

3. Королев А. В., Шалимов Б. В., Швидлер М. И. Численное решение одномерных и двумерных задач фильтрации несмешивающихся жидкостей с учетом гравитационных и капиллярных сил. В сб. «Численные методы решения задач фильтрации многофазной несжимаемой жидкости». Новосибирск, 1975.
4. Коллинз Р. Течения жидкостей через пористые материалы. М., «Мир», 1964.

УДК 532.574.2.032

ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОСТИ НА ПОКАЗАНИЯ ПЛОСКИХ МИКРОТРУБОК ПОЛНОГО НАПОРА ПРИ МАЛЫХ СКОРОСТЯХ ПОТОКА

Н. П. МИХАЙЛОВА, Е. У. РЕПИК

(Москва)

При измерении распределения скорости в пограничном слое в непосредственной близости от обтекаемой стенки, а также при измерении скорости в узких каналах и щелях широко используются плоские микротрубки полного напора. При малых числах Рейнольдса, рассчитанных по характерному размеру микротрубки и местным параметрам потока, уравнение Бернулли неприменимо для определения скорости потока по измеренному значению давления в помощью трубки полного напора. Из-за сил вязкости, которые в этом случае соизмеримы с инерционными силами, измеренное полное давление больше давления, рассчитанного с использованием уравнения Бернулли, т. е. коэффициент давления трубки полного напора становится больше единицы.

Имеющиеся в литературе опытные данные и теоретические решения по данному вопросу относятся главным образом к круглым трубкам полного напора [1-6]. Влияние вязкости потока на показания плоских микротрубок при малых скоростях потока исследовалось в [7]. Однако опыты [7] не носят характера систематического исследования и содержат отдельные сведения, не поддающиеся обобщению. Кроме того, в опытах [7] не рассматривались числа Рейнольдса $UH/\nu < 10$ (здесь H - наружная высота приемного отверстия плоской микротрубки), представляющие практический интерес при измерении скорости в вязком подслое турбулентного пограничного слоя.

В настоящей статье приводятся новые результаты экспериментального исследования коэффициента давления для плоских микротрубок полного напора в диапазоне изменения чисел Рейнольдса UH/ν от 4 до 100. Исследовались микротрубки с большим отношением ширины приемного отверстия B к высоте H ($B/H > 4.5$), которые обычно используются при измерении распределения скорости в пограничном слое. Из технологических соображений плоские микротрубки имели строго прямоугольное приемное отверстие, при этом трубки подбирались таким образом, чтобы можно было их систематизировать по характерным геометрическим размерам ($H = \text{const}$, $B = \text{var}$; $B = \text{const}$, $H = \text{var}$). Размеры микротрубок приведены ниже.

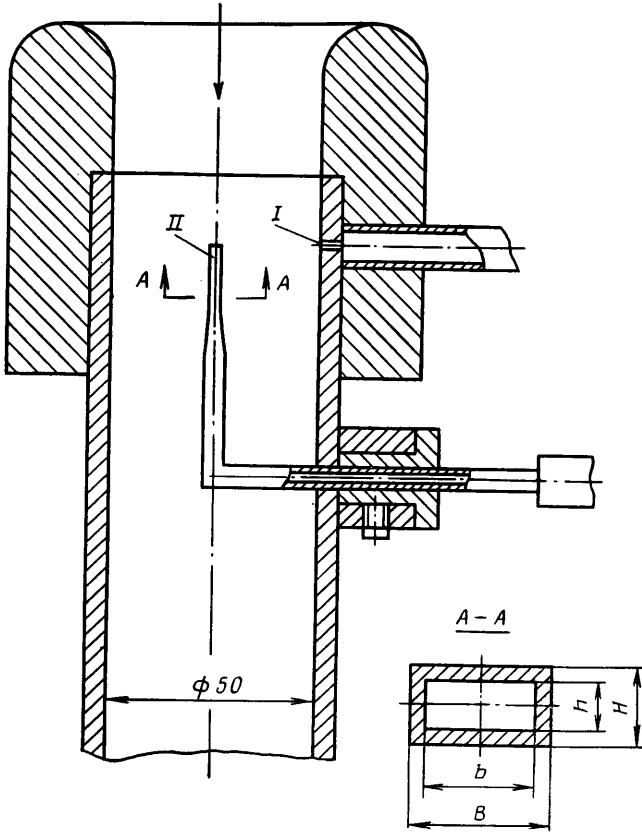
№ трубки	$H, \text{мм}$	$h, \text{мм}$	$B, \text{мм}$	$b, \text{мм}$	$D_T, \text{мм}$	$d_T, \text{мм}$	α	β	γ
1	0.2095	0.1175	1.3500	1.1815	0.3625	0.2130	6.44	10.06	0.587
2	0.2130	0.1240	1.9550	1.8100	0.3835	0.2065	9.17	14.60	0.538
3	0.2890	0.1975	1.3210	1.1360	0.4740	0.3360	4.57	5.75	0.709
4	0.2930	0.1750	1.9295	1.8255	0.5090	0.3190	6.58	10.42	0.626

Экспериментальное определение значений коэффициентов давления для плоских микротрубок проводилось в вертикальной аэродинамической трубе, схема которой представлена на фиг. 1. Забор воздуха в аэродинамическую трубу осуществлялся непосредственно из атмосферы с помощью вентилятора, установленного на выходе из рабочего канала трубы. Для расширения диапазона изменения скорости потока в рабочей части трубы была предусмотрена возможность установки лопаток рабочего колеса вентилятора под разными углами к набегающему потоку. Исследуемая микротрубка устанавливалась на оси аэродинамической трубы вблизи профилированного воздухозаборника вне пределов пограничного слоя, образующегося на стенках трубы.

Предполагалось, что в этом случае на оси трубы $P_c + \frac{1}{2}\rho U^2 = P_a$, откуда значение коэффициента давления равно

$$(1) \quad C_p = \frac{P_0 - P_c}{\frac{1}{2}\rho U^2} = 1 + \frac{P_0 - P_a}{\frac{1}{2}\rho U^2}.$$

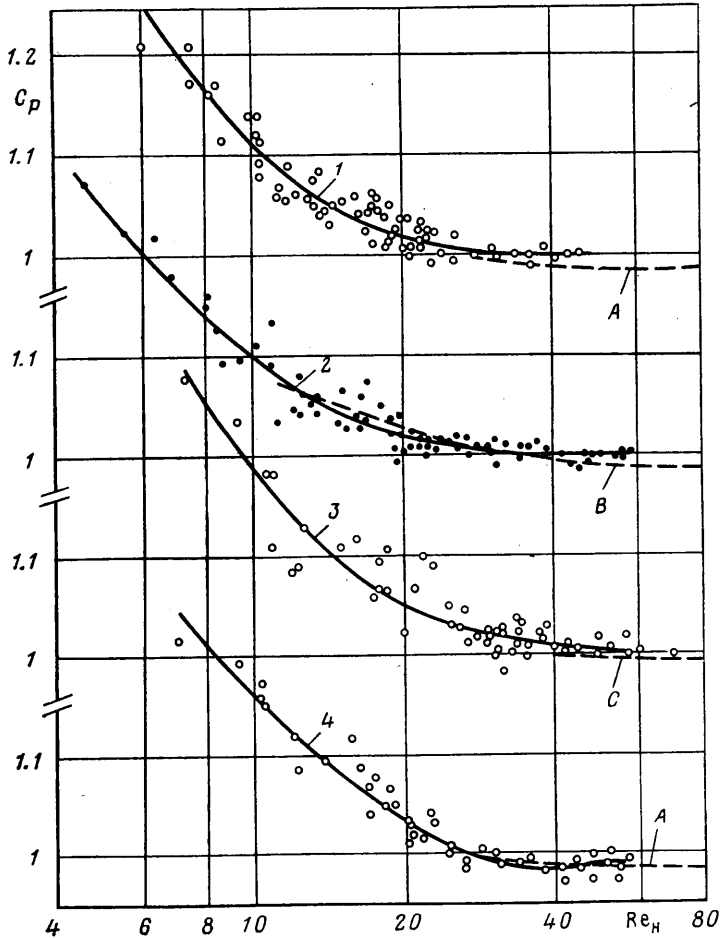
Величина скорости потока U на оси трубы определялась по разности атмосферного P_a и статического P_c давлений. Оценка показала, что отклонение в значении



Фиг. 1

скорости на оси трубы при установленной в рабочей части трубы микротрубке и при ее отсутствии не превышало 0.1%. Давление P_c измерялось на стенке трубы с помощью дренажного отверстия I диаметром 0.3 мм, расположенного в одном измерительном сечении с приемным отверстием микротрубки полного напора II . Малые перепады давлений $(P_0 - P_a)$ и $(P_a - P_c)$ регистрировались с помощью высокочувствительного спиртового манометра. Слежение за уровнем спирта, отсчет и регистрация показаний манометра осуществлялись автоматически. Среднеквадратическая погрешность показаний манометра в диапазоне измерения $\Delta P = 0 \div 2$ мм вод. ст. была равна $\sigma = 0.004$ мм вод. ст. Уменьшению случайной ошибки результата способствовало также большое число отсчетов показаний манометра при одном измерении (не менее 10 отсчетов).

Результаты измерений приведены на фиг. 2, где опытные значения C_p для микротрубок с разными значениями относительных геометрических размеров $\alpha = B/H$, $\beta = b/h$ и $\gamma = d_T/D_T$ представлены в зависимости от числа $Re_H = UH/\nu$. Здесь $D_T = 4F_1/P_1$ и $d_T = 4F_2/P_2$, где F_1 , F_2 и P_1 , P_2 — соответственно, площадь и периметр приемного отверстия микротрубки по наружному и внутреннему контуру. Цифры 1—4 обозначают номера микротрубок, приведенных выше. На фиг. 2 пунктирными кривыми A , B , C нанесены также результаты опытов [7], в которых отношение B/H было равным соответственно 7, 11 и 3.

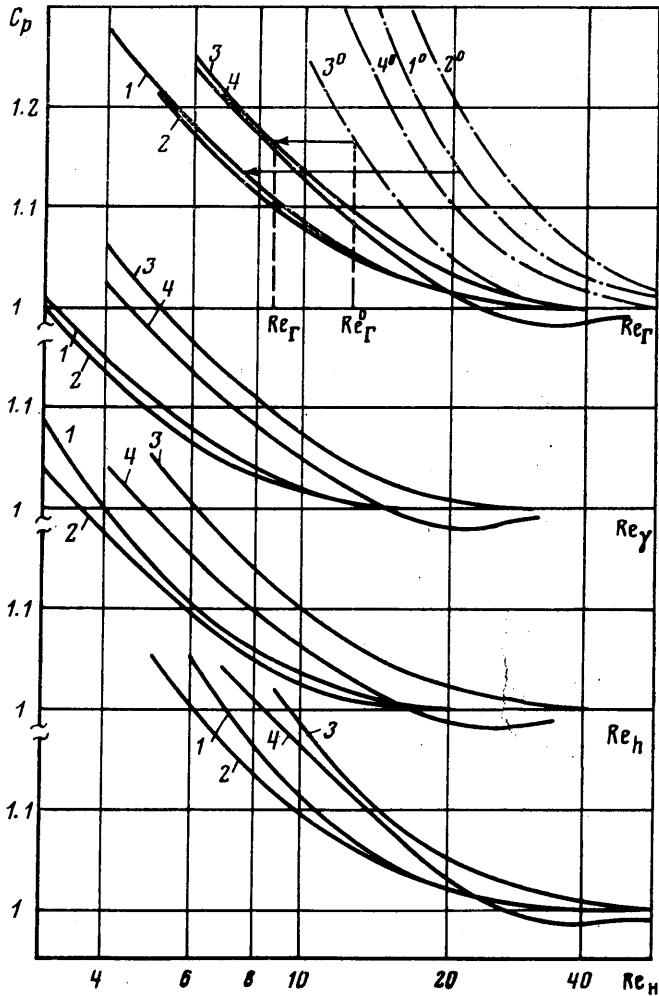


Фиг. 2

Для более наглядной иллюстрации влияния α , β и γ на характер зависимости C_p от числа Рейнольдса на фиг. 3 на одном графике представлены кривые, сглаженные по опытным точкам, при этом число Рейнольдса, рассчитывалось как по высоте приемного отверстия микротрубки, так и по его гидравлическому диаметру с использованием внешних и внутренних размеров микротрубки ($Re_H = UH/\nu$, $Re_h = Uh/\nu$, $Re_T = UD_T/2\nu$, $Re_v = UD_T/2\nu$). Здесь же для сравнения штрихпунктирными линиями нанесены результаты опытов [6] для круглой трубки полного напора. Цифры 1^0-4^0 для круглых трубок соответствуют цифрам $1-4$ для плоских трубок при $\gamma = d/D$.

Как видно из фиг. 3, с уменьшением числа Рейнольдса коэффициент давления становится существенно больше единицы, при этом влияние вязкости для плоских микротрубок проявляется более слабо, чем в случае обтекания круглых трубок. Значения C_p уменьшаются по мере роста значений α и β и с уменьшением γ . Определенной зависимости C_p от абсолютных значений α и β и внутренних размеров плоской микротрубки в настоящих опытах не установлено.

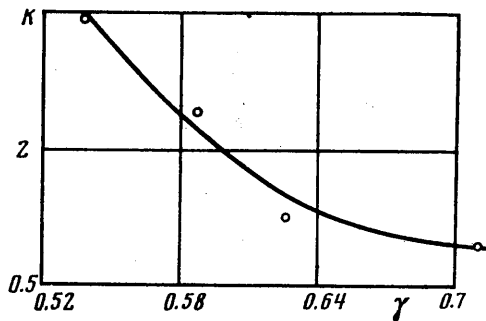
Обработка опытных данных в виде зависимости коэффициента давления от числа Рейнольдса, рассчитанных с использованием различных геометрических параметров плоской микротрубки, не позволяет свести опытные кривые, полученные для разных трубок, к единой универсальной зависимости. Однако следует все же указать, что для плоских микротрубок использование D_T в качестве характерного размера при определении числа Рейнольдса заметно сужает диапазон изменения коэффициента давления микротрубок с разными значениями α , β и γ при $Re_T = \text{const}$.



Фиг. 3

Учитывая то обстоятельство, что в настоящее время влияние вязкости на показание круглых трубок при малых скоростях потока изучено более тщательно, чем в случае плоских микротрубок, было бы желательным представить опытные данные для круглых трубок и плоских микротрубок в виде единой зависимости. С этой целью было опробовано несколько различных выражений для геометрических функций $H_e(B, H)$ и $h_e(b, h)$, учитывающих два характерных размера приемного отверстия плоской микротрубки (вместо одного для круглой трубки), включая степенные зависимости от отношения α , β и γ . Наиболее удачным оказалось такое выражение для геометрической функции, которое получается, если приравнять эффективную площадь приемного отверстия плоской микротрубки площади приемного отверстия круглой трубки диаметром $D = H_e$ [8], т. е.

$$(2) \quad \pi H_e^2 = (HB)K$$



Фиг. 4

Поскольку в [6] было показано, что для круглых трубок коэффициент давления зависит не только от числа Рейнольдса, но и от отношения внутреннего диаметра трубки к наружному, т. е. $C_p = C_p(Re, d/D)$, то, предположив, что $d/D = \gamma$, запишем соотношение (2) с использованием гидравлического диаметра

$$(3) \quad \pi D_e^2 = D_T/2(H+B)K, \quad \text{откуда} \quad D_e = D_T \sqrt{\frac{2K}{\pi D_T} (H+B)}$$

Здесь K учитывает особенности обтекания плоской микротрубки и определяется требованием, чтобы значения C_p для плоской микротрубки и круглой трубки были равны при одном и том же значении числа Рейнольдса.

Зависимость $K=f(\gamma)$, приведенная на фиг. 4, может быть приближенно описана соотношением

$$(4) \quad K \approx 0.14\gamma^{-5}$$

и была получена из соотношения (3) при известных геометрических размерах плоской микротрубки и отношении $D_e/D_T = Re_T^0/Re_T$, найденном совмещением кривых 1^0-4^0 с кривыми 1-4 на фиг. 3. Таким образом, используя соотношения (3) и (4) при заданных геометрических размерах плоской микротрубки, можно рассчитать диаметр эквивалентной круглой трубки $D_e = D$, у которой зависимость коэффициента давления C_p от числа Рейнольдса будет такой же, как и у плоской микротрубки.

Поступила 29 III 1978

ЛИТЕРАТУРА

1. *Homann F.* The effect of high viscosity on the flow around a cylinder and around a sphere. *NACA, Tech. mem.*, 1952, No. 1334.
2. *Durand W. F.* *Aerodynamic theory*, vol. 3. Berlin, Springer, 1935.
3. *Barker M.* On the use of very small pitot-tubes for measuring wind velocity. *Proc. Roy. Soc., Ser. A.*, 1922, vol. 101, No. 712.
4. *Hurd C. W., Chesky K. P., Shapiro A. H.* Influence of viscous effects on impact tubes. *J. Appl. Mech.*, 1953, vol. 20, No. 2.
5. *McMillan F. A.* Viscous effects on pitot-tubes at low speeds. *J. Roy. Aeronaut. Soc.*, 1954, vol. 58, No. 524.
6. *Михайлова Н. П., Реник Е. У.* Влияние вязкости на показания трубок полного напора при малых скоростях потока. *Изв. АН СССР, МЖГ*, 1976, № 1.
7. *McMillan F. A.* Viscous effects on flattened pitot-tubes at low speeds. *J. Roy. Aeronaut. Soc.*, 1954, vol. 58, No. 528.
8. *Peterson C. W., George O. L.* Wind tunnel pressure probes: new calibrations for new geometries and flow environments. *AIAA paper*, 1974, No. 635.

УДК 533.6

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАПУСКА КЛИНОВИДНОГО СОПЛА УДАРНОЙ ТРУБЫ БОЛЬШОГО ДИАМЕТРА

А. Б. БРИТАН, Ю. В. ЖИЛИН, А. П. МАЗМАНЯНЦ

(Москва)

Приводятся результаты исследования запуска клиновидного сопла ударной трубки. Показано, что в режиме запуска с перерасширением основные потери рабочего времени связаны со вторичной ударной волной и в рассмотренных сечениях сопла занимают около половины всей длительности запуска. Обсуждается применимость полученных результатов для исследования запуска клиновидных сопел различной геометрии.

В настоящее время исследование ударного запуска сопел представляют значительный интерес в связи с моделированием на ударных трубах процессов в газодинамических лазерах. Общая картина установления стационарного потока в соплах изучена достаточно подробно [1, 2]. Начало процесса запуска, как правило, надежно регистрируется любой из используемых экспериментальных методик и связано с приходом в измерительное сечение сопла первичной ударной волны. Значительно сложнее определить полную длительность запуска, так как момент окончания запуска и переход к стационарному истечению часто трудно зарегистрировать из-за сложного характера течения за первичной ударной волной [1].