

УДК 621.565.945

А.И. Ходырев¹, e-mail: aihod@mail.ru; **К.С. Шмонова²**, e-mail: kristinashmva@rambler.ru

¹ Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Российский государственный университет нефти и газа (Национальный исследовательский университет) имени И.М. Губкина» (Москва, Россия).

² ООО «СКФ» (Москва, Россия).

Об эффективности применения испарительного охлаждения при работе аппаратов воздушного охлаждения в летний период

В статье рассмотрена проблема обеспечения требуемой эффективности аппаратов воздушного охлаждения при работе в летний период, когда температура воздуха существенно превышает расчетную. Рассмотрены два способа реализации испарительного охлаждения, применяемые для достижения данной цели: орошение теплообменной поверхности аппарата и снижение температуры воздушного потока, поступающего на теплообменные секции, за счет испарения в нем мелких капель впрыскиваемой воды. Расчеты относительной тепловой нагрузки по секциям аппарата воздушного охлаждения при работе его без применения испарительного охлаждения показали, что при наличии в аппарате шести секций на горячую пару секций при расчетном режиме приходится более половины отведенной теплоты. При этом на холодную пару секций приходится лишь около 19 % отведенной теплоты, что объясняется тем, что в данных секциях температура продукта и окружающего воздуха различается в наименьшей степени. При повышенной температуре окружающего воздуха относительная тепловая нагрузка горячей пары секций снижается, а относительная тепловая нагрузка промежуточной и особенно холодной пар теплообменных секций повышается. Применение испарительного охлаждения в летний период повышает тепловую эффективность аппарата. При этом целесообразно не устанавливать системы впрыска воды в наиболее горячие секции аппарата, что позволяет рационально расходовать воду для впрыска, а также избежать образования карбонатных отложений на наружной поверхности горячих теплообменных труб. За счет испарительного охлаждения существенное снижение температуры воздуха (на 12–16 °С) на входе в теплообменные секции и достижение ею значения расчетной температуры можно получить лишь при низкой относительной влажности (около 30 %), но при этом для типичного промышленного аппарата воздушного охлаждения потребуется использовать несколько сотен форсунок тонкого распыла с диаметром сопла примерно 0,4 мм, рассредоточенных в пространстве таким образом, чтобы обеспечивалось относительно равномерное распределение распыленной воды по объему поступающего на вентилятор воздуха. Наиболее эффективным представляется орошение форсунками грубого распыла теплообменной поверхности наиболее холодных секций аппарата, расположенных ближе к выходу охлаждаемого продукта из аппарата. Использовать орошение промежуточных секций необходимо, если снижение выходной температуры охлаждаемого продукта за счет испарительного охлаждения холодной пары секций является недостаточным и даже незначительное дополнительное снижение температуры теплоносителя на выходе из аппарата является значимым.

Ключевые слова: аппарат воздушного охлаждения, секция, температура, испарение воды, впрыск, орошение, форсунка.

.....

A.I. Khodyrev¹, e-mail: aihod@mail.ru; **K.S. Shmonova²**, e-mail: kristinashmva@rambler.ru

¹ Federal State Autonomous Educational Institution for Higher Education “Gubkin Russian State University of Oil and Gas (National Research University)” (Moscow, Russia).

² SKF LLC (Moscow, Russia).

About Efficiency of Implementation Evaporative Cooling for Air Cooler Units are Operated in Summer Season

The article deals with the problem of ensuring the required efficiency of air-cooling unit if working at the summer in case the air temperature is way above of design temperature. Two ways of implementation evaporative cooling used for this purpose are carried over for consideration. The first way is by irrigation of heat exchange surface of air-cooling unit and the second one is by reducing the temperature of the air flow as a result of evaporation of injected water droplets. As applied to air cooler unit has 6 sections and the system of evaporative cooling is absent or turned off, calculation of the relative thermal load distributed to sections showed that more than half of rejected heat accrued to hot-tempered pair of section. At the same time about 19 % of rejected heat accrued to a cold pair of section which could be explained

by the fact that they have the smallest temperature difference between the product and the surrounding air. The relative heat load of the hot pair of sections decreases under an evaluated air temperature but the relative heat load of the intermediate and especially of the cold pair of sections increases. The usage of evaporative cooling improves the thermal efficiency of air-cooling unit in summer. It is advisable not to install water injection systems to the hottest sections of the apparatus which allows rational use of water for injection as well as to avoid negative consequences represented by carbonate deposits on the outer surface of the hot heat exchange pipes. A significant decrease of the air temperature at the heat exchange sections by 12–16 °C and its achievement of design temperature driven by using the system can be obtained only at a low relative humidity (about 30 %). Several hundred fine spray nozzles with a diameter of about 0.4 mm will be necessary for a standard industrial air-cooling unit in this case. For this purpose the nozzles should be dispersed in space to injure an equidistribution of the sprayed water in the volume of air entering the fan. It seems to be the most efficient to use irrigation of heat-exchange surface of the coldest sections of apparatus located closer to the outlet of the cooling product from the apparatus by coarse spay by the nozzles. It is necessary to apply evaporative cooling by irrigation of intermediate sections in the case when the decrease in the output temperature of the cooled product due to evaporative cooling of the cold pair of sections is insufficient, and even a slight additional decrease in the temperature of the coolant at the outlet of the air-cooling unit is significant.

Keywords: air-cooling unit, section, temperature, evaporation of water, injection, irrigation, nozzle.

ВВЕДЕНИЕ

Теплообменные аппараты воздушного охлаждения (АВО) широко применяются на газо- и нефтеперерабатывающих предприятиях, компрессорных станциях магистральных газопроводов и многих других промышленных объектах. На протяжении долгого времени остается актуальной проблема обеспечения требуемой эффективности АВО при работе в летний период, когда температура воздуха может быть существенно выше расчетной, в качестве которой в соответствии с существующими нормами принимается средняя температура воздуха в 13 часов дня наиболее жаркого летнего месяца.

Такие методы интенсификации работы АВО, как повышение расхода охлаждающего воздуха путем изменения угла поворота лопастей вентилятора, повышение частоты его вращения, в любом случае имеют лимитирующий параметр в виде температуры окружающего воздуха, то есть не позволяют снизить температуру теплоносителя ниже значения, близкого к температуре воздуха.

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Решением, позволяющим повысить эффективность работы АВО в летнее

время, является использование испарительного охлаждения с применением впрыска воды. Многие марки АВО, выпускаемые как отечественными производителями, например ОАО «Дмитровградхиммаш», ОАО «Борхиммаш», так и зарубежными компаниями, такими как GEA (Германия), оборудованы системой впрыска воды.

Важно отметить, что испарительное охлаждение применительно к АВО может осуществляться двумя способами (или их сочетанием): орошением теплообменной поверхности или путем снижения температуры воздушного потока, поступающего на теплообменные секции. Отметим, что системы, реализующие оба способа, могут называться «системы увлажнения», что, на наш взгляд, не совсем корректно, поскольку задачей является не повышение влажности воздуха, а снижение температуры теплообменной поверхности.

Наиболее часто применяется первый способ – орошение теплообменной поверхности водой, при котором непосредственно с поверхности оребренных труб АВО происходит испарение водяной пленки, образующейся и постоянно возобновляющейся в результате осаждения крупных капель. Несмотря на то что расчет эффективности и опре-

деление оптимальных параметров системы впрыска воды при таком способе весьма затруднительны [1], в научнотехнической литературе приведено достаточно много вариантов исполнения системы испарительного охлаждения путем орошения теплообменной поверхности АВО [2–6].

Во втором случае повышение эффективности работы АВО происходит за счет снижения температуры воздушного потока из-за отвода от воздуха к каплям теплоты, затрачиваемой на их испарение [7–11]. Количество отведенной теплоты прямо пропорционально объему испарившейся жидкости, то есть определяется относительным расходом воды и полнотой ее испарения. Как известно, полнота испарения воды зависит от температуры и относительной влажности окружающего воздуха, но главное – от степени диспергирования воды, то есть определяется размером капель [12, 13], причем это параметр, которым можно управлять, подбирая характеристики применяемых форсунок и перепад давления на них [14, 15]. Максимальное охлаждение при этом ограничивается температурой мокрого термометра, зависящей от температурного уровня и влажности окружающего воздуха.

Ссылка для цитирования (for citation):

Ходырев А.И., Шмонова К.С. Об эффективности применения испарительного охлаждения при работе аппаратов воздушного охлаждения в летний период // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2019. № 10. С. 74–80.

Khodyrev A.I., Shmonova K.S. About Efficiency of Implementation Evaporative Cooling for Air Cooler Units are Operated in Summer Season. Territorija "NEFTEGAS" [Oil and Gas Territory]. 2019;(10):74–80. (In Russ.)

Важно отметить, что практическое применение обеих разновидностей метода испарительного охлаждения АВО сопряжено с негативными проявлениями: водяная пленка на оребренной поверхности труб способствует образованию карбонатных отложений, увеличивающих термическое сопротивление теплообмену и ухудшающих аэродинамические характеристики аппарата. Для предотвращения образования этих отложений следует или применять меры для предварительного умягчения воды, например химическое обессоливание, что весьма затратно, или исключить попадание и последующее испарение капель с поверхности горячих теплообменных секций.

Рассмотрим некоторые подходы, направленные на минимизацию негативных последствий применения испарительного охлаждения АВО, а также на рациональное использование впускаемой воды.

МИНИМИЗАЦИЯ НЕГАТИВНЫХ ПОСЛЕДСТВИЙ ПРИМЕНЕНИЯ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Анализ технической литературы показывает, что существующие технические решения имеют общую особенность – впрыск воды для орошения теплообменной поверхности или охлаждения воздуха перед ней осуществляется во все секции АВО, что закономерно приводит к выпадению солей на оребренной поверхности, причем наиболее активно – в наиболее нагретых секциях аппарата.

Рассмотрим вопрос о целесообразности орошения горячих секций или охлаждения подаваемого на них воздуха.

В качестве исследуемого объекта примем аппарат воздушного охлаждения зигзагообразный (АВЗ) с последовательным соединением теплообменных секций. Некоторые конкретные расчеты выполнены для аппарата АВЗ 14,6-Ж-14,6-25-Б1-ВЗТ/6-1-6, имеющего шесть последовательно соединенных теплообменных секций, сгруппированных попарно в «шатры».

Сначала рассмотрим, как распределяется тепловая нагрузка по секциям и парам секций (две секции АВЗ, образующие «шатер», назовем парой секций).

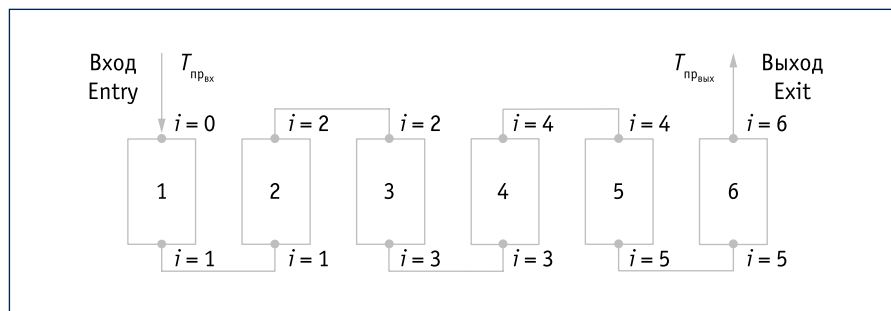


Рис. 1. Схема прохождения продукта (теплоносителя) по секциям зигзагообразного аппарата воздушного охлаждения:

i – номер секции; $T_{np,вх}$ – температура продукта на входе, °С; $T_{np,вых}$ – температура продукта на выходе, °С

Fig. 1. Agent flow schematic through the sections of zigzag type air cooler unit:

i – section number; $T_{np,вх}$ – product entry temperature, °С; $T_{np,вых}$ – product exit temperature, °С

Ввиду конструктивных особенностей АВЗ введем понятия «горячая пара», «промежуточная пара» и «холодная пара»:

- горячая пара включает в себя секцию, в которую осуществляется вход теплоносителя в аппарат, и следующую за ней по мере движения теплоносителя;
- холодная пара включает в себя секцию, в которой осуществляется выход теплоносителя из аппарата, а также предыдущую секцию;
- промежуточная пара находится между ними.

Примем следующие допущения:

- воздух, охлаждающий разные ряды труб, имеет одинаковую температуру в пределах секции;
- во все секции поступает равное количество воздуха одинаковой температуры;
- коэффициент теплоотдачи одинаков для всех секций;
- температура стенки оребренной трубы одинакова по толщине и равна средней температуре продукта (теплоносителя) в пределах секции;
- при охлаждении продукта конденсации не происходит;
- тепловые потери в обвязке между секциями АВО пренебрежимо малы.

При данных допущениях из уравнения теплового баланса нетрудно получить следующее выражение, связывающее температуру продукта на входе $T_{np,вх}$, на выходе $T_{np,вых}$ и температуру воздуха на входе в теплообменную секцию $T_{вх}$, К, справедливое как для аппарата в целом, так и для каждой его секции:

$$T_{np,вх} - T_{np,вых} = k \frac{T_{np,вх} + T_{np,вых}}{2} - kT_{вх}, \quad (1)$$

где k – некоторая постоянная величина, зависящая от коэффициента теплоотдачи α , Вт/(м²·К), площади поверхности теплообмена F , м², удельной теплоемкости продукта c_{np} , Дж/(кг·К), и массового расхода продукта m_{np} , кг/с:

$$k = \frac{\alpha \cdot F}{m_{np} \cdot c_{np}}. \quad (2)$$

Если допустить, что АВО рассчитан правильно, величину k для секции можно определить методом подбора с тем условием, чтобы температура на выходе из аппарата составляла величину, определенную технологическим регламентом при расчетных значениях температуры продукта на входе и температуры окружающего воздуха.

Введем переменную i , которая будет обозначать номер секции и характеризовать точку определения температуры в процессе прохождения продукта (теплоносителя) по аппарату согласно схеме на рис. 1.

На рис. 2 приведены результаты расчетов температуры на выходе из каждой секции с применением формулы (1) для расчетных условий АВО ($T_{np,вх} = 380$ К; $T_{np,вых} = 318$ К; $T_{вх} = 300$ К) и в случае повышения температуры окружающего воздуха $t_{в}$ до 40 °С ($T_{np,вх} = 380$ К; $T_{вх} = t_{в} = 313$ К).

Как видно из рис. 2, снижение температуры продукта по секциям носит экспоненциальный характер. При этом при повышении температуры окружаю-

щего воздуха относительно расчетной на 13 °С температура продукта на выходе из АВЗ выросла почти на 20 °С, то есть увеличилась примерно в 1,5 раза по сравнению с ростом температуры окружающего воздуха. Это важно иметь в виду при прогнозировании влияния температуры окружающего воздуха на температуру выходящего из аппарата продукта.

На рис. 3 приведены результаты расчетов относительной тепловой нагрузки по секциям АВЗ и парам секций, то есть вклада, который вносит каждая секция и каждая из трех пар секций в общее снижение температуры продукта в аппарате при условиях, аналогичных рассмотренным. Численно относительная тепловая нагрузка X_i или $X_{i,i+1}$ равна отношению величины перепада температуры на рассматриваемой i -й секции или рассматриваемой пары секций к общему снижению температуры в АВЗ. Как видно из рис. 3, при работе на расчетном режиме более четверти (28,4 %) общего количества теплоты отводится по мере движения охлаждаемого продукта по первой секции и 22,1 % – по второй. Таким образом, при наличии в аппарате шести секций на горячую пару секций в расчетном режиме приходится не треть, а более половины отведенной теплоты. При этом на холодную пару секций приходится лишь 18,7 % отведенной теплоты, что объясняется тем, что холодная пара имеет самую незначительную разницу температур между продуктом и окружающим воздухом.

При повышенной температуре окружающего воздуха тепловая нагрузка по секциям распределяется иначе: относительная тепловая нагрузка горячей пары секций существенно снижается (примерно на 10 % своей доли на расчетном режиме), а относительная тепловая нагрузка промежуточной и особенно холодной пар теплообменных секций повышается, что на первый взгляд кажется нелогичным. Перераспределение объясняется тем, что с увеличением температуры окружающего воздуха снижается теплосъем с теплообменных поверхностей горячей пары секций, поэтому продукт поступает в промежуточную, а затем

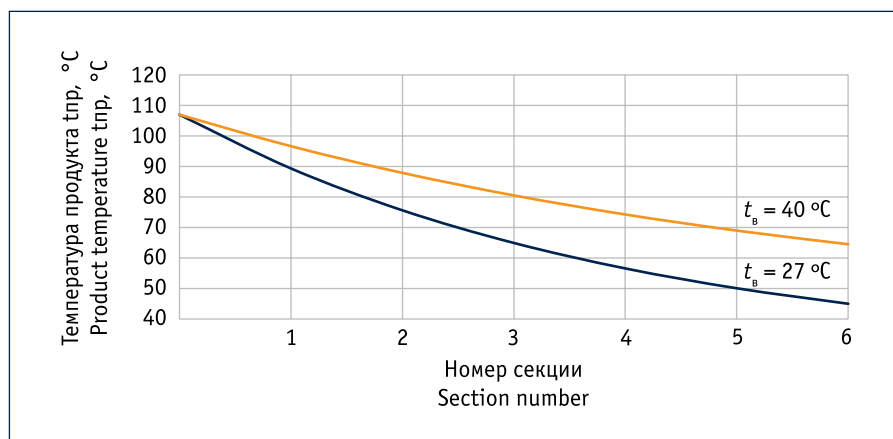


Рис. 2. Температура продукта по секциям зигзагообразного аппарата воздушного охлаждения при расчетной и повышенной температуре окружающего воздуха

Fig. 2. Product temperature along the sections of zigzag type air cooling unit at designed and over-temperature of surrounding air

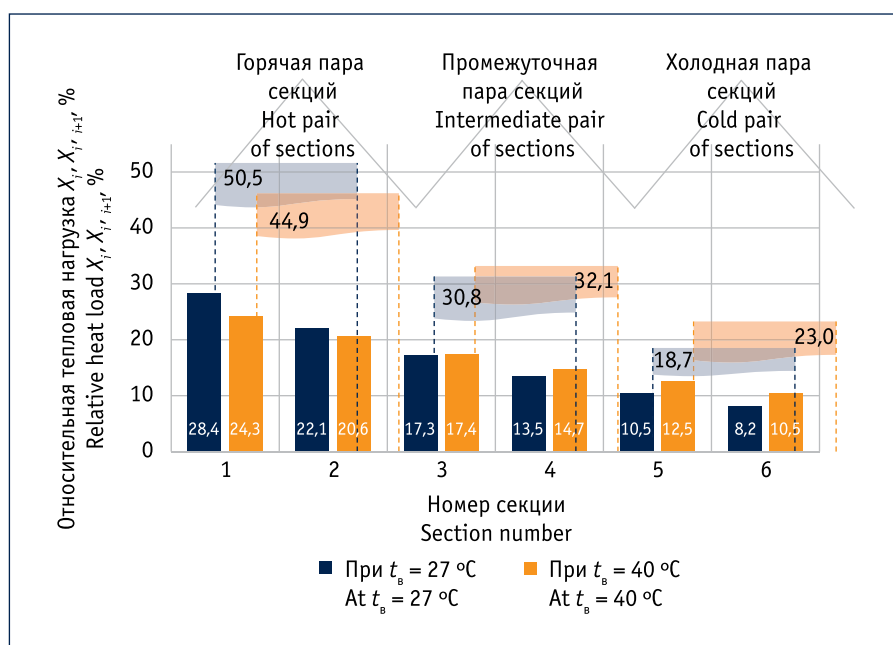


Рис. 3. Распределение тепловой нагрузки по секциям и парам секций зигзагообразного аппарата воздушного охлаждения при расчетной и при повышенной температуре окружающего воздуха

Fig 3. Heat load accommodation throughout the sections and pairs of sections of zigzag type air cooler unit at design and over-temperature of surrounding air

в холодную пару секций с более высокой температурой. Следовательно, увеличивается разница между текущей температурой продукта в холодной секции и температурой воздуха. Например, если при расчетной температуре окружающего воздуха охлаждаемый продукт входит в холодную пару теплообменных секций (а именно поступает на вход пятой секции) при температуре $t_{np4} = 57$ °С (рис. 2), соответственно, градиент температур между продук-

том (теплоносителем) и воздухом $\Delta t_{np-v} = t_{np} - t_b = 30$ °С, то при повышенной температуре продукт поступает в секцию при температуре около $t_{np4} = 74$ °С, а значит, градиент температур составляет уже $\Delta t_{np-v} = 34$ °С, то есть повышается на 4 °С. На входе в шестую секцию градиент температур возрастает еще больше – на 6 °С.

Рассмотрим ситуацию, когда температура окружающего воздуха превышает расчетную, но при этом в аппарате

есть система испарительного охлаждения, при работе которой температура воздуха, поступающего на одну, две или все три пары секций аппарата, может быть снижена. Будем оценивать работу того же АВЗ при температуре окружающего воздуха $t_b = 40\text{ }^\circ\text{C}$ на четырех режимах:

- режим 1 (базовый) – система испарительного охлаждения не работает, поэтому температура воздуха на входе в теплообменные секции равна температуре окружающего воздуха ($t_{в.вх} = t_b = 40\text{ }^\circ\text{C}$);
- режим 2 – испарительное охлаждение включено во всех секциях, температура воздуха на входе во все пары секций снижена на $2\text{ }^\circ\text{C}$ ($t_{в.вх.гор} = t_{в.вх.пром} = t_{в.вх.хол} = 38\text{ }^\circ\text{C}$);
- режим 3 – испарительное охлаждение включено только в холодной паре секций, температура воздуха на входе в нее снижена на $6\text{ }^\circ\text{C}$ ($t_{в.вх.гор} = t_{в.вх.пром} = 40\text{ }^\circ\text{C}$; $t_{в.вх.хол} = 34\text{ }^\circ\text{C}$);
- режим 4 – испарительное охлаждение включено в промежуточной и в холодной парах секций, температура воздуха на входе в них снижена на $6\text{ }^\circ\text{C}$ ($t_{в.вх.гор} = 40\text{ }^\circ\text{C}$; $t_{в.вх.хол} = t_{в.вх.пром} = 34\text{ }^\circ\text{C}$).

В качестве пояснения особенностей режимов, выбранных для анализа, отметим, что реализация режимов 2 и 3 может быть обеспечена одинаковым расходом впрыскиваемой воды, а сравнение результатов расчетов режимов 3 и 4 позволит оценить эффективность и целесообразность дополнительной подачи воды еще и на охлаждение промежуточной пары секций при включенном охлаждении холодной пары.

На рис. 4 показаны результаты расчета снижения температуры охлаждаемого в АВО продукта при реализации испарительного охлаждения в перечисленных режимах. Как видно из графиков, при использовании одинакового количества воды в режимах 2 и 3 применение испарительного охлаждения только в холодной паре секций, при котором происходит снижение температуры воздуха на входе на $6\text{ }^\circ\text{C}$ (режим 3), приводит к снижению температуры продукта на выходе из АВО на $3,4\text{ }^\circ\text{C}$, в то время как распределение воды по всем секциям (режим 2) позволит снизить конечную температуру про-

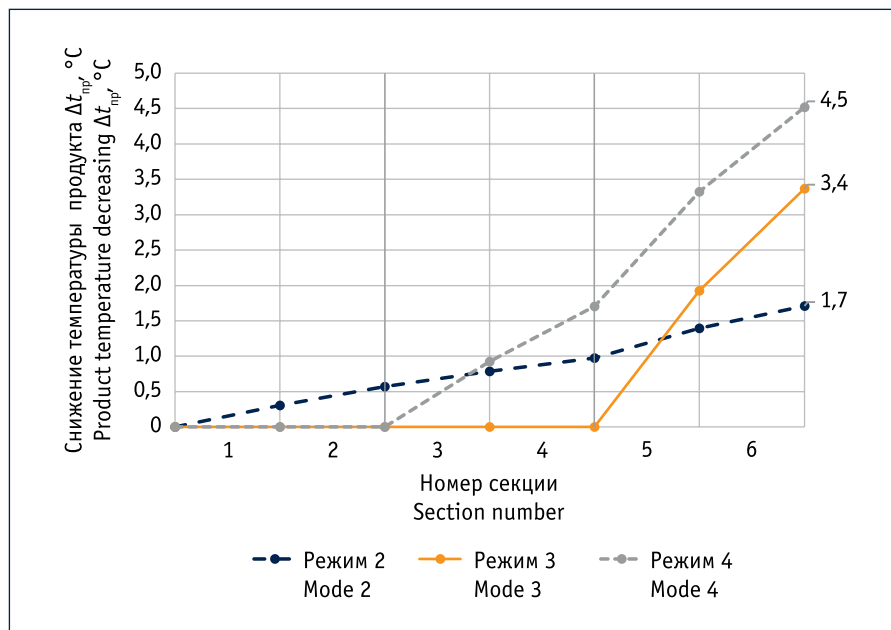


Рис. 4. Снижение температуры продукта (теплоносителя) при включении испарительного охлаждения в различных группах секций зигзагообразного аппарата воздушного охлаждения
Fig. 4. Product (agent) temperature decreasing in the event of evaporation cooling activation in different groups of zigzag type air cooler unit sections

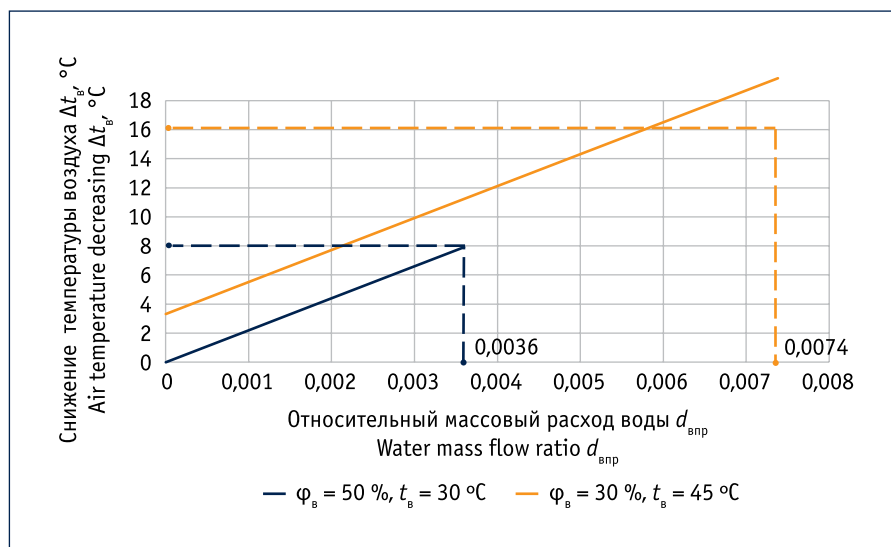


Рис. 5. Снижение температуры воздуха на входе в секции аппарата воздушного охлаждения в зависимости от относительного расхода воды при ее полном испарении:
 ϕ_b – относительная влажность, %; t_b – температура окружающего воздуха, $^\circ\text{C}$
Fig. 5. Air temperature decreasing in entrance to air cooler unit in dependence to mass water ratio as a result of full flashing:
 ϕ_b – relative humidity, %; t_b – surrounding air temperature, $^\circ\text{C}$

дукта лишь на $1,7\text{ }^\circ\text{C}$, то есть достичь показателя в два раза меньше. Применение дополнительного испарительного охлаждения воздуха, подаваемого на промежуточную пару секций (режим 4), при том же расходе воды, что в холодной паре, приводит к снижению ко-

нечной температуры продукта на $4,5\text{ }^\circ\text{C}$. То есть происходит ее дополнительное снижение лишь на $1,1\text{ }^\circ\text{C}$, что составляет лишь треть снижения температуры продукта в холодной паре секций. Таким образом, самым экономичным режимом испарительного охлаждения АВО явля-

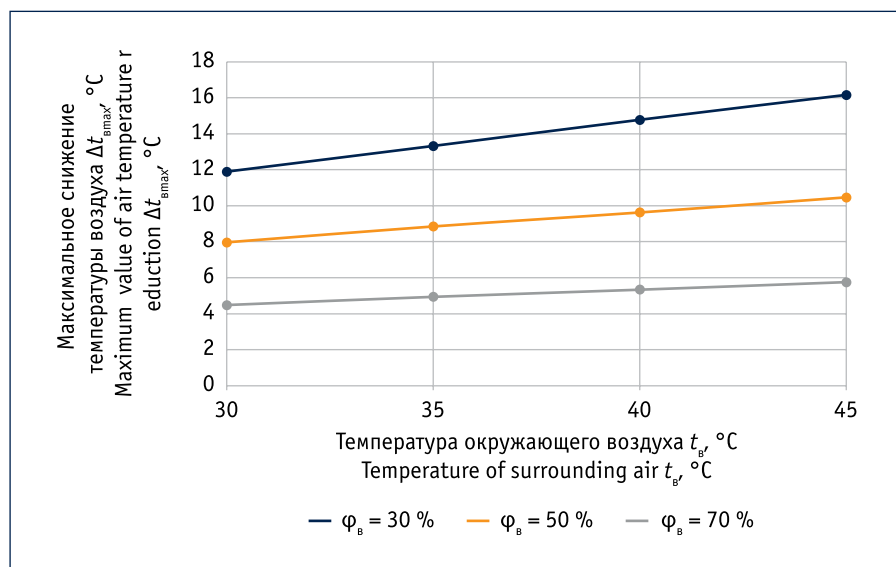


Рис. 6. Зависимость максимально возможного снижения температуры воздуха на входе в секции аппарата воздушного охлаждения от температуры окружающего воздуха при различной его влажности

Fig. 6. Maximum possible air temperature decreasing in entry to air cooling unit in dependence to surrounding air temperature at various relative humidity values

ется впрыск в холодную пару секций, причем охлаждение только этой пары секций в аппаратах типа АВЗ технически может быть осуществлено как орошением (впрыском воды с образованием крупных капель и снижением поверхности теплообмена), так и с применением тонкодисперсного распыления и полного испарения всех или почти всех капель и снижения температуры воздуха.

Рассмотрим предельные возможности снижения температуры воздуха, подводимого к теплообменной поверхности, за счет полного испарения впрыскиваемой воды, а также вычислим ее требуемый расход.

Как уже было указано, максимальное охлаждение воздуха за счет испарения воды ограничивается температурой мокрого термометра, зависящей от температурного уровня и влажности окружающего воздуха. На рис. 5 показано, насколько снизится температура воздуха при изменяющемся относительном массовом расходе впрыскиваемой воды при условии ее полного испарения. Также на рис. 5 представлено максимально возможное снижение температуры при: а) температуре окружающего воздуха $t_{в} = 30$ °C при относительной влажности 50 % и б)

температуре окружающего воздуха $t_{в} = 45$ °C при относительной влажности 30 %. Как видно из графиков, в первом случае температура понизится максимум на 8 °C, а во втором – примерно на 16 °C при расходе впрыскиваемой воды 3,56 и 7,38 г на 1 кг нагнетаемого вентилятором воздуха соответственно. Более подробный ответ на вопрос о максимально возможном снижении температуры воздуха, подаваемого вентилятором, дает рис. 6. Как видно из графиков, за счет испарительного охлаждения существенное снижение температуры воздуха (на 12–16 °C) на входе в теплообменные секции АВО и достижение ею значения расчетной температуры можно получить лишь при низкой относительной влажности (около 30 %). Причем даже при высокой температуре окружающего воздуха (40–45 °C) температура воздуха на входе не будет превышать 28–29 °C.

При 50%-ной влажности окружающего воздуха достижение 28 °C возможно при температуре не выше 36 °C, а при влажности 70 % и выше снижение температуры может быть небольшим – около 5 °C, поэтому испарительное охлаждение с расчетом на полное испарение воды может помочь лишь при температуре не выше 30 °C.

Следует отметить, что технически обеспечить условия для полного испарения распыленной воды весьма сложно. Расчеты показывают, что на один АВО, например типа АВЗ 14,6-Ж-14,6-25-Б1-ВЗТ/6-1-6, требуется около 300 форсунок тонкого распыла с диаметром сопла 0,4 мм, рассредоточенных в пространстве так, чтобы обеспечивалось относительно равномерное распределение распыленной воды по объему поступающего на вентилятор воздуха. При этом перепад давления на форсунках должен составлять не менее 6 МПа. Температуру поступающего воздуха при этом можно снизить на 8 °C.

На практике в подавляющем большинстве случаев применения испарительного охлаждения используются форсунки грубого распыла с диаметром сопла около 3 мм, работающие при перепаде давления в несколько атмосфер. В этом случае образуются крупные капли, которые до достижения теплообменной поверхности АВО могут испариться лишь на несколько процентов, поэтому происходит орошение поверхности с последующим испарением жидкости уже с обретенных труб.

ВЫВОДЫ

Применение испарительного охлаждения в летний период повышает тепловую эффективность АВО. При этом целесообразно не устанавливать системы впрыска воды в наиболее горячие секции аппарата. Данный подход позволяет рационально расходовать воду для впрыска и избежать негативных последствий – образования карбонатных отложений на наружной поверхности горячих теплообменных труб. Наиболее эффективным является орошение теплообменной поверхности наиболее холодных секций АВО, расположенных ближе к выходу охлаждаемого продукта из аппарата. Применять испарительное охлаждение путем орошения промежуточных секций необходимо в случае, когда снижение выходной температуры охлаждаемого продукта за счет испарительного охлаждения холодной пары секций является недостаточным и даже незначительное дополнительное снижение температуры теплоносителя на выходе из АВО представляется значимым.

Литература:

1. Телевный А.М. Повышение теплопередающей способности поверхностных водоохладителей путем установки орошающих устройств: дисс. ... канд. техн. наук. М.: Моск. энергет. ин-т, 2011. 151 с.
2. Аппарат воздушного охлаждения: патент RU 2200907 C1, МПК F24 F003/14 / М.З. Асадуллин, Р.М. Аскарлов, А.И. Гольянов и др.; патентообладатель ООО «Баштрансгаз» ОАО «Газпром»; № 2001106569/06; заявл. 11.03.2001; опубл. 20.03.2003.
3. Колокольцев С.Н., Аджиев А.Ю., Кантор Е.А. Совершенствование технологии подготовки и переработки углеводородного сырья на Коробковском ГПЗ // Технологии нефти и газа. 2009. № 3 (62). С. 9–17.
4. Крючков Д.А. Водовоздушное охлаждение в аппаратах с вертикальными контактными решетками: автореф. дисс. ... канд. техн. наук. СПб.: С.-Петерб. гос. технол. ин-т, 2006. 23 с.
5. Способ регулирования теплосъема одноходового теплообменника воздушного охлаждения: патент RU 2163994 C2, МПК F28D5/00 / А.Н. Бессонный, А.Л. Беркович, Н.С. Красножон и др.; патентообладатель ОАО «ЛЕННИИХИММАШ»; № 98123442/06; заявл. 17.12.1998; опубл. 10.03.2001.
6. Шевцов М.В., Ярмухамедов А.М., Павлов Д.С. Эффективные технологии и оборудование Бугульминского механического завода: блок аппаратов воздушного охлаждения АВГ-320 // Экспозиция Нефть Газ. 2014. № 1. С. 8–9.
7. Устройство предварительного охлаждения воздуха в аппаратах воздушного охлаждения: патент RU 2614623 C2, МПК F28C 1/00 / А.В. Шевцов; патентообладатель ООО «ИнТехЭнерго»; № 2015108829; заявл. 13.03.2015; опубл. 27.09.2016; Бюл. № 27. 11 с.
8. Халиматов И.Х., Агзамов Ш.К., Наубеев Т.Х. и др. Эффективность использования аппаратов воздушного охлаждения // Материалы International Scientific and Practical Conference "World Science". 2016. Т. 1. № 3 (7). С. 47–52.
9. Агзамов Ш.К., Улугов Ш.Б. Интенсификация процесса охлаждения вязкой среды в аппаратах воздушного охлаждения // Проблемы энергетики. 2004. № 5–6. С. 56–60.
10. Аппарат воздушного охлаждения: патент RU 2200907 C2, МПК F24F 3/14 / М.З. Асадуллин, Р.М. Аскарлов, А.И. Гольянов и др.; патентообладатель ООО «Баштрансгаз» ОАО «Газпром»; № 2001106569/06; заявл. 11.03.2001; опубл. 20.03.2003.
11. Аппарат воздушного охлаждения: патент ВУ 9446 U (Республика Беларусь), МПК F24F 3/00, F28D 1/00 / В.Б. Кунтыш, А.Б. Сухоцкий, А.Ш. Миннигалеев, В.П. Мулин; патентообладатель Учреждение образования «Белорусский государственный технологический университет»; № u 20130091; заявл. 31.01.2013; опубл. 30.08.2013.
12. Ходырев А.И. Повышение эффективности поршневых компрессоров путем применения испарительного охлаждения газа: дисс. ... канд. техн. наук. М., 1984. 218 с.
13. Ходырев А.И. Повышение эффективности эксплуатации компрессорных станций при испарительном охлаждении // Экспресс-информация ВНИИЭ-газпрома. (Серия «Экономика, организация труда и управление производством в газовой промышленности»). 1983. № 23. С. 13–14.
14. Ходырев А.И. Методика расчета параметров центробежных форсунок нефтегазопромысловых объектов // Нефть, газ и бизнес. 2005. № 6. С. 57–60.
15. Ходырев А.И., Ходырев Д.А., Блохина М.Г. О распределении капель по размерам в спектре при распыливании жидкости центробежной форсункой // Труды Рос. гос. ун-та нефти и газа им. И.М. Губкина. 2017. № 4 (289). С. 101–113.

References:

1. Televnyi A.M. Increasing of the Heat Transfer Capacity of Superficial Water Cooler by Installation of Irrigation Devices. Thesis for a Candidate Degree in Engineering Sciences. Moscow: Moscow Power Engineering Institute; 2011. (In Russ.)
2. Air Cooling Unit: patent RU 2200907 C1; IPC F24F 003/14. Authors: Asadullin M.Z., Askarov R.M., Golyanov A.I., et al; patent holder – Bashtransgaz LLC of the Gazprom JSC; No. 2001106569/06; appl. 11.03.2001; publ. 20.03.2003. (In Russ.)
3. Kolokoltsev S.N., Adzhiev A.Yu., Kantor E.A. Improving of the Technology of Preparation and Processing of Hydrocarbons at Korobkoskiy Gaz Processing Plant. Tekhnologii nefiti i gaza = Oil and Gas Technologies. 2009;3(62):9–17. (In Russ.)
4. Krychkov D.A. Water-Air Cooling in Apparatus with Vertical Contact Lattices: Author's Abstract of the Thesis for a Candidate Degree in Engineering Sciences. Saint Petersburg: Saint-Petersburg State Institute of Technology; 2006. (In Russ.)
5. Method for Regulating the Heat Removal of a Single-Pass Air-Cooled Heat Exchanger: patent RU 2163994 C2; IPC F28D 5/00. Authors – Bessonnyi A.N., Berkovich A.L., Krasnozhan N.S., et al.; patent holder – LENNIKHIMMASH JSC; No. 98123442/06; appl. 17.12.1998; publ. 10.03.2001. (In Russ.)
6. Shevtsov M.V., Yarmukhamedov A.M., Pavlov D.S. Effective Technology and Equipment of Bugulma Mechanical Plant: Block of Air-Cooling Units AVG-320. Ekspozitsiya Neft' Gaz = Exposition Oil & Gas. 2014;(1):8–9. (In Russ.)
7. Air Pre-Cooling Device in Air Cooling Devices: patent RU 2614623 C2; IPC F28C 1/00. Author – Shevtsov A.V.; patent holder – InTehEnergo LLC; No. 2015108829; appl. 13.03.2015; publ. 27.09.2016; Bul. No. 27. (In Russ.)
8. Halimatov I.H., Agzamov Sh.K., Naubeev T.Kh., et al. Efficiency of Using of Air-Cooling Units. Proceedings of the International Scientific and Practical Conference "World Science". 2016;3(7):47–52. (In Russ.)
9. Agzamov Sh.K., Ulugov Sh.B. Intensification of Cooling Process of Viscous Fluid in the Air-Cooling Unit. Problemy energetiki = Power Engineering: Research, Equipment, Technology. 2004;(5–6):56–60. (In Russ.)
10. Air Cooling Unit: patent RU 2200907 C2; IPC F24F 3/14. Authors – Asadullin M.Z., Askarov R.M., Golyanov A.I., et al.; patent holder – Bashtransgaz LLC of the Gazprom JSC; No. 2001106569/06; appl. 11.03.2001; publ. 20.03.2003. (In Russ.)
11. Air Cooling Unit: patent BY 9446 U (Republic of Belarus); IPC F24F 3/00, F28D 1/00. Authors – Kuntyshev V.B., Sukhotsky A.B., Minningaleev A.Sh., Mulin V.P.; patent holder – educational institution "Belarusian State Technological University"; No. u 20130091; appl. 31.01.2013; publ. 30.08.2013. (In Russ.)
12. Khodyrev A.I. Improving of Efficiency of Reciprocating Compressors by Using Evaporation Cooling of Gas. Thesis for a Candidate Degree in Engineering Sciences. Moscow; 1984. (In Russ.)
13. Khodyrev A.I. Improving of Efficiency of Compressor Stations Operation during Evaporative Cooling. Ekspres-informatsiya VNIIEGazproma = Express Information of All-Union Research Institute of Economics, Production Management and Technical and Economic Research in the Gas Industry. Series "Economics, Labor Organization and Production Management in the Gas Industry". 1983;(22):13–14. (In Russ.)
14. Khodyrev A.I. Method for Calculating the Parameters of Swirl-Type Nozzles for Oil and Gas Facilities. Neft', gaz i biznes = Oil, Gas and Business. 2005;(6):57–60. (In Russ.)
15. Khodyrev A.I., Khodyrev D.A., Blokhina M.G. Distribution of Droplets by Size in Spectrum in Atomized Liquids. Trudy Rossijskogo gosudarstvennogo universiteta nefiti i gaza imeni I.M. Gubkina = Proceedings of Gubkin Russian State University of Oil and Gas. 2017;4(289):101–113. (In Russ.)