

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В КОНЦЕВОМ ТРУБЧАТОМ ОХЛАДИТЕЛЕ СЖАТОГО ВОЗДУХА ОСВ-15

Г.А. Змиевской

(представил д.т.н., проф. Е.Г. Братута)

Дается сравнение результатов численной реализации математической модели процесса охлаждения сжатого воздуха с результатами экспериментального исследования эффективности работы аппарата ОСВ-15.

В последнее время в качестве концевых охладителей систем подготовки сжатого воздуха начинают широко применяться трубчатые охладители типа ОСВ, в которых охлаждающей средой является окружающий воздух. Охладитель сжатого воздуха производства НПП «ЭНСИ» представляет собой многорядный по ходу движения наружного воздуха трубчатый теплообменник, теплообменные элементы которого выполнены по типу «труба в трубе». Конструктивная схема такого аппарата с двумя ходами по охлаждающему потоку воздуха представлена на рис.1. Перемещение охлаждающего потока воздуха в рассматриваемой конструкции осуществляется с помощью осевого вентилятора.

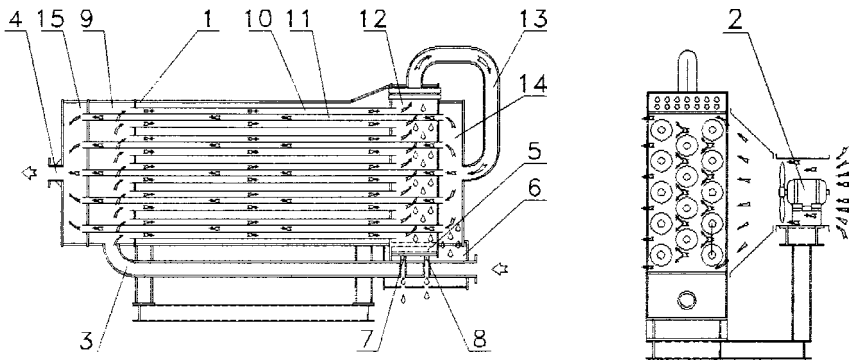


Рис.1. Конструктивная схема осушителя сжатого воздуха типа ОСВ

1 - радиатор (трехпоточный теплообменник); 2 - вентилятор; 3 - трубопровод входа влажного воздуха; 4 - выход сухого воздуха; 5 - конденсатоотводчик; 6 - обогревательный кожух; 7 - рама вентилятора; 8 - вентиль ручного слива конденсата; 9 - коллектор влажного воздуха; 10 - наружная труба; 11 - внутренняя труба; 12 - коллектор - влагоотделитель; 13 - коагулятор; 14 - коллектор сухого воздуха; 15 - выходной коллектор

Определение теплотехнических характеристик агрегата ОСВ-15 было

проведено с использованием системы уравнений, описывающей процессы переноса теплоты и массы в трёхпоточной конструкции теплообменного элемента, расчётная схема которого приведена на рис.2. Исходная система уравнений, полученная в одномерной постановке с учётом упрощающих допущений, приведенных в [1], для случая полного смачивания конденсатом обеих поверхностей f_1 и f_2 кольцевого зазора имеет вид:

$$\frac{dT_1}{dX} = -\frac{1}{C_p g_B} (\alpha_{c.B.1}(T_1 - T_{CT1})f_1 + \alpha_{c.B.2}(T_1 - T_{CT2})f_2); \quad (1)$$

$$\frac{dd_1}{dX} = -\frac{1}{g_B} (\beta_{c.B.1}(d_1 - d(T_{CT1}))f_1 + \beta_{c.B.2}(d_1 - d(T_{c.T.2}))f_2); \quad (2)$$

$$\frac{dT_2}{dX} = -\frac{1}{C_p g_B} \alpha_{c.B.3}(T_{CT2} - T_2)f_3; \quad (3)$$

$$(1 - \exp(-\frac{\alpha_4 f_4 L}{C_p G_B}))(T_{CT1} - T_{BH}) = \frac{\alpha_{c.B.1} f_1 L}{C_p G_B} (T_1 - T_{CT1}) + \frac{r}{C_p} (d_1 - d(T_{CT1})); \quad (4)$$

$$\alpha_{c.B.3}(T_{CT2} - T_2)f_3 = (\alpha_{c.B.2}(T_1 - T_{CT2}) + r\beta_{CT2}(d_1 - d(T_{CT2}))f_2); \quad (5)$$

$$d_{CT1} = \frac{622}{P_{10} \frac{156+8,12T_{CT1}}{236+T_{CT1}} - 1}; \quad (6)$$

$$d_{CT2} = \frac{622}{P_{10} \frac{156+8,12T_{CT2}}{236+T_{CT2}} - 1}; \quad (7)$$

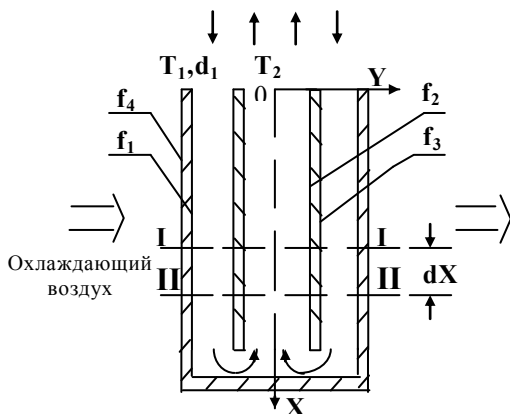


Рис 2. Расчётная схема теплообменного элемента

$$T_{BK} = T_{BH} + (1 - \exp(-\frac{\alpha_4 f_4 L}{C_p G_d}))(T_{CT1} - T_{BH}) \quad (8)$$

Аналогичные системы уравнений могут быть записаны и для иных сочетаний сухих и смоченных поверхностей f_1 и f_2 .

Для решения системы уравнений (1) - (8) задаются крайние условия:

$$X=0: \quad T_1(0) = T_0; \quad (9)$$

$$X=0: \quad d_1(0) = d_0; \quad (10)$$

$$X=L: \quad T_1(L) = T_2(L); \quad (11)$$

$$T_{BH} = T^*. \quad (12)$$

Уравнение (12) показывает, что на входе охлаждающего воздуха в теплообменник его температура одинакова по всему фронтальному сечению.

Для двухходовых по охлаждающему воздуху конструкций, к числу которых относится охладитель ОСВ-15, граничные условия на концах трубок должны быть дополнены граничными условиями на половинной длине трубок. Они сводятся к равенству искомым параметров по T_1 , T_2 и d_1 на половинной длине для первой и второй половин трубок.

По охлаждающему потоку в этом случае во фронтальном сечении перед первым рядом трубок на верхней половине их длины имеем:

$$X=0 \div L/2; \quad T_{\text{вн}} = T^* . \quad (13)$$

После поворота потока во фронтальном сечении перед первым рядом трубок нижней половины теплообменника имеем:

$$X=L/2 \div L; \quad T_{\text{вн}} = T_{\text{ср}} . \quad (14)$$

Информация о величинах коэффициентов теплоотдачи со стороны сжатого воздуха при движении в кольцевых каналах и трубах, а также величинах коэффициентов теплоотдачи со стороны охлаждающего воздуха к наружной поверхности трубок была получена из [2 - 4].

При течении вторичного потока в трубах принимались следующие уравнения. В случае ламинарного режима течения число $Re < 2300$ коэффициент теплоотдачи равен

$$\alpha_{\text{с.в.}} = 1,55 \frac{\lambda}{d} \left(Pe \frac{d}{l} \right)^{0,333} \left(\frac{\mu_{\text{ст}}}{\mu_{\text{с.в.}}} \right)^{-0,14} . \quad (15)$$

Для переходного режима течения при $2300 < Re < 10000$

$$\alpha_{\text{с.в.}} = 0,023 \frac{\lambda}{d} (Re^{0,8} - 230)(1,8 Pr^{0,3} - 0,8)(Pr_w / Pr_{\text{ст}})^{0,25} . \quad (16)$$

Для турбулентного режима течения, когда число $Re > 10000$

$$\alpha_{\text{с.в.}} = 0,021 \frac{\lambda}{d} Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_w / Pr_{\text{ст}})^{0,25} . \quad (17)$$

При движении газа в кольцевых каналах воспользуемся рекомендациями, приведенными в [3], и в качестве расчётной зависимости (имея в виду, что в кольцевых каналах охладителей ОСВ при существующих уровнях расхода сжатого воздуха, как правило, имеет место переходной режим течения) используем формулу

$$\alpha = 0,021 \frac{\lambda}{d} (Re^{0,8} - 230)(1,8 Pr^{0,3} - 0,8) \frac{0,86(d_1/d_0)^{0,84} + (1 - 0,14)(d_1/d_0)^{0,6}}{1 + (d_1/d_0)} . \quad (18)$$

Величины коэффициентов массообмена могут быть определены из

соотношения Льюиса $\beta_{c,B} = \alpha_{c,B}/C_p$.

При определении коэффициентов теплоотдачи со стороны охлаждающего воздуха (учитывая, что трубки охладителей сжатого воздуха типа ОСВ образуют гладкотрубный пучок с шахматной компоновкой, поперечно обдуваемый охлаждающим потоком воздуха) использовалась зависимость [4]:

$$Nu = \frac{\alpha_4 d}{\lambda_B} = 0,41 Re^{0,6} Pr^{0,33} (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25} \varepsilon_i \varepsilon_s, \quad (19)$$

Поправочный коэффициент ε_s учитывает влияние относительных шагов и для шахматной компоновки: при $S_1/S_2 < 2$ $\varepsilon_s = (S_1/S_2)^{0,167}$. Поправочный множитель ε_i учитывает изменение теплоотдачи в начальных рядах труб по ходу движения воздуха. При шахматной компоновке для первого ряда он равен 0,6, для второго – 0,7, а для всех последующих рядов указанный коэффициент равен 1.

Теплофизические характеристики охлаждающего и сжатого воздуха определялись по [6].

В самом общем случае полученная система уравнений (1) - (8) с граничными условиями (9) - (14) содержит восемь уравнений, из которых три – дифференциальные уравнения первого порядка, а пять – нелинейные алгебраические уравнения, относительно входящих в них переменных. Для решения этой системы уравнений примем следующую численную схему. Используя модифицированный метод Эйлера, дифференциальные уравнения (1), (2) и (3) могут быть заменены их разностными аналогами, обеспечивающими погрешность порядка $(h)^3$ [5]. В этом случае обобщённые расчётные формулы имеют вид:

$$T_{1,i+1} = T_{1,i} - \frac{h}{2C_p g_B} (\alpha_1 f_1 (T_{1,i} - T_{ст,i} + T_{1,i+1} - T_{ст1,i+1}) + \alpha_2 f_2 (T_{1,i} - T_{ст2,i} + T_{1,i+1} - T_{ст2,i+1})); \quad (20)$$

$$d_{1,i+1} = d_{1,i} - \frac{h}{2C_p g_B} (\alpha_1 f_1 (d_{1,i} - d_{ст,i} + d_{1,i+1} - d_{ст1,i+1}) + \alpha_2 f_2 (d_{1,i} - d_{ст2,i} + d_{1,i+1} - d_{ст2,i+1})); \quad (21)$$

$$T_{2,i} = T_{2,i+1} + \frac{\alpha_3 f_3 h}{2C_p g_B} (T_{ст2,i} - T_{2,i} + T_{ст2,i+1} - T_{2,i+1}). \quad (22)$$

Значения величин $T_{ст1}$ и $T_{ст2}$ для каждого i -го элемента определялись из соответствующих нелинейных уравнений методом простой итерации:

$$T_{ст1} = T_{ст1,c} + \frac{r}{C_p} \frac{\alpha_1 f_1 L}{c_B G_B E + \alpha_1 f_1 L} (d_1 - d_{ст1}); \quad (23)$$

$$T_{ct2} = T_{ct2,c} + \frac{r}{C_p} \frac{\alpha_2 f_2}{\alpha f_2 + \alpha_3 f_3} (d_1 - d_{ct2}). \quad (24)$$

где

$$T_{ct1,c} = \frac{T_B c_B G_B E + T_1 \alpha_1 f_1 L}{c_B G_B E + \alpha_1 f_1 L}; \quad (25)$$

$$T_{ct2,c} = \frac{T_2 \alpha_3 f_3 + T_1 \alpha_2 f_2}{\alpha_3 f_3 + \alpha_2 f_2}; \quad (26)$$

$$E = 1 - \exp\left(-\frac{\alpha_4 f_4 L}{c_B G_B}\right). \quad (27)$$

В ходе расчётов на каждом элементе длины проводилось сравнение температуры точки росы воздуха и температуры стенок и в зависимости от результатов этого сравнения выбиралась система уравнений, соответствующая тепловым процессам, протекающим на этом элементарном участке. Температура охлаждающего воздуха после каждого ряда труб определялась по формуле

$$T_{B,j+1} = T_{B,j} + E_{тр} (T_{ct1} - T_{B,j}), \quad j = 1, 2, \quad (28)$$

где $E_{тр}$ – коэффициент температурной эффективности трубки по охлаждаемому воздуху.

Температура охлаждающего воздуха после каждого j - го ряда является исходной для расчёта температур $(j+1)$ - го ряда. Для двухходового по воздуху теплообменника средняя температура воздуха после поворота и на выходе из теплообменника определялись по методу Симпсона.

Конечные параметры сжатого воздуха вычислялись как среднеарифметические по всем рядам труб:

$$T_{1,ср} = \frac{1}{N_p} \sum_{j=1}^{N_p} T_{1j}; \quad d_{1,ср} = \frac{1}{N_p} \sum_{j=1}^{N_p} d_{1j}; \quad T_{2,ср} = \frac{1}{N_p} \sum_{j=1}^{N_p} T_{2j}.$$

Количество точек по длине трубы, необходимое для достижения приемлемой точности, определялось посредством численного эксперимента. Были проведены контрольные расчёты с 20, 40 и 160 точками по длине трубки. В результате расчётов оказалось, что как конечные, так и промежуточные результаты совпадали с точностью до четвёртой значащей цифры. Поэтому для проведения расчётных исследований была принята численная схема с 20 точками. При этом рассогласование балансных соотношений по сжатому и охлаждаемому воздуху не превосходило 0,1 %.

Для апробации предлагаемого метода определения теплотехниче-

ских характеристик охладителя ОСВ-15 было проведено сравнение расчётных и опытных значений коэффициентов эффективности осушки сжатого воздуха, полученных при испытании опытного охладителя ОСВ-15, сконструированного по схеме, представленной на рис.1. Расход сжатого воздуха составлял 10 м³/мин и расход охлаждающего воздуха 10000 м³/ч. Указанный охладитель был смонтирован на буровой установке К 478 УБР-1. Теплообменник этого охладителя имел следующие конструктивные характеристики:

- кол - во теплопередающих элементов в одном фронтальном ряду – 17;
- общее количество теплопередающих элементов – 85;
- число рядов трубок по ходу движения охлаждающего воздуха – 5;
- диаметры наружной трубки – 33,5/27,1 (мм);
- диаметры внутренней трубки – 20,0/16,0 (мм);
- активная длина трубок – 1,8 м;
- поперечный шаг расположения трубок в трубном – 50,0 мм;
- продольный шаг расположения трубок в трубном пучке – 40,0 мм;
- компоновка трубного пучка – шахматная.

В качестве обобщенной характеристики при сравнении расчетных и экспериментальных результатов использовался коэффициент осушки воздуха

$$E_d = \frac{d_{вн} - d_{вк}}{d_{вн} - d(t_{вн})}, \quad (29)$$

где $d_{вн}$, $d_{вк}$ – соответственно абсолютные влагосодержания сжатого воздуха на входе в осушитель и на выходе из кольцевого канала, г/кг; $d(t_{вн})$ – абсолютное влагосодержание сжатого воздуха при начальной температуре наружного воздуха, г/кг.

Сравнение результатов восьми экспериментальных и расчетных данных (табл. 1) показывает их достаточно хорошее согласование.

Таблица 1

Сравнение расчётных и экспериментальных данных для охладителя ОСВ–15

Исходные данные							Конечные параметры					
Сжатый воздух				Охлаждающий воздух								
P кг/см ²	V _{с.в.} м ³ /мин	t _{вх} °C	d _{вх} г/кг	T _{атм} °C	φ %	d(T _{атм}) г/кг	T _{хол}		d _{вых}		E _d	
							расчёт	экс-т	расчёт	экс-т	расчёт	экс-т
7,5	10	42,1	7,02	18	82	1,747	24,43	28	2,75	3,206	0,81	0,72
6,5	10	53,6	10,6	16	90	1,776	26,1	26,0	3,57	3,29	0,80	0,83
7,0	10	57,3	10,1	18	76	1,873	28,3	28,8	3,68	3,6	0,78	0,79
8,0	10	61,4	10,1	18	76	1,638	29,2	28,8	3,44	3,148	0,78	0,82
6,0	10	54,2	10,1	18	76	2,186	27,5	28,8	4,031	4,204	0,77	0,75
7,0	10	55,2	10,1	18	76	1,873	28,0	28,8	3,636	3,6	0,79	0,79
8,0	10	62,3	10,1	18	76	1,638	29,38	28,8	3,464	3,15	0,78	0,82

7,0	10	56,5	9,9	18,8	72	1,969	28,63	29,5	3,736	3,75	0,78	0,78
-----	----	------	-----	------	----	-------	-------	------	-------	------	------	------

Установленная адекватность математической модели является основанием для ее использования при проведении численных экспериментов при анализе влияния различных конструктивных мероприятий, направленных на повышение тепловой эффективности охладителей с целью поиска путей совершенствования аппаратов этого типа.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

T^* – температура воздуха перед первым рядом трубок; T_1 и T_2 – температуры сжатого воздуха, двигающегося в кольцевом зазоре и внутренней трубке; d_1 – текущее значение влагосодержания сжатого воздуха, двигающегося по кольцевому зазору; $T_{вн}$ и $T_{вк}$ – температуры воздуха перед i -м рядом трубок и за ним; $T_{ст1}$ и $T_{ст2}$ – температуры стенок поверхностей f_1 и f_2 (рис.2); G_v – массовый расход охлаждающего воздуха, приходящийся на одну трубку; g_v – массовый расход сжатого воздуха, протекающий через одну трубку; $\alpha_{св.1}$, $\alpha_{св.2}$, $\alpha_{св.3}$ – коэффициенты теплоотдачи со стороны сжатого воздуха на поверхностях f_1 , f_2 и f_3 ; α_4 – коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающего воздуха на поверхности f_4 ; $\beta_{св.1}$, $\beta_{св.2}$ – коэффициенты массоотдачи со стороны сжатого воздуха на поверхностях f_1 и f_2 ; f_1 , f_2 , f_3 и f_4 – величины внутренней и внешней поверхностей одного погонного метра трубок; Re , Pr , Pe – критерии Рейнольдса, Прандтля и Пекле; d – диаметр трубки; μ – динамическая вязкость.

ЛИТЕРАТУРА

1. Змиевской Г.А. Математическая модель процесса кондиционирования сжатого воздуха в концевых трубчатых охладителях // Интегровані технології та енергозбереження. – 2001. – №1. – С. 23 - 25.
2. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалёв С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках: Учебное пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 472 с.
3. Справочник по теплообменникам, т.1. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.
4. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981. – 417 с.
5. Кунц К.С. Численный анализ. – К.: Техніка, 1964. – 389 с.

Поступила в редколлегию 29.01.2001

