

УДК 536.27

Э.Н.КРИВОБОК, О.Э.ИЛЬЯШ, кандидаты техн. наук,
И.А.ДЕРКАЧ, М.А.КИШИНЕЦ

Полтавский государственный технический университет им.Юрия Кондратюка

ЭНТАЛЬПИЙНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ

Отмечается ограниченность применяемых методов теплового расчета рекуперативных теплоутилизаторов. Предлагается обобщенный метод, обеспечивающий сходимость результатов без внесения корректирующих поправок.

Утилизация теплоты отработанного воздуха в рекуперативных теплообменниках – утилизаторах является наиболее распространенным способом сокращения энергозатрат на подготовку вентиляционного воздуха. Конструктивные расчеты этих теплоутилизаторов обычно проводят с использованием среднелогарифмической разности температур, а поверочные расчеты – с применением соотношения “эффективность – число единиц переноса теплоты” [1, 2]. Оба расчетных метода считаются идентичными и отличаются только трудоемкостью. Однако, как показывают расчеты, сходимость результатов достигается лишь в сухих режимах (при отсутствии конденсации на теплой стороне утилизатора). В конденсационных режимах наблюдается их значительное расхождение. Вводимые поправки [3-5] не устраняют расхождений, что свидетельствует о некорректности расчетных соотношений.

На рисунке приведен фрагмент i - d -диаграммы с процессами обработки воздуха на холодной ϵ_x и теплой ϵ_r стороне утилизатора в конденсационном режиме (а) и схема распределения энтальпий греющего G_r и нагреваемого G_x воздуха при противотоке (б).

Для элемента поверхности dF запишем уравнение теплопередачи (по потокам полной теплоты)

$$dQ = k_i (i_r - i_x) dF \quad (1)$$

и уравнение теплового баланса (при отсутствии внешних потерь)

$$dQ = -G_r di_r = -G_x di_x, \quad (2)$$

где k_i – энтальпийный коэффициент теплопередачи, отнесенный к разности энтальпий греющего и нагреваемого воздуха.

Уравнения (1), (2) по структурному построению соответствуют исходным уравнениям [1, 2], выраженным в температурной форме. Поэтому итоговые решения структурно тоже будут одинаковые. Они имеют вид

$$Q = k_i F \Delta i_{\text{л}}; \quad (3)$$

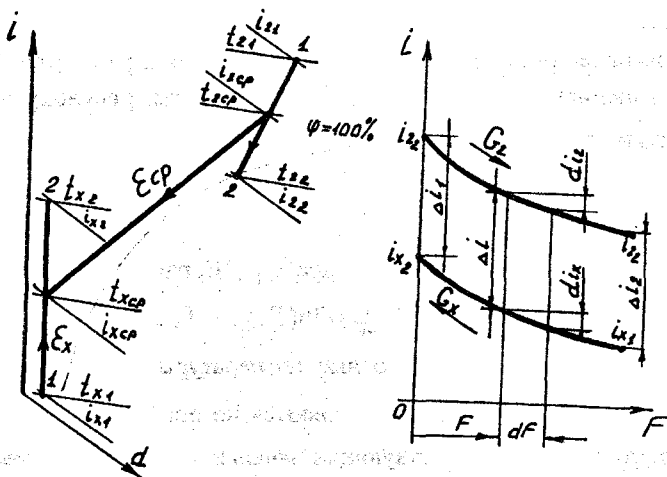
$$E = \frac{1 - \exp[-NTU_i (1 - G_r / G_x)]}{1 - (G_r / G_x) \exp[-NTU_i (1 - G_r / G_x)]}, \quad (4)$$

где $\Delta i_{\text{л}}$ – среднелогарифмический энтальпийный напор, выражаемый через больший $\Delta i_{\text{б}}$ и меньший $\Delta i_{\text{м}}$ энтальпийные напоры на концах теплообменника

$$\Delta i_{\text{л}} = (\Delta i_{\text{б}} - \Delta i_{\text{м}}) / \ln(\Delta i_{\text{б}} / \Delta i_{\text{м}}); \quad (5)$$

$NTU_i = k_i F / G$ – число единиц переноса полной теплоты; E – эффективность теплоутилизатора, определяемая отношением фактически переданного теплового потока к максимально возможному в идеальном противоточном теплообменнике с бесконечной поверхностью теплообмена.

$$E = (i_{\text{r1}} - i_{\text{r2}}) / (i_{\text{r1}} - i_{\text{x1}}) = G_x (i_{\text{x2}} - i_{\text{x1}}) / G_r (i_{\text{r1}} - i_{\text{x1}}). \quad (6)$$



При равенстве расходов воздуха ($G_r = G_x$) формулы упрощаются:

$$\Delta i_{\text{л}} = \Delta i_1 = \Delta i_2; \quad (7)$$

$$E = NTU_i / (1 + NTU_i). \quad (8)$$

Для определения энтальпийного коэффициента теплопередачи воспользуемся очевидным соотношением

$$k_i(i_{г.ср} - i_{х.ср}) = k_t(t_{г.ср} - t_{х.ср}), \quad (9)$$

где температурный коэффициент теплопередачи k_t отнесен к разности средних температур греющего $t_{г.ср}$ и нагреваемого $t_{х.ср}$ воздуха и определяется по общепринятой методике [1-4]. При этом влияние конденсационных эффектов на величину k_t учитывается увеличением коэффициента сухого теплообмена α_Γ^c на теплой стороне утилизатора [6]

$$\alpha_\Gamma = \alpha_\Gamma^c / (1 - \gamma / \varepsilon_\Gamma). \quad (10)$$

Здесь ε_Γ – результирующий луч процессов изменения состояния греющего воздуха, определяемый отношением срабатываемых энтальпий и влагосодержаний

$$\varepsilon_\Gamma = (i_{\Gamma 1} - i_{\Gamma 2}) / (d_{\Gamma 1} - d_{\Gamma 2}); \quad (11)$$

γ – скрытая теплота фазового перехода при средних параметрах процесса ε_Γ .

Поскольку разности температур и энтальпий в равенстве (9) связаны уравнением политропного процесса $\varepsilon_{ср}$ (см. рисунок), окончательно получаем

$$k_i = k_t (1 - \gamma / \varepsilon_{ср}) / c_v, \quad (12)$$

где массовая теплоемкость воздуха c_v и теплота фазового перехода γ принимаются при средней температуре $t_{ср}$, °С, равной [7]

$$T_{ср} = (T_{г.ср} - T_{х.ср}) / \ln(T_{г.ср} - T_{х.ср}). \quad (13)$$

При этом средние абсолютные температуры греющего $T_{г.ср}$ и нагреваемого $T_{х.ср}$ воздуха вычисляются по аналогичной зависимости с подстановкой соответствующих начальных и конечных температур.

Принципиальное отличие предлагаемого метода расчета от известных решений [1-3] состоит прежде всего в том, что энтальпийная форма полученных соотношений автоматически включает особенности теплообмена в конденсационных режимах и не требует предварительного выделения вида режима. Результаты расчетов по формулам (3), (4) имеют полную сходимость без внесения дополнительных поправок. При других схемах движения теплообменивающихся сред

(прямоток, перекрестный ток и т. п.) могут быть использованы известные соотношения "E-NTU" [2] с соответствующей заменой температурных факторов на энтальпийные.

1. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 343 с.
2. Кэйс В.М., Лондон А.А. Компактные теплообменники. – М.: Энергия, 1967. – 223 с.
3. Богословский В.Н., Поз М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1983. – 320 с.
4. Прохоров В.И. Системы кондиционирования воздуха с воздушными холодильными машинами. – М.: Стройиздат, 1980. – 161 с.
5. Ілляш О.Е. Безпаливні каскадно-рекуперативні системи забезпечення тепловолотісного режиму тваринницьких будівель: Дисертація ... канд. техн. наук. – К.: КНУБА, 1999. – 175 с.
6. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.

Получено 12.04.2001

УДК 658.2.264

И.И.КАПЦОВ, д-р техн. наук, С.М.НУБАРЯН, канд. техн. наук,
В.В.ГРАНКИНА

Харьковская государственная академия городского хозяйства

К ПРОБЛЕМЕ СТАБИЛИЗАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

Приводятся результаты исследования стабилизационного режима системы охлаждения Червонодонецкой ДКС (дожимной компрессорной станции).

В настоящее время актуальной является проблема защиты оборудования систем охлаждения от накипи и коррозии. Решить эту задачу можно стабилизационной обработкой воды комплексом и поддержанием водно-химического режима в теплотехнической системе. Однако проблема поддержания режима осложняется в системах, которые долго эксплуатируются, так как на элементах имеются накипь и продукты коррозии. В этих системах для обеспечения стабилизационного режима необходим анализ работы всех элементов и их технического состояния. Такой анализ был проведен на Червонодонецкой ДКС. На станции с 1986г. внедрена технология защиты от накипи и коррозии с использованием комплексона НТФ (нитрилотриметилфосфоновая кислота). Охлаждающая система на ДКС состоит из закрытого ("горячего") и открытого ("холодного") циклов для охлаждения 15 агрегатов типа 10 ГКНА. Упрощенная схема ее приведена на рисунке.

"Горячий" цикл – охлаждающая вода от компрессоров с параметрами 67-70 °С поступает в теплообменник, выходит с температурой