

**СЕКЦИЯ «ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ»**

УДК 621.565.93/95-0.46.54

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ  
АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИРОДНОГО  
ГАЗА**Маршалова Г.С., Островская Д.В., Данильчик Е.С.,  
Сухоцкий А.Б., Фарафонов В.Н.

Белорусский государственный технологический университет

Проблема транспортировке природного газа на большие расстояния связана с сжатием газа на компрессорной станции которая приводит к увеличению его температуры. Транспортировка газа с повышенной температурой приводит к повышению мощности и снижению пропускной способности газопровода, а также отрицательно сказывается на его надежности. Поэтому проблема снижения температуры газа в аппаратах воздушного охлаждения (АВО) на компрессорной станции и повышение энергетической эффективности работы АВО актуальна.

Для транспортирования природного газа на большие расстояния существует необходимость снижения сопротивления его движению для чего на газопроводе строятся компрессорные станции, которые увеличивают входного давление газа до необходимых величин [1]. При этом сжатие на компрессорной станции приводит к увеличению температуры газа. Однако транспортировка газа с повышенной температурой приводит к повышению мощности и снижению пропускной способности газопровода, а также отрицательно сказывается на его надежности. Поэтому на компрессорной станции происходит снижение температуры газа в аппаратах воздушного охлаждения (АВО).

Независимость компрессорных станций от источника водоснабжения, а также строгая точность их расположения, предопределили использование воздуха в качестве охлаждающего вещества [2].

В настоящее время по данным авторов [3] в Российской Федерации эксплуатируется около 55 000 АВО с установленной мощностью 2,2–2,3 млн. кВт·ч.

Повышению эффективности эксплуатации АВО посвящено множество научных трудов. В [4, 5] оптимизирована работа вентиляторов, в [6] усовершенствована конструкция трубных ребер, в [7] изучена возможность внедрения двухступенчатого охлаждения, в [8] подобрана оптимальная конструкция диффузора.

В исследовании [9] установлено, что с понижением температуры охлаждающего воздуха до определенной величины существует возможность частичного или полного отключения вентиляторов АВО при обеспечении заданной тепловой мощности аппарата. Повысить энергетическую эффективность работы АВО возможно, увеличив время работы с частично или полностью выключенными вентиляторами, интенсифицировав теплообмен с помощью установки вытяжной шахты над трубным пучком [10].

Целью данной работы является экспериментальное исследование эффективности установки вытяжной шахты над теплообменным пучком АВО.

Для определения экспериментальных зависимостей исследовался шахматный четырехрядный пучок, состоящий из горизонтально расположенных оребренных труб с поперечным шагом  $S_1 = 58$  мм. Геометрические размеры биметаллической оребренной трубы следующие, мм: наружный диаметр ребра  $d = 56$ ; диаметр трубы по основанию ребра  $d_0 = 26$ ; высота, шаг, средняя толщина ребра соответственно  $h = 15$ ;  $s = 2,5$ ;  $\Delta = 0,5$ ; длина  $l = 300$ . Коэффициент оребрения трубы  $\varphi = 21$ .

Для повышения эффективности теплоотдачи в потоке нагретого воздуха над экспериментальным пучком устанавливалось два типа вытяжных шахт – с регулируемой высотой и с регулируемым проходным сечением. Высота вытяжной шахты варьировалась в диапазоне  $H = 0,52 - 2,10$  м; диаметр выходного сечения –  $d_{\text{отв}} = 0,09 - 0,205$  м.

Экспериментальное изучение теплоотдачи проводилось методом полного моделирования. Схема опытной установки, конструкция трубы-калориметра, а также методика исследования и последовательность проведения экспериментов изложены в [11].

По результатам каждого эксперимента рассчитывался средний приведенный конвективный коэффициент теплоотдачи, отнесенный к полной наружной поверхности,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_k = \frac{Q_k}{(t_{\text{ст}} - t_0) \cdot F}, \quad (1)$$

где  $Q_k$  – количество теплоты, переданное от трубы к воздуху конвекцией, Вт;  $t_{\text{ст}}$  – температура стенки калориметрической трубы у основания трубы, °С;  $t_0$  – температура окружающего воздуха, °С;  $F = l \cdot \pi \cdot d_0 \cdot \varphi$  – площадь теплоотдающей оребренной поверхности трубы, м<sup>2</sup>.

Конвективный тепловой поток, Вт, рассчитывался по формуле

$$Q_k = W - Q_{\text{л}} - Q_{\text{п}}, \quad (2)$$

где  $W$  – электрическая мощность, подводимая к калориметру, Вт;  $Q_{\text{л}}$  – количество теплоты, переданное от трубы к воздуху излучением, Вт (рассчитывалось зональным методом по [9]);  $Q_{\text{п}}$  – тепловые потери через торцы труб и токоподводы, Вт.

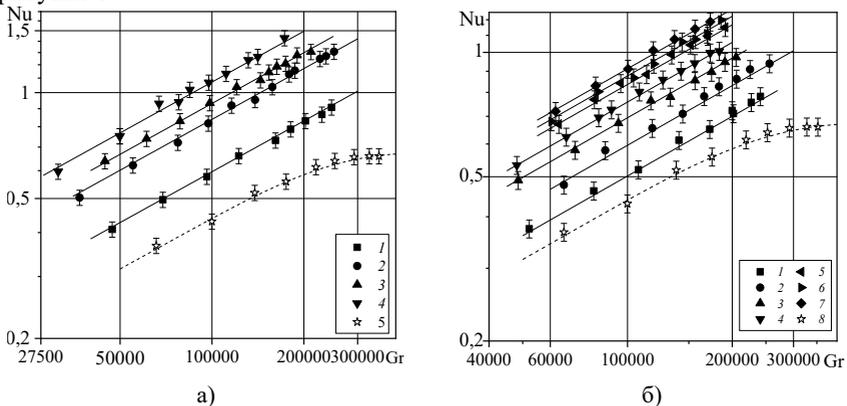
Результаты обрабатывались и представлялись в виде зависимости числа Нуссельта от Грасгофа

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_{\text{к}} \cdot d_0}{\lambda}, \quad (3)$$

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot d_0^3 \cdot (t_{\text{ст}} - t_0)}{\nu^2}, \quad (4)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К);  $g$  – ускорение свободного падения, 9,81 м/с<sup>2</sup>;  $\beta$  – коэффициент объемного расширения, К<sup>-1</sup>;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости м<sup>2</sup>/с;

Результаты экспериментального исследования теплоотдачи четырехрядного оребренного пучка с вытяжной шахтой представлены на рисунке 1.



а) 1 –  $H = 0,52$  м; 2 –  $H = 1,16$  м; 3 –  $H = 1,48$  м; 4 –  $H = 2,12$  м; 5 – без шахты; б) 1 –  $d_{\text{отв.}} = 0,09$  м; 2 –  $d_{\text{отв.}} = 0,105$  м; 3 –  $d_{\text{отв.}} = 0,123$  м; 4 –  $d_{\text{отв.}} = 0,137$  м; 5 –  $d_{\text{отв.}} = 0,160$  м; 6 –  $d_{\text{отв.}} = 0,178$  м; 7 –  $d_{\text{отв.}} = 0,205$  м; 8 – без шахты

Рис. 1 – Теплоотдача четырехрядного оребренного пучка в режиме смешанной конвекции а) при изменении площади выходного сечения шахты, б) при изменении высоты вытяжной шахты

При установке шахты высотой  $H = 0,52$  м теплоотдача четырехрядного пучка возросла в 1,5 раза,  $H = 1,16$  м – в 2 раза, до  $H = 1,48$  м – в 2,25 раза,  $H = 2,12$  м – в 2,75 раза по сравнению со свободной конвекцией (без

шахты). Увеличение диаметра выходного сечения в изученном диапазоне приводит к повышению теплоотдачи оребренного трубного пучка с вытяжной шахтой.

Таким образом, установка вытяжной шахты позволяет значительно повысить теплообмен оребренных трубных пучков, что позволяет рекомендовать ее использование для АВО природного газа на компрессорных станциях.

### Литература

1. Кунтыш, В. Б. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения / В. Б. Кунтыш, Н. М. Кузнецов. – СПб.: Энергоатомиздат, 1992. – 280 с.
2. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник / А. Н. Бессонный [и др.]; под ред. А. Н. Бессонного, В. Б. Кунтыша. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.
3. Кунтыш, В. Б. Инженерный метод теплового расчета аппарата воздушного охлаждения в режиме свободно-конвективного теплообмена / В. Б. Кунтыш [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2013. – № 12. – С. 3–6.
4. Калинин, А. Ф. Оценка эффективности работы вентиляторов нового поколения для АВО типа 2АВГ-75 / А. Ф. Калинин, А. В. Фомин // Нефть, газ и бизнес. – 2011. – № 2. – С. 57–60.
5. Васильев, Ю. Н. Повышение эффективности теплообменных аппаратов / Ю. Н. Васильев, А. И. Гриценко, В. И. Нестеров // Нефтяное хозяйство. – 1992. – № 5. – С. 93–95.
6. Кунтыш, В. Б. Основные способы энергетического совершенствования аппаратов воздушного охлаждения / Кунтыш В. Б. [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 1997. – № 4. – С. 43–44.
7. Астафьев, Е. Н. Анализ выбора вариантов комплектации аппаратов воздушного охлаждения дожимных компрессорных станций при разработке месторождений Крайнего Севера / Е. Н. Афанасьев, К. М. Давлетов, М. П. Игнатьев // Наука и техника в газовой промышленности. – 2006. – № 4. – С. 42–48.
8. Аксютин, О. Е. Снижение энергозатрат на охлаждение природного газа в АВО КС / О. Е. Аксютин [и др.] // Газовая промышленность. – 2009. – № 2. – С. 74–76.
9. Самородов, А. В. Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными

оребранными пучками: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / А. В. Самородов. Архангельск, 1999. – 176 с.

10. Маршалова, Г. С. Тепловой расчет и проектирование аппаратов воздушного охлаждения с вытяжной шахтой :дис. ... канд. техн. наук : 01.04.14 / Г. С. Маршалова. – Минск, 2019. – 153 л.

11. Сидорик, Г. С. Экспериментальный стенд для исследования тепловых и аэродинамических процессов смешанно-конвективного теплообмена круглоребристых труб и пучков // Труды БГТУ. Серия 1. Лесн. хоз-во, природопольз. и перераб. возоб. рес. – 2018. – № 1. – С. 85–93.

УДК 620.97

## **ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОСАДКОВ СТОЧНЫХ ВОД**

Хутская Н.Г., Пальченок Г.И.

Белорусский национальный технический университет

Проблемы утилизации осадков сточных вод связаны с постоянным ростом количества стоков, причем в городских условиях величина этих отходов составляет от 30 до 45% от общего количества отходов. Для их хранения и складирования необходимы свободные территории вблизи городов, ресурсы для строительства и эксплуатации очистных сооружений, в противном случае это приводит к экологическому ущербу для окружающей среды. С другой стороны, осадки сточных вод могут быть использованы в качестве альтернативных источников энергии. Размещение осадков сточных вод на иловых площадках требуют значительных площадей рядом с источниками загрязнения.

По данным Министерства природных ресурсов и охраны окружающей среды, за последние 15 лет в Беларуси объёмы добычи воды сократились на 23%. На производственные нужды воды теперь тратится на 50% меньше, или на 393 млн м<sup>3</sup>. Благодаря введению в эксплуатацию 94 очистных сооружений канализации в некоторых городах объём сброса недоочищенных сточных вод в поверхностные водотоки сократился на 78% (19,3 млн м<sup>3</sup>) [1].

Годовой объём водоотведения в Республике Беларусь составляет 1281 млн. м<sup>3</sup> сточных вод (2021 г.). Количество осадков сточных вод составляет от 2 до 10 % от расхода поступающих вод, что составляет 180-197 тыс. тонн осадков, причем используется не более 4-5%.