

ТЕПЛОМАССОБМЕН В КОНТАКТНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯХ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Замьцкий О.В., канд. техн. наук, доцент,
Криворожский технический университет

Получены зависимости для расчета теплообмена в контактных воздухоохладителях турбокомпрессора.

Dependences for calculation heat and mass transfer in contact air coolers turbocompressor are received.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Существенным резервом повышения эффективности производства сжатого воздуха является применение в системе охлаждения турбокомпрессоров контактных воздухоохладителей [1]. Здесь, в отличие от применяемых в настоящее время воздухоохладителей поверхностного типа, не происходит ухудшение эффективности охлаждения воздуха из-за загрязнения теплообменных поверхностей, так как теплообмен протекает при непосредственном контакте сред.

Анализ исследований и публикаций. В результате анализа существующих конструкций контактных аппаратов установлено, что наиболее приемлемым вариантом для применения в качестве воздухоохладителей турбокомпрессора является система, состоящая из смесительного устройства типа труба Вентури и центробежного сепаратора-каплеуловителя. Такой контактный аппарат сочетает достаточно высокую эффективность теплообмена с относительно небольшим гидравлическим сопротивлением. Но, к сожалению, в настоящее время, отсутствуют методики расчета таких воздухоохладителей.

Постановка задачи. Данные исследования проведены с целью получения зависимостей и методик расчета контактных воздухоохладителей турбокомпрессоров.

Изложение материала и результаты. В качестве исходной модели, для описанного выше контактного воздухоохладителя, принята физическая модель контактного теплообмена, предложенная Е. А. Андреевым в работе [2]. Особенностью данной модели является наличие двух пограничных слоев (насыщенного и ненасыщенного газа), существенно различающихся своими свойствами. В пер-

вом из них происходит изменение энтальпии газа, во втором – изменение абсолютного влагосодержания газа при постоянной энтальпии. Другой особенностью является наличие локального потока газа циркулирующего через пограничный слой. Принимаем, также, что тепломассообменные процессы в системе труба Вентури – центробежный сепаратор протекают от момента распыления жидкости в горловине смесителя, до полного разделения смеси в сепараторе.

Тогда, задача тепломассообмена в контактном воздухоохладителе может быть решена с помощью двух уравнений – уравнения интенсивности тепломассообмена и уравнения относительной интенсивности тепломассообмена, т. е.

$$\left. \begin{aligned} Km &= f(Re_k, Bm_1, LD) \\ \Delta_t &= \Delta_d \end{aligned} \right\},$$

где Km – коэффициент интенсивности тепломассообмена; Re_k – комбинированное число Рейнольдса – Фруда; Bm_1 – число подобия тепловых эквивалентов; Δ_t – коэффициент интенсивности теплообмена; LD – параметрическое число подобия; Δ_d – коэффициент интенсивности массообмена.

Критериальное уравнение интенсивности тепломассообмена может быть записано в виде степенной функции:

$$Km = A Re_k^{x_2} Bm_1^{x_3} LD^{x_4}. \quad (1)$$

На основе приведенных выше зависимостей разработаны методики расчета тепломассообмена в контактном воздухоохладителе турбокомпрессора.

С целью определения показателей степеней критериального уравнения интенсивности тепломассообмена и проверки адекватности, приведенных выше, теоретических зависимостей, для начальных условий характерных при промежуточном и конечном охлаждении сжатого воздуха в турбокомпрессорах проведены лабораторные исследования.

Сжатый воздух из компрессора подается в воздухонагреватель 1, где доводится до необходимой температуры. Далее поступает в смесительное устройство, включающее трубу Вентури 2 и дистанционные трубы 3, где происходит смешивание с холодной водой подаваемой из бака 11 и ее дробление, далее воздушно-водяная смесь поступает в коленный сепаратор-каплеуловитель 4. Труба Вентури 2 выполнена в виде вставки из текстолита, с диаметром горловины d_2 . Все остальные элементы смесительного устройства и сепаратора из-

готовлены из полиэтилена высокого давления. Такая конструкция обеспечивает высокую точность экспериментов, так как позволяет поместить термопары в потоки сред непосредственно после их разделения. Кроме того, использование неметаллических материалов позволяет существенно снизить потери тепла в окружающую среду, а также значительно уменьшить тепловую инерционность установки. Во влагоотделителе 5 происходит окончательное разделение потоков воды и воздуха, причем нагретая вода направляется в сборный бак 16, а охлажденный воздух в измерительный коллектор 7 и далее в атмосферу.

Лабораторные исследования контактного воздухоохладителя турбокомпрессора выполняются на специально разработанной опытной установке (рис. 1).

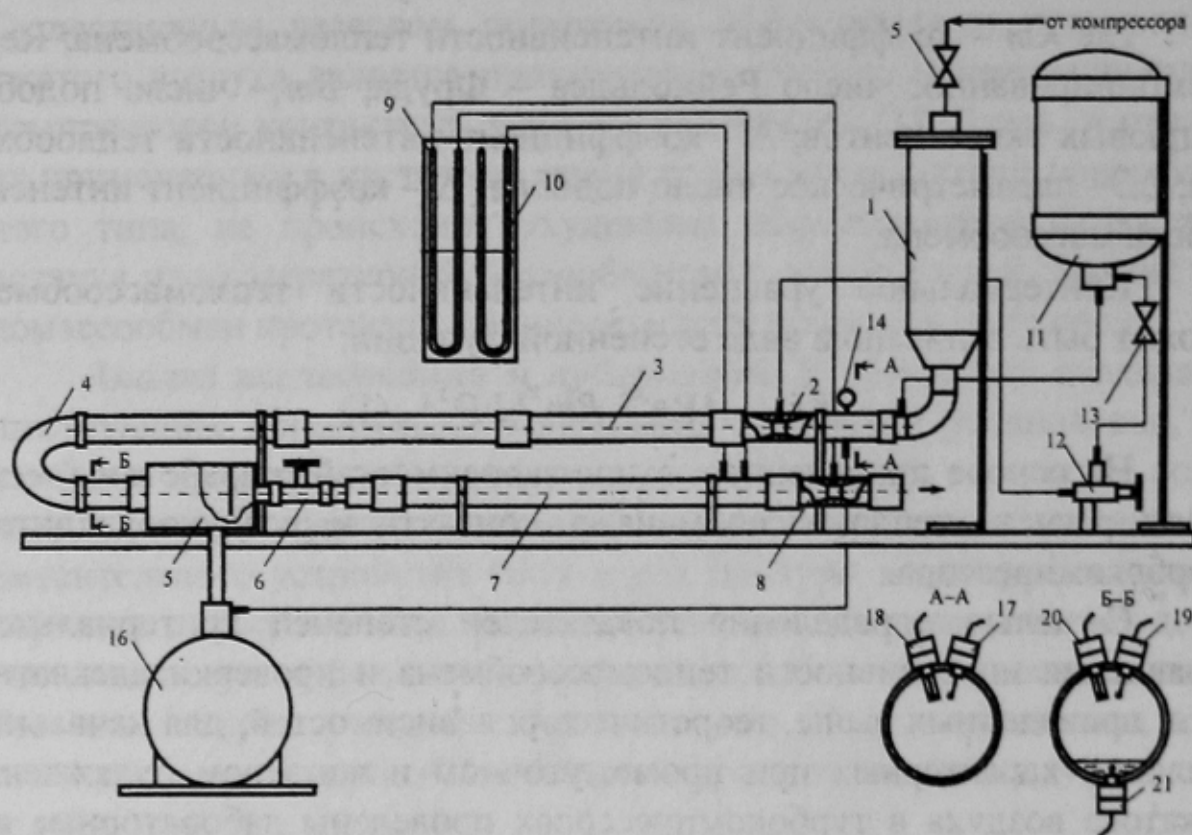


Рисунок 1- Схема лабораторного контактного воздухоохладителя турбокомпрессора

Температура воздуха регулируется изменением напряжения на воздушнонагревателе лабораторным автотрансформатором. При помощи вентиля 6 поддерживается необходимое рабочее давление воздуха. Вентиль 15 служит для регулирования расхода воздуха. Расход воздуха определяется при помощи измерительного коллектора 7 с

расходомерным устройством типа труба Вентури и жидкостным дифференциальным манометром 9. Расход воды подаваемой из бака 11 регулируется игольчатым краном 12.

К параметрам подлежащим регистрации при производстве исследований относятся: перепад давления на расходомерном устройстве h_d , давление p_{e1} и начальная (после воздухонагревателя) температура воздуха t_{e1} , начальная температура воздуха по мокрому термометру t_1 , начальная температура воды t_{w1} , конечная температура воздуха $t_{e2,on}$, конечная температура воздуха по мокрому термометру $t_{2,on}$ и конечная температура воды $t_{w2,on}$. Объем воды прошедшей через установку в течение опыта V_w , а также продолжительность эксперимента τ .

Для измерения температуры воздуха и воды применяются открытые низко-инерционные термодпары в специально разработанном корпусе, установленные в потоке, что позволило повысить точность экспериментов и уменьшить продолжительность опыта. Термодпары 17 и 19 (см. рис. 1) служат для измерения начальной t_{e1} и конечной $t_{e2,on}$ температуры воздуха соответственно. Термодпары 18 и 20 снабжены батистовым чехлом, предварительно смоченным водой, и служат для измерения температуры воздуха по мокрому термометру начальной t_1 и конечной $t_{2,on}$ соответственно. Термодпара 21 измеряет конечную температуру воды $t_{w2,on}$. Начальная температура воды в баке 11 определяется ртутным термометром.

Эксперимента проводятся в два этапа. Первый этап экспериментов включает определение исходных данных для расчета показателей степеней критериального уравнения. На втором этапе проводится экспериментальная проверка критериального уравнения интенсивности теплообмена и уравнения относительной интенсивности теплообмена.

На первом этапе начальное давление воздуха p_{e1} варьировалось в пределах от 0,2 МПа до 0,75 МПа, начальная температура воздуха t_{e1} – от 50 до 200 °С

Второй этап состоит из трех серий экспериментов. Первая серия экспериментов проводится для определения характеристик установки при давлениях характерных для промежуточного воздухоохладителя №1 ($p_{e1} = 0,23$ МПа), для промежуточного воздухоохладителя №2 ($p_{e1} = 0,4$ МПа), третья для конечного воздухоохладителя ($p_{e1} = 0,72$ МПа). Начальная температура воздуха $t_{e1} = 135$ °С, во всех сериях.

В пределах каждой серии экспериментов массовый расход воздуха G_a изменяется от $6,93 \cdot 10^{-3}$ до $18,8 \cdot 10^{-3}$ кг/с, расход воды фиксирован. Варьирование длины реактивной зоны смесительного устройства осуществляется изменением количества дистанционных труб 3

Все эксперименты включают выполнение следующих операций. Включается компрессор. При помощи вентилей 15 и 6 устанавливаются расход и давление воздуха соответственно. Начальная температура воздуха регулируется лабораторным автотрансформатором. Игольчатым краном 12 устанавливается расход воды. Открывается кран подачи воды 13 и одновременно включается секундомер. Регистрация показаний дифференциального манометра и потенциометров производится после достижения температурной стабилизации на каждом режиме – определяется по неизменности показаний потенциометров в течение 30 с. Затем кран подачи воды 13 перекрывается и выключается секундомер. Сливаются вода из баков 11 и 16 и определяется ее объем при помощи мерного цилиндра.

Обработка экспериментальных данных, с целью определения показателей степеней при числах подобия в критериальном уравнении (1), проводилась методом наименьших квадратов с помощью специально разработанного алгоритма компьютерной программы.

Использовались данные 140 опытов. Числа подобия изменялись в следующих пределах: комбинированное число Рейнольдса – Фруда $Re_k = 4,2 \cdot 10^7 - 1,3 \cdot 10^{10}$; критерий тепловых эквивалентов $Bm_1 = 1,5 - 27,5$; параметрическое число подобия $LD = 3,2 - 25,3$.

Полученная зависимость имеет вид

$$Km = 3,9 Re_k^{-0,1} Bm_1^{-0,45} LD^{-0,01}.$$

Как видно из величины показателя степени критерия подобия LD ($x_4 \rightarrow 0$), коэффициент тепломассообмена Km практически автомоделен относительно LD , поэтому окончательно принимаем:

$$Km = 4,03 Re_k^{-0,1} Bm_1^{-0,45}.$$

При проверке критериального уравнения интенсивности тепломассообмена и уравнения относительной интенсивности тепломассообмена расчетные значения, конечной температуры воды t_{w2} , конечной температуры воздуха t_{a2} и конечного влагосодержания

воздуха d_2 , сравнивались с данными, полученными экспериментальным путем.

Результаты экспериментов приведены в табл. 1 – табл. 3.

При проверке уравнения относительной интенсивности теплообмена среднее отклонение опытных и расчетных данных не превышает 5,3 при доверительной вероятности 0,98. При проверке уравнения интенсивности теплообмена среднее отклонение расчетных и опытных данных для всего диапазона d_2 и $t_{\theta 2}$ составляет 5 %; максимальное не превышает 10 %.

Таблица 1 - Результаты лабораторных исследований контактного воздухоохладителя ($p_{\theta 1}=0,23$ МПа, $G_w=0,05$ кг/с, $t_{w1}=20^\circ\text{C}$, $t_{\theta 1}=135^\circ\text{C}$, $t_1=37,5^\circ\text{C}$, $d_1=17,9 \cdot 10^{-3}$ кг/кг, $d_2=6 \cdot 10^{-3}$ м)

Расход воздуха массовый, $G_a \cdot 10^3$, кг/с	Конечная температура воды, $t_{w2,он}/t_{w2}$, $^\circ\text{C}$	Конечная температура воздуха, $t_{\theta 2,он}/t_{\theta 2}$, $^\circ\text{C}$	Конечное влагосодержание, $d_{2,он}/d_2 \cdot 10^3$, кг/кг	Число Рейнольдса-Фруда, $Re_k \cdot 10^{-8}$	Критерий тепловых эквивалентов, Bm_1	Коэффициент теплообмена, Km
16,5	29,2/29,67	31,0/31,2	12,14/12,1	13,7	2,65	0,297
14,4	28,0/28,51	35,4/35,02	10,28/10,3	12,0	2,89	0,290
11,6	26,8/26,91	36,8/36,99	9,04/9,01	0,96	3,35	0,277
9,47	25,8/25,70	37,8/38,18	8,08/8,05	0,79	3,88	0,246
6,93	24,0/24,24	38,8/39,08	7,0/6,94	0,58	4,93	0,245

Таблица 2 - Результаты лабораторных исследований контактного воздухоохладителя ($p_{\theta 1}=0,4$ МПа, $G_w=0,05$ кг/с, $t_{w1}=20^\circ\text{C}$, $t_{\theta 1}=135^\circ\text{C}$, $t_1=47,5^\circ\text{C}$, $d_1=17,4 \cdot 10^{-3}$ кг/кг, $d_2=5 \cdot 10^{-3}$ м)

Расход воздуха массовый, $G_a \cdot 10^3$, кг/с	Конечная температура воды, $t_{w2,он}/t_{w2}$, $^\circ\text{C}$	Конечная температура воздуха, $t_{\theta 2,он}/t_{\theta 2}$, $^\circ\text{C}$	Конечное влагосодержание, $d_{2,он}/d_2 \cdot 10^3$, кг/кг	Число Рейнольдса-Фруда, $Re_k \cdot 10^{-8}$	Критерий тепловых эквивалентов, Bm_1	Коэффициент теплообмена, Km
18,8	31,6/31,83	32,2/32,52	7,30/7,34	46,57	2,71	0,260
16,5	30,0/30,45	33,4/33,83	6,65/6,60	40,94	2,94	0,254
14,4	29,4/29,19	35,0/34,9	6,0/5,91	35,80	3,22	0,247
11,6	27,2/27,45	36,4/36,12	5,05/4,99	28,78	3,76	0,236
9,47	26,4/26,13	37,0/36,78	4,29/4,32	23,50	4,39	0,244
6,93	24,2/24,54	37,4/37,12	3,41/3,55	17,2	5,63	0,207

Таблиця 3 - Результаты лабораторных исследований контактного воздухоохладителя ($p_{в1}=0,72$ МПа, $G_w=0,06$ кг/с, $t_{в1}=20^\circ\text{C}$, $t_{в1}=135^\circ\text{C}$, $t_1=58,5^\circ\text{C}$, $d_1=16,4\cdot 10^{-3}$ кг/кг, $d_2=4\cdot 10^{-3}$ м)

Расход воздуха массовый, $G_a \cdot 10^3$, кг/с	Конечная температура воды, $t_{в2,оп}/t_{в2}$, $^\circ\text{C}$	Конечная температура воздуха, $t_{в2,оп}/t_{в2}$, $^\circ\text{C}$	Конечное влагосодержание, $d_{2,оп}/d_2 \cdot 10^3$, кг/кг	Число Рейнольдса-Фруда, $Re_k \cdot 10^{-9}$	Критерий тепловых эквивалентов, Bm_1	Коэффициент теплообмена, Km
18,8	30,6/30,37	32,6/32,86	3,51/3,55	17,76	3,52	0,203
16,5	29,0/29,15	33,0/33,4	3,0/3,12	15,62	3,86	0,197
14,4	28,2/28,04	34,2/33,81	3,0/2,75	13,66	4,27	0,190
11,6	26,6/26,50	34,4/34,16	2,28/2,24	10,98	5,07	0,180
9,47	25,6/25,34	34,4/34,23	1,75/1,89	8,96	5,98	0,171
6,93	24,2/23,95	34,0/33,96	1,42/1,49	6,56	7,81	0,156

Выводы и направление дальнейших исследований. Таким образом, в результате проведенных исследований получены зависимости для расчета теплообмена в контактных воздухоохладителях турбокомпрессора. Проведена их экспериментальная проверка. Разработаны методики расчета контактных воздухоохладителей. В дальнейшем планируется проведение исследований с целью выбора рациональных параметров контактных воздухоохладителей.

Список источников

1. Замыцкий О.В. Анализ способов охлаждения при производстве сжатого воздуха для горных машин//Горн. инф.-анал. бюл./Моск. горн. ун-т. Научн. техн. сб. – 2001. – №10. – С.67-70.

2. Андреев Е. А. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах.–Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд., 1985.–192 с.