

3-7-2019

THE ISSUES OF INCREASING THE EFFICIENCY OF CONVERSION OF PRIMARY ENERGY RESOURCES IN THERMAL ENERGY IN THE WORKSHOPS OF THE TEXTILE INDUSTRY OF THE COMPANY "DAEWOO - TEXTILES" (FERGANA)

Yo S. Abbosov
Fergana Polytechnic Institute

B A. Abdukarimov
Fergana Polytechnic Institute

Follow this and additional works at: <https://uzjournals.edu.uz/ferpi>

Recommended Citation

Abbosov, Yo S. and Abdukarimov, B A. (2019) "THE ISSUES OF INCREASING THE EFFICIENCY OF CONVERSION OF PRIMARY ENERGY RESOURCES IN THERMAL ENERGY IN THE WORKSHOPS OF THE TEXTILE INDUSTRY OF THE COMPANY "DAEWOO - TEXTILES" (FERGANA)," *Scientific-technical journal*: Vol. 2 : Iss. 1 , Article 8.

Available at: <https://uzjournals.edu.uz/ferpi/vol2/iss1/8>

This Article is brought to you for free and open access by 2030 Uzbekistan Research Online. It has been accepted for inclusion in Scientific-technical journal by an authorized editor of 2030 Uzbekistan Research Online. For more information, please contact sh.erkinov@edu.uz.

MECHANICS

THE ISSUES OF INCREASING THE EFFICIENCY OF CONVERSION OF PRIMARY ENERGY RESOURCES IN THERMAL ENERGY IN THE WORKSHOPS OF THE TEXTILE INDUSTRY OF THE COMPANY "DAEWOO - TEXTILES" (FERGANA)

Yo.S. Abbosov, B.A. Abdukarimov

Fergana Polytechnic Institute

ВОПРОСЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ПЕРВИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ В ТЕПЛОВУЮ ЭНЕРГИЮ В ЦЕХАХ ТКАЦКИХ ПРОИЗВОДСТВ КОМПАНИИ "ДЭУ – Текстиль" (г. Фергана)

Ё.С. Аббасов, Б.А. Абдукаримов

Ферганский политехнический институт

"DAEWOO-TEXTILE" ФАБРИКАСИННИГ ТИКУВ ЦЕХИДАГИ БИРЛАМЧИ ЭНЕРГИЯ РЕСУРСЛАРИНИ ИССИҚЛИК ЭНЕРГИЯСИГА АЙЛАНТИРИШ САМАРАДОРЛИГИНИ ОШИРИШ МАСАЛАЛАРИ

Ё.С. Аббасов, Б.А. Абдукаримов

Фарғона политехника институни

The article proposes the use of the air-heater for heating the shop of the textile factory "Daewoo-Textile". The implementation of the air heater in the ventilation system ensures not only rapid heating of the air in the workshop, but also the possibility of convenient regulation of the air temperature, but also due to the planar construction of the air-heater tubes, the aerodynamic resistance of the air-heater decreases.

Key words: ventilation, heating, air heater, pipes, heat exchange, resistance, efficiency.

В статье предлагается применение калориферной установки для отопления цеха текстильной фабрики "ДЭУ – Текстиль". Использование калорифера в системе вентиляции обеспечивает не только быстрый нагрев воздуха в цеху, а также возможность удобного регулирования температуры воздуха, но и благодаря плоскостной конструкции калориферных трубок снижается аэродинамическое сопротивление калорифера.

Ключевые слова: вентиляция, нагрев, калорифер, трубки, теплообмен, сопротивление, эффективность.

Ушбу мақолада "Daewoo-Textile" фабрикаси цехининг вентиляция тизимида қўлланилган ҳаво иситишни тезлаштирувчи ва уни назорат қилувчи, аэродинамик қаршилигини камайтирувчи текис конструкцияли калориферлар тўғрисида маълумот келтирилган

Таянч сўзлар: вентиляция, иситиш, калорифер, кувур, иссиқлик алмашинуви, қаршилик, самарадорлик.

Известно, что работа предприятий текстильной отрасли, а также себестоимость выпускаемой ими продукции напрямую зависит от степени эффективности потребляемой электрической и тепловой энергии. Анализ энергопотребления отрасли для обеспечения нормальной деятельности предприятий в холодный период года показывает, теплотехническую направленность использования ею энергоресурсов, так как только 22% энергии используется в электрической, а 78% расходуется в тепловой форме.

MECHANICS

Системы отопления и вентиляции в текстильных производствах должны обеспечивать в зимнее время не только благоприятные условия для работников предприятия но и определенную температуру и влажность воздуха, для нормального протекания технологического процесса выработки пряжи и волокна.

Особое место в таких производствах уделяется вентилированию ткацких цехов, так как сильная запыленность воздуха создает опасные для здоровья концентрации пыли. Таким образом, создание необходимой температуры и влажности воздуха, допустимой концентрации вредной пыли и условий пожаро и взрывобезопасности требуют от вышеуказанных систем инженерных коммуникаций более высокой эффективности в работе.

Высокая эффективность таких систем должна характеризоваться такими определяющими факторами как:

- снижение расхода органического топлива на выработку тепла в системе;
- снижение числа элементов систем отопления;

Сопоставление составляющих энергобаланса отрасли, указывает на невысокую эффективность преобразования первичных энергоресурсов в тепловую форму энергии; наличии большого количества расхода теплоты с низким и средним температурным потенциалом.

Первый фактор, а именно не эффективное использования первичных энергоресурсов подчеркивает сложность всей отопительной системы цехов связанных с установкой традиционных отопительных приборов, трубопроводов и насосов для перекачки горячей воды.

Большой расход теплоты – низкого и среднего температурного показывает, что основная часть этого расхода может быть покрыта за счет применения отопительно - вентиляционного блока (ОВБ) встраиваемого в вентиляционную систему.

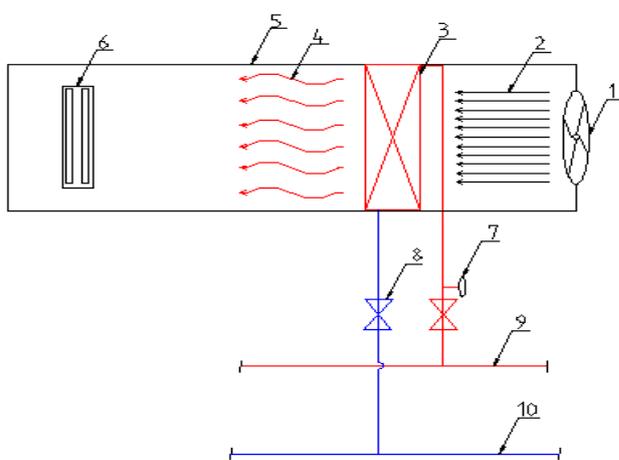


Рис.1. 1-вентилятор, 2-поток воздуха, 3-отопительный радиатор, 4-нагретый воздушный поток, 5-вентиляционная шахта, 6-диффузор, 7-термометр, 8-задвижки, 9-подача горячей воды.10- обратный поток воды.

При использовании данной системы в цеху значительно сокращаются дополнительные затраты на установку труб и отопительных приборов являющиеся сопутствующими элементами водяной отопительной системы, обеспечивается возможность быстрого прогрева цеха и качественного регулирования температурной обстановки в цеху. При использовании данной системы в цеху значительно сокращаются дополнительные затраты на установку труб и отопительных приборов являющиеся сопутствующими элементами водяной отопительной системы. Нагрев воздуха до необходимой температуры в системе вентиляции можно осуществить с помощью калориферной установки встроенной в приточный воздуховод с использованием в целях безопасности теплоты от горячей воды или пара вырабатываемой на производстве или потребляемой от местной ТЭЦ.

Предприятие “ДЭУ – Текстиль” в настоящее время имеет совершенную приточно вытяжную вентиляцию, снабженную вентиляторами мощностью 22 квт. Расход вентилируемого воздуха составляет 1200 м³/ч. Для нормального проведения технологического процесса температура воздуха в помещении должна быть не менее 31 С⁰, влажность равняется 45 – 50 %.

MECHANICS

Для осуществления предлагаемого конструктивного решения нагрева приточного вентиляционного воздуха при помощи калорифера (рис. 1) следует учесть:

- влияние дополнительного аэродинамического сопротивления потока воздуха при установке отопительного калорифера на выходные характеристики потока;
- степень замещения по теплопроизводительности обычной водяной системы отопления, воздушной;
- разработку способа снижения аэродинамического сопротивления калориферной установки;

Очевидно, что для получения исчерпывающей и достоверной информации о работе (ОВБ) необходимо, во-первых, выполнить анализ существующих конструкций калориферов наиболее приемлемых для подогрева потока воздуха.

Во-вторых, провести экспериментальные исследования по аэродинамическому сопротивлению ОВБ и его тепловой производительности.

Обзор калориферных установок показывает, что в настоящее время в целях обеспечения пожарной безопасности при подогреве приточного воздуха необходимо использовать либо горячую воду, либо водяной пар. Следует учитывать, что применение электрических калориферов может привести к появлению искры в элементах калорифера и в свою очередь к взрыву смеси воздуха и пыли.

Традиционные конструкции калориферов, которые возможны к применению в ткацких производствах состоят из трубок внутри которых циркулирует вода или конденсируется водяной пар. Расположение трубок может быть коридорным или шахматным (рис. 2).

Изучение гидравлического сопротивления таких схем размещения трубок достаточно полно изучено в курсах теплотехники [1]. Изучению теплообмена также уделено больше внимание аналогично исследованию гидравлического сопротивления. Преимуществами воздушного отопления является:

Инженерный расчет системы вентиляции с ОВБ состоит из следующих пунктов:

- рассчитывается требуемая отопительная нагрузка в цеху Q кВт;
- определяется требуемый расход воздуха G кг/с;
- задается температура воздуха внутри цеха t_B ;
- определяется температура воздуха после калорифера $t_{п.}$;
- для заданной конструкции калорифера определяется коэффициент теплопередачи K ;
- определяется расчетная разность температур Δt ;

$$\Delta t = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - \frac{t_H + t_{п.}}{2} \quad (1)$$

где τ_1, τ_2 – температура греющего теплоносителя до и после калорифера, $С^0$;

t_H и $t_{п.}$ – температура наружного воздуха до и после калорифера.

Определяется поверхность нагрева калорифера по формуле:

$$F = \frac{Q}{K\Delta t} \quad (2)$$

При выборе конструкции калорифера важно стремиться к увеличению коэффициента теплопередачи, так как в результате роста интенсивности теплоотдачи от воздушного потока к трубкам калорифера может быть увеличен результирующий коэффициент K . Одновременно должны быть учтены вопросы снижения его аэродинамического сопротивления. Так как применения ребер для труб калорифера увеличивает его аэродинамическое сопротивление, то в качестве альтернативного варианта конструкции трубок калорифера возможно использование следующей конструкции трубки (рис. 3).

Показанная на рис.3 конструкция трубки имеет продолговатую форму на внешней стороне, которой выполнены сферические углубления. По данным сферические углубления

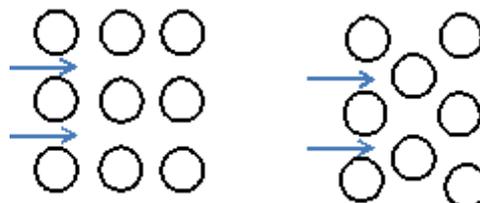


рис 2. Схема расположения трубок в калорифере а)-коридорная б) шахматная.

MECHANICS

способствуют значительному увеличению коэффициентов теплоотдачи со стороны воздуха без дополнительных затрат на его прокачку [2].

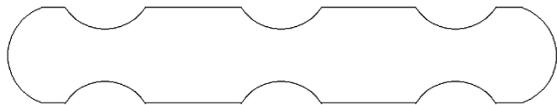


Рис.3 Конструкция трубки калорифера.

Наиболее близкой к данной проблеме является работа в которой обсуждаются результаты по теплообмену и гидравлическому сопротивлению при поперечном обтекании воздуха первого ряда пучка труб со сферическими углублениями [3]. В

исследовании представлен экспериментальный стенд и проведены тестовые испытания, на первом этапе изучен средний теплообмен и гидравлическое сопротивление для первого ряда шахматного пучка. Получены коэффициенты теплоотдачи и коэффициенты гидравлического сопротивления (число Эйлера) для первого ряда пучка круглых труб с углублениями.

Проведем сравнительный анализ тепловой эффективности обычного пучка круглых труб с пучком труб предлагаемой геометрии (см. рис. 3).

Для оценки тепловой производительности пучка труб запишем:
для пучка труб предлагаемой формы

$$Q_{нл} = K_{нл} \cdot F_{нл} \cdot t_{нл} \tag{3}$$

для пучка круглых труб

$$Q_{кр} = K_{кр} \cdot F_{кр} \cdot \Delta t_{нл} \tag{4}$$

Отношение тепловой производительности трубных пучков составит

$$\frac{Q_{нл}}{Q_{кр}} = \frac{K_{нл}}{K_{кр}} \cdot \frac{F_{нл}}{F_{кр}} \cdot \frac{\Delta t_{нл}}{\Delta t_{кр}} \tag{5}$$

Формула коэффициента теплопередачи имеет вид:

$$K = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \tag{6}$$

где α_1, α_2 – соответственно коэффициент теплоотдачи от воздушного потока и от воды к стенкам трубки $Вт/м^2 \cdot ^\circ C$.

Так как $\alpha_1 \leq \alpha_2$ то коэффициент теплопередачи запишем как $K \approx \alpha_1$

или

$$K_{нл} \approx \alpha_{нл} \text{ и } K_{кр} \approx \alpha_{кр} \tag{7}$$

формула (3) с учетом формулы (5) примет вид:

$$\frac{Q_{нл}}{Q_{кр}} = \frac{\alpha_{нл}}{\alpha_{кр}} \cdot \frac{F_{нл}}{F_{кр}} \cdot \frac{\Delta t_{нл}}{\Delta t_{кр}} \tag{8}$$

Для оценки теплоэнергетической эффективности сравниваемого пучка труб используем выражение

$$E = \frac{\frac{Q_{нл}}{Q_{кр}}}{\frac{\varepsilon_{нл}}{\varepsilon_{кр}}} \tag{9}$$

где E- коэффициент теплоэнергетической эффективности;

$\varepsilon_{нл}, \varepsilon_{кр}$ – соответственно число Эйлера для предлагаемого и круглого пучков труб.

$$E = \frac{Q_{нл}}{Q_{кр}} \cdot \frac{\varepsilon_{нл}}{\varepsilon_{кр}} = \frac{\alpha_{нл}}{\alpha_{кр}} \cdot \frac{F_{нл}}{F_{кр}} \cdot \frac{\Delta t_{нл}}{\Delta t_{кр}} \cdot \frac{\varepsilon_{нл}}{\varepsilon_{кр}} = \frac{\alpha_{нл}}{\alpha_{кр}} \cdot \frac{F_{нл}}{F_{кр}} \cdot \frac{t_{нл}}{t_{кр}} \cdot \frac{P_{нл}}{P_{кр}} \cdot \frac{\rho \omega^2_{нл}}{\rho \omega^2_{кр}} \tag{10}$$

MECHANICS

Если учесть что

$$F_{нл} \approx F_{кр}, \Delta t_{нл} \approx \Delta t_{кр} \quad (11)$$

окончательно получим

$$E = \frac{\alpha_{нл} \Delta P_{кр}}{\alpha_{кр} \Delta P_{нл}} \left(\frac{\omega_{нл}}{\omega_{кр}} \right)^2 \quad (12)$$

Полученная формула (12) показывает, что теплоэнергетическая эффективность калорифера трубками продолговатой формы (рис.3) относительно калорифера со стандартными круглыми трубками определяется отношением коэффициентов теплообмена, аэродинамического сопротивления и зависит в квадрате от скорости воздуха в сравниваемых моделях.

Формула (12) может быть преобразована в формулу (13)

$$E = \frac{Nu_{нл} \Delta P_{нл}}{Nu_{кр} \Delta P_{кр}} \left(\frac{\omega_{нл}}{\omega_{кр}} \right)^2 = \frac{Nu_{нл} \varepsilon_{икр}}{Nu_{кр} \varepsilon_{инл}} \quad (13)$$

Выводы:

- получена формула теплоэнергетической эффективности калорифера с трубками повышающими тепловую эффективность;
- для расчета теплоэнергетической эффективности калорифера требуется проведение экспериментальных исследований по теплообмену и аэродинамическому сопротивлению.

Список литературы

- [1]. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. Учебник для вузов, Изд. 3-е, перераб. и доп. М., «Энергия», 1975 г. 41-46 с.
- [2]. Леонтьев А. И., Олимпиев В.В. Теплофизика и теплотехника перспективных интенсификаторов теплообмена. «Обзор», 2011 г. 7-31 с
- [3]. Халатов А.А., Коваленко Г.В., Терехов В.И. Режимы течения в одиночном углублении, имеющего форму сферического сегмента // VI Минский международный форум по тепломассообмену. Секция I: Конвективный тепломассообмен. Доклад 1–30. CD–ROM. Минск: ИТМО им.А.В.Лыкова. 2008 г. 16 с
- [4]. Нарышкин Э.М. Приоритеты развития легкой промышленности // Проблема управления – 2008 г, №2(27). 75-77 с.