

## ТРЕНИЕ ПОТОКА ЖИДКОСТИ О ТОРЦЕВЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ВИХРЕВЫХ КАМЕР

М. А. Гольдштик, Н. И. Собакинских  
(Новосибирск)

Для оценки потерь момента количества движения в вихревых камерах нужны сведения о турбулентном трении вращающегося потока о поверхность, перпендикулярную оси вращения. В гидравлических расчетах обычно используется квадратичный закон трения (1)  $\tau = \zeta \rho u^2/2$ , где  $\tau$  — касательное напряжение на стенке;  $\rho$  — плотность жидкости;  $u$  — относительная скорость обтекания поверхности;  $\zeta$  — коэффициент трения. Рекомендации по выбору последнего весьма разноречивы и не относятся непосредственно к нашему объекту исследования. Поэтому цель данной работы — экспериментальная проверка соотношения (1) и определение коэффициента  $\zeta$ .

**Экспериментальная установка.** Схема экспериментальной установки показана на фиг. 1. Ее основным элементом является вихревая камера 1 внутренним диаметром 350 мм и высотой 32 мм. Поток воды в камеру поступает через щелевой направляющий аппарат 2, содержащий  $N$  миллиметровых щелей, наклонных к радиусу под углом  $\alpha = 60^\circ$ . Число  $N$  изменялось от 18 до 87. Скорость воды в щелях варьировалась в пределах от 1 до 15 м/с, что перекрывает интересный для практики диапазон.

Трение потока о стенку измеряется посредством тонкого плоского диска 3, укрепленного с помощью спиц на валу 4, который может свободно вращаться в подшипниках, установленных в верхней торцевой крышке. С помощью фрикционного тормоза 5 к валу может прилагаться варьруемый тормозящий момент сил, измеряемый с помощью динамометра 6. В процессе эксперимента измеряются: скорость жидкости в щели  $v_{\text{щ}}$ , угловая скорость вращения диска  $\omega$  и тормозящий момент  $M$ . Предварительными опытами найден закон распределения окружной скорости жидкости в камере, который оказался весьма близок к закону потенциального вращения

$$(2) \quad v_{\varphi} = R_0 v_{\text{щ}} \sin \alpha / r,$$

где  $R_0$  — радиус камеры;  $r$  — текущий радиус. Отметим, что в центральной части потока всегда возникала воздушная полость с радиусом  $R_B < R_1$ .

**Закон трения.** В случае трения жидкости о вращающийся диск соотношение (1) принимает форму

$$(3) \quad \tau = (1/2) \zeta \rho |v_{\varphi} - \omega r| (v_{\varphi} - \omega r).$$

Здесь выделен модуль относительной скорости в связи с ее возможной знакопеременностью и величина  $\tau$  считается положительной в случае, если поток обгоняет диск.

Момент сил трения вычисляется по формуле

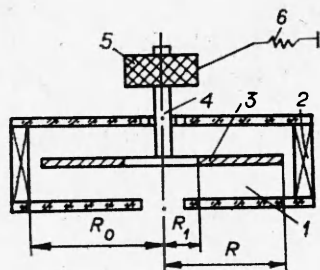
$$(4) \quad M = 2 \cdot 2\pi \int_{R_1}^{R_2} r^2 \tau dr.$$

При подстановке в (4) выражения (3) с учетом (2) и в предположении, что  $\zeta = \text{const}$ , получаем соотношение

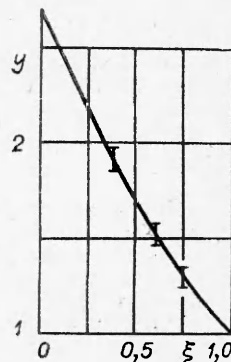
$$(5) \quad M = (2/15) \pi \rho \zeta v^2 R^3 [16y^{-1/2} - 15(1 + \xi) + 10(1 + \xi^3)y - 3(1 + \xi^5)y^2], \quad y > 1;$$

$$(6) \quad M = 2\pi \rho \zeta v^2 R^3 [(1 - \xi) - (2/3)(1 - \xi^3)y + (1/5)(1 - \xi^5)y^2], \quad y < 1,$$

где  $v = v_{\varphi}(R) = v_{\text{щ}} \sin \alpha \cdot R_0/R$ ;  $\xi = R_1/R_0$ ;  $y = \omega R/v$ . В случае  $y < 1$  диск вращается медленнее потока, так что этот случай охватывает и покоящийся диск. В случае  $y > 1$  внешние слои диска локально имеют ско-



Ф и г. 1



Ф и г. 2

рость, превышающую  $v_{\phi}$ , а внутренние — меньшую, чем  $v_{\phi}$ . Свободно вращающийся диск, для которого  $M = 0$ , относится к случаю  $y > 1$ . Как видно из (5), при  $M = 0$  величина  $y$  однозначно связана с геометрическим параметром  $\xi$  и не зависит ни от режима течения  $v$ , ни от коэффициента трения  $\zeta$ . Это свойство может быть использовано для экспериментальной проверки закона трения (3).

Зависимость  $y(\xi)$ , построенная на основании (5) при  $M = 0$ , показана на фиг. 2. Здесь же нанесены опытные данные, относящиеся к различным расходам воды, различным направляющим аппаратам и  $\xi = 0,375; 0,5$  и  $0,75$ , соответствующим при фиксированном  $R = 0,16$  м значениям  $\bar{h}_1 = 0,06; 0,08; 0,12$  м. Опытные данные ложатся хотя и с разбросом, но достаточно кучно, поэтому на фиг. 2 показаны не сами экспериментальные точки, а пределы разброса. Полученные результаты достаточно убедительно свидетельствуют в пользу закона трения (3), хотя можно заметить их некоторую завышенность в среднем.

**Коэффициент трения.** Определение величины  $\zeta$  удобно вести на покоящемся или сильно заторможенном диске, т. е. на основе формулы (6), из которой получается рабочее соотношение

$$\zeta = M / \{ 2\pi\rho v^2 R^3 [(1 - \xi) - (2/3)(1 - \xi^3)y + (1/5)(1 - \xi^5)y^2] \}.$$

Выборочные результаты обработки измерений представлены в таблице, где дано представление о среднем значении и разброс этой величины. Обработка большого числа опытных данных позволяет рекомендовать значение  $\zeta = (5 \pm 0,3) \cdot 10^{-3}$ .

$\xi$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
$v$ , м/с	1,3	7,5	15	7,5	15	5,2	1,2	4,6	9,0	15	15	
$M$ , Н·м	0,11	3,47	14,2	3,3	10,4	0,76	0,045	0,65	2,7	7,4	3,8	
$y$	0	0	0	0,12	0,28	0,6	0	0	0	0	0,36	
$\zeta \cdot 10^{-3}$	5,3	4,8	4,9	5,2	5,1	5,0	4,9	4,8	5,2	5,1	5,0 <sup>а</sup>	

Отметим, что величина  $\zeta = 5 \cdot 10^{-3}$  в формуле (1) рекомендована [1] в качестве грубого приближения даже для трения о твердую стенку газожидкостных смесей, но только при соответствующем выборе плотности смеси.

Поступила 3 IV 1981

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения. М.: Мир, 1972.