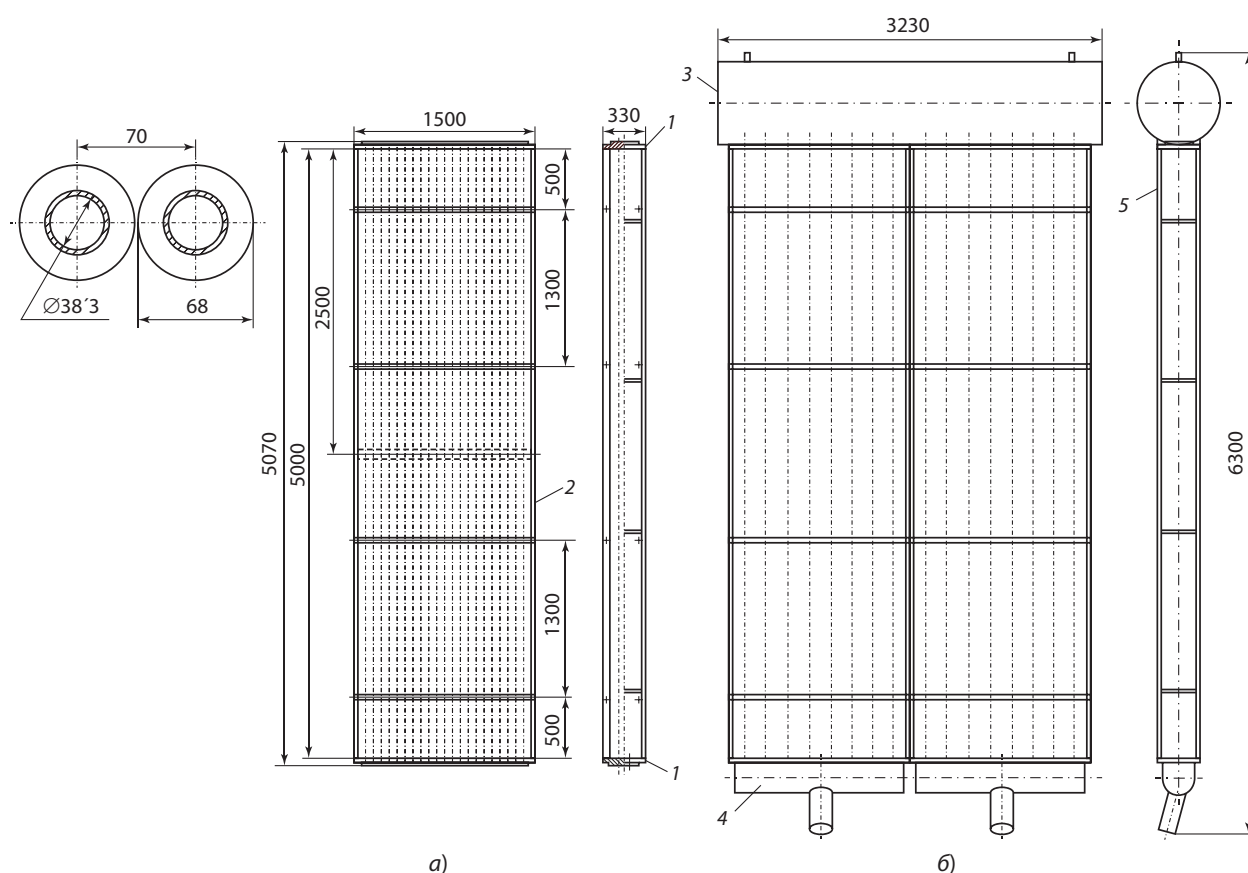


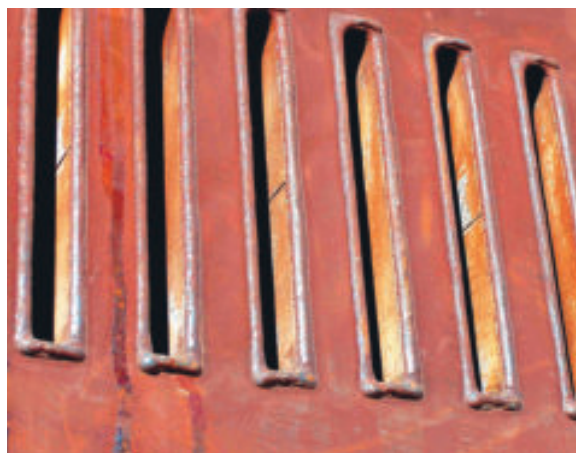
Рис. 20.

Теплообменные модули производства Калужского турбинного завода:

а — модуль ВКУ; б — сборка всех модулей ВКУ: 1 — доска трубная; 2 — стенка боковая; 3 — коллектор паровой; 4 — коллектор водяной; 5 — модуль



а)



б)

Рис. 21. Подготовленные к отправке теплообменные модули для станции на биомассе в г. Сант-Агата-ди-Пулья, Италия (а) и обварка плоскоовальных труб в трубной доске (б)



Рис. 22. Монтаж теплообменной секции ВКУ

ная труба диаметром 38×3 мм и длиной 5 м имеет продольно-радиальную накатку в виде треугольных выступов и впадин. На трубу навито L-образное оребрение высотой 15 мм, толщиной

0,4 мм и шагом 3 мм; 78 таких труб собираются в четырехрядный трубный пучок с разбивкой по равносоставленному треугольнику с шагом 70 мм. Боковые стороны панели имеют по всей глубине трубного пучка волнистую ограждающую стенку, предотвращающую проскок воздуха мимо поверхности теплообмена. Трубы в трубных досках предварительно раздаются гидравлической, а затем обвариваются по венчику автоматической сваркой. Качество шва контролируется методом цветной дефектоскопии. Две такие панели ввариваются трубными досками 1 в паровой коллектор 3, образуя спаренный модуль, показанный на рис. 20, б, и в таком виде транспортируются на место установки.

Сборки модулей с плоскоовальными оребренными трубами длиной 11 м показаны на рис. 21, а, обварка плоскоовальных труб в трубной доске — на рис. 21, б. Монтаж шатрового варианта сборки из таких модулей представлен на рис. 22.

На рис. 23 приведена конструкция теплообменного модуля сухой вентиляционной градирни на ТЭС «Грозный». Теплообменную поверхность набрали из стальных труб диаметром 25×2 мм длиной 7 м с насадным алюминиевым оребрением (см. рис. 6, ж). При глубине трубного пучка в 5 рядов конфигурации перегородок в верхней

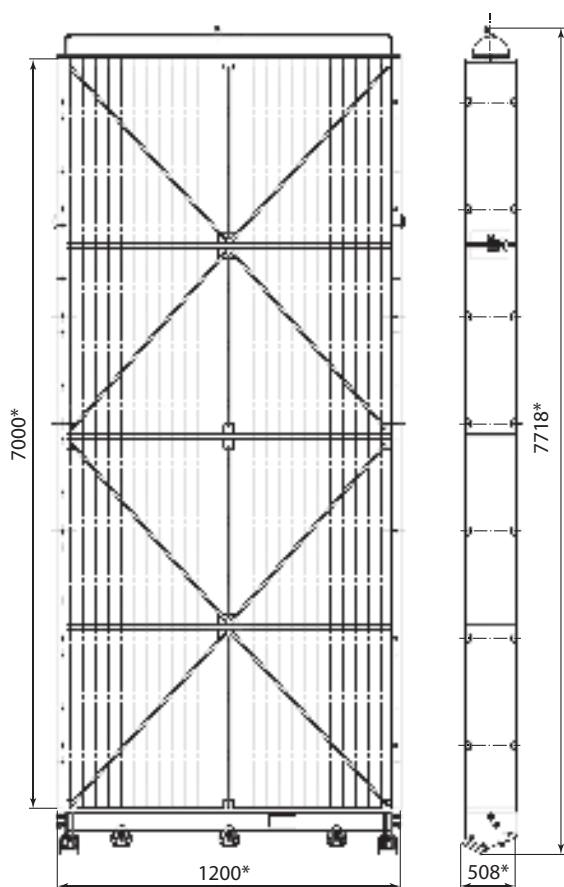


Рис. 23.
Модуль СВГ для ТЭС г. Грозного

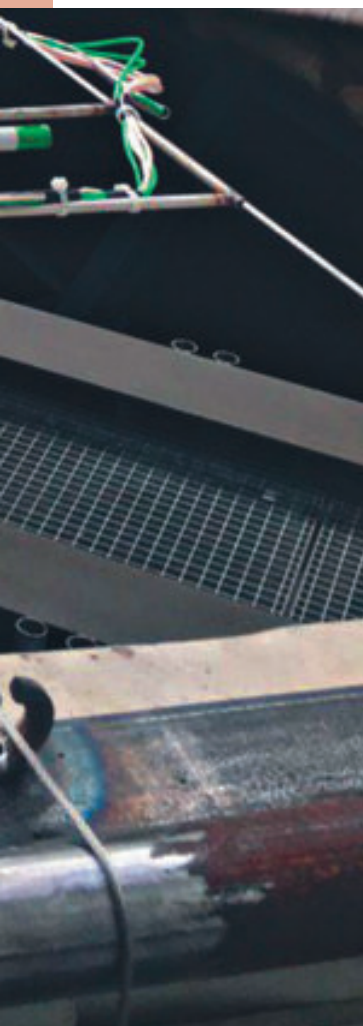
и нижних камерах позволяют сделать четырехходовую схему движения воды. Последняя играет существенную роль для эффективного использования поверхности, так как в сухих градирнях отношение расходных водяных эквивалентов (произведение теплоемкости на массовый расход) для воды и охлаждающего воздуха близки и отклонение от противотока может иметь негативные последствия.





ЗАМЕРЗАНИЕ И РАЗРУШЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ
ВКУ И СВГ НАБЛЮДАЛИСЬ КАК В РОССИИ,
ТАК И ЗА РУБЕЖОМ

5 Особенности эксплуатации установок воздушного охлаждения



Пуск/останов и работа при низких температурах наружного воздуха. Подвод конденсирующегося пара (ВКУ) или воды (СВГ) к поверхности теплообмена, арматуре и приборам при температуре ниже 0°C сопровождается быстрым охлаждением начальных порций теплоносителей и реальной возможностью образования ледяной пробки, препятствующей дальнейшему их поступлению. В результате разрушаются или деформируются трубы поверхности теплообмена. Такие разрушения локализуются, как правило, в первом, иногда втором ряду по ходу воздуха, где его температура — самая низкая, а неравномерное распределение теплосъема по длине труб может способствовать образованию ледяных пробок. На рис. 24 показан пример разрушения трубной системы СВГ с образованием ледяного массива в местах нарушения гидравлической плотности.

Без специальных измерений очень сложно предвидеть, в каких зонах возможно замерзание воды, поэтому должен соблюдаться общий подход к пуску при низких температурах воздуха: необходимо проводить предварительный прогрев поверхности теплообмена и связанных с ней трубопроводов и арматуры, куда поступают первые порции пара или воды. Мощность подогрева пропорциональна поверхности теплообмена, она одинакова для ВКУ и СВГ.

Способы прогрева теплообменных поверхностей ВКУ можно разделить по источнику тепла на электропрогрев и прогрев паром. Обогрев паром, в свою очередь, различается по направлению его подвода: изнутри или снаружи, т.е. с внутренней или внешней стороны труб.

При электропрогреве применительно к установкам воздушного охлаждения для паровых турбин требуется электрическая мощность из расчета 1 МВт на каждые 20—30 МВт мощности турбины. Например, сухая градирня фирмы GEA на ТЭС «Москва–Сити» для паровой турбины типа МР-160Н мощностью 30 МВт производства фирмы Siemens оборудована системой электропрогрева мощностью 1 МВт.

Внешний прогрев паром поверхности теплообмена СВГ использован фирмой SPIG на ТЭЦ-12 ПАО «Мосэнерго» и Серовской ГРЭС ПАО «ОГК-2». Здесь для прогрева теплообменных модулей установлены паровые спутники — дополнительные теплообменные секции, которые гидравлически не связаны с самой сухой градирней. Паровые спутники устанавливаются на входе охлаждающего воздуха в теплообменный модуль по одному на секцию из трех-четырех теплообменников. Подача



Рис. 24.
Нарушение плотности трубной системы СВГ в результате образования ледяных пробок

пара в секции паровых спутников осуществляется после закрытия входных и выходных жалюзи по воздуху для уменьшения потерь тепла в результате естественной циркуляции.

Останов ВКУ и СВГ при низкой температуре воздуха также сопряжен с риском образования ледяных пробок при опорожнении внутренних полостей теплообменной поверхности. Этот процесс необходимо анализировать, сопоставляя скорости снижения температуры поверхности и опорожнения ее частей.

Внешний подогрев тепловыми пушками также используется при ремонте и наладке, однако при низких температурах их мощности, как правило, не хватает, а продукты сгорания затрудняют работу эксплуатационного персонала.

В процессе эксплуатации проблемы замерзания и разрушения поверхности ВКУ и СВГ наблюдались как в России, так и за рубежом. Для их предотвращения в дальнейшем, наряду с требованием к эксплуатационному персоналу обеспечить безаварийную работу этих аппаратов,

необходимы специальные конструкторско-технологические мероприятия, в частности:

- * организация двух- или трехходового движения пара с уменьшением сечений паровых каналов по мере его конденсации для ВКУ, для СВГ — организация противотока;

- * определение критических точек (с минимальной температурой поверхности) в схеме и установка в них датчиков температуры с выводом сигналов в автоматизированную систему управления технологическим процессом станции;

- * внедрение частотно-регулируемого привода вентиляторов для уменьшения потока холодного воздуха и организации реверса части вентиляторов при низких наружных температурах;

- * отключение арматурой части поверхности теплообмена;

- * тщательное дренирование всех мест, где возможен застой конденсата;

- * электрообогрев других (помимо поверхности теплообмена) элементов схемы, подверженных замерзанию (арматура, КИП).

Нередко возникает проблема из-за образования наледи и сугробов под ВКУ и СВГ в результате таяния снега на поверхности теплообмена и стекания конденсата на грунт или фундамент. Один из способов борьбы — реверс вентилятора для удаления снега. Проблема решается также прокладкой обогреваемых труб в грунте под ВКУ или СВГ.

В сухих вентиляторных градирнях для надежной работы в зимних условиях используют замкнутые теплые камеры (hot box) с подогревом воздуха паровыми спутниками или трубчатыми электронагревателями.

В ВКУ такая практика не применяется из-за подключения модулей к протяженным паропроводам и невозможности их индивидуального или группового отключения. Поэтому при низких температурах и малых тепловых нагрузках арматурой большого диаметра отключают весь

паропровод от центрального коллектора и соответствующий конденсатопровод до конденсаторного сборника. Представляет интерес прогрев нижней части модулей ВКУ подачей греющего пара в конденсатный коллектор. Этот способ в опытной эксплуатации показал свою эффективность.

Важно определить минимум тепловой мощности ВКУ или СВГ, который гарантирует незамерзание теплоносителя. Эта мощность определяется условием отвода тепла в окружающую среду от поверхности нагрева в режиме естественной циркуляции (вентилятор выключен).

В ВКУ, где нет тепловых камер, теплосъём Q , Вт, рассчитывается по формуле

$$Q = kF(t_s - t_b),$$

где k — приведенный коэффициент теплопередачи, принимается $k = 1,63 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; F — полная поверхность нагрева работающих секций, м^2 ; t_s, t_b — температура насыщения пара в ВКУ и температура воздуха на входе в ВКУ, $^\circ\text{C}$.

Для СВГ, разделенной на тепловые камеры с закрытыми жалюзийными устройствами, расчет ведется по той же формуле, но принимается, что $k = 1,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, а вместо температуры насыщения пара t_s берется средняя по СВГ температура охлаждающей воды $+20 \text{ }^\circ\text{C}$ и ее охлаждении в СВГ на $8 \text{ }^\circ\text{C}$ имеем

$$t_w = \frac{20 + 28}{2} = 24 \text{ }^\circ\text{C}.$$

При $t_b = -20 \text{ }^\circ\text{C}$ минимально допустимая мощность на каждые 1000 м^2 поверхности сухой градирни составит

$$Q = 1,3 \cdot 1000 \cdot [24 - (-20)] = 57\,200 \text{ Вт} = 57,2 \text{ кВт}.$$

Очистка поверхности теплообмена. Важная составляющая процесса эксплуатации — очистка оребренной поверхности теплообмена со стороны охлаждающего воздуха. Причин загрязнения несколько:

* продукты цветения растений в весенний период;



Рис. 25.
Устройство автоматической очистки теплообменной поверхности ВКУ фирмы SPIG (две проекции)

* насекомые, увлеченные потоком воздуха вентиляторов;

* пыль и отложения промышленного происхождения, в частности от производства стройматериалов.

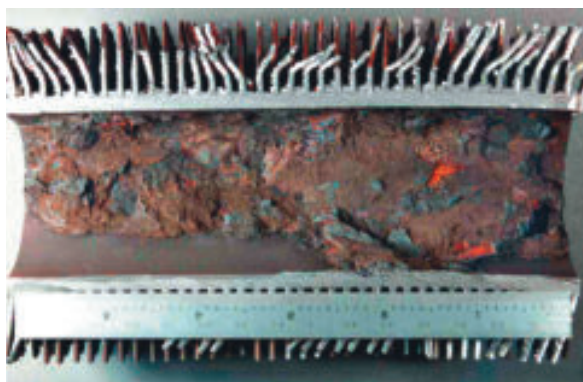
Для борьбы с природными загрязнениями можно использовать противомоскитные сетки. Пыль промышленного происхождения может иметь долгосрочные последствия, которые выражаются прежде всего в уменьшении расхода охлаждающего воздуха из-за заноса узких межреберных каналов.

Во всех перечисленных случаях необходимо предусматривать промывку поверхностей теплообмена водой высокого давления или специальными моющими растворами с возможностью нейтрализации продуктов очистки. На рис. 25 приведено устройство автоматической очистки ВКУ фирмы SPIG, которое перемещается вдоль поверхности теплообмена и струей воды высокого давления навстречу ходу воздуха удаляет осадения из межреберного канала.

Коррозия и эрозия поверхности теплообмена. Гальваническая пара железо—алюминий с разностью электродных потенциалов око-



а)



б)

Рис. 26.
Коррозия элементов ВКУ:
а — плоскоовальные трубы на входе пара;
б — стальная труба с оребрением

ло 1 В может быть источником коррозии в местах контакта этих материалов. Кроме того, конденсат пара, содержащий растворенный кислород, также может инициировать коррозионные процессы. Коррозионные повреждения в месте сварки плоскоовальных труб показаны на рис. 26, а, в наклонной оребренной трубе — на рис. 26, б.

Для ВКУ характерна вполне четкая связь между длиной трубы и скоростью пара на входе в нее, что определяется тепловым балансом процесса конденсации. Большие длины труб и высокие скорости пара — возможные причины эрозийного износа входных участков. Как правило, в проектах ВКУ скорость входа пара составляет 70—75 м/с. Считается, что применение специальных обтекателей на входе в трубу позволит исключить процессы эрозии и увеличить допустимую скорость пара. При этом следует принимать во внимание рост гидравлического сопротивления и, как следствие, снижение температуры насыщения конденсирующегося пара.

Влияние ветра и рециркуляции воздуха. Большинство фирм — изготовителей ВКУ и СВГ гарантируют достижение расчетных показателей этих устройств при скорости ветра не более 3 м/с. Более сильный ветер вызывает снижение расхода охлаждающего воздуха через вентиляторы,

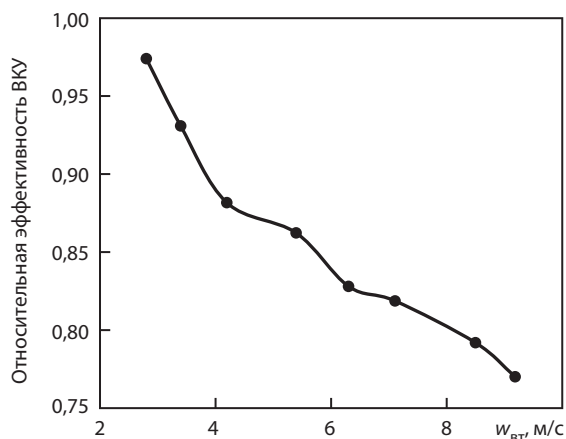


Рис. 27.
Зависимость относительной эффективности ВКУ от скорости ветра

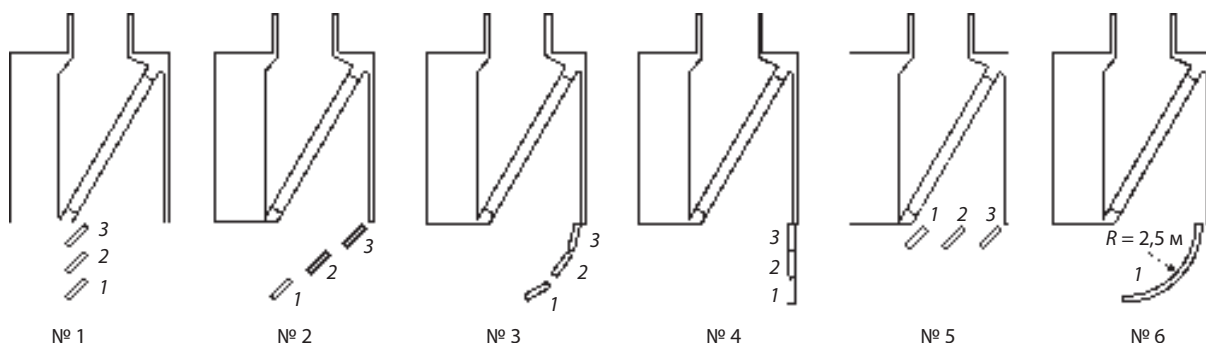


Рис. 28.

Шесть конструкций устройств ПИВ для макета ВКУ:

1—3 — панели для изменения направления движения ветрового потока

что ведет к уменьшению эффективности работы всей станции. На рис. 27 приведены данные Nirma Institute of Technology (США) по изменению относительной эффективности ВКУ в зависимости от скорости ветра w_{BT} . Влияние оказывает не только скорость ветра, но и его направление. Поэтому при размещении воздушных конденсаторов полезно учитывать доминирующее направление ветра (розу ветров), располагая минимальное сечение конструкции навстречу летним ветрам.

Экспериментальные исследования влияния ветра на сухие охладители в целом методически очень сложны, большая часть оценок базируется на компьютерных моделях. Для проведения этих исследований использованы модели ВКУ, показанные на рис. 28¹. Цель этих исследований — оценить эффективность устройств, полезно использующих энергию ветра (ПИВ), для увеличения расхода охлаждающего воздуха.

Результаты, полученные для модели макета ВКУ, показывают, что, применяя специальные конструкции устройства ПИВ, можно не только полностью устранить негативное влияние ветра на производительность вентилятора, но и при скорости ветра 10—15 м/с получить увеличение расхода охлаждающего воздуха на 7 % относительно безветренной погоды.

¹ Расчеты выполнены группой д-ра техн. наук Г.Г. Янькова (НИУ «МЭИ») и А.Ю. Картуесовой (НПВП «Турбокон»).

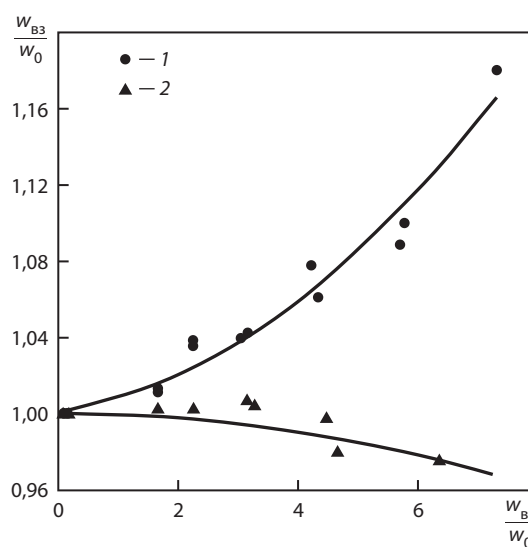
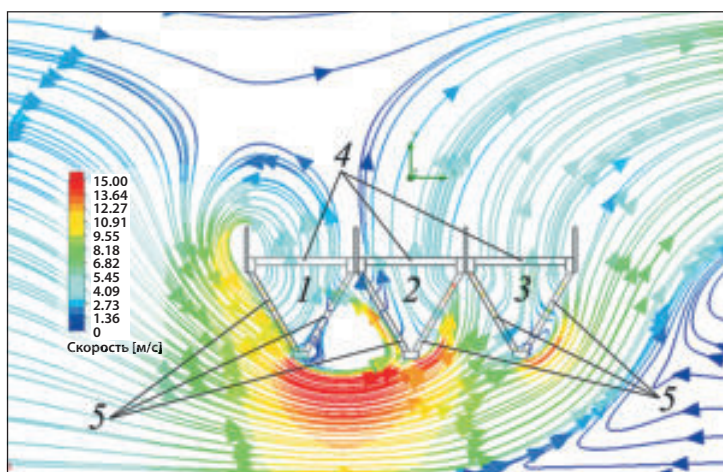


Рис. 29.

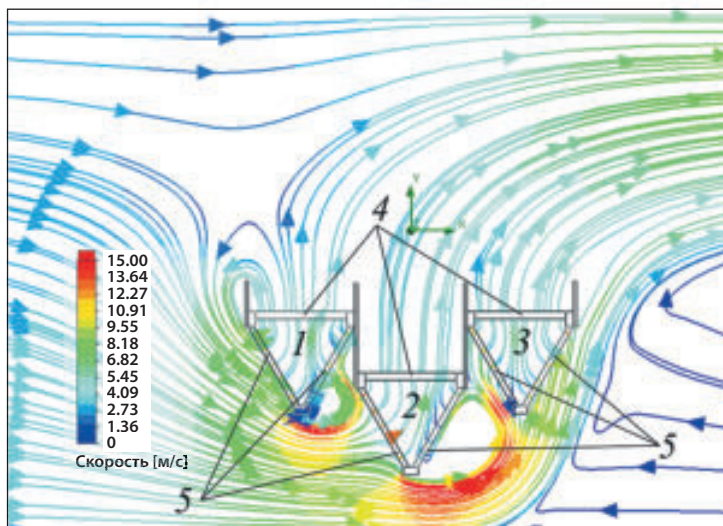
Относительное изменение скорости (расхода) воздуха через теплообменные модули при боковом ветре:

модель: 1 — № 1; 2 — № 4

Для конструкций № 1 и 4 (рис. 28) проведены экспериментальные исследования на макете ВКУ. Результаты измерений представлены на рис. 29 в виде зависимости относительного прироста скорости воздуха w_{B3}/w_0 на поверхности теплообмена от относительной скорости ветра w_{BT}/w_0



а)



б)

Рис. 30.

Линии тока при ветре 3 м/с при одноуровневой (а) и разноуровневой (б) компоновке:

1 — 3 — теплообменные секции; 4 — вентиляторы; 5 — теплообменные панели

(в обоих случаях w_0 — скорость воздуха на теплообменной поверхности при отсутствии ветра). Поскольку расход прямо пропорционален скорости, то относительное изменение скорости приведет к такому же относительному изменению расхода. Как видно из графиков, для модели № 1 расход воздуха повышается на 18 %, тогда как для модели № 4 с ростом $w_{\text{вт}}/w_0$ расход не только не увеличивается, но даже уменьшается с повышением скорости ветра.

Надо учитывать, что эти показатели связаны с определенным направлением ветра относительно поверхности теплообмена и поэтому общие решения здесь затруднены.

Требование к минимизации площади, занимаемой ВКУ и СВГ, определяет многорядное расположение секций. Это приводит к тому, что отдельные секции оказываются расположенными в «теневой» зоне, из-за чего возникает неравномерность по расходам воздуха через различные секции и снижается общая эффективность ВКУ и СВГ. Ветровые потоки, в условиях которых нередко работают ВКУ, создают дополнительные помехи в работе вентиляторов и усугубляют эту неравномерность. Одно из возможных мероприятий, позволяющих нивелировать такой негативный эффект, — это разноуровневое по высоте расположение теплообменных секций (ТС).

Сравнительный анализ методами численного моделирования процессов совместной работы вентилятора и его сети при ветровой нагрузке и без нее для трехрядной ВКУ или СВГ с классическим одноуровневым и разноуровневым расположениями ТС продемонстрировал преимущества последнего. На рис. 30 показаны результаты моделирования течений для аппаратов ВКУ с V-образной компоновкой ТС и верхним расположением вентиляторов.

Для одноуровневой компоновки можно отметить несколько негативных моментов, появляющихся уже при скорости ветра 3 м/с. На левой теплообменной панели секции 1 появляется большая зона рециркуляции. Поступление воздуха на правую теплообменную панель секции 1 и на левую теплообменную панель секции 2 становится затрудненным из-за возникновения на входе в них зоны разрежения (показана красными изолиниями на рис. 30, а), которая обусловлена максимальной скоростью, вызывающей падение давления. Поэтому суммарный расход воздуха на три секции уменьшается на 20 % по сравнению с расходом при отсутствии ветра. При дальнейшем усилении ветра ситуация усугубляется и расход воздуха снижается еще больше.

При двухуровневой компоновке ТС (рис. 30, б) и скорости ветра 3 м/с в секции 1 также возникают зона рециркуляции (но менее интенсивная, чем при одноуровневой компоновке) и большой вихрь за секцией 2. Однако при высоких скоростях ветра эти эффекты значительно уменьшаются и расход воздуха $G_{вз}$ становится уже больше, чем в классическом варианте.

Результаты расчетов, представленные на рис. 31, позволяют сделать заключение, что разноуровневая компоновка более предпочтительна, чем одноуровневая.

С учетом влияния ветра конструкции ВКУ и СВГ должны отвечать следующим требованиям:

- * противостоять уменьшению расхода воздуха через поверхность теплообмена в летнее время;
- * минимизировать неравномерность расходов охлаждающего воздуха по сечению теплообменных модулей;

- * предотвращать рециркуляцию теплого воздуха на вход вентиляторов в летнее время;

- * обеспечивать возможность рециркуляции теплого воздуха в зимнее время;

- * учитывать господствующие направления ветров (розу ветров) при определении положения ВКУ и СВГ на генплане.

Рециркуляция воздуха может возникать и без ветра из-за ограниченных размеров площадки для ВКУ и СВГ, наличия вблизи зданий и сооружений и т.п. Все эти обстоятельства снижают эффективность охлаждения.

Особое внимание следует уделить компоновке воздушных охладителей в случае размещения их для двух энергоустановок в виде параллельных протяженных блоков. Здесь возможно воздействие одного блока на другой, особенно заметное при боковом ветре. При ограниченном расстоянии между параллельными блоками и ветре более 5 м/с часть поверхности нагрева с подветренной стороны обоих СВГ или ВКУ может оказаться

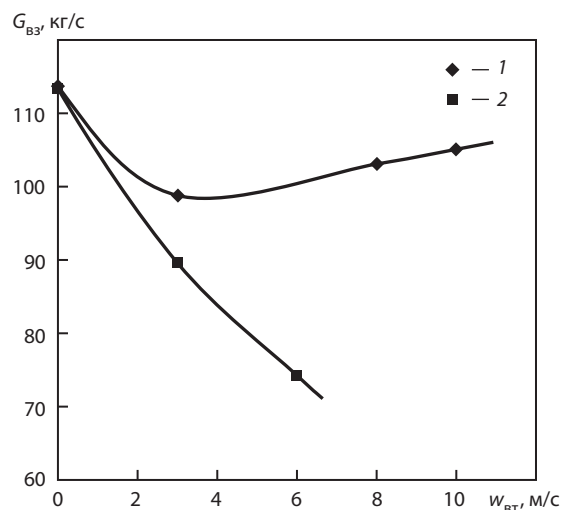


Рис. 31. График зависимости массового расхода воздуха $G_{вз}$ через секции ВКУ в зависимости от скорости ветра для разноуровневой (1) и одноуровневой (2) компоновки

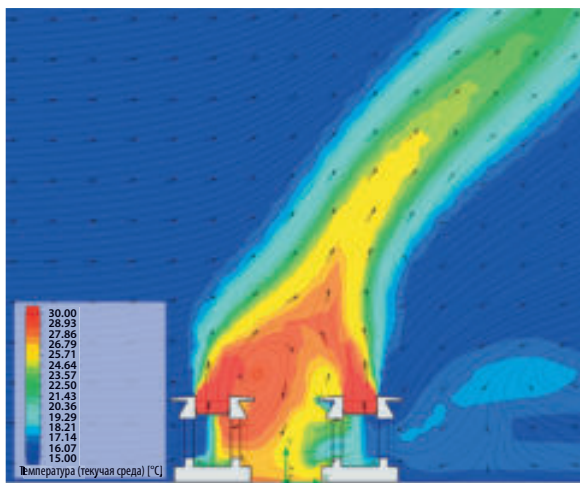


Рис. 32.
Взаимодействие параллельных блоков сухих охладителей при боковом ветре

в зоне очень теплого воздуха от аппарата, находящегося с наветренной стороны. Это иллюстрирует рис. 32.

Управление работой установок. Аппараты сухого охлаждения — сложные технические объекты, снабженные устройствами управления воздушным потоком. К таким устройствам относятся:

- * жалюзийные блоки, позволяющие изменять расходы охлаждающего воздуха между отдельными частями СВГ и формировать теплые камеры с электро- или паровым подогревом поверхности теплообмена при пуске или низких тепловых нагрузках;
- * частотно-регулируемый привод вентиляторов, изменяющий расход воздуха;
- * трубопроводная арматура, отключающая часть поверхности теплообмена при низких наружных температурах воздуха;
- * автоматические защиты, обеспечивающие опорожнение установки воздушного охлаждения или ее части в короткое время.

Основной целевой функцией является температура охлаждения воды на выходе (как правило,

15—20 °С) из СВГ, а в случае ВКУ — вакуум в конденсаторе паровой турбины.

Здесь надо сделать замечание: в зимнее время персонал нередко отключает один из циркуляционных насосов для экономии собственных нужд. Уменьшение расхода воды при прочих равных условиях приводит, с одной стороны, к снижению ее температуры на выходе из градирни (и необходимости ее повышения), а с другой — к повышению ее температуры на выходе из конденсатора, что свидетельствует о повышении давления в конденсаторе и потере мощности.

В работе на стабильном тепловом режиме, как правило, проблем нет: автоматика четко поддерживает заданные параметры теплоносителей в допустимых пределах. Проблемы возникают при пуске, останове или при резком изменении тепловой нагрузки. Для СВГ — это поочередное заполнение секций (блоков) и пуск при температуре воздуха ниже –10...–15 °С. Необходим предварительный прогрев металла секции с помощью предусмотренных средств (с использованием электроэнергии или пара), быстрое заполнение ее при неработающих вентиляторах, включение в систему оборотного водоснабжения с подачей минимально необходимой тепловой нагрузки. Секции СВГ пускаются поочередно, и это, как правило, предусмотрено алгоритмом пуска, реализованным в АСУ ТП. Нарушение в алгоритме, связанное с нестандартной ситуацией, и вмешательство оператора с переходом в ручной режим управления требуют очень высокой квалификации персонала, чтобы не усугубить проблему и не привести к нарушению работы ТЭС.

Одной из проблем в этом процессе является то обстоятельство, что управление производится, как правило, по значению средней температуры охлажденной воды по секции. Влияние ветра, неравномерное охлаждение — возможные причины замерзания воды в тупиковых или с плохой циркуляцией участках СВГ.

Преодоление этих негативных моментов возможно, если существенно увеличить число датчиков температурного состояния СВГ и адаптировать их в общей системе АСУ ТП. Требуется постоянный контроль обогрева арматуры, пер-

вичных датчиков давления и технологических трубопроводов малого диаметра.

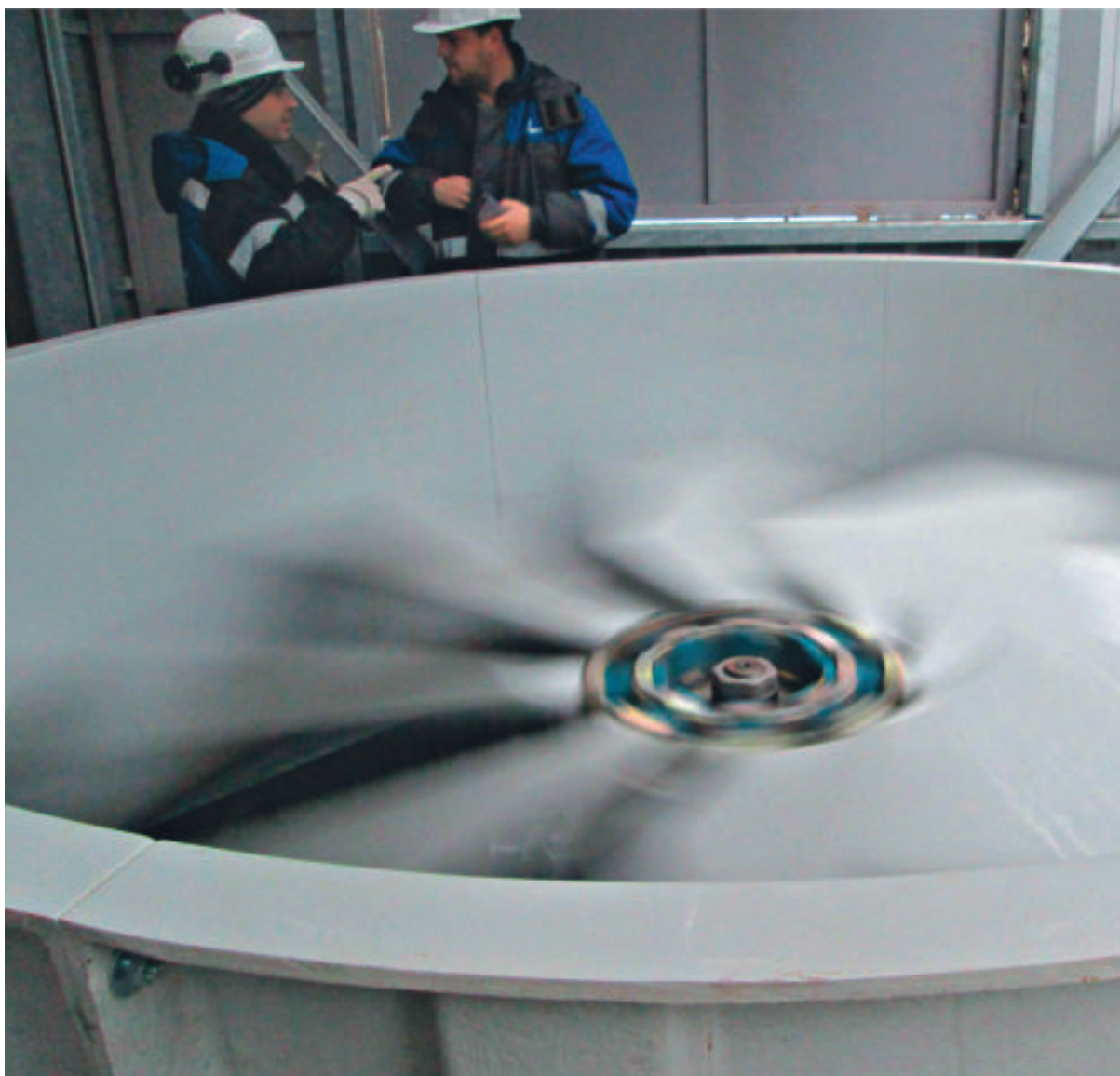
Представляется, что при наличии большого числа зарубежных поставщиков СВГ нам предстоит большая работа по анализу и доводке СВГ к условиям России.

Вибрация и шум. Современные СВГ и ВКУ оснащаются двигателями мощностью 75—200 кВт для привода низкооборотных вентиляторов 90—300 об/мин с диаметром колеса 5—11 м.

В результате образуется источник низкочастотной вибрации и шума, мощность которого может достигать заметных значений (до 100 дБ). Нередки случаи, когда превышение допустимого уровня шума на границе санитарной зоны ТЭС является причиной претензий со стороны жителей городского массива, окружающего ТЭС. В таких случаях надо быть готовым к установке шумоза-

щитных экранов, которые изменяют нагрузки на каркас СВГ или ВКУ: ветровую и обусловленную весом установленного на каркас оборудования. Кроме того, это обстоятельство может повлиять на выбор расположения вентиляторов: снизу для наддува воздуха или сверху для прососа через поверхность теплообмена.

Что касается вибрации, то здесь не до конца ясен вопрос, где правильно ее измерять. Обычно это измерение проводится по датчику вибрации на редукторе вентилятора, такие данные не всегда и не вполне представительны. Кроме того, низкочастотная вибрация негативно влияет на болтовые соединения каркаса СВГ и ВКУ. После нескольких лет работы имеет место нарушение затяжки элементов каркаса. Это опасно: каркас СВГ и ВКУ собирается на болтовых соединениях из отдельных блоков. Работа по восстановлению технологических связей — важная часть обслуживания этих сооружений.





В ТЕЧЕНИЕ ПОСЛЕДНИХ 30—40 ЛЕТ
В ЭНЕРГЕТИКЕ АКТИВНО ИСПОЛЬЗУЮТСЯ
УСТАНОВКИ, В КОТОРЫХ РАБОЧИМ ТЕЛОМ
ЯВЛЯЮТСЯ ОРГАНИЧЕСКИЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛИ

6 Воздушно-конденсационные установки для органических теплоносителей



В энергетике в течение последних 30—40 лет активно используются установки, в которых рабочим телом являются органические теплоносители: хладоны и углеводороды.

Эти установки ориентированы на низкопотенциальные тепловые потоки с температурой до 300 °С. Источниками таких потоков могут быть, например, геотермальные ресурсы, процессы в нефтехимической промышленности, промышленные тепловые отходы. В рамках борьбы с эмиссией CO₂ подобные установки особенно актуальны. В силу особенностей теплофизических свойств незамерзающих органических теплоносителей есть перспективы их использования при освоении Севера и Восточной Сибири.

По своим свойствам органические теплоносители существенно отличаются от воды (табл. 4). Этим обусловлено и заметное различие в конструктивных параметрах воздушного конденсатора для органических веществ. В табл. 5 указана относительная длина труб l/d ВКУ при использовании в качестве рабочих тел разных веществ. Расчет выполнен при следующих условиях:

Температура конденсации t_c , °С	40
Средний температурный напор Δt , °С	20
Степень сухости на выходе χ	0

Результаты вычислений показывают, что для рационального конструктивного оформления воздушного конденсатора органических веществ необходимо использовать трубы меньшего диаметра и большей длины.

Другим важным параметром органических жидкостей является относительно низкая по сравнению с водой теплопроводность конденсата, что уменьшает коэффициент теплоотдачи при конденсации.

Эти положения нашли свое отражение в реальных конструкциях ВКУ для органических жидкостей, в частности продуктов нефтепереработки. У этих конденсаторов трубы имеют меньшие диаметры, но большую длину, а коэффициент теплопередачи, приведенный к оребренной поверхности, на 20—25 % ниже, чем у воздушных конденсаторов водяного пара. Вследствие этого реализовывать конденсацию в на-

Таблица 4

Теплофизические характеристики рабочих тел в состоянии насыщения при $t_s = 40\text{ }^\circ\text{C}$

Параметр	Рабочее тело			
	H ₂ O	R134A	R113	n-пентан
Давление насыщения, кПа	7,38	1017	78,2	115,7
Плотность пара, кг/м ³	0,051	50	5,83	3,37
Плотность конденсата, кг/м ³	992	1147	1527	606
Теплота фазового перехода, кДж/кг	2406	163	147	354
Теплопроводность конденсата, Вт/(м·К)	0,630	0,075	0,069	0,106
Кинематическая вязкость конденсата, м ² /с	$0,66 \cdot 10^{-6}$	$0,14 \cdot 10^{-6}$	$0,36 \cdot 10^{-6}$	$0,32 \cdot 10^{-6}$
Число Прандтля конденсата	4,34	3,24	7,37	4,34

Таблица 5

Относительная длина труб воздушного конденсатора l/d

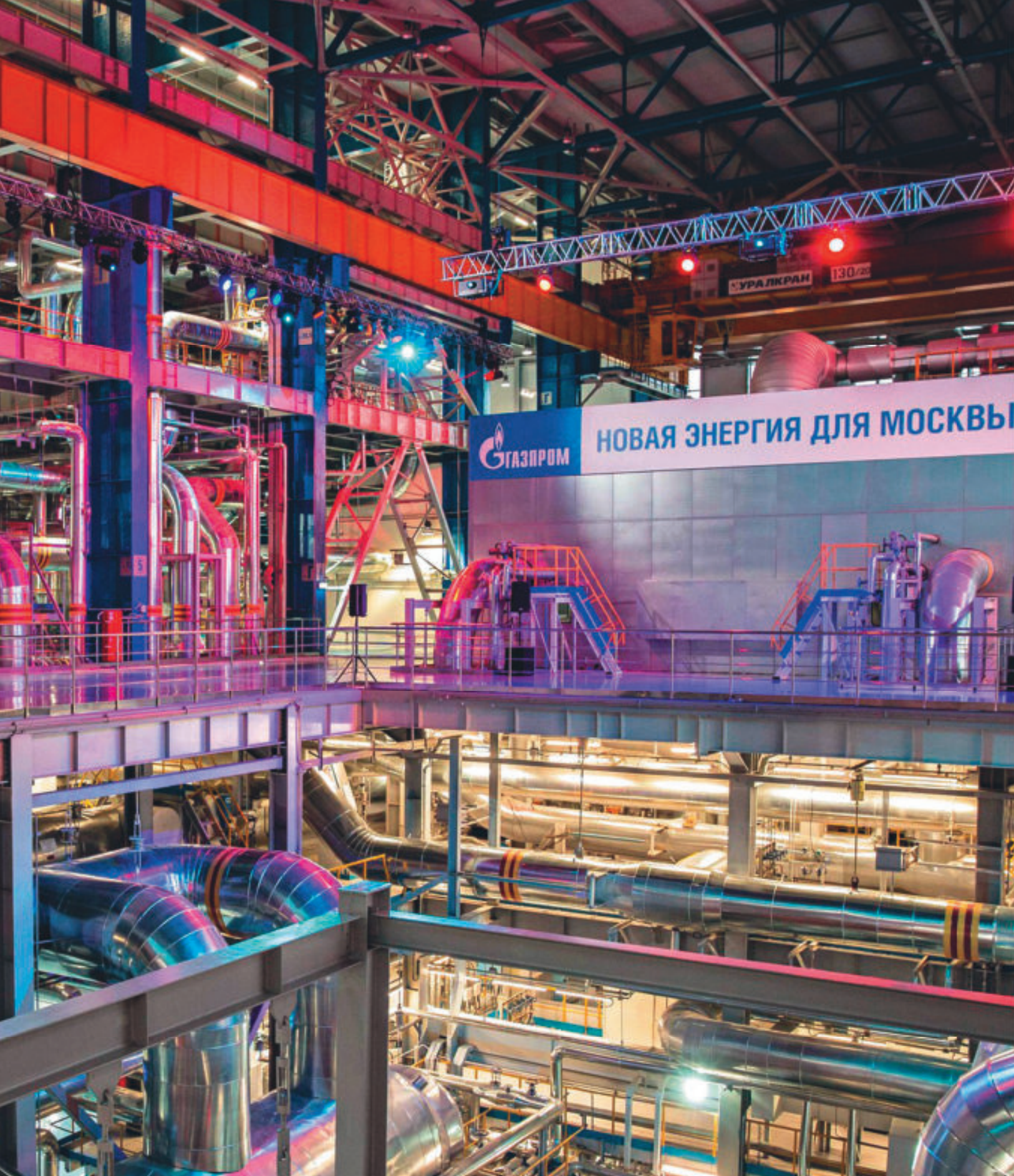
Параметр	Рабочее тело				
	вода	R134A		n-пентан	
Скорость пара на входе, м/с	75	20		20	
Приведенный коэффициент теплопередачи с учетом с учетом коэффициента оребрения ϕ , Вт/(м ² ·К)	600	600	400	600	500
Относительная длина l/d	191,7	1648	2547	497	590

Рис. 33.
Компоновка ВКУ мощностью 4 МВт

клонных трубах шатровой компоновки оказывается нецелесообразным, и теплообменные модули выполняются с оребренными трубами длиной 12—15 м.

Компоновка воздушно-конденсационной энергоустановки мощностью 4 МВт с изопентаном в качестве рабочего тела производства фирмы Ormat на заводе «АП Цемент» (Индия) показана на рис. 33. Конденсатор содержит слабо-наклоненные трубные пучки из оребренных труб длиной 15 м. Движение пара одноходовое, на выходе конденсатного коллектора имеется устройство для накопления неконденсирующихся газов. Подпор конденсатного насоса около 4 м столба изопентана. Двенадцать вентиляторов с колесом диаметром 2,9 м обеспечивают прокачку охлаждающего воздуха.





СИСТЕМЫ ОТВОДА ТЕПЛА В ОКРУЖАЮЩУЮ
СРЕДУ БЕЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОДЫ —
МИРОВОЙ ТРЕНД В ЭНЕРГЕТИКЕ

Выводы



1. Системы отвода тепла в окружающую среду без использования воды — мировой тренд в энергетике и промышленных технологиях. Перестала быть экзотикой ТЭС с сухой градирней или воздушно-конденсационной установкой. По мере ужесточения экологических требований, роста дефицита и стоимости пресной воды эта тенденция будет усиливаться.

2. Выбирая между ВКУ и сухой градирней, необходимо сопоставлять стоимость строительства, эксплуатационные затраты и надежность этих сооружений. Современная технология ВКУ с плоскоовальными оребренными трубами способствует более широкому использованию воздушно-конденсационных установок.

3. Выбирая между СВГ и мокрой градирней необходимо учитывать условия водопользования и перспективу их изменений. Возможно, в условиях Сибири и Дальнего Востока в ближайшие 30—40 лет использование мокрых охладителей будет предпочтительнее.

4. Сухая вентиляторная градирня и воздушно-конденсационные установки — сложные технические объекты, требующие от эксплуатационного персонала специальных знаний и умений, которые позволят предотвратить ошибочные технические решения и в процессе эксплуатации, и в аварийных ситуациях.



НА ЭНЕРГБЛОКЕ ПГУ-220 ТЭЦ-12 ВНЕДРЕНА
СУХАЯ ВЕНТИЛЯТОРНАЯ ГРАДИРНЯ

Сухая вентиляторная градирня на ТЭЦ-12 Мосэнерго



В июне 2015 г. на ТЭЦ-12 введен в эксплуатацию парогазовый энергоблок ПГУ-220. С вводом энергоблока установленная электрическая мощность ТЭЦ-12 увеличилась более чем в 1,5 раза — до 611,6 МВт, тепловая мощность — до 1914 Гкал/ч. Коэффициент полезного действия энергоблока (в конденсационном режиме) превысил 49 %. Ввод энергоблока повысил надежность энергоснабжения потребителей запада и центра столицы, улучшил экологические показатели работы электростанции.

Для охлаждения используемой в технологическом цикле воды на блоке ПГУ-220 внедрена сухая вентиляторная градирня (СВГ). В отличие от традиционных башенных градирен, новая технология позволяет исключить испарение воды и уменьшить ее забор из Москвы-реки.

Поставку оборудования градирни произвела итальянская фирма SPIG, она имела российского представителя, который адаптировал итальянские технические решения к российским условиям проектирования и строительства.

Градирня — крупное капитальное сооружение высотой более 38 м, состоит из 15 тепловых камер, которые могут при необходимости стать изолированным тепловым объектом. В каждой камере три вентилятора с колесом диаметром 5,9 м, которые обеспечивают прокачку воздуха через поверхность охлаждения. Один из трех вентиляторов имеет частотно-регулируемый привод, позволяющий менять обороты колеса и, следовательно, напор вентилятора и расход воздуха. Градирня по всему контуру снабжена жалюзи, которыми в зимнее время можно полностью закрыть подвод воздуха. Теплообменная поверхность градирни набрана из оребренных труб диаметром 25 мм с алюминиевыми ребрами высотой 15 мм, длина труб 12 м. Трубы собраны в три теплообменных модуля, которые обслуживает один вентилятор. Вся градирня имеет габариты в плане 38,5 на 64,1 м.

В составе градирни выделены 16 теплообменных модулей и соответствующие им семь вентиляторов, которые обеспечивают охлаждение вспомогательного оборудования блока ПГУ-220: маслоохладители, охладители генератора, эжектора (вспомогательная часть градирни). Остальные вентиляторы и их теплообменные модули охлаждают циркуляционную воду конденсатора паровой турбины (основная часть градирни).

В табл. 1 приведены характеристики основной части градирни при расчетной температуре воздуха 15 °С.

Аналогично выглядит и табл. 2, в которой приведены характеристики вспомогательной градирни.

Таблица 1
Показатели работы основной градирни

Параметр	Единица измерения	Расчетные показатели	Приведенные показатели при фактическом расходе воздуха
Температура воздуха на входе в градирню	°С	15	15
Средняя температура воздуха на выходе из секций	°С	28,3	27,91
Расход воды через градирню	м ³ /ч	~13 000	13 000
Температура воды на входе в градирню	°С	36	39,23
Температура воды на выходе из градирни	°С	25	28,23
Тепловая нагрузка градирни	МВт	164,991	164,991
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м ² ·К)	$\frac{40,7^*}{38,7}$	28,4
Уровень звукового давления на расстоянии 1 м от контура оборудования и на высоте 1,5 м над землей	дБА	Не более 80	Не более 80

* В числителе — заявка SPIG, в знаменателе — расчет по тепловому балансу.

Таблица 2
Показатели работы вспомогательной части градирни

Параметр	Единица измерения	Расчетные показатели	Приведенные показатели при фактическом расходе воздуха
Температура воздуха на входе в градирню	°С	28,3	28,3
Средняя температура воздуха на выходе из секций	°С	37,2	36,47
Расход воздуха через градирню	$\frac{м^3/с}{кг/с}$	$\frac{276}{310,6}$	$\frac{256,5}{288,1}$
Расход воды через градирню	м ³ /ч	2500	2500
Температура воды на входе в градирню	°С	39,4	44,94
Температура воды на выходе из градирни	°С	33	38,54
Тепловая нагрузка градирни	МВт	21,146	21,146
Коэффициент теплопередачи для секции	Вт/(м ² ·К)	41,8	22,5
Уровень звукового давления на расстоянии 1 м от контура оборудования и на высоте 1,5 м над землей	дБА	Не более 80	Не более 80

Таким образом, можно отметить, что температура охлаждающей воды на 3—5 °С выше расчетной, что негативно сказывается на вакууме в конденсаторе и может стимулировать более широкое применение испарительного охлаждения вспомогательной градирни в летнее время.

На базе испытаний СВГ, проведенных в 2018 г., были получены рекомендации по работе градирни в зимнее время: тепловая нагрузка не менее 23 МВт при плотном закрытии жалюзи. Кроме того, в летний период можно увеличить угол установки лопаток вентилятора с 15° до 17° и таким образом увеличить расход воздуха и теплосъем градирни.

В процессе эксплуатации сухой вентиляторной градирни были выявлены проблемы, решение которых легло на персонал ТЭЦ-12. Привод вентилятора осуществляется двигателем 120 кВт с частотой вращения 1500 об/мин через промежуточный вал и редуктор. Для вентиляторов с частотным регулированием пуск проходит плавно без перегрузок двигателя и промежуточного вала. На остальных вентиляторах имеют место большие перегрузки, и в начале эксплуатации имели случаи поломки промвала и выхода из строя вентилятора. Для исключения поломок были установлены антиреверсные устройства и заменены валы на более прочные.

Недостаток тепловой эффективности, обнаруженный при испытаниях, приходится компенсировать более продолжительным использованием системы орошения: в летнее время мы часто используем ее в дневные часы, когда температура воздуха превышает 22—23 °С.

Весьма трудоемки работы по обслуживанию градирни — промывка поверхности теплообмена с оребренными трубами от наружного загрязнения (пух, пыль, осадения). В 2022 г. эту работу выполняло ЗАО НПВП «Турбокон» в рамках договора о сервисном обслуживании. Эффект от промывки — дополнительное охлаждение на 5 °С при номинальной тепловой нагрузке.

Поверхность теплообменника за годы эксплуатации не пострадала, находится в нормальном состоянии без заметных следов коррозии.

Отдельный вопрос — шум от вентиляторных установок. В непосредственной близости от градирни, как это положено по методике измерения, шум не превышает 80 дБА. Но на границе с санитарной зоной ТЭЦ имеют место более жесткие требования. В этом плане надо рассмотреть возможность установки шумозащитных устройств по периметру вентиляторной палубы.

Так как вентиляторная градирня — сложный технический объект с развитой системой контроля параметров и управления, она требует грамотного подхода и повышенного внимания. Несмотря на это, за время эксплуатации персонал ТЭЦ-12 смог обеспечить ее безаварийную работу в зимнее время и эффективную работу в летний период.

Мы понимаем, что такие установки — будущее систем охлаждения тепловых станций, так как требования к экологии и цене на воду будут расти. В свете этих тенденций мы готовы к работе по совершенствованию работы СВГ.

Научно-популярное издание

ЭКОЛОГИЯ, ЭНЕРГЕТИКА, ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

Под редакцией академика РАН Александра Викторовича Клименко

Выпуск 2

**МИЛЬМАН Олег Ошеревич,
СИН Валерий Санович,
ШАРОНОВ Никита Анатольевич**

**СУХИЕ ГРАДИРНИ И ВОЗДУШНО-КОНДЕНСАЦИОННЫЕ
УСТАНОВКИ В ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ**

Оригинал-макет подготовлен ОАО «Издательский дом МЭИ»

Подписано в печать 15.11.2022. Формат 60×90/8. Усл. печ. л. 6,0

Контакты издателя: Инженерное управление ПАО «Мосэнерго».

Тел.: +7 (495) 957-19-57, доб. 34-14.

Электронная почта: SigitovOY@mosenergo.ru

Управление по работе со СМИ и органами власти ПАО «Мосэнерго».

Тел.: 8 (495) 957-19-57, доб. 22-90, 37-17.

Электронная почта: press-centre@mosenergo.ru.

Адрес в Интернете: www.mosenergo.ru