

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ТЕЧЕНИИ ВОЗДУШНО-ВОДЯНОГО ПОТОКА В ДИФFUЗОРЕ

Интенсивность теплоотдачи при охлаждении воздушно-водяной смесью по сравнению с воздушным значительно возрастает [1]. Данная работа была выполнена с целью выработки рекомендаций для расчета элементов теплообменных аппаратов, использующих в качестве теплоносителя воздушно-водяную смесь.

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 1. Воздух в установку подавался двумя агрегатами типа АВП-4 (1), расход воздуха измерялся стандартным диафрагменным методом. После расходомерной диафрагмы (2) поток воздуха поступал в смесительную камеру (3), где смешивался с каплями воды, подаваемой через авиационную форсунку (4) насосом (5) с давлением $P_{\text{воды}} = 8$ бар. Смесительная камера – цилиндр диаметра 0,25 м, внутренняя часть камеры имеет коническую форму для улавливания влаги. Из смесительной камеры воздушно-водяная смесь поступала в участок стабилизации (6) – трубу из стали X18H9T диаметром 0,02 м длиной 1 м, вход потока в участок стабилизации осуществлен по лемнискате, что обеспечило равномерность распределения влаги в потоке. Расход воды через форсунку зависит от типа центрального завихрителя потока в головке форсунки. В опытах использовались завихрители трех типов: 1) в головке завихрителя выфрезерованы 2 канавки под углом 30° ; 2) канавки под углом 60° ; 3) 2 канавки под углом 60° . Часть воды из смесительной камеры уносилась в экспериментальный участок, остальная сливалась через сливное отверстие в камере и поступала обратно в расходный бак (7). Влагосодержание потока, поступающего в экспериментальный участок, зависит и от скорости потока. Из участка стабилизации воздушно-водяная смесь поступала в конический диффузор (8), изготовленный из медного листа толщиной 1,5 мм. Входной диаметр диффузора $D_1 =$

$= 21,7$ мм, выходной диаметр $D_2 = 128,0$ мм, длина $L =$
 $= 0,4$ м. Система параметров, описывающая конический диффузор [2], $\beta = 15^\circ 8'$, $\frac{L}{D_1} = 18,4$; $n = \frac{D_2^2}{D_1^2} = 34,8$.

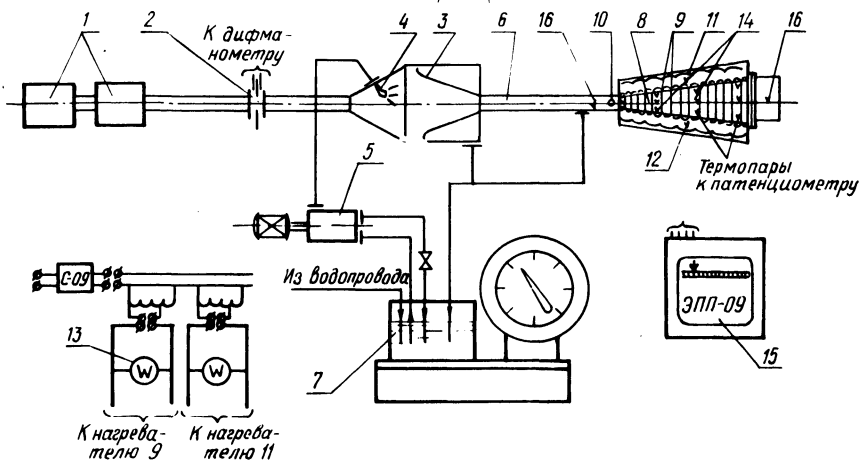


Рис. 1. Схема экспериментальной установки.

Нагрев диффузора осуществлялся при помощи нихромового нагревателя (9) стабилизированным переменным током. Для уменьшения потерь тепла диффузор соединялся с участком стабилизации капролоновой муфтой (10) и тщательно изолировался. Для компенсации утечек тепла по толщине изоляции была заложена обмотка охранного нагревателя (11), утечки тепла через изоляцию контролировались дифференциальными термопарами (12). Мощность нагревателя измерялась комплектом К-505 (13). Для измерения температуры поверхности диффузора в его стенки было зачеканено 12 хромель-копелевых термопар (14) в четырех сечениях – по 3 термопары в каждом. Термопары подключались к 24-точечному потенциометру (15) типа ЭПП-09. Температура потока перед и за участком измерялась двумя хромель-копелевыми термопарами (16), подключенными к потенциометру ПП-63. Равномерность температурного поля по сечению диффузора была установлена экспериментально.

Эксперименты по определению коэффициентов теплоотдачи проводились в следующем диапазоне изменения параметров: чисел Re от $3,0 \cdot 10^3$ до $6,4 \cdot 10^4$, весового влагосодержания $\frac{G_{\text{воды}}}{G_{\text{воздуха}}}$ от 1 до 11%, удельной тепловой нагрузки q от $0,55 \cdot 10^3$ до $3,0 \cdot 10^3$ вт/м^2 , дисперсного состава потока $(60-90) \cdot 10^{-6}$ м.

Коэффициент теплоотдачи α можно представить как зависимость от следующих величин:

$$\alpha = f(D; \lambda_{\text{возд}}; \nu_{\text{возд}}; W; G_{\text{воды}}; T_{\text{ст}}; T_{\text{см}}; \rho_{\text{возд}}; d_{\text{капель}}) \quad (1)$$

из которых $D_1, T_{\text{см}}, \rho, \lambda, w$ имеют независимые размерности. Согласно Π -теореме [3] размерные величины, входящие в уравнение (1), могут быть сгруппированы в 4 безразмерных комплекса

$$Nu = \frac{\alpha D_1}{\lambda}; Re = \frac{WD_1}{\nu}; \frac{4G_{\text{воды}}}{W\rho\pi D_1^2}; \frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{см}}} \quad (2)$$

Таким образом, уравнение (2) в критериальной форме принимает вид

$$Nu = f\left(Re; \frac{G_{\text{воды}}}{G_{\text{воздуха}}}; \frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{см}}} \right). \quad (3)$$

Исследование влияния дисперсного состава жидкой фазы на критерий Nu в настоящей работе не приводится, так как размеры капель изменялись в узких пределах и установить зависимость Nu от дисперсного состава не представляется возможным.

Экспериментально исследовалось влияние безразмерных комплексов на величину критерия Nu .

В области $Re < 2,8 \cdot 10^4$ с увеличением весового влаго-содержания коэффициенты теплоотдачи возрастают

$$Nu \sim \left(1 + \frac{G_{\text{воды}}}{G_{\text{воздуха}}} \right)^7.$$

Коэффициенты теплоотдачи также возрастают с ростом температурного комплекса

$$Nu \sim \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{см}}} \right)^{1,6}.$$

Опытные данные обрабатывались в координатах

$$\frac{Nu}{\left(1 + \frac{G_{\text{воды}}}{G_{\text{воздуха}}} \right)^7 \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{см}}} \right)^{1,6}} = f(Re).$$

В области $Re > 2,8 \cdot 10^4$ коэффициенты теплоотдачи также возрастают с увеличением весового влаго-содержания потока

$$Nu \sim \left(1 + \frac{G_{\text{воды}}}{G_{\text{воздуха}}} \right)^7.$$

В этой области комплекс $\frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{см}}}$ изменялся в узких пределах (1,06-1,20).

Опытные данные обобщаются критериальными зависимостями для области $Re < 2,8 \cdot 10^4$

$$Nu = 0,4 Re^{0,4} \left(1 + \frac{G_{\text{воды}}}{G_{\text{воздуха}}} \right)^7 \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{см}}} \right)^{1,6} \quad (4)$$

для области $Re > 2,8 \cdot 10^4$

$$Nu = 0,0009 Re \left(1 + \frac{G_{\text{воды}}}{G_{\text{воздуха}}} \right)^7 \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{см}}} \right)^{1,6}. \quad (5)$$

Рис. 2. Зависимость

$$\frac{Nu}{\left(1 + \frac{G_{\text{воды}}}{G_{\text{воздуха}}} \right)^7 \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{см}}} \right)^{1,6}} = f(Re)$$

для области $Re < 2,8 \cdot 10^4$.

Зависимость

$$\frac{Nu}{\left(1 + \frac{G_{\text{воды}}}{G_{\text{воздуха}}} \right)^7 \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{см}}} \right)^{1,6}} = f(Re)$$

для области $Re > 2,8 \cdot 10^4$.

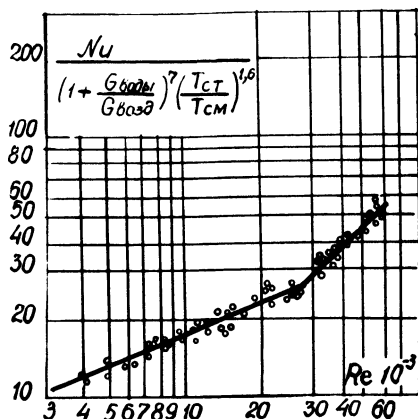


График приведенных зависимостей представлен на рис. 2. Среднеквадратичный разброс точек: для первой области 11%, для второй области 5% [4].

Полученная зависимость может быть использована в расчетах теплообмена воздушно-водяной смеси с внутренней поверхностью конического диффузора в вышеуказанном диапазоне изменения параметров.

Л и т е р а т у р а

1. Кремнев О.А., Сатановский А.Л. Воздушно-водоиспарительное охлаждение оборудования. - М., Киев: Машгиз, 1961, с. 8-44. 2. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика

диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. – М.: Энергия, 1970, с. 38–42. 3. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. – М.: Наука, 1977, с. 28–32. 4. Зайдель А.Н. Ошибки измерений физических величин. – Л.: Наука, 1974, с. 37–48.

УДК 621.311.22;697.34.001.5

Н.И.Шкода, В.А.Бусел, А.И.Ивашевич

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ СИСТЕМЫ ТЕПЛОФИКАЦИИ В ЗОНЕ "СРЕЗКИ" ТЕМПЕРАТУРНОГО ГРАФИКА

На период стояния плюсовых температур отопительного сезона для обеспечения нужд горячего водоснабжения температурный график теплосети имеет "срезку" при 70°C (рис. 1). По СНиП II-34-76 ч. II гл. 34 температура горячей воды в местах водоразбора допускается не ниже 50°C для систем централизованного горячего водоснабжения, присоединяемых к закрытым системам теплоснабжения [1].

Наличие указанной "срезки" приводит в данный период к перетопу отапливаемых помещений, повышению температуры обратной сетевой воды (на 5–10°C) выше расчетной, что увеличивает теплопотери в сетях и снижает экономичность отпуска теплоты от турбин. Все это ведет в конечном счете к перерасходу топлива.

Исследования Белорусского политехнического института по г.Минску показали, что нагрузка горячего водоснабжения по городу в отдельные часы суток (в процентах от максимальной) колеблется в следующих пределах (табл. 1).

Таблица 1. Нагрузка горячего водоснабжения коммунально-бытового сектора города

Часы суток	Нагрузка, %	Часы суток	Нагрузка, %
0 ÷ 1	25	16 ÷ 18	33
1 ÷ 6	8	18 ÷ 20	6С
6 ÷ 7	37	20 ÷ 22	10С
7 ÷ 10	48	22 ÷ 23	80
10 ÷ 12	30	23 ÷ 24	52,0
12 ÷ 16	18	Среднесуточная	37,3