

Затем полученное расчетным путем значение величины $\tau_{\text{вн}}$ подставим в выражение (6), которое решим относительно α_g

$$\alpha_g = \frac{q}{\pi d_g (\tau_g - \tau_{\text{вн}})} \quad (17)$$

УДК 697:721.011.25

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА И МЕТОДИКИ КОНСТРУКТОРСКОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННИКА- ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ БЫТОВОЙ ГАЗОВОЙ ПЛИТЫ

К.т.н., доц. Липко В. И., ст. преп. Кундрю Н. В.

Полоцкий государственный университет

Конструкторский расчет теплообменника сводится к совместному решению уравнений теплового баланса

$$Q = G_1 \cdot \Delta i_1 = G_2 \cdot \Delta i_2, \quad (1)$$

и уравнения теплопередачи

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t, \quad (2)$$

где Q - количество теплоты, передаваемой от одного теплоносителя другому, КДж/ч; G_1 , G_2 - соответственно расходы теплоносителей отдающего и воспринимающего тепловую энергию в теплообменнике, кг/ч; Δi_1 , Δi_2 - соответственно изменения энтальпии обоих теплоносителей в аппарате, КДж/кг; k - средний коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К; Δt - средний температурный напор (средняя разность температур между теплоносителями), К; F - расчетная поверхность теплообмена, м²;

Так как агрегатное состояние теплоносителей в теплообменнике не изменяется, то значения теплосодержания Δi , КДж/кг, теплоносителей определяются по выражению

$$\Delta i = c_p \cdot (t_2'' - t_2'), \quad (3)$$

где t_2'' , t_2' - средние по сечению температуры теплоносителя на входе и выходе из теплообменника,

К; C_p - средняя теплоемкость теплоносителя в интервале температур $t_2'' - t_2'$, КДж/(кг·К).

Расход теплоносителей при неизменном агрегатном состоянии определяется из выражений

$$G_1 = \frac{G_2 \cdot C_2 \cdot (t_2'' - t_2')}{C_1 \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \eta}, \quad (4)$$

$$G_2 = \frac{G_1 \cdot C_1 \cdot (t_1' - t_1'')}{C_2 \cdot (t_2'' - t_2') \cdot \eta}, \quad (5)$$

где η - коэффициент, учитывающий теплоотдачу с наружной поверхности неизолированного теплообменника.

Для круглых труб рекомендуется [1] коэффициент теплопередачи определять по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (6)$$

α_1 , α_2 - коэффициенты теплоотдачи греющего и нагреваемого теплоносителей, Вт/м²·К; d_1 , d_2 - диаметры труб греющего и нагреваемого теплоносителей, м, λ - теплопроводность материала стенки трубы греющего теплоносителя, Вт/м·К.

Согласно [2] ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи теплообменников со стальной поверхностью для теплоносителей «воздух-воздух» в промышленных условиях эксплуатации находятся в пределах $K = 5 \div 25$ Вт/м²·К.

Средний температурный напор Δt для условий $\Delta t_o / \Delta t_m \geq 4,5$ определяется как среднелогарифмический при работе теплообменника в режимах прямотока или противотока без изменения фазового состояния теплоносителей по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}}, \quad (7)$$

где Δt_{δ} и $\Delta t_{\mathcal{M}}$ - больший и меньший температурный напор в , К.

Для теплообменников, работающих в режимах прямотока и противотока без изменения агрегатного состояния, значения Δt_{δ} и $\Delta t_{\mathcal{M}}$ принимаются согласно рис. 1 а, б.

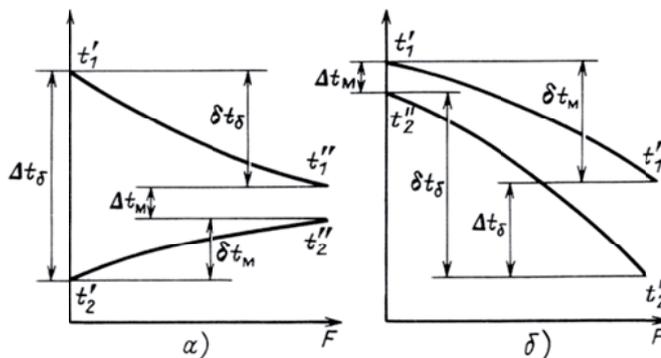


Рисунок 1 – Изменение температур теплоносителей без фазовых превращений в рекуперативных теплообменниках: а) – при прямоточном движении теплоносителей; б) – при противоточном движении теплоносителей

Для теплообменников, работающих в режимах переменных значений расхода, скорости, коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, значение величины Δt определяется при помощи графического интегрирования. В общем случае уравнение теплообмена при изменении теплового сопротивления по длине поверхности теплообмена в процессе работы теплообменника запишется в виде

$$dQ = G_1 \cdot c_p \cdot dt = K \cdot dF \cdot (t_1 - t_2), \quad (8)$$

где G – количество газа, кг/с; C_p – теплоемкость, КДж/ кг. К; F – поверхность теплообмена, м²; t_1 – температура горячего потока, К; t_2 – температура холодного потока, К; K – коэффициент теплопередачи в данный момент времени, Вт/м²· К;

В интегральной форме приведенное уравнение (7) имеет вид:

$$F = G \cdot \int_{t_2}^{t_1} \frac{c \cdot dt}{k' \cdot (t_1 - t_2)}, \quad (9)$$

где t_1 , t_2 – соответственно начальная и конечная температуры греющего теплоносителя, °С.

Уравнение (8) решается методом графического интегрирования.

Так как метод графического интегрирования предполагает ряд допущений, которые влияют на точность расчетов, то для более точного инженерного метода решения задачи поверхность теплообмена разделяется на участки, каждый из которых рассчитывается самостоятельно.

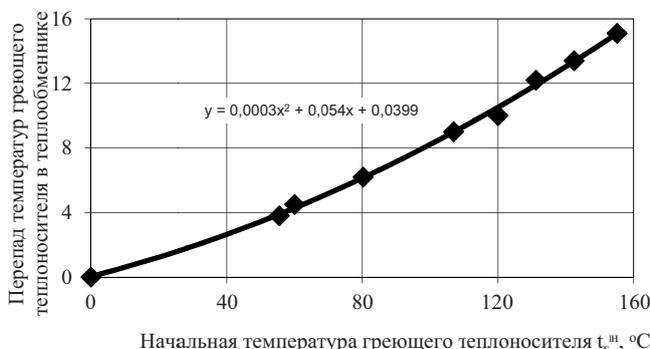


Рисунок 2 – График зависимости интенсивности охлаждения греющего теплоносителя Δt от начальной температуры t_2'' при переменных режимах работы теплообменника газовой плиты

Одним из основных критериев оценки работы теплообменника является тепловая эффективность η , которая определяется по формуле

$$\eta = \frac{Q}{Q_{ид}} = \frac{W_1 \cdot (t_1' - t_1'')}{W_{min} \cdot (t_1' - t_2')}, \quad (10)$$

где $Q_{ид}$ – теплопроизводительность идеального теплообменника, который характеризуется наименьшим значением теплоемкости W_{min} массового расхода и имеет максимально возможный перепад температур.

В нагревательных теплообменниках по своему функциональному назначению требуется получить как можно большую разность температур нагреваемого теплоносителя $\Delta t_{max} = t_2'' - t_2'$, поэтому с учетом изложенного

$$\eta = \frac{\Delta t_{max}}{t_1' - t_2'} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}, \quad (11)$$

На основании вышеизложенного можно сделать следующие заключения:

- в соответствии с современными условиями сложившихся социальных и экономических критериев жизнеобеспечения на основе анализа результатов исследований по оптимизации режимов эксплуатации жилых зданий возникла необходимость уточнить и дополнить методику теплотехнического расчета;
- выполненные конструктивно-технологические разработки, защищенные авторскими свидетельствами и патентом на полезную модель, позволяют снизить до 40 % расход газового топлива при одновременной максимально эффективной рекуперации теплоты уходящих высокотемпературных газов для перегрева наружного приточного воздуха в режиме воздушного отопления по сбалансированной схеме естественной вентиляции без применения специальных средств автоматики.

Список использованных источников

1. Бессонный А.Н. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения. Справочник / А.Н. Бессонный, Г.А. Дрейцер, В.Б. Кунтыш. – Спб.: Недра, 1996. – 512с.
2. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов.: М.: Машиностроение, 1989. – 367 с.

УДК 697.921.42

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЭСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО КОЛЛЕКТОРА-СБОРНИКА ДЛЯ ПНЕВОТРАНСПОРТА СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

Маг. Масленкова В.Ю., к.т.н., доц. Королева Т.И.

Полоцкий государственный университет

Постоянно возрастающие требования к культуре производства и санитарно-гигиеническим условиям труда, необходимость уменьшения капитальных затрат и расходов на текущее обслуживание оборудования систем аспирации и пневмотранспорта ставят на повестку дня вопрос о более широком использовании в промышленности систем пневматического перемещения различных сыпучих сред. Опыт предприятий различных отраслей свидетельствует о перспективности применения пневматического транспорта для перемещения пылевидных, зернистых, волокнистых и мелкоштучных материалов.

Целью исследований является определение эффективности пылеулавливания экспериментального коллектора-сборника, используемого в качестве 1-ой ступени очистки в усовершенствованной системе пневмотранспорта, установление режимов его работы при изменении концентрации вредностей в аэрозольной смеси и расхода воздуха при отключении от пневмосети неработающих станков.

Такие системы могут применяться в кожевенном, деревообрабатывающем, целлюлозно-бумажном, пищевом, текстильном и других производствах.

Оперативная количественная оценка эффективности предлагаемого для систем пневмотранспорта в качестве 1-ой ступени очистки коллектора-сборника и оптимизации режимов его работы может быть обеспечена при наличии статистической модели, позволяющей учитывать влияние на функцию отклика, как отдельных факторов так и их взаимосвязей. Для этих целей наиболее приемлемым является применение планируемого эксперимента.

С целью оптимизации режимов работы экспериментального коллектора-сборника и количественной оценки его эффективности было применено центральное композиционное рототабельное униформпланирование второго порядка. Так как рототабельные планы являются наиболее оптимальными и позволяют получить более точное математическое описание поверхности отклика, что достигается благодаря увеличению числа опытов в центре плана и специальному выбору величины «звездного» плеча.