



ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕРМОСТАБИЛИЗАТОРОВ В ПРОМЫШЛЕННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ С ОБОРОТНОЙ СИСТЕМОЙ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

В. А. Максименко, В. А. Чернышев, А. Ж. Ширажиев

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Подробно описано устройство термостабилизатора, его модификации, применение в промышленности. Рассмотрен вопрос модернизации промышленной холодильной установки с оборотной системой водоснабжения путём применения термостабилизатора для дополнительного охлаждения воды. Разработана технологическая схема в программе Компас 3D, произведены расчеты, необходимые для подбора оборудования (площадь теплопередающей поверхности, длина и число труб в аппарате, габаритные размеры) и срока его окупаемости.

Ключевые слова: промышленная холодильная установка, оборотная система водоснабжения, термостабилизация.

Введение

Широко известно применение холода в пищевой промышленности. Однако первое место по мощности холодильных установок занимает химическая и нефтехимическая промышленность. Здесь холод необходим в технологическом процессе производства товарной продукции. Например, для производства одной тонны синтетического каучука требуется от 7000 до 8000 тыс. кДж холода [1]. Холодопроизводительность холодильных цехов таких предприятий составляет сегодня до 50 МВт. Поэтому сегодня актуален вопрос повышения эффективности производства холода на таких предприятиях, так как повышение её даже на несколько процентов может дать значительный экономический эффект.

В настоящее время холодильный цех Омского завода СК укомплектован конденсаторами водяного охлаждения типа КТГ-800 и оборотной системой водоснабжения. Расчетная температура охлаждающей воды: в летний период $+25^{\circ}\text{C}$, в зимний период $+15^{\circ}\text{C}$. Несмотря на то, что по климатическим условиям [2] возможно снижение температуры охлаждающей воды, этого не происходит из-за специфических особенностей градирен — при получении более низких температур происходит замораживание воздушных каналов градирни. Таким образом, давление конденсации даже при температуре воздуха в районе минус 30°C не снижается ниже 1 МПа. При понижении же температуры охлаждающей воды до $+5^{\circ}\text{C}$, возможно снижение давления конденсации до 0,6 МПа.

Понижение температуры конденсации на 1°C влечет за собой повышение производительности установки на 2–2,5 % [3], то есть, снизив температуру воды на 10°C , можно получить приrost производительности на 20–25 % и уменьшить объём удельной работы цикла. Понизить температуру воды, поступающую в конденсатор, возможно, используя термостабилизатор, разместив его в некоторой емкости (например, в цистерне). Таким образом, внедряя термостабилизатор в схему оборотного водоснабжения, можно значительно снизить

расход электроэнергии на выработку холода в зимний период, повышая эффективность холодильной установки.

Постановка задачи

Для повышения эффективности работы установки оборотного водоснабжения была произведена попытка ее модернизации путем внедрения нового элемента. Данный элемент состоит непосредственно из нескольких частей: конденсатора воздушного охлаждения и ёмкости, заполненной оборотной водой, в ней расположен пучок труб, связанный с конденсатором, в трубах циркулирует аммиак, он же и охлаждает воду в ёмкости. Задачей исследования был подбор конденсатора воздушного охлаждения по просчитанной площади его теплопередающей поверхности, расчет его габаритов, габаритов емкости, а также расчет затрат на модернизацию и периода окупаемости данного проекта.

Теория

Охлаждение воды в промышленности. Системы промышленного водоснабжения предназначены обеспечивать подачу воды на производство в требуемых количествах и соответствующего качества. Они состоят из комплекса взаимосвязанных сооружений — водозаборных устройств, насосных станций, водоводов, установок для очистки и улучшения качества воды, регулирующих и запасных емкостей, охладителей воды и разводящей сети трубопроводов. В зависимости от назначения и местных условий некоторые из перечисленных сооружений в системе могут отсутствовать [4].

По данным государственного учета использования воды промышленностью Российской Федерации расходуется в год примерно 40 км^3 свежей воды, что составляет 50 % общего количества, забираемого для нужд народного хозяйства из источников водоснабжения. Это равняется примерно 20 % потребности промышленных предприятий в воде. Недостающее количество (160 км^3) обеспечивается

за счет повторного использования воды после охлаждения и (или) очистки. Такая вода называется оборотной или циркуляционной [5].

В зависимости от вида технологического процесса оборотная вода может быть транспортирующей или поглощающей средой (использование воды в таких качествах в данной работе не рассматривается), либо теплоносителем, циркулирующим в охлаждающей системе оборотного водоснабжения [6]. Это система, в которой вода используется в качестве хладагента для охлаждения оборудования или для конденсации и охлаждения газообразных и жидких продуктов в теплообменных аппаратах, где нагревается, а в некоторых случаях и загрязняется этими продуктами в основном за счет не плотностей оборудования. После охлаждения преимущественно на градирнях и очистки (при необходимости) основная масса воды возвращается в систему; часть оборотной воды (обычно не более 5 %) теряется на испарение, капельный унос, утечки и сброс в виде продувки системы [7].

Для охлаждения различного рода технологического оборудования в России используется примерно 105–130 км³ оборотной воды, что составляет в среднем по всем отраслям промышленности около 65 % общего расхода воды этой категории [8].

Требования, предъявляемые к температуре оборотной воды различными промышленными предприятиями, диктуются технологическим процессом и эксплуатационными свойствами оборудования. При выборе типа градирен для обеспечения этой температуры следует учитывать возможность загрязнения воды продуктами производства в водооборотном цикле.

Предприятия теплоэнергетической отрасли потребляют две трети свежей воды, забираемой на промышленные нужды из источников водоснабжения, при наибольшем расходе ее для охлаждения технологического оборудования (96 %) [9]. Однако коэффициент водооборота в отрасли ниже среднего по промышленности и составляет примерно 60 % из-за сохранившихся с предыдущих лет на многих энергетических предприятиях прямоточных систем водоснабжения. Так, из 144-х ТЭС с установленной мощностью 215 ГВт на прямоточных системах водоснабжения работают 45 и на оборотных — 99. При этом для охлаждения оборотной воды используются водохранилища (54 %), башенные градирни (14 %), «сухие» (радиаторные) градирни (0,8 %) и брызгальные бассейны (0,2 %) [10].

Вода в промышленности и энергетике используется для конденсации и охлаждения газообразных и жидких продуктов химических и нефтехимических производств, для конденсации отработавшего пара после расширения его в паровых двигателях, отвода теплоты от маслоохладителей и оборудования в целях предохранения его от быстрого разрушения под влиянием высоких температур (например, цилиндров компрессоров, кладки производственных печей) и т. п. [11].

На многих промышленных предприятиях эксплуатируются компрессорные установки. Для того, чтобы температура сжимаемого воздуха, выходящего из компрессора, не превышала допустимого для нормальной и безопасной работы предела 140–160 °С, используется его охлаждение. Чаще всего применяется водяное охлаждение рубашек компрессоров, при котором охлаждающая вода, прошедшая поверхностные холодильники компрессоров, после охлаждения на градирнях вновь используется [12].

Расход оборотной воды при температурном перепаде 10–25 °С рассчитывается таким образом, чтобы ее температура после поверхностных холодильников не превышала 45 °С из-за предупреждения выпадения солей временной жесткости и образования накипи на охлаждаемой поверхности [13].

Потребление свежей воды в промышленности в значительной мере может быть уменьшено за счет перехода производств на безотходные, безводные или маловодные технологии. Однако многие производственные процессы не всегда или не в полной мере позволяют использовать такие технологии. Тогда на первый план в реализации задачи экономии воды в промышленности вступают охлаждающие системы оборотного водоснабжения с градирнями различных типов и конструкций [14].

Устройства для охлаждения воды. Тепло, отобранное хладагентом в испарителе, а также тепло, сообщенное ему в компрессоре, в большей части холодильных машин отдается воде (реже воздуху). Крупные холодильные установки расходуют на охлаждение конденсаторов, компрессоров, переохладителей, масляных холодильников огромное количество воды. Стоимость расходуемой воды может сыграть решающую роль в экономике холодильной установки.

Кроме высокой стоимости воды необходимо отметить и то, что во многих районах нашей страны ее просто не хватает. Особенно чувствуется ее недостаток в южных и центральных районах. Все это привело к тому, что прямоточная схема водоснабжения, при которой охлаждающая вода один раз проходит через конденсаторы и сбрасывается в канализацию, сохраняется лишь для мелких установок. Крупные же холодильные установки, как и все другие современные промышленные предприятия, оборудуются системами оборотного водоснабжения, при которых вода используется многократно. Сначала она нагревается в теплообменной аппаратуре, а затем поступает на различные теплоотдающие устройства брызгальные бассейны, градирни, в которых вновь охлаждается до первоначальной температуры, отдавая свое тепло воздуху [15].

Необходимость организации водооборота диктуется еще и тем, что вода в водоемах зачастую загрязнена механическими примесями (особенно в период таяния снега и сильных дождей) и перед подачей на охлаждение теплообменников ее приходится осветлять, а иногда и умягчать (умягчение воды — это химическое осаждение солей кальция и магния, образующих накипь в теплообменных аппаратах).

В зимнее время температура воды в водоемах ниже, чем в водооборотных системах, поэтому на промышленных предприятиях с крупными холодильными установками применяют комбинированную систему водоснабжения: свежая речная вода сначала проходит через конденсаторы холодильных установок, затем поступает к другим водопотребителям и лишь после этого идет на подпитку градирен [16].

На рис. 1 приведена одна из возможных схем комбинированного водоснабжения, при которой свежая речная вода идет на конденсаторы низкотемпературных холодильных установок, улучшая условия их работы и снижая расход электроэнергии. Конденсаторы высокотемпературных установок получают воду из оборотной системы.

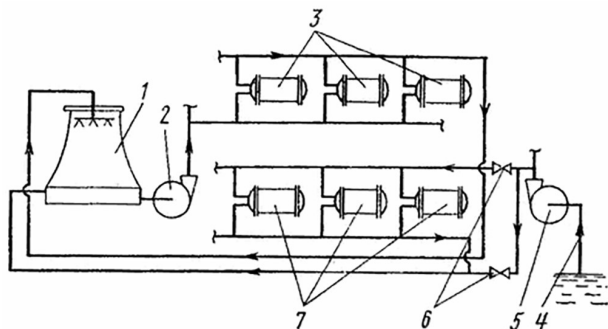


Рис. 1. Схема комбинированного водоснабжения холодильной установки:

- 1 — градирня; 2 — циркуляционный насос водооборотной системы;
- 3 — конденсаторы холодильной установки (высокая температура испарения);
- 4 — водозабор; 5 — насос водозаборной станции;
- 6 — задвижки; 7 — конденсаторы холодильной установки (низкая температура испарения)

Fig. 1. Combined water supply refrigeration unit scheme:

- 1 — cooling tower; 2 — water circulation pump;
- 3 — refrigeration unit condensers (high evaporation temperature);
- 4 — water intake; 5 — water intake station pump;
- 6 — valves; 7 — refrigeration unit condensers (low evaporation temperature)

Термостабилизаторы. Термостабилизатор — это устройство, предназначенное для создания требуемых температурных условий, а также их поддержания в некоторой области либо в теплоизолированном объеме.

В зависимости от вида теплоносителя подразделяются на:

- устройства с однофазным теплоносителем;
- устройства с двухфазным теплоносителем.

Термостабилизатор представляет собой тепловую трубу гравитационного типа, внутри которой происходят процессы теплопереноса. В качестве теплоносителей термостабилизаторы используются: в устройствах с однофазным теплоносителем незамерзающие жидкости — керосин, дизельное топливо и др.; в устройствах с двухфазным теплоносителем — аммиак, пропан, фреон-12, фреон-22, углекислота.

Термостабилизаторы могут быть вертикальными, наклонными, слабо наклонными и горизонтальными: в зависимости от их расположения.

Охлаждение воды в зимний период осуществляется без энергетических затрат, за счет использования естественного холода. Условием работы термостабилизатора (активный режим) является наличие разности отрицательной температуры воздуха и воды. Если температура воздуха ниже, чем температура воды, он работает, происходит процесс теплоносителя, если наоборот — отключается (пассивный период) [17].

В данной работе используется термостабилизатор с развитыми поверхностями теплообмена для охлаждения оборотной воды. Он состоит из:

- конденсатора воздушного охлаждения;
- емкости, заполненной оборотной водой, с расположенным внутри нее пучком труб, в которых циркулирует аммиак.

Составные части системы показаны на рис. 2.

Данная система служит для охлаждения оборотной воды, поступающей в кожухотрубный конденсатор. Когда термостабилизатор находится в активном режиме, оборотная вода после её нагрева в конденсаторе поступает в ёмкость, в которой расположен пучок труб, герметично соединенных с конденсатором воздушного охлаждения, где циркулирует аммиак. При кипении аммиака вода в емкости охлаждается и затем поступает в кожухотрубный конденсатор. При снижении температуры воды, поступающей в конденсатор, снижается температура конденсации, вследствие чего происходит снижение удельной работы цикла: производительность установки повышается, снижаются удельные затраты электроэнергии на выработку холода.

Объект и методы исследования

В качестве объекта исследования в данной работе выступает схема модернизированной холодильной установки, позволяющая использовать естественный холод для снижения температуры охлаждающей воды. Схема приведена на рис. 3.

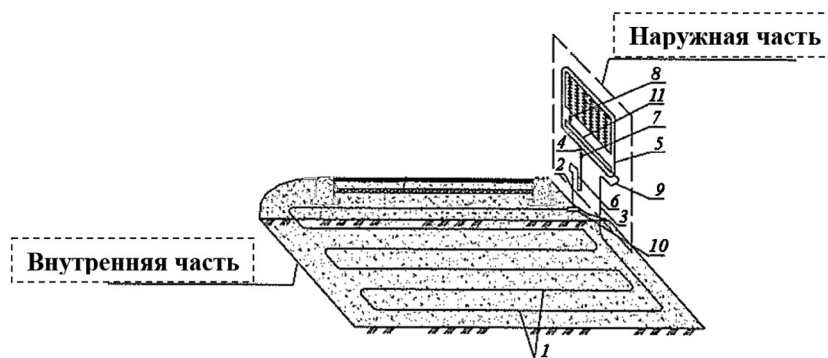


Рис. 2. Термостабилизатор для охлаждения оборотной воды:

- 1 — охлаждающие трубы;
- 2, 3, 4 — соединительные трубы (жидкостная; парожидкостная);
- 5 — конденсаторный блок; 6 — гидрозатвор с компенсатором;
- 7 — жидкостной вентиль; 8 — парожидкостной вентиль; 9 — компенсатор;
- 10 — ускоритель циркуляции; 11 — грязеотстойник

Fig 2. Thermostabilizer for water supply cooling:

- 1 — cooling tubes; 2, 3, 4 — connecting tubes (liquid; vapour-liquid);
- 5 — condenser block; 6 — hydraulic seal with compensator;
- 7 — liquid valve; 8 — vapour-liquid valve; 9 — compensator;
- 10 — circulation accelerator; 11 — mud sump

Ниже приведен расчет экономического эффекта на следующие исходные данные:

- холодопроизводительность — 10 МВт;
- температура кипения хладагента: -5°C ;
- температура выхода воды из кожухотрубного конденсатора: $+23^{\circ}\text{C}$;
- температура входа воды в кожухотрубный конденсатор: $+18^{\circ}\text{C}$.

Выходные параметры приведены без промежуточных результатов (для сокращения объема).

Для подбора воздушных конденсаторов — позиция 4 (рис. 3) необходимо определить нагрузку на конденсаторный узел, а затем найти площадь поверхности теплообмена аппарата. По исходным данным была определена общая нагрузка на конденсаторный узел, вычислен удельный тепловой поток в аппарате и тем самым определена площадь поверхности теплообмена аппарата.

Общая нагрузка на конденсаторный узел составила:

$$Q_k = 13292,3 \text{ кВт.} \quad (1)$$

Площадь оребренной поверхности теплообмена аппарата:

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_k}{q_{\text{оп}}} = \frac{13300000}{305} = 43\,607 \text{ м}^2, \quad (2)$$

где $q_{\text{оп}}$ — плотность теплового потока в аппарате с оребренной поверхностью.

По полученному результату выбираем 5 идентичных аппаратов 2AB3-Д-14,6-Ж-1,6-БЗ-ВЗТ/6-2-8 с поверхностью теплообмена 9600 м^2 и стоимостью 6 725 338 руб.

Габаритные размеры аппарата приведены на рис. 4.

Данные по аппаратам производства ООО «Костромское НПО нефтехимического машиностроения» представлены в табл. 1.

Энергозатраты холодильной установки рассчитываются в трех режимах:

1. Расчетный режим — охлаждение воды происходит в градирне с максимальной $t_{\text{кон}} = +25^{\circ}\text{C}$.

2. Переходный режим, когда охлаждение воды производит система термостабилизаторов. Он охватывает диапазон $t_{\text{вх}}$ воды от $+17$ до $+2^{\circ}\text{C}$. В этот период цикл рассчитывается со средней $t_{\text{кон}} = +19^{\circ}\text{C}$.

3. Режим с пониженной $t_{\text{кон}} \leq +9^{\circ}\text{C}$.

Изменения $t_{\text{кон}}$ в переходный период приведены в табл. 2.

Изменения холодильного цикла в переходный период показаны на рис. 5.

При расчете холодильного цикла на каждом из режимов определяем удельную холодопроизводительность (q_0), массовый расход (G_a), удельную работу компрессора (l_k), нагрузку на электродвигатель (N_j). Эти параметры, а также тариф на электроэнергию по г. Омску на 2018 год приведены в табл. 3.

Обсуждение результатов

Затраты на расчетном режиме в период работы модернизированной схемы охлаждения оборотной воды составили бы:

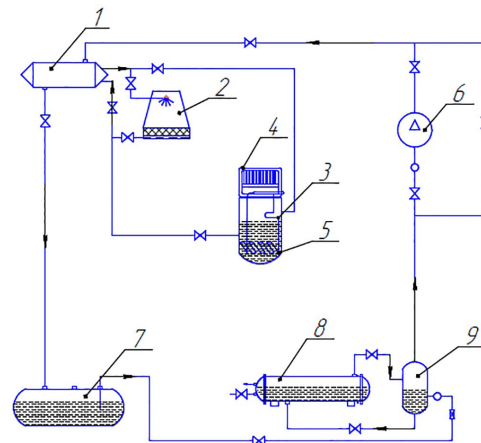


Рис. 3. Схема модернизированной холодильной установки:

- 1 — кожухотрубный конденсатор; 2 — градирня;
- 3 — емкость для охлаждения воды;
- 4 — воздушный конденсатор;
- 5 — модернизированная система охлаждения воды;
- 6 — компрессор; 7 — ресивер; 8 — испаритель;
- 9 — емкость для регулирования уровня хладагента в испарителе

Fig. 3. Modernized refrigeration unit scheme:

- 1 — shell-and-tube condenser; 2 — cooling tower;
- 3 — capacity for cooling a water; 4 — the air condenser;
- 5 — modernized water cooling system;
- 6 — compressor; 7 — receiver; 8 — evaporator;
- 9 — capacity for control a level of refrigerant in evaporator

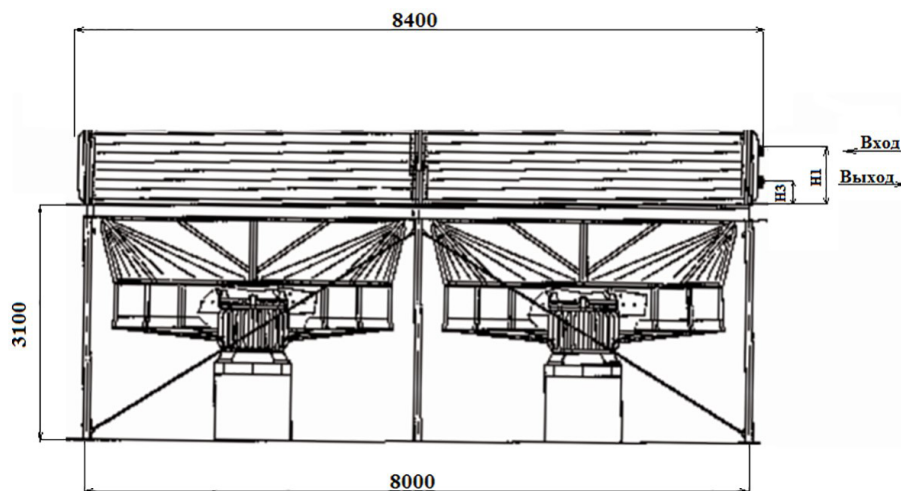


Рис. 4. Габаритные размеры АВО
Fig. 4. AAC overall sizes

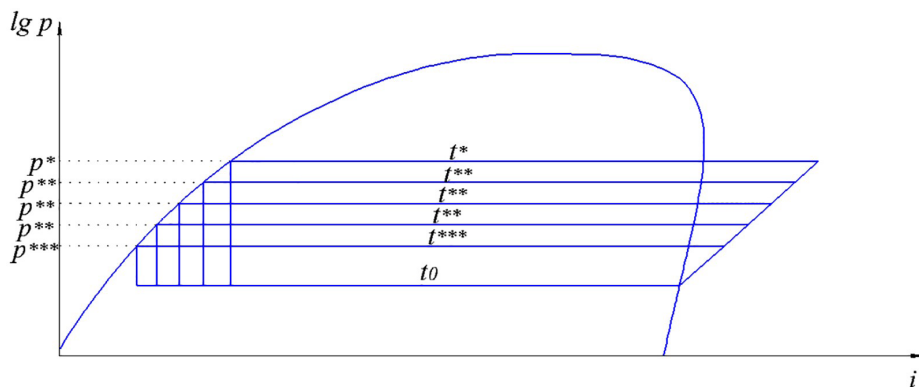


Рис. 5. Диаграмма холодильного цикла:

* — расчетный режим работы; ** — переходный режим работы;
*** — режим пониженной температуры конденсации;

t_0 — температура кипения хладагента

Fig. 5. Diagram of refrigeration cycle:

* — calculated operation's mode; ** — intermediate operation's mode;
*** — reduced condensing temperature mode;

t_0 — temperature of refrigerant boiling

Таблица 1. Поверхность теплообмена аппаратов

Table 1. Heat exchange surface of apparatuses

Количество рядов труб	Коэффициент оребрения	АВЗ	1АВЗ	АВЗ-Д 2АВЗ-Д		АВМ аппарат	
		секция аппарат	секция аппарат	секция	аппарат	Длина оребренных труб, м	
						1,5	3
4	9	440/2650	375/2250	565/500	3400/3000	105	220
	14,6	620/3750	—	800/ —	4800/ —	—	—
	20	770/4600	675/4050	1000/930	6000/5560	185	385
6	9	665/4000	570/3420	850/760	5100/4560	160	325
	14,6	940/5650	—	1200/ —	7200/ —	—	—
	20	1150/6900	1025/6150	1500/760	9000/4560	280	580
8	9	885/5300	—	1140/ —	6800/ —	210	440
	14,6	1250/7500	—	1600/ —	9600/ —	—	—
	20	1540/9250	—	2000/ —	12000/ —	375	775

Таблица 2. Температуры режимов работы

Table 2. The temperatures of operation modes

Режим работы	$t_{\text{воды}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{аммиака}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{воздуха}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{конденсации}}, ^\circ\text{C}$
Расчетный	18	-5	12	25
Переходный	17...2		7,5	17
Пониженной температуры конденсации	2		-4	9

Таблица 3. Основные параметры

Table 3. The main parameters

Режим работы	$q_0, \text{кДж/кг}$	$l_k, \text{кДж/кг}$	$G_a, \text{кг/с}$	$N_3, \text{кВт}$	$\tau, \text{сут}$	$S, \text{руб/кВт} \cdot \text{ч}$	Затраты (P), руб/ч
Расчетный	1164	147	8,59	1728	211	3,68	6359
Переходный	1201	108	8,32	1228	61		4519
Пониженной температуры конденсации	1237	67	8,08	739	150		2719

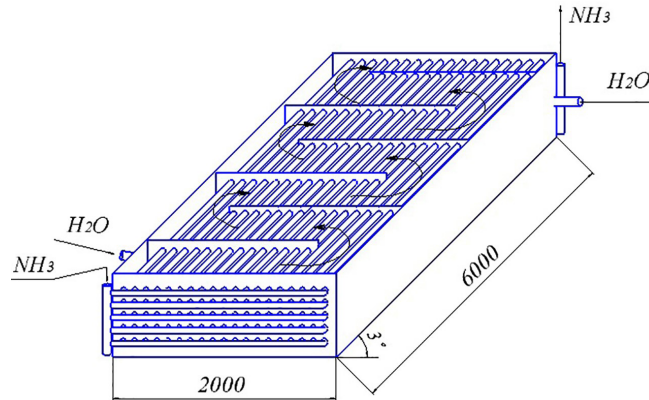


Рис. 6. Схема емкости для охлаждения воды
секции модернизированной
системы охлаждения

Fig. 6. Scheme of capacity for cooling water
of modernized cooling system

$$P_{расч} = P \cdot \tau \cdot 24 = 6359 \cdot 211 \cdot 24 = 32\,301\,976 \text{ руб.}, \quad (3)$$

где τ — количество дней [4], при котором соблюдается данный температурный режим.

Экономия электроэнергии при внедрении модернизированной схемы охлаждения оборотной воды составила бы:

$$\begin{aligned} M &= P_{расч} - (P_{переход} + P_{пониж}) \cdot \tau \cdot 24 = \\ &= 32\,201\,976 - (4519 \cdot 61 + 2719 \cdot 150) = \\ &= 32\,201\,976 - (6\,615\,816 + 9\,788\,400) = \\ &= 15\,797\,760 \text{ руб.}, \end{aligned} \quad (4)$$

где $P_{переход}$ — затраты в переходном режиме, $P_{пониж}$ — затраты в режиме работы с пониженной температурой конденсации.

В натуральном выражении будет достигнута экономия электроэнергии не менее 4 292 400 кВт·ч.

Модernизированная схема охлаждения оборотной воды принимается состоящей из пяти одинаковых секций (по числу АВО), конструкция которой представлена на рис. 6.

Результаты расчета секции испарительной части:

1. Теплопередающая поверхность $F_n = 178 \text{ м}^2$.
2. Число труб $n = 250$ шт.
3. Общая длина труб $L = 1495 \text{ м}$.
4. Общая длина аппарата 6 м.

Зная общую длину труб (1495 м), материал изготовления (12X18H10T ГОСТ 9941-81) и цену стали, определим затраты на металлоемкость испарительной части для одной секции:

$$P_{ме} = L \cdot m \cdot C = 1495 \cdot 0,925 \cdot 493,5 = 681\,982 \text{ руб.}, \quad (5)$$

где m — масса одного погонного метра трубы, C — стоимость одного килограмма стали.

Зная габариты емкости, можно найти материальные затраты на ее изготовление. Ориентировочно они составили 19 711 руб. на одну емкость (при стоимости стали 21 800 руб/т) сталь 40.

Просуммировав стоимость материальных затрат на модернизацию и зная экономию затрат на электроэнергию холодильной установки, можно определить срок окупаемости оборудования.

Выводы и заключение

Предварительно проведенные расчеты модернизированной схемы охлаждения оборотной воды показали следующие результаты:

1. Общие затраты на реализацию данного проекта — 37 135 155 руб.
2. Срок окупаемости данного проекта — 2,5 года.

Список источников

1. Орехов И. И., Обрезков В. Д. Холод в процессах химической технологии. Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1980. 256 с.
2. Климат Омска / под ред. Ц. А. Швер. Л.: Гидрометеиздат, 1980. 246 с.
3. Курьелов Е. С., Герасимов Н. А. Холодильные установки. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. 622 с.
4. Правила устройства и безопасной эксплуатации стационарных компрессорных установок, воздухопроводов и газопроводов: ПБ 03-581-03: утв. 03.12.01; введ. 21.06.03. М.: Промышленная безопасность, 2014. 27 с.
5. Лаптев А. Г., Ведьгаева И. А. Устройство и расчет промышленных градирен: моногр. Казань: Изд-во КГЭУ, 2004. 179 с. ISBN 5-94981-047-3.
6. Кедров В. С. Водоснабжение и водоотведение. М.: Стройиздат, 1987. 335 с.
7. Клименко А. В., Зорин В. М. Промышленная теплоэнергетика. Справочник. В 4 кн. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МЭИ, 1983. Кн. 4. 632 с.
8. Bolozdynya A. I., Efremenko Yu. V., Khromov V. A., Shafigullin R. R., Shakirov A. V., Sosnovtsev V. V., Tolstukhin I. A. Thermostabilization system based on two-phase closed cryogenic thermosyphon for RED100 detector // Physics Procedia. 2015. Vol. 74. P. 431–434. DOI: 10.1016/j.phpro.2015.09.219.
9. Piasecka M., Maciejewska B. The study of boiling heat transfer in vertically and horizontally oriented rectangular minichannels and the solution to the inverse heat transfer problem with the use of the Beck method and Trefftz functions // Experimental Thermal and Fluid Science. 2012. Vol. 38. P. 19–32. doi:10.1016/j.expthermflusc.2011.11.002.
10. Rutin S. B., Volosnikov D. V., Skripov P. V. Heat transfer under highpower heating of liquids // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2015. Vol. 91. P. 1–6. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.001.

12. Henryk Merta, Rafal Pelka. Investigation of the temperature changes of the divided recirculation stream on the dynamics of the tubular reactor cascade // *Chaos, Solitons & Fractals*. 2009. Vol. 40. P. 1680–1687. DOI: 10.1016/j.chaos.2007.09.050.

13. Wai Mun Chan, Yik Teeng Leong, Ji Jinn Foo [et al.]. Synthesis of energy efficient chilled and cooling water network by integrating waste heat recovery refrigeration system // *Energy*. 2017. Vol. 141. P. 1555–1568. DOI: 10.1016/j.energy.2017.11.056.

14. Farah Kojoka, Farouk Fardoun, Rafic Younes [et al.]. Hybrid cooling systems: A review and an optimized selection scheme // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. Vol. 65. P. 57–80. DOI: 10.1016/j.rser.2016.06.092.

15. Heejin Cho, Amanda D. Smith, Pedro J. Mago. Combined cooling, heating and power: A review of performance improvement and optimization // *Applied Energy*. 2014. Vol. 136. P. 168–185. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.08.107.

16. Frayne C. Environmental modification for cooling, heating and potable water systems // *Reference Module in Materials Science and Materials Engineering*. 2010. Vol. 4. P. 2930–2970. DOI: 10.1016/B978-044452787-5.00161-X.

17. Wu D. W., Wang R. Z. Combined cooling, heating and power: a review // *Progress in Energy and Combustion Science*. 2006. Vol. 32, Issue 5/6. P. 459–495. DOI: 10.1016/j.pecs.2006.02.001.

МАКСИМЕНКО Василий Александрович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

SPIN-код: 2836-4699; AuthorID (РИНЦ): 684457

AuthorID (SCOPUS): 8300390200

Адрес для переписки: maxw52@mail.ru

ЧЕРНЫШЕВ Валерий Александрович, студент гр. Хм-171 факультета элитного образования и магистратуры.

Адрес для переписки: valerii.chernyshev@yandex.ru

ШИРАЖИЕВ Арслан Жасуланович, студент гр. Хм-171 факультета элитного образования и магистратуры.

Адрес для переписки: asianspirit@mail.ru

Для цитирования

Максименко В. А., Чернышев В. А., Ширажиев А. Ж. Использование термостабилизаторов в промышленных холодильных установках с оборотной системой водоснабжения // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2018. Т. 2, № 2. С. 32–39. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-2-32-39.

Статья поступила в редакцию 12.04.2018 г.

© В. А. Максименко, В. А. Чернышев, А. Ж. Ширажиев

USING THERMOSTABILIZERS IN INDUSTRIAL REFRIGERATION UNITS WITH CIRCULATING WATER SUPPLY SYSTEM

V. A. Maksimenko, V. A. Chernyshev, A. Zh. Shirazhiyev

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

In this article modernization of industrial refrigeration unit with circulating water supply system by applying a thermostabilizer for additional water cooling is under discussion. A technical scheme is developed, calculations needed for equipment selection and its payback period are made.

Keywords: industrial refrigeration unit, circulating water supply system, thermostabilization.

References

1. Orekhov I. I., Obrezkov V. D. Kholod v protsessakh khimicheskoy tekhnologii [Cold in chemical technology processes]. Leningrad: Leningrad university Publ., 1980. 256 p. (In Russ.).
2. Klimat Omska [Omsk city climate] / Ed. Ts. A. Shver. Leningrad: Gidrometeoizdat Publ., 1980. 246 p. (In Russ.).
3. Kurylev E. S., Gerasimov N. A. Kholodil'nyye ustanovki [Refrigeration units]. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., Leningr. otd-niye, 1980. 622 p. (In Russ.).
4. PB 03-581-03. Pravila ustroystva i bezopasnoy ekspluatatsii statsionarnykh kompressornykh ustanovok, vozdukhoprovodov i gazoprovodov [The rules of construction and safety using stationary compressor units, air lines and gas lines]. Moscow: Promyshlennaya bezopasnost' Publ., 2014. 27 p. (In Russ.).
5. Laptev A. G., Ved'gayeva I. A. Ustroystvo i raschet promyshlennykh gradiren [Construction and calculation of industrial cooling towers]. Kazan': KGEU Publ., 2004. 179 p. ISBN 5-94981-047-3. (In Russ.).
6. Kedrov V. S. Vodosnabzheniye i vodootvedeniye [Water supply and sanitation]. Moscow: Stroyizdat Publ., 1987. 335 p. (In Russ.).
7. Klimenko A. V., Zorin V. M. Promyshlennaya teploenergetika [Industrial thermal power engineering]. 3rd ed. Moscow: MEI Publ., 1983. 632 p. (In Russ.).
9. Bolozdynya A. I., Efremenko Yu. V., Khromov V. A., Shafigullin R. R., Shakirov A. V., Sosnovtsev V. V., Tolstukhin I. A. Thermostabilization system based on two-phase closed cryogenic thermosiphon for RED100 detector // Physics Procedia. 2015. Vol. 74. P. 431 – 434. DOI: 10.1016/j.phpro.2015.09.219. (In Engl.).
10. Piasecka M., Maciejewska B. The study of boiling heat transfer in vertically and horizontally oriented rectangular minichannels and the solution to the inverse heat transfer problem with the use of the Beck method and Treflitz functions // Experimental Thermal and Fluid Science. 2012. Vol. 38. P. 19 – 32. doi:10.1016/j.expthermflusc.2011.11.002. (In Engl.).
11. Rutin S. B., Volosnikov D. V., Skripov P. V. Heat transfer under highpower heating of liquids // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2015. Vol. 91. P. 1 – 6. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.001. (In Engl.).
12. Henryk Merta, Rafal Pelka. Investigation of the temperature changes of the divided recirculation stream on the dynamics of the tubular reactor cascade // Chaos, Solitons & Fractals. 2009. Vol. 40. P. 1680 – 1687. DOI: 10.1016/j.chaos.2007.09.050. (In Engl.).
13. Wai Mun Chan, Yik Teeng Leong, Ji Jinn Foo [et al.]. Synthesis of energy efficient chilled and cooling water network by integrating waste heat recovery refrigeration system // Energy. 2017. Vol. 141. P. 1555 – 1568. DOI: 10.1016/j.energy.2017.11.056. (In Engl.).
14. Farah Kojoka, Farouk Fardoun, Rafic Younes [et al.]. Hybrid cooling systems: A review and an optimized selection scheme // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2016. Vol. 65. P. 57 – 80. DOI: 10.1016/j.rser.2016.06.092. (In Engl.).
15. Heejin Cho, Amanda D. Smith, Pedro J. Mago. Combined cooling, heating and power: A review of performance improvement and optimization // Applied Energy. 2014. Vol. 136. P. 168 – 185. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.08.107. (In Engl.).
16. Frayne C. Environmental modification for cooling, heating and potable water systems // Reference Module in Materials Science and Materials Engineering. 2010. Vol. 4. P. 2930 – 2970. DOI: 10.1016/B978-0-444-52787-5.00161-X. (In Engl.).
17. Wu D. W., Wang R. Z. Combined cooling, heating and power: a review // Progress in Energy and Combustion Science. 2006. Vol. 32, Issue 5/6. P. 459 – 495. DOI:10.1016/j.pecs.2006.02.001. (In Engl.).

MAKSIMENKO Vasiliy Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department.

SPIN-code: 2836-4699

AuthorID (RSCI): 684457

AuthorID (SCOPUS): 8300390200

Address for correspondence: maxw52@mail.ru

CHERNYSHEV Valeriy Alexandrovich, student gr. Hm-171 of Elite Education and Magistracy Department.

Address for correspondence: valerii.chernyshev@yandex.ru

SHIRAZHIYEV Arslan Zhasulanovich, student gr. Hm-171 of Elite Education and Magistracy Department.

Address for correspondence: asianspirit@mail.ru

For citations

Maksimenko V. A., Chernyshev V. A., Shirazhiyev A. Zh. Using thermostabilizers in industrial refrigeration units with circulating water supply system // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2018. Vol. 2, no 2. P. 32 – 39. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-2-32-39.

Received 12 April 2018.

© V. A. Maksimenko, V. A. Chernyshev, A. Zh. Shirazhiyev