

ЛИТЕРАТУРА

1. Spurny K. R., Lodge J. P. Die Aerosolfiltration mit Hilfe der Kernporenfilter. Staub Reinhaltung der Luft, 1968, Bd. 28, Nr. 5, S. 179.
2. Fleischer R. L., Price P. B., Walker R. M. Method of forming fine holes of near atomic dimensions. Rev. Scient. Instrum., 1963, vol. 34, No. 5, p. 510.
3. Devienne M. Frottement et échanges thermiques dans gaz rarefies. Paris, Gauthier—Villars, 1958. (Рус. перев.: Девиен М. Течение и теплообмен разреженных газов. М., Изд-во иностр. лит., 1962.)
4. Nasimoto H. On the flow of a viscous fluid past a thin screen at small Reynolds numbers. J. Physical Soc. Japan, 1958, vol. 13, No. 6, p. 633.
5. Фукс Н. А., Сутугин А. Г. Высокодисперсные аэрозоли. Коллоидн. ж, 1964, т. 26, № 1, стр. 110.
5. Kirschs A. A., Fuchs N. A. Studies on fibrous aerosol filters — III. Diffusional deposition of aerosols in fibrous filters. Annals of Occupational Hygiene, 1968, vol. 11, No. 4, p. 299. (Рус. перев.: Кирш А. А., Фукс Н. А. Исследования в области волокнистых аэрозольных фильтров — III. Диффузионное осаждение аэрозолей в волокнистых фильтрах. Коллоидн. ж., 1968, т. 30, № 6, стр. 836—841.)
7. Gormley P. G., Kennedy M. Diffusion from a stream flowing through a cylindrical tube. Proc. Roy. Irish. Acad., 1949, Sect. A — 52, No. 12, pp. 163—169.
8. Millikan R. A. Coefficients of slip in gases and the law of reflection of molecules from the surfaces of solids and liquids. Phys. Rev., 1923, vol. 21, No. 3, pp. 217—238. (Рус. перев.: Милликен Р. А. Коэффициенты скольжения в газах и закон отражения молекул от поверхности твердых тел и жидкостей. В сб.: «Газовая динамика», М., Изд-во иностр. лит., 1950, стр. 260.)

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА
ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ ВОЗДУХА В КРУГЛОЙ ТРУБЕ
С БОЛЬШИМИ ТЕМПЕРАТУРНЫМИ НАПОРАМИ В СЛУЧАЕ ОХЛАЖДЕНИЯ**

В. И. Рождественский

(Москва)

Проведено экспериментальное исследование влияния температурного фактора на коэффициент теплоотдачи при охлаждении воздуха в круглой трубе. Показано, что на участке развитого турбулентного течения коэффициент теплоотдачи не зависит от величины температурного фактора при уменьшении последнего до 0.12.

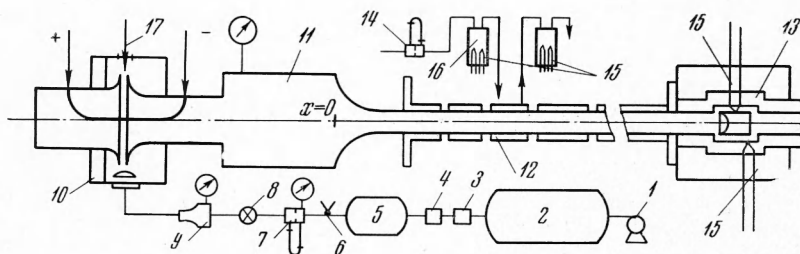
Проблема теплообмена при течении газа по трубе с большими температурными напорами в случае охлаждения является весьма актуальной в связи с созданием разнообразных теплотехнических устройств, работающих в условиях больших тепловых нагрузок. Указанные проблемы не получили еще достаточно полного решения как со стороны теоретических, так и со стороны экспериментальных исследований.

Трудности теоретического исследования течений с большими температурными напорами обусловлены необходимостью учета зависимостей физических свойств газа от температуры, что приводит к значительному усложнению расчетов и к введению ряда грубых приближений. В настоящее время имеется несколько теоретических исследований [1—3], показывающих различную степень влияния температурного фактора на коэффициент теплоотдачи в случае охлаждения. Экспериментальные исследования теплообмена при течении газа с большими температурными напорами в случае охлаждения также немногочисленны [4—6] и проведены в сравнительно небольшом диапазоне изменения величины температурного фактора. Все экспериментальные исследования указывают на отсутствие влияния температурного фактора на теплоотдачу, что находится в противоречии с данными теоретических исследований.

Данная работа посвящена экспериментальному исследованию теплообмена при турбулентном течении газа в круглой трубе вдали от входа при существенно больших величинах теплового напора, чем в работах [4—6].

1. Эксперименты проводились на установке, принципиальная схема которой аналогична схеме, описанной в работе [7]. Основными элементами установки являются (фиг. 1) электродуговой воздухоподогреватель (10), передняя камера (11), измерительная труба (12) и задняя камера (13). Воздух, предварительно нагнетаемый компрессором (1), подается от газгольдерной батареи (2) давлением до 7 атм через фильтр (3) к регулятору давления (4), обеспечивающему строго постоянное давление 4 атм в магистрали подачи воздуха к установке. Кроме того, в этой же магистрали установлен ресивер (5) объемом 3 м³, термометр сопротивления (6), регулирующий вентиль (8).

Измерение расхода воздуха производится двумя способами: по перепаду давления на стандартной мерной диафрагме (7) и измерением полного давления перед расходомерным критическим соплом (9). Данные обоих измерений хорошо согласуются между собой. Нагрев воздуха производится в электродуговом воздухоподогревателе с вихревой стабилизацией дуги и охлажденными водой стальными электродами [8], электропитание которого осуществляется генератором постоянного тока, а запуск — высоковольтным осциллятором через промежуточный электрод (17). В цепь электрической дуги последовательно включен балластный трубчатый реостат с водяным охлаждением. При расходе воздуха 30 г/сек и мощности в электрической дуге около 240 кВт подогреватель обеспечивает температуру потока воздуха на входе в переднюю камеру 3400—4500°К. При этом загрязнение потока продуктами разрушения электродов весьма невелико и не превышает 0.1% от расхода воздуха. Установленная за подогревателем передняя



Фиг. 1

камера с охлаждаемыми стенками способствует более равномерному распределению параметров воздушного потока перед входом в измерительную трубу. Давление воздуха в передней камере не превышает 0.3 *атм*. Колебания давления, связанные с нестабильностью горения электрической дуги подогревателя, как показали проведенные эксперименты [8], имеют достаточно высокую частоту, что не может оказать влияния на измеряемые параметры ввиду существенной инерционности выбранного метода измерения теплоотдачи.

Теплоотдача в стенки трубы определяется калориметрическим методом, основанным на измерении прироста теплосодержания воды, омывающей определенный участок измерительной трубы¹. Измерительная труба из нержавеющей стали 1X18H9 с внутренним диаметром 32, длиной 2450 и толщиной стенки 2 мм разделена кольцевыми проточками на 15 неравных участков. Каждый участок снаружи окружен отдельной цилиндрической рубашкой, через которую пропускается охлаждающая вода. Таким образом, измерительная труба имеет 15 отдельных секций — калориметров, расположенных последовательно вдоль ее оси. Длина каждой секции выбрана из условия равенства суммарного количества тепла, воспринимаемого водой в каждой секции при равных расходах и перепадах температур воды, а также с учетом распределения плотности теплового потока по длине трубы, полученной на аналогичной установке [7].

В местах кольцевых проточек между секциями толщина стенки трубы равна 1 мм, что уменьшает перетоки тепла между секциями. Длина первой секции — 40, последней 335 мм. Наружная поверхность измерительной трубы теплоизолирована от окружающего пространства слоем асбеста.

Для измерения температуры воздуха на выходе из измерительной трубы установлена задняя камера, в которой смонтирован многоканальный керамический смеситель. В смесителе поток воздуха распределяется по четырем каналам, оси которых смещены параллельно оси измерительной трубы, и затем вновь собирается в выхлопном патрубке, откуда поступает в систему вытяжной вентиляции. В смесителе установлены две платиновые термопары, термодатчик одной из которых находится в потоке воздуха, а термодатчик другой — в керамической стенке смесителя. После выхода установки на стационарный режим показания обеих термопар совпадают, что свидетельствует о равномерном распределении температуры потока в поперечном сечении каналов смесителя. Таким образом, температура, измеряемая термопарами, установленными в задней камере, соответствует среднemasсовой температуре потока на выходе из измерительной трубы.

¹ В общем случае указанный метод позволяет определять лишь среднюю теплоотдачу по длине трубы. Однако при высоких тепловых нагрузках, когда протяженность участка может быть сделана достаточно малой, при постоянной температуре стенки трубы и при наличии симметрии распределения параметров относительно продольной оси трубы калориметрический метод может быть использован для определения местной теплоотдачи.

Охлаждение воздухоподогревателя, передней камеры и измерительной трубы производится водой непосредственно от водопроводной магистрали. При этом расход воды через каждую секцию трубы измеряется П-образным дифманометром по перепаду давления на мерной шайбе (14). Все дифманометры расположены на вертикальном щите и их показания фотографируются. Разность температур воды на входе в каждую секцию трубы и выходе из нее измерялась четырехспайными дифференциальными хромель — копелевыми термопарами (15), установленными в смесителях воды (16) и регистрируется электронными самопишущими потенциометрами. Измерение всех параметров производилось после выхода установки на стационарный режим.

2. Обработка экспериментальных данных производилась в предположении одномерной модели потока (параметры потока изменяются только в направлении продольной оси трубы). Средняя для каждой секции плотность теплового потока на внутренней поверхности трубы определялась по формуле

$$q = cG\Delta t/\pi dl$$

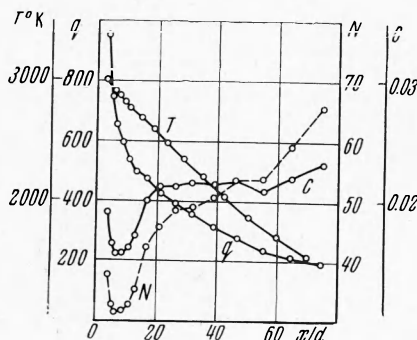
Здесь c , G , Δt — удельная теплоемкость, расход и разность температур воды на входе и выходе из секции; d — внутренний диаметр трубы; l — длина секции в направлении продольной оси.

Температура внутренней поверхности трубы (T_w) из-за достаточно высокой теплопроводности стали 1X18Н9 и небольшой толщины стенки трубы мало отличается от температуры охлаждающей воды. Поэтому температура стенки принималась постоянной и равной 300°K.

Распределение среднemasовой энтальпии потока по оси трубы определялось по тепловому балансу соответствующих участков трубы и температуре воздуха, измеряемой в задней камере. В сечении трубы, соответствующем началу каждой секции, среднemasовая энтальпия определялась по формуле

$$i = i_- + Q/G_+$$

Здесь i_- — энтальпия воздуха при атмосферном давлении, соответствующая температуре в задней камере; Q — тепловой поток к стенке трубы на участке от рассматриваемого сечения до задней камеры; G_+ — массовый расход воздуха. По распределению среднemasовой энтальпии определялось распределение среднemasовой температуры (T). Значения теплофизических констант воздуха для различных температур определялись по данным работ [9,10]. Средние для каждой секции трубы числа Нуссельта (N) и Рейнольдса (R) определялись по формулам



Фиг. 2

$$N = \frac{qd}{(T - T_w)\lambda}, \quad R = \frac{4G_+}{\pi d \mu}$$

Здесь T — среднemasовая температура потока в середине секции; T_w — температура стенки; λ , μ — коэффициенты теплопроводности и динамической вязкости воздуха при температуре T .

Значение числа Прандтля (P) принималось постоянным и равным 0.74. Распределение параметров потока по оси трубы для одного из экспериментов представлено на фиг. 2. Начало отсчета продольной координаты x указано на фиг. 1.

Плавный характер распределения плотности теплового потока по длине трубы свидетельствует о высокой точности измерения тепловых потоков. На входе в измерительную трубу среднemasовая температура достигает 3000° K. Как показали проведенные расчеты, осредненная по сечению скорость потока в начале трубы равна 340 м/сек, а число Маха — 0.34. К концу трубы скорость уменьшается до 170 м/сек, а число Маха — до 0.22. Таким образом, течение в трубе происходит с низкими дозвуковыми скоростями и явлениями сжимаемости можно пренебречь.

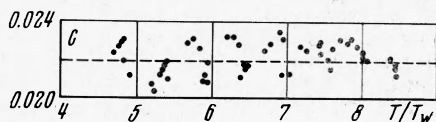
Характер распределения числа Нуссельта указывает на наличие в начальном участке трубы ламинарного пограничного слоя, который затем переходит в турбулентный (при $x/d > 20$). Проведенные эксперименты охватывают узкий диапазон чисел Рейнольдса (от $1.5 \cdot 10^4$ до $2.4 \cdot 10^4$) при существенном изменении температурного фактора. Обобщение экспериментальных данных проведено с помощью известного крите-

риального уравнения для развитого турбулентного течения

$$N = CR^{0.8}P^{0.4}$$

Распределение коэффициента C , по длине трубы представлено также на фиг. 2. На фиг. 3 экспериментальные значения коэффициента C представлены в зависимости от величины, обратной температурному фактору, для участка развитого турбулентного течения в трубе ($x/d > 20$). При изменении отношения T/T_w от 4.7 до 8.5 среднее значение коэффициента C остается постоянным и равным 0.022. Разброс экспериментальных точек не превышает $\pm 7\%$ указанной величины. Таким образом, проведенное экспериментальное исследование показывает, что при развитом турбулентном течении газа с охлаждением в трубе ($R = 17000-24000$) величина коэффициента теплоотдачи не зависит от величины температурного фактора при изменении последнего вплоть до значения 0.12 и может быть определена эмпирическим уравнением $N = 0.022 R^{0.8} P^{0.4}$. Полученные результаты согласуются с результатами работы [6] для меньших температурных напоров.

В заключение автор выражает глубокую признательность В. Е. Акиншиной и Ю. А. Виноградову за помощь в работе.



Фиг. 3

Поступила 18 VII 1968

ЛИТЕРАТУРА

1. К у т а т е л а д з е С. С. Основы теории теплообмена. М.— Л., Машгиз, 1962.
2. П е т у х о в Б. С., П о п о в В. Н. Теоретический расчет теплообмена и сопротивления трения при турбулентном течении в трубах несжимаемой жидкости с переменными физическими свойствами. Теплофизика высоких температур, 1963, т. 1, № 1.
3. D e i s s l e r R. G. Variable fluid property effects. Trans. ASME. Ser. C. I. Heat Transf., 1960, vol. 82, No. 3.
4. И л ь и н Л. Н. Влияние температурных условий на теплоотдачу и сопротивление при течении воздуха в трубе. Котлотурбостроение. 1951, № 1.
5. В о р о н и н Ф. С., Л е л ь ч у к В. Л. Теплоотдача от газа к стенке при турбулентном течении внутри трубы. Теплоэнергетика, 1963, № 4.
6. М у х и н В. А., С у к о м е л А. С., В е л и ч к о В. И. Экспериментальное исследование теплообмена при течении газа в круглой трубе со сверхзвуковой скоростью при больших температурных напорах. Инж.- физ. ж., 1962, т. 5, № 11.
7. Р о ж д е с т в е н с к и й В. И. Экспериментальное исследование влияния магнитного поля на теплообмен потока плазмы аргона со стенками канала. ПМТФ, 1968, № 5.
8. Г е р м а н В. О., М о р о з о в М. Г. Плазмотрон постоянного тока и некоторые результаты исследования его работы. Теплофизика высоких температур, 1965, т. 3, № 5.
9. К и б а р д и н Ю. А., К у з н е ц о в С. И., Л ю б и м о в А. И., Ш у м я ц к и й Б. Я. Атлас газодинамических функций при больших скоростях и высоких температурах воздушного потока. М.— Л., Госэнергоиздат, 1961.
10. П р е д в о д и т е л е в А. С., С т у п о ч е н к о Е. В., П л е ш а н о в А. С. и др. Таблицы термодинамических функций воздуха (для температур от 200 до 6000 °К и давлений от 0.00001 до 100 атм, М., ВЦ АН СССР, 1962.