

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТРЕНИЯ И ТЕПЛОБМЕНА ПРИ ТЕЧЕНИИ ГАЗА В ТРУБЕ

Н. М. Белянин
(Москва)

Приведены результаты экспериментального исследования коэффициента трения и числа Стантона при дозвуковом турбулентном течении нагретого до высокой температуры газа в основном участке круглой трубы для чисел Рейнольдса от $2 \cdot 10^3$ до $5 \cdot 10^3$. Проведено сравнение полученных данных с результатами расчета по различным методам.

В современной технике весьма часто приходится определять трение и теплообмен при турбулентном движении нагретого до высокой температуры газа вдоль сравнительно холодной стенки. Особенности таких течений являются значительное изменение параметров поперек пограничного слоя, связанное с неизотермичностью, а также наличие физико-химических превращений. При наличии физико-химических превращений определяющим параметром будет не температура, а энтальпия [1], и поэтому вместо температурного фактора следует ввести энтальпийный фактор. Тогда коэффициент трения C_f и число Стантона S будут зависеть от числа Рейнольдса R , числа Прандтля P , числа M_0 внешнего потока и энтальпийного фактора. Эти зависимости могут быть установлены на основании той или иной полуэмпирической теории турбулентного пограничного слоя, однако получаемые результаты существенно отличаются друг от друга, причем это различие проявляется во влиянии энтальпийного (или температурного) фактора на коэффициент трения и число Стантона [2-4]. Результаты экспериментальных работ также не всегда согласуются между собой [5-10]. Причем большинство данных получено при значениях температурного фактора, близких к единице. Распространение эмпирических формул, полученных в таких условиях для коэффициента трения и числа Стантона, на малые значения энтальпийного фактора может привести к существенным ошибкам. Поэтому необходимо проведение специальных опытов.

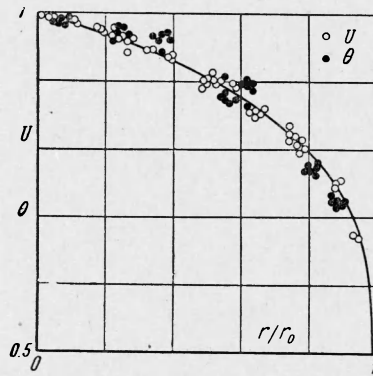
Настоящая работа посвящена исследованию влияния энтальпийного фактора на коэффициент трения и число Стантона при дозвуковых скоростях потока.

Установка для экспериментального исследования трения и теплообмена состояла из подогревателя и охлаждаемой секционной трубы. Для нагрева воздуха использовался электродуговой подогреватель с вращением дуги воздушным вихрем. Воздух подавался в камеру подогревателя по касательной и нагревался от электрической дуги. Электроды подогревателя изготовлялись из меди и охлаждались водой. Анод имел цилиндрическую форму, катод был стаканообразный. Питание электроэнергией осуществлялось от генератора постоянного тока с независимым напряжением. Внутренний диаметр анода 16 мм, длина 200 мм.

Цилиндрическая труба, которая являлась продолжением анода, состояла из 14 теплоизолированных секций, охлаждаемых водой. В каждой секции были сделаны отверстия для измерения статического давления и заделаны хромель-копелевые термопары для измерения температуры стенки. На выходе из трубы устанавливалась гребенка из семи насадков полного давления или гребенка из семи хромель-алюмелевых термопар. Общая длина трубы составляла 1826,3 мм, средний диаметр 15,85 мм.

Во время эксперимента производились измерения следующих параметров: силы тока и напряжения на дуге, расхода воздуха, расхода и температуры воды в каждой секции, статического давления, температуры стенки, а также полного давления и температуры торможения на выходе из модели. Все измерения проводились после выхода установки на стационарный режим.

Обычно при обработке результатов экспериментального исследования трения и теплообмена вводят некоторые средние параметры потока. Для того чтобы сохранить вид уравнений для осредненного движения таким же, как и для одномерного, необходимо производить осреднение с сохранением расхода, количества движения и полного теплового содержания. При этом возможны случаи, когда истинное постоянное по сечению давление будет отличаться от вычисленного при осреднении давления [11]. Поэтому использование при определении коэффициента трения и числа Стантона истинного давления вместе с осредненными параметрами (скоростью, температурой) может привести к ошибкам. Такая обработка, кроме того, затрудняет сравнение результатов, полученных при



Фиг. 1. Профили скорости и энтальпии на выходе из трубы. Кривая соответствует формулам (4) и (5)

течении газа в трубках, с результатами, полученными при обтекании пластины. В связи с этим в настоящей работе при обработке опытных данных использовались параметры на оси трубы.

Уравнения неразрывности, количества движения и энергии для течения с малыми дозвуковыми скоростями в круглой трубе могут быть записаны в виде

$$\pi r_0^2 \rho_0 u_0 \Phi_1 = G \quad \left(\Phi_1 = \frac{2}{r_0^2} \int_0^{r_0} \frac{\rho u}{\rho_0 u_0} r dr \right) \quad (1)$$

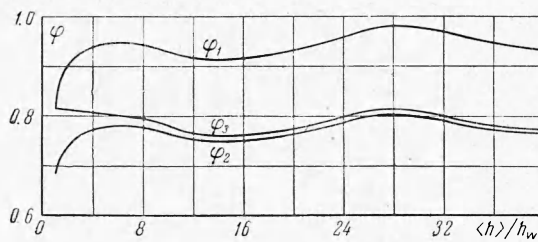
$$\pi r_0^2 \frac{d}{dx} (\rho_0 u_0^2 \Phi_2 + p_0) = -2\pi r_0 \tau_w \quad \left(\Phi_2 = \frac{2}{r_0^2} \int_0^{r_0} \frac{\rho u^2}{\rho_0 u_0^2} r dr \right) \quad (2)$$

$$\pi r_0^2 \frac{d}{dx} (\rho_0 u_0 h_0 \Phi_3) = -2\pi r_0 q_w \quad \left(\Phi_3 = \frac{2}{r_0^2} \int_0^{r_0} \frac{\rho u h}{\rho_0 u_0 h} r dr \right) \quad (3)$$

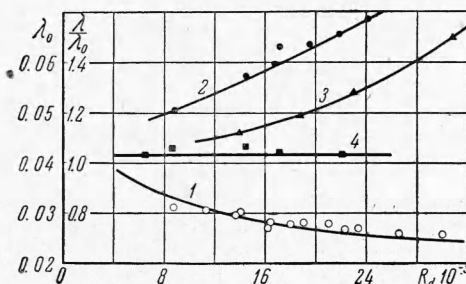
Здесь ρ_0 , u_0 , p_0 , h_0 — плотность, скорость, давление и энтальпия на оси трубы; τ_w , q_w — напряжение трения на стенке и удельный тепловой поток от газа к стенке; G — расход газа; r_0 — радиус трубы. Величины Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 могут быть вычислены, если известны профили скорости и полной энтальпии.

Для определения этих профилей было проведено измерение распределения полного давления и температуры на выходе из трубы. Так как термопары гребенки не были экранированы, то необходимо было ввести поправку на излучение. Как показали проведенные расчеты, эта поправка не превышает 50° в условиях эксперимента.

Фиг. 2. Зависимость Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 от отношения $\langle h \rangle / h_w$ для воздуха при атмосферном давлении и $T_w = 300^\circ \text{K}$

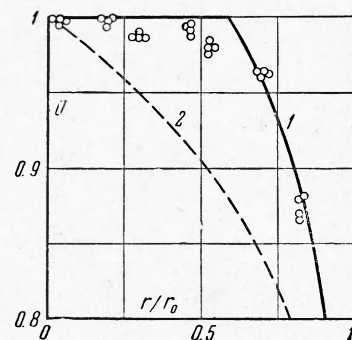


Отводом тепла от спая за счет теплопроводности электродов термопары можно пренебречь, так как термопары располагались практически вдоль изотерм. Определение энтальпии по измеренной температуре и известному статическому давлению (истечение газа происходило в атмосферу) производилось по таблицам термодинамических свойств воздуха [12].



Фиг. 3

Фиг. 3. Коэффициент сопротивления λ_0 при осевой и тангенциальной подаче воздуха: светлые точки — экспериментальные значения λ_0 ; 1 — расчет по формуле (6); 2 — λ / λ_0 при $u_t / \langle u \rangle = 1.00$; 3 — λ / λ_0 при $u_t / \langle u \rangle = 0.39$; 4 — λ / λ_0 при $u_t / \langle u \rangle = 0.14$



Фиг. 4

Фиг. 4. Профиль скорости на входе в трубу: 1 — расчет при $\delta / r_0 = 0.4$; 2 — расчет при $\delta / r_0 = 1.0$

Эти данные (фиг. 1) хорошо описываются степенной формулой

$$\theta = \frac{h - h_w}{h_0 - h_w} = \left(i - \frac{r}{r_0} \right)^{1/2} \quad (4)$$

Распределение скорости потока определялось по показаниям насадков полного давления, причем плотность вычислялась по известному статическому давлению и по энтальпии, найденной из формулы (4), при помощи таблиц [12]. Эти результаты, приве-

денные на фиг. 1, хорошо описываются степенной формулой

$$U = \frac{u}{u_0} = \left(1 - \frac{r}{r_0}\right)^{1/7} \quad (5)$$

Предполагая справедливость формул (4), (5) в основном участке течения, можно вычислить величины $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$. Такие вычисления были сделаны для воздуха при атмосферном давлении, $T_w = 300^\circ \text{K}$ и различных значениях отношения $\langle h \rangle / h_w$ (фиг. 2), причем среднее значение h равно $\langle h \rangle = h_0 \varphi_3 / \varphi_1$.

Так как параметры на выходе из трубы, температура стенки и удельные тепловые потоки измерялись во время эксперимента, то при помощи соотношения (3) можно найти распределение вдоль трубы величины h_0 , а затем и плотности ρ_0 (используя измеренное распределение статического давления). Уравнение неразрывности (1) служит для вычисления скорости u_0 , а уравнение количества движения (2) — для определения напряжения трения τ_w . Тогда можно подсчитать коэффициент трения, число Стантона, число Рейнольдса и энтальпийный фактор:

$$C_f = \frac{2\tau_w}{\rho_0 u_0^2}, \quad S = \frac{q_w}{\rho_0 u_0 (h_0 - h_w)}$$

$$R = \frac{\rho_0 u_0 r_0}{\mu}, \quad \frac{h_w}{h_0}$$

Осредненная энтальпия на входе в секционную трубу определялась двумя способами: по тепловому балансу подогревателя и по тепловому балансу модели. Совпадение этих двух значений указывает на правильность тепловых измерений. При больших различиях (больше 5%) дальнейшая обработка не проводилась.

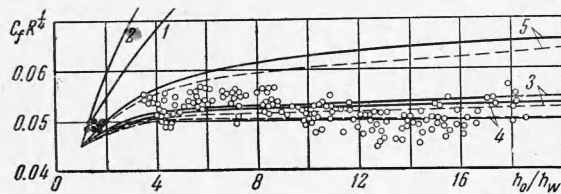
Так как воздух в камеру подогрева поступает по касательной, то необходимо оценить влияние закрутки. Для этой цели были проведены предварительные опыты по определению коэффициента сопротивления при изотермическом течении в трубах различного диаметра как при тангенциальном подводе воздуха, так и при осевом. При осевой подаче коэффициент сопротивления

$$\lambda = \frac{d}{\Delta x} \frac{2\Delta p}{\rho \langle u \rangle^2}$$

хорошо согласуется с формулой Блазиуса

$$\lambda_0 = 0.3164 R_d^{-1/4}$$

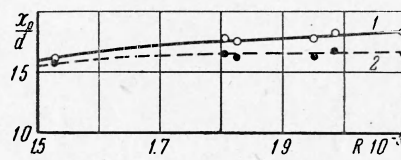
$$\left(R_d = \frac{\rho \langle u \rangle d}{\mu}\right) \quad (6)$$



Фиг. 6. Влияние энтальпийного фактора на коэффициент трения: светлые точки — эксперимент; темные точки — [2]; 1 — [3], пунктирная кривая — $R = 2000$; сплошная кривая — $R = 5000$; 2 — асимптотическая формула при $R = \infty$ [2]; 3 — формула, учитывающая конечность числа Рейнольдса [2]; 4 — [4]; 5 — [5]

Здесь $\langle u \rangle$ — средняя скорость, d — диаметр трубы (фиг. 3). Измерения производились в основном участке течения. При наличии закрутки коэффициент сопротивления λ возрастает. В основном это связано с изменением профиля осевой скорости и распределения давления поперек потока, вызванного существованием центробежных сил. При увеличении осевой скорости относительное значение этих изменений уменьшается и величина λ / λ_0 приближается к единице (фиг. 3). Так как при подогреве воздуха отношение тангенциальной скорости на входе в камеру u_t к среднему значению осевой скорости в трубе $\langle u \rangle$ составляет около 0.1, то влиянием закрутки в этом случае можно пренебречь, как следует из рассмотрения фиг. 3.

Так как целью настоящей работы являлось исследование коэффициентов трения и теплоотдачи в основном участке течения в круглой трубе, то необходимо исключить данные, относящиеся к начальному участку. Оценим протяженность начального участка. Профиль скорости, измеренный на выходе из подогревателя, представлен на фиг. 4. Относительная толщина пограничного слоя δ / r_0 приближенно равна 0.4. В начальном участке течения полное давление и энтальпия торможения на оси трубы остаются постоянными, поэтому по известному распределению статического давления и расходу можно найти величину скорости на оси. Сравнение энтальпии торможения и скорости на оси, вычисленных для начального и для основного участков, позволяют определить место смыкания пограничного слоя. Протяженность начального участка течения, найденная таким образом, показана на фиг. 5 в зависимости от числа Рейнольдса R во вход-

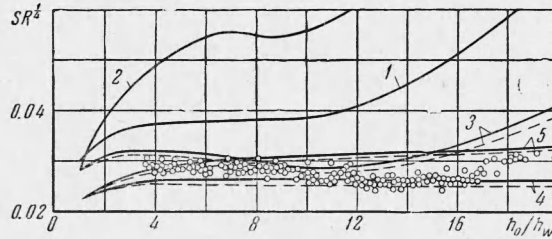


Фиг. 5. Протяженность начального участка: 1 — по смыканию динамического пограничного слоя; 2 — по смыканию теплового пограничного слоя

ном сечении трубы, причем величина x_0 отсчитывается от начала анода. Полученные результаты показывают, что первые две секции находятся в области начального участка. Данные, относящиеся к этим секциям, в дальнейшем не учитывались.

Как известно [1, 2], при турбулентном дозвуковом изотермическом течении коэффициент трения хорошо описывается формулой

$$C_{f_0} = 0.045 R^{-1/4} \quad (7)$$



Фиг. 7. Влияние энтальпийного фактора на число Стантона: светлые точки — эксперимент; 1 — [2], сплошная кривая — $R = 5000$, пунктирная кривая — $R = 2000$; 2 — асимптотическая формула при $R = \infty$ [2]; 3 — формула, учитывающая конечность числа Рейнольдса [2]; 4 — [4]; 5 — [3]

тора. Там же приведены результаты расчета по различным формулам [2-5], причем число Прандтля вычислялось по параметрам на границе пограничного слоя по данным работы [13]. Проведенное сравнение показывает, что формула работы [2], учитывающая конечность числа Рейнольдса, лучше всего соответствует опытным данным. При приближенных расчетах можно принимать, что коэффициент трения и число Стантона не зависят от энтальпийного фактора для $3 < h_0/h_w < 20$.

При наличии теплообмена между потоком газа и стенкой коэффициент трения для турбулентного пограничного слоя также пропорционален $R^{-1/4}$ [1, 2].

Результаты экспериментального исследования величин C_f и S при дозвуковом потоке и $R = 2000 - 5000$ представлены на фиг. 6, 7 в зависимости от энтальпийного фактора.

Поступила 17 IV 1964

ЛИТЕРАТУРА

1. Авдеевский В. С., Данилов Ю. И., Кошкин В. К., Кутырин И. Н., Михайлова М. М., Михеев Ю. С., Сергелъ О. С. Основы теплопередачи в авиационной и ракетной технике. Оборонгиз, М., 1960.
2. Кутателадзе С. С., Леонтьев А. И. Турбулентный пограничный слой сжимаемого газа. СО АН СССР, Новосибирск, 1962.
3. Калихман Л. Е. Турбулентный пограничный слой на криволинейной стенке, обтекаемой газом. Оборонгиз, М., 1956.
4. Ван-Дриест Е. Турбулентный пограничный слой в сжимаемых жидкостях. Сб. «Механика», 1952, вып. 1 (11).
5. Козлов Л. В. Экспериментальное исследование теплоотдачи на плоской пластине в сверхзвуковом потоке. Оборонгиз, М., 1958.
6. Ильин Л. Н. Влияние температурных условий на теплоотдачу и сопротивление при течении воздуха в трубе. Котлотурбостроение, 1951, № 1.
7. Мухин В. А., Сукомел А. С., Величко 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.
8. Taylor M. F., Kirchgessner T. A. Measurements of heat transfer and friction coefficients of helium flowing in a tube at surface temperatures up to 5900°R . ARS Journal, 1960, v. 30, No. 9.
9. Розе П. Х., Пробстейн Р. Ф., Адамс М. К. Турбулентная теплопередача через интенсивно охлаждаемый, частично диссоциированный пограничный слой. Сб. «Механика», 1959, вып. 4 (56).
10. Rabinowitz J. Measurement of turbulent heat transfer rates on the aft portion and blunt base of a hemisphere cylinder in the shock tube. Jet propulsion, 1958, No. 9.
11. Седов Л. И., Черный Г. Г. Об осреднении неравномерных потоков газа в каналах. Сб. статей «Теоретическая гидродинамика», Оборонгиз, 1954, № 12.
12. Предводителев А. С., Ступоченко Е. В., Ионов В. П., Плешанов А. С., Рождественский И. Б., Самуйлов Е. В. Термодинамические функции воздуха для температур от 1000 до 12000°K и давлений от 0,001 до 1000 атм. Изд-во АН СССР, М., 1960.
13. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. Физматгиз, М., 1963.