

УДК 697.9

**Бройда В.А.** – кандидат технических наук, доцентE-mail: [broida@mail.ru](mailto:broida@mail.ru)

Казанский государственный архитектурно-строительный университет

## РАСЧЕТ НАГРУЗКИ ТЕПЛООБМЕННИКА ФЭНКОЙЛА С УЧЕТОМ УСТАНОВЛИВАЮЩЕГОСЯ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИИ

### АННОТАЦИЯ

Итерационным способом рассчитывается состояние влажного воздуха в помещении. Учитываются поступления теплоты и влаги, подача приточного воздуха и характеристики теплообменника фэнкойла. Соответственно найденному состоянию воздуха определяется нагрузка теплообменника фэнкойла и характеристики его работы.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** фэнкойл, теплообменник, состояние воздуха.

**Broyda V.A.** – candidate of sciences, assistant professor

Kazan State University of Architecture and Engineering

## LOAD CALCULATION OF FANCOIL'S HEAT EXCHANGER WITH CONSIDERATION OF STEADY AIR CONDITIONS IN THE ROOM

### ABSTRACT

Conditions of the humid inside air are calculated iteratively. The feed of heat and moisture, supply air and characteristics of the fan coil's heat exchanger are considered. According to the previously found air conditions, load of fan coil's heat exchanger and his operation characteristics are determined.

**KEYWORDS:** fan coil, heat exchanger, air conditions.

### Введение

Кондиционирование воздуха в многокомнатных зданиях может осуществляться многозональными системами с вентиляторными кондиционерами-доводчиками – фэнкойлами. В помещения подается минимальный расход обработанного наружного воздуха, обычно определяемый по санитарной норме. Часто состояние приточного воздуха, подаваемого центральной системой кондиционирования, определяется из условия поглощения выделений влаги в помещениях. Такие системы не предназначены для точного поддержания влажности воздуха, они обеспечивают лишь не превышение границы нормативной влажности. Точное поддержание заданных температур в отдельных помещениях осуществляется охлаждением воздуха в теплообменниках фэнкойлов.

При подборе фэнкойлов исходят из их необходимой холодопроизводительности, которая должна покрывать избытки теплоты в помещении. Задаются температурой и относительной влажностью (или температурой по мокрому термометру  $t_M$ ) внутреннего воздуха в пределах оптимальных норм, выбирают типоразмер фэнкойла и уточняют с помощью таблиц, номограмм или коэффициентов пересчета его явную и полную холодопроизводительности, расход холодной воды и другие характеристики.

Имеются компьютерные программы для подбора фэнкойлов, с помощью которых находятся все необходимые характеристики. Но результаты расчета по программе, так же, как и ручного подбора, зависят от состояния воздуха в помещении, которым задаются.

Температурно-влажностные условия в помещении устанавливаются в результате выполнения балансов поступления теплоты и влаги в помещение, подачи воздуха с определенным состоянием и охлаждения и осушения воздуха в теплообменнике фэнкойла. Поэтому равновесное состояние влажного воздуха может отличаться от принятого вначале.

В свою очередь, характеристики работы теплообменника фэнкойла также зависят от состояния воздуха. Задачу, увязывающую устанавливаемое состояние воздуха с характеристиками теплообменника, имеющиеся программы подбора не решают.

Существуют методы расчета теплообменников для процессов охлаждения и осушения воздуха («мокрого» охлаждения), основывающиеся на эмпирических зависимостях для коэффициентов явной и полной теплопередачи [1 и др.]. Другой подход [1, 2 и др.] – это замена процесса «мокрого» охлаждения в теплообменнике на эквивалентный процесс «сухого» охлаждения. Могут дополнительно привлекаться закономерности для числа единиц переноса  $NTU$  и другие зависимости. Обычно разработчики программ подбора фэнкойлов не раскрывают конкретных положений расчета.

Целью данной работы является построение способа расчета, который позволяет находить устанавливаемое равновесное состояние воздуха в помещении и определять характеристики работы теплообменника фэнкойла при этих условиях.

### Основная часть

Для достижения поставленной цели применяются:

- закономерности состояния влажного воздуха (они общеизвестны [3] и здесь не приводятся);
- один из способов для описания теплопередачи в теплообменнике, работающем в режиме охлаждения и осушения воздуха;
- необходимые балансовые уравнения (некоторые из них приводятся ниже).

Балансы помещения по явной и полной теплоте выражаются уравнениями (1–2). Предполагается отдельная подача потока воздуха, подготовленного в центральном кондиционере, и потока воздуха, обработанного в фэнкойле (в фэнкойл воздух забирается из помещения). Считается, что параметры воздуха в объеме помещения одинаковы. Оба эти положения не обязательны, они принимаются для определенности рассматриваемой задачи.

$$\Delta Q_{\text{я}} - G_{\text{п}} \cdot c \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{п}}) - Q_{\text{фя}} = 0, \quad (1)$$

$$\Delta Q_{\text{п}} - G_{\text{п}} \cdot (i_{\text{в}} - i_{\text{п}}) - Q_{\text{фп}} = 0, \quad (2)$$

где  $\Delta Q_{\text{я}}, \Delta Q_{\text{п}}$  – избытки явной и полной теплоты в помещении, кДж/ч;  $Q_{\text{фя}}, Q_{\text{фп}}$  – явная и полная холодопроизводительности теплообменника фэнкойла, кДж/ч;  $G_{\text{п}}$  – расход приточного воздуха, подаваемого в помещение от центрального кондиционера, кг/ч;  $t_{\text{в}}, i_{\text{в}}$  – параметры воздуха в помещении: температура, энтальпия, °С, кДж/кг;  $t_{\text{п}}, i_{\text{п}}$  – параметры приточного воздуха, °С, кДж/кг;  $c = 1,005$  кДж/(кг·К) – удельная теплоемкость воздуха.

В данном решении используется способ, основанный на применении эмпирических зависимостей для коэффициентов явной  $k_{\text{я}}$  и полной  $k_{\text{п}}$  теплопередачи (Вт/(м<sup>2</sup>·К)) [1]

$$k_{\text{я}} = A_1 \cdot (vR)^{m_1} \cdot w^{n_1} \cdot T^{p_1}, \quad (3)$$

$$k_{\text{п}} = A_2 \cdot (vR)^{m_2} \cdot w^{n_2} \cdot T^{p_2}, \quad (4)$$

$$Q_{\text{фя}} = 3,6 \cdot k_{\text{я}} \cdot F \cdot \Delta t_{\text{сл}}, \quad (5)$$

$$Q_{\text{фп}} = 3,6 \cdot k_{\text{п}} \cdot F \cdot \Delta t_{\text{сл}}, \quad (6)$$

где  $(vR), w$  – массовая скорость воздуха в теплообменнике фэнкойла и скорость воды в его трубках, соответственно кг/(м<sup>2</sup>·с), м/с;  $T = (t_{\text{в}} - t_{\text{м}})/(t_{\text{в}} - t_{\text{х1}})$  – температурный параметр;  $A_1, A_2, m_1, m_2, n_1, n_2, p_1, p_2$  – эмпирические константы;  $F$  – площадь теплопередачи теплообменника, м<sup>2</sup>;  $t_{\text{х1}}$  – температура холодной воды, °С;  $\Delta t_{\text{сл}} = (\Delta t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{м}}) / \ln(\Delta t_{\text{в}} / \Delta t_{\text{м}})$  – средняя логарифмическая разность температур воздуха и воды, °С;  $\Delta t_{\text{в}}, \Delta t_{\text{м}}$  – наибольшая и наименьшая разности температур воздуха и воды на входе и выходе теплообменника фэнкойла, °С.

Параметры воздуха (температура и энтальпия) после обработки в теплообменнике фэнкойла:

$$t_{\text{ф}} = t_{\text{в}} - Q_{\text{фя}} / (c \cdot G_{\text{в}}), \quad (7)$$

$$i_{\text{ф}} = i_{\text{в}} - Q_{\text{фп}} / G_{\text{в}}, \quad (8)$$

Температура обратной отепленной воды

$$t_{\text{х2}} = t_{\text{х1}} + Q_{\text{фп}} / c_{\text{в}} \cdot G_{\text{в}}, \quad (9)$$

где  $G_{\text{в}}, G_{\text{в}}$  – расход воздуха, расход холодной воды, проходящих через теплообменник фэнкойла, кг/ч;  $c_{\text{в}} = 4,187$  кДж/(кг·К) – теплоемкость воды.

Решение задачи находится итерационным способом. Задаются: состояние наружного и внутреннего воздуха, расход приточного воздуха, избытки явной (полной) теплоты и выделения влаги в помещении. Предварительно определяется состояние приточного воздуха, поступающего от воздухоохладителя центрального кондиционера, достаточное для удаления влаговыведений, оцениваются необходимые температуры холодной воды [4, 5].

Путь решения следующий:

– находятся избытки явной теплоты, с учетом подачи охлажденного приточного воздуха, выбирается фэнкойл с теплообменником, который обеспечивает достаточную явную холодопроизводительность;

– определяются параметры воздуха после обработки в теплообменнике, температура уходящей отепленной воды;

– уточняется состояние воздуха в помещении, установившееся в результате применения выбранного теплообменника – этим завершается первый шаг итерации;

– при уточненных условиях находятся новые характеристики работы теплообменника (коэффициенты теплопередачи, средняя логарифмическая разность температур, холодопроизводительности по явной и полной теплоте, температура уходящей отепленной воды);

– итерационный процесс повторяется до требуемой сходимости результатов. Обычно достаточно до нескольких десятков итерационных шагов. В некоторых случаях, когда первоначальные приближения далеки от устанавливающегося равновесного состояния, может потребоваться большее число итераций. Начиная со 2 шага, ручные вычисления и трудоемки, и неточны, поэтому используется компьютерная программа, которая разработана для описанной модели расчета.

### Пример

Исходные данные. Наружный воздух: температура  $t_H=30,0$  °С, энтальпия  $i_H=65,0$  кДж/кг. Внутренний воздух: температура  $t_B=25,0$  °С, относительная влажность  $j_B=60$  % ( $d_B=11,98$  г/кг,  $i_B=55,6$  кДж/кг,  $t_M=19,4$  °С). Избытки явной теплоты  $\Delta Q_{Я}=4000$  Вт (14400 кДж/ч), выделения влаги  $W=900$  г/ч (0,9 кг/ч), избытки полной теплоты  $\Delta Q_{П} = \Delta Q_{Я} + W \cdot r = 14400 + 0,9 \cdot 2500 = 16650$  кДж/ч (4625 Вт), где  $r=2500$  кДж/кг – скрытая теплота парообразования. Расход наружного воздуха, подаваемого центральным кондиционером  $G_{П}=580$  кг/ч, его влагосодержание, необходимое для ассимиляции влаги  $d_{П} = d_B - W / G_{П} = 12,98 - 900/580 = 10,4$  г/кг. Температура приточного воздуха определяется по методикам [4, 5]  $t_{П}=16,77$  °С ( $i_{П}=43,23$  кДж/кг). Температуры холодной воды и отепленной воды, достаточные для охлаждения и осушения [4, 5]  $t_{Х1}=9$  °С,  $t_{Х2}=14$  °С.

### Решение

1. Требуемая явная холодопроизводительность теплообменника фэнкойла равна избыткам явной теплоты с учетом подачи охлажденного приточного воздуха

$$Q_{\phi Я} = \Delta Q_{Я} - G_{П} \cdot c \cdot (t_B - t_{П}) = 14400 - 580 \cdot 1,005 \cdot (25 - 16,8) = 9603 \text{ кДж/ч} = 2667 \text{ Вт.}$$

Такой холодопроизводительности отвечает теплообменник с площадью поверхности теплопередачи  $F=18,38$  м<sup>2</sup>, площадью сечения для прохода воздуха  $F_B=0,08425$  м<sup>2</sup>, площадью сечения трубок для прохода воды  $F_W=0,0002688$  м<sup>2</sup>. При массовой скорости воздуха  $v_r=3,5$  кг/(м<sup>2</sup>·с) и скорости воды в трубках  $w=0,8$  м/с, температурном факторе  $T=(25-19,4)/(25-9)=0,35$ , коэффициенты теплопередачи (значения эмпирических констант приведены в [1]) составляют:

$$k_{Я} = 11,05 \cdot (3,5)^{0,56} \cdot 0,8^{0,2} \cdot 0,35^{0,25} = 16,40 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))},$$

$$k_{П} = 10,25 \cdot (3,5)^{0,29} \cdot 0,8^{0,22} \cdot 0,35^{-0,6} = 27,68 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}$$

Предварительно принимается температура воздуха на выходе из теплообменника  $t_{\phi} = 16$  °С, вычисляются:  $\Delta t_B = 25 - 14 = 11$  °С и  $\Delta t_M = 16 - 9 = 7$  °С,  $\Delta t_{СЛ} = (11 - 7) / \ln(11/7) = 8,85$  °С.

Холодопроизводительности теплообменника составляют: явная  $Q_{\phi Я} = 16,4 \cdot 18,38 \cdot 8,85 = 2667$  Вт = 9603 кДж/ч, полная  $Q_{\phi П} = 27,68 \cdot 18,38 \cdot 8,85 = 4502$  Вт = 16209 кДж/ч.

Расход воздуха через теплообменник  $G_B = 3600 \cdot v_r \cdot F_B = 3600 \cdot 3,5 \cdot 0,08425 = 1061,5$  кг/ч,

расход холодной воды  $G_W = 3600 \cdot r_w \cdot w \cdot F_W = 3600 \cdot 1000 \cdot 0,8 \cdot 0,0002688 = 774$  кг/ч.

2. Состояние воздуха на выходе из теплообменника определяется по формулам (7, 8):

$$t_\phi = 25 - 9603 / (1,005 \cdot 1061,5) = 16,0 \text{ }^\circ\text{C}, \quad i_\phi = 55,6 - 16209 / 1061,5 = 40,3 \text{ кДж/кг},$$

его влагосодержание  $d_\phi = 9,57$  г/кг.

В теплообменнике происходит охлаждение и осушение воздуха. В помещении устанавливаются иные параметры воздуха, которые можно определить, решая совместно (2 и 7):

$$t_B = \frac{\Delta Q_{\text{Я}} + c \cdot (G_{\text{П}} \cdot t_{\text{П}} + G_B \cdot t_\phi)}{c \cdot (G_{\text{П}} + G_B)} = \frac{14400 + 1,005 \cdot (580 \cdot 16,77 + 1061,5 \cdot 16)}{c \cdot (580 + 1061,5)} = 25,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

и аналогично решая (1 и 8):

$$i_B = \frac{\Delta Q_{\text{П}} + G_{\text{П}} \cdot i_{\text{П}} + G_B \cdot i_\phi}{G_{\text{П}} + G_B} = \frac{16650 + 580 \cdot 43,2 + 1061,5 \cdot 40,3}{580 + 1061,5} = 51,5 \text{ кДж/кг},$$

чему отвечает влагосодержание воздуха в помещении  $d_B = 10,4$  г/кг. Соответственно несколько изменяются условия теплопередачи в теплообменнике ( $t_M, T, k_{\text{П}}, k_{\text{Я}}, \Delta t_{\text{СЛ}}$ ).

3. С помощью компьютерной программы реализуется итерационный процесс. Равновесное устанавливаемое состояние воздуха в помещении:  $t_B = 24,4$  °C,  $j_B = 50,6$  %,  $d_B = 9,77$  г/кг,  $i_B = 49,42$  кДж/кг,  $t_M = 17,2$  °C – заметно отличается от принятого вначале. Состояние воздуха после теплообменника фэнкойла:  $t_\phi = 15,13$  °C,  $d_\phi = 8,67$  г/кг,  $i_\phi = 37,12$  кДж/кг – также изменилось. При этом меняются промежуточные расчетные величины, такие как: перепады температур, коэффициенты теплопередачи, холодопроизводительности, температура отепленной воды. Окончательные значения холодопроизводительностей:  $Q_{\text{ФЯ}} = 2757$  Вт,  $Q_{\text{ФП}} = 3627$  Вт. Температура отепленной воды  $t_{\text{Х2}} = 13,03$  °C, в теплообменнике также происходит процесс охлаждения и осушения воздуха.

4. Выше рассмотрено нерегулируемое охлаждение воздуха в фэнкойле. Выбранный теплообменник соответствовал первоначально принятым условиям, но при уточненных условиях его холодопроизводительность оказалась немного выше требуемой и в помещении устанавливается температура ниже заданной. Поддержание заданной температуры воздуха в помещении может осуществляться регулированием, например двухпозиционным регулированием подачи холодной воды с помощью трехходового клапана. При таком регулировании расходы воздуха и воды через теплообменник не изменяются, но теплообменник работает только часть времени.

Расчет регулируемого процесса для тех же исходных условий дает следующие результаты. Состояние воздуха в помещении:  $t_B = 25,0$  °C,  $j_B = 49,5$  %,  $d_B = 9,85$  г/кг,  $i_B = 50,2$  кДж/кг,  $t_M = 17,46$  °C. Состояние воздуха после теплообменника в периоды его работы:  $t_\phi = 15,35$  °C,  $d_\phi = 8,72$  г/кг,  $i_\phi = 37,47$  кДж/кг. Холодопроизводительности теплообменника в периоды работы:  $Q_{\text{ФЯ}} = 2859$  Вт,  $Q_{\text{ФП}} = 3753$  Вт; средние по времени –  $Q_{\text{ФЯ}} = 2667$  Вт,  $Q_{\text{ФП}} = 3501$  Вт; температура отепленной воды  $t_{\text{Х2}} = 13,17$  °C. Изображения рассмотренных процессов показаны на рис. 1.

5. Типоразмерные ряды фэнкойлов ограничены, поэтому обычно невозможно подобрать фэнкойл, точно соответствующий требуемой холодопроизводительности, и выбирается немного более мощный аппарат.

По условиям предыдущего примера выбран фэнкойл с более производительным теплообменником: поверхность теплопередачи  $F = 21,14$  м<sup>2</sup>, площадь сечения для прохода воздуха  $F_B = 0,09686$  м<sup>2</sup>, площадь сечения трубок  $F_W = 0,000309$  м<sup>2</sup>. При тех же скоростях воздушного и водяного потоков расходы воздуха и воды составят:  $G_B = 1220,8$  кг/ч,  $G_W = 890,4$  кг/ч. При тех же температурных условиях его начальная явная холодопроизводительность на 15 % выше требуемой. На рис. 2 показаны процессы, проходящие в таком теплообменнике.

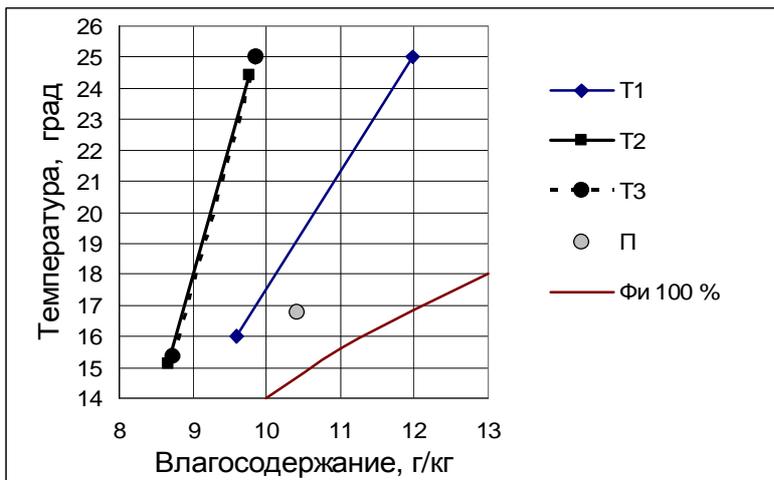


Рис. 1. Процессы охлаждения и осушения воздуха в теплообменнике фэнкойла

Точками показаны начальные и конечные состояния воздуха: T1 – нерегулируемый процесс в начальной фазе расчета, T2 – нерегулируемый процесс в конечной фазе расчета, T3 – процесс при регулировании в конечной фазе расчета; П – состояние приточного воздуха

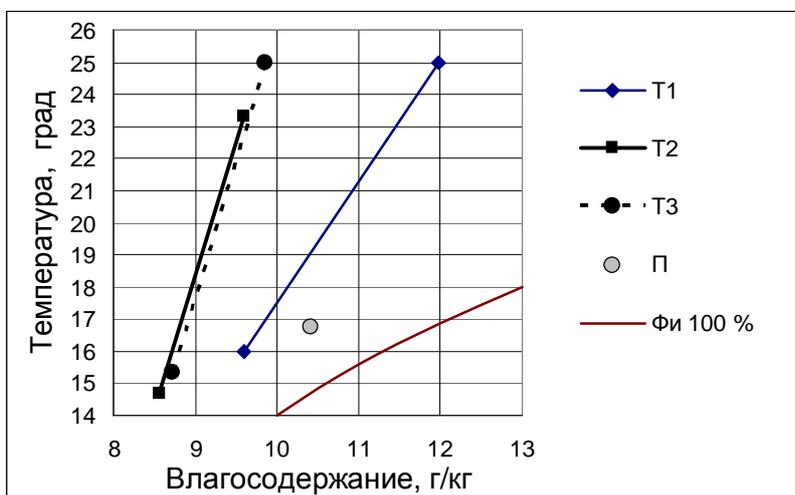


Рис. 2. Процессы охлаждения и осушения воздуха в теплообменнике фэнкойла большей производительности

Точками показаны начальные и конечные состояния воздуха: T1 – нерегулируемый процесс в начальной фазе расчета, T2 – нерегулируемый процесс в конечной фазе расчета, T3 – процесс при регулировании в конечной фазе расчета; П – состояние приточного воздуха

Начальные расчетные состояния воздуха на входе и выходе теплообменника совпадают с рассмотренными ранее. В режиме без регулирования при работе такого теплообменника устанавливаются заметно более низкая температура в помещении ( $t_B = 23,3$  °С) с несколько меньшим влажностью ( $d_B = 9,60$  г/кг), его холодопроизводительности:  $Q_{ФЯ} = 2939$  Вт,  $Q_{ФП} = 3881$  Вт. В режиме регулирования параметры работы близки к параметрам менее мощного аппарата.

Таким образом, в результате итерационного расчета определяются: состояние воздуха в помещении, состояние воздуха, обработанного в теплообменнике фэнкойла, явная и полная холодопроизводительности теплообменника и другие характеристики его работы в режимах без регулирования и в режимах поддержания заданной температуры.

### Заключение

Предложен итерационный способ расчета состояния влажного воздуха в помещении, который учитывает избытки теплоты и влаги, состояние подаваемого приточного воздуха, характеристики теплообменника фэнкойла. Способ может базироваться на имеющихся методах расчета таких теплообменников и предполагает компьютерную реализацию. В результате определяется нагрузка и характеристики работы теплообменника, соответствующие устанавливаемому состоянию воздуха в помещении. Предложенный способ позволяет точнее определять расчетное состояние воздуха в помещении и затраты холода и энергии на работу системы кондиционирования воздуха.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1982. – 312 с.
2. Бялый Б.И. Тепломассообменное оборудование воздухообрабатывающих установок ООО «Вега». – М.: ООО «Инфорт», 2005. – 278 с.
3. Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. Учебник для вузов. – М.: Стройиздат, 1985. – 367 с.
4. Белова Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. – М.: Евроклимат, 2006. – 398 с.
5. Бройда В.А. Системы кондиционирования воздуха, использующие чиллеры и фэнкойлы: Учебн. пособие. – Казань: КГАСУ, 2009. – 211 с.