

ЛИТЕРАТУРА

1. Примеры гидравлических расчетов/ Под ред. А.И.Богомолова. — М., 1977.
2. Справочник по гидравлическим расчетам/ Под ред. П.Г. Киселева. — М., 1972.
3. Агроскин И.И., Дмитриев Г.Т., Пикалов Ф.И. Гидравлика. — М.—Л., 1964.
4. Хованский Г.С. Основы номографии. — М., 1976.

УДК 532.528

Д.А.КОЗЛОВ, канд.техн.наук, зав.каф.,
И.В.КАРПЕНЧУК, ст.науч.сотр. (БПИ)

ВОЗНИКНОВЕНИЕ И РАЗВИТИЕ КАВИТАЦИИ В УСТРОЙСТВАХ ТИПА ТРУБКИ ВЕНТУРИ ПРИ ВЫСОКИХ СТАТИЧЕСКИХ ДАВЛЕНИЯХ

В последние годы наряду с решением задач по обеспечению надежной защиты элементов высоконапорных гидротехнических сооружений и гидромашин от разрушительной кавитационной эрозии в промышленности для интенсификации технологических процессов, протекающих в системах жидкость—жидкость, жидкость—твердое тело, жидкость—газ, находят применение установки, в которых определяющим фактором воздействия является кавитация. Наиболее перспективным методом повышения эффективности подобных установок является возбуждение кавитации в потоке движущейся жидкости. С целью совершенствования промышленных установок, использующих кавитацию и работающих при больших статических давлениях, нами исследовалось возникновение и развитие кавитации в устройствах типа трубки Вентури. Опыты проводились на вакуумно-кавитационной установке высокого давления.

Гидравлическая схема установки высокого давления для исследования кавитации, представленная на рис. 1, а, состоит из гидравлического электронасосного агрегата ПТР — 14/100, в состав которого входят трехплунжерный насос 1 и предохранительное устройство 6; исследуемое устройство 2; расходомер 3; регулируемые дроссели 4, 5; манометры 7,8; вакуумметр 9. Насос, подающий жидкость (воду) в нагнетательную магистраль, имеет возможность изменения подачи до 1,2 л/с и давления до 10МПа, в зависимости от частоты вращения вала. Плавное изменение частоты вращения осуществлялось комплексным тиристорным электроприводом.

Исследуемое устройство 2 выполнено в виде трубки Вентури, имеющей подсоединительные штуцеры для манометров 7 и 8, вакуумметра 9. Для стабилизации потока жидкости перед устройством и за ним установлены входная гидролиния *ab* и выходная *cd* внутренним диаметром 20 мм, длиной, соответственно, 700 и 650 мм.

В установке дроссель 4 предназначен для более плавного регулирования расхода через исследуемое устройство 2, а также для полной разгрузки системы при запусках установки. Дроссель 5 способствует изменению сопротивления проходящему потоку на выходе из устройства 2.

Ограничение величины давления в нагнетательных каналах, гидротрассах установки обеспечивает предохранительный клапан 6. Описываемая установка позволяет производить кавитационные исследования различных типов устройств 2 при больших статических давлениях.

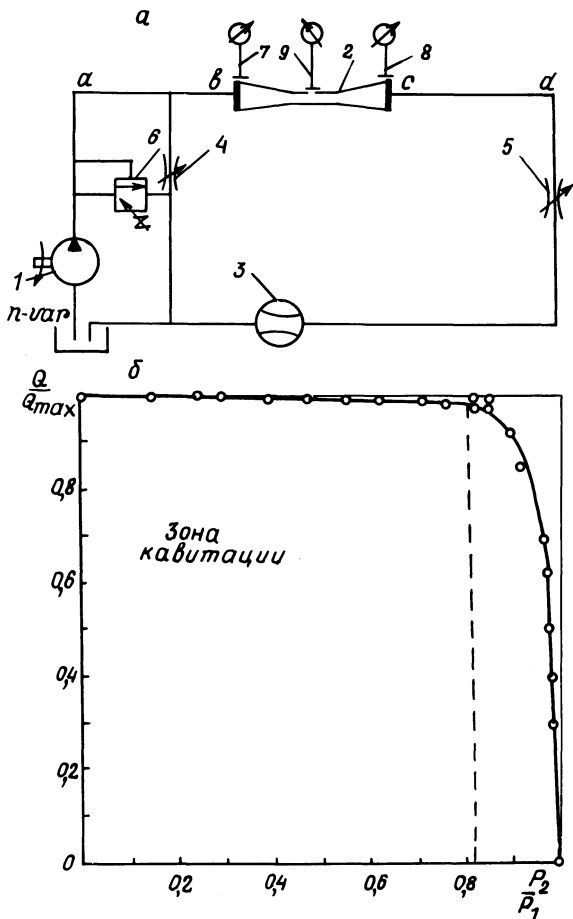


Рис. 1. а — гидравлическая схема стенда высокого давления; б — изменение расхода в зависимости от величины противодействия P_2 при постоянном давлении на входе.

Опыты производились следующим образом. Насосом подавался в нагнетательный трубопровод определенный расход, давление P_1 на входе в исследуемое устройство фиксировалось манометром 7, а давление на выходе из устройства P_2 — манометром 8. Уменьшая открытие дросселя 5, увеличивали сопротивление проходящему через него потоку и тем самым увеличивали противодействие P_2 на выходе из исследуемого устройства. При возникновении кавитации в устройстве с изменением противодействия P_2 дав-

ление на входе P_1 оставалось без изменения. При увеличении противодействия P_2 кавитационные пузырьки растворялись и степень кавитации уменьшалась. Затихали шумовые эффекты и в определенный момент, когда противодействие возрастало до критического значения P_2^{KP} , кавитация в устройстве прекращалась, шумовые эффекты исчезали и дальнейшее увеличение противодействия P_2 вызывало увеличение давления на входе в исследуемое устройство P_1 .

В литературе [1] анализируется изменение расхода трубки Вентури в зависимости от противодействия P_2 . Подобные опыты были поставлены на кавитационной установке при больших статических давлениях.

На рис.1,б показано изменение расхода в исследуемом устройстве при постоянном давлении на входе $P_1 = \text{const}$. При возникновении кавитации в устройстве расход Q , проходящий через него, остается постоянным, независимо от изменения величины противодействия P_2 , что совпадает с данным [1]. Когда противодействие достигает критической величины P_2^{KP} , при которой наблюдается прекращение кавитационного течения, происходит уменьшение расхода Q с увеличением отношения $\frac{P_2}{P_1}$ до 1. Исходя из результатов этих опытов, можно сделать вывод, что при течении жидкости через исследуемое устройство в кавитационном режиме изменение противодействия на выходе P_2 не будет сказываться на работе устройства, т.е. давление на входе P_1 и расход Q остаются неизменными при условии $P_2 < P_2^{KP}$.

С целью определения влияния сопротивления установки на возникновение кавитации были поставлены опыты по определению потерь давления при изменении расхода. Результаты показаны на рис. 2, а. В первом опыте (кр. 1) при малом открытии дросселя 5 наблюдался бескавитационный режим во всем диапазоне расходов от 0,3 до 1,2 л/с. При увеличении открытия дросселя на выходе, т.е. при уменьшении сопротивления выходного участка за устройством, давление в узкой части P_2 , определяемое по мановакуумметру 9, приблизилось к давлению насыщенных паров $P_{н.п}$. Начался небольшой треск и скрежет. И этот переходный режим (кр. 2) сохранялся во всем диапазоне изменений расхода Q . При дальнейшем открытии дросселя 5 наступал кавитационный режим, который сохранялся во всем диапазоне изменений расхода.

Анализ данных графиков позволяет сделать вывод о большом влиянии сопротивления всей гидравлической системы, включая выходной участок, на возникновение кавитационного течения. При наступлении кавитационного режима потери давления $\Delta P = P_1 - P_2$ резко возрастают.

В опытах были исследованы устройства, выполненные по типу трубки Вентури с различными углами конфузора и диффузора, различными диаметрами узкой части при различной длине центрального участка и наличии в нем конструктивных деталей, с равными входным и выходным сечениями.

Поскольку в работе ставилась задача получения кавитации при максимальном противодействии P_2 и минимальных потерях давления $\Delta P = P_1 - P_2$ с целью интенсификации процесса кавитации и детального изучения возникновения и развития кавитации, в узкое сечение устройств вводились тела, увеличивающие местное сопротивление.

По результатам экспериментов для каждого устройства при различных режимах были определены критическое число кавитации и коэффициент гидравлического сопротивления в момент перехода от кавитационного течения к бескавитационному по формулам [2,3] :

$$\sigma_k = \frac{P_1 - P_{н.п}}{\frac{\rho V_c^2}{2}} ; \quad (1)$$

$$\xi = \frac{\Delta P}{\frac{\rho V_c^2}{2}} , \quad (2)$$

где $V_c = \frac{Q}{\omega_c}$ - скорость в узком сечении. В расчетах давлением насыщенных паров $P_{н.п}$, ввиду того что значение его мало по сравнению с давлением P_1 , пренебрегли.

Как показали исследования, более значительное влияние на возникновение и развитие кавитации в устройствах типа трубки Вентури, работающих при больших статических давлениях, может иметь изменение формы устрой-

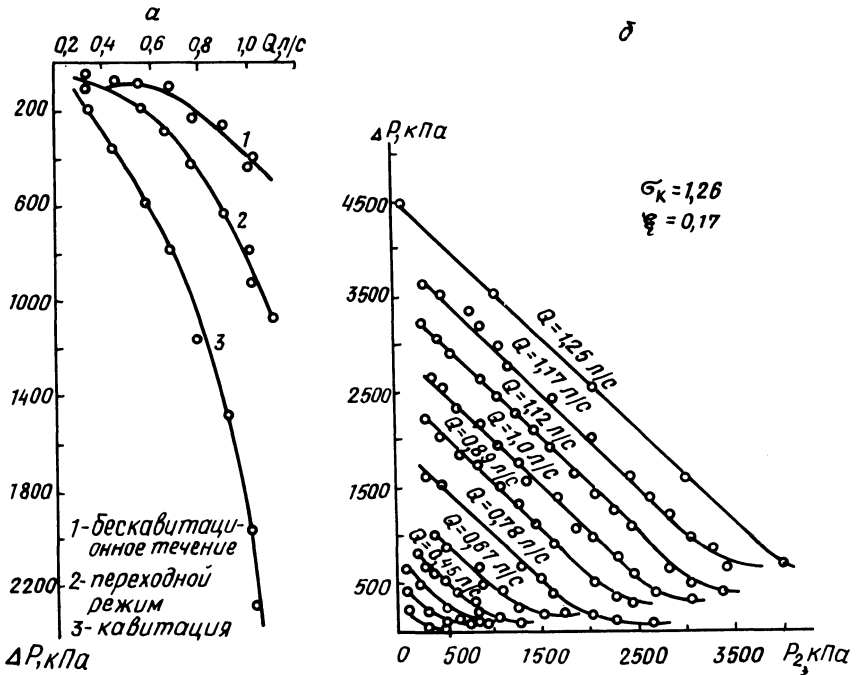


Рис. 2. а — потери в устройстве типа трубки Вентури в зависимости от расхода при различном сопротивлении выходного участка; б — характеристики устройства при углах конусности конфузора 25 и диффузора 8,5°.

ства. Опытами установлено, что незначительное изменение длины центрального цилиндрического участка узкого сечения не сказывается на работе устройства, значительно влияло изменение углов конусности конфузора и диффузора, диаметра узкого сечения и отсутствие центрального цилиндрического участка.

На рис. 2,б представлены характеристики устройства, выполненного без центрального цилиндрического участка с углами конфузора и диффузора соответственно 25 и 8,5°. В данном устройстве кавитация возникала при значительных противодавлениях P_2 до 4 ÷ 5 МПа, а перепад давлений, при котором достигалась кавитация, был значительно меньше, чем у ранее рассматриваемых устройств. Коэффициент гидравлических потерь снизился, и число кавитации составило $\sigma_K = 1,26$, что говорит о хороших гидравлических характеристиках устройства, возможности возникновения и развития кавитации при значительных статических давлениях.

При определении характеристик аппаратов и устройств, работающих в кавитационном режиме, большое значение имеет определение критического числа кавитации, соответствующего началу кавитационного течения. В литературе [4, 5] приводится формула для определения критического числа кавитации для местного сопротивления, представляющего собой сужение и расширение потока:

$$\sigma_K = \zeta + 2\sqrt{\zeta}, \quad (3)$$

где σ_K – критическое число кавитации; ζ – коэффициент гидравлического сопротивления в квадратичной области. Причем σ_K и ζ отнесены к какому-либо одному сечению.

С целью определения возможности применения данной формулы для расчета рассматриваемых устройств, работающих при высоких статических давлениях, по результатам экспериментов были определены критические числа кавитации σ_K и коэффициенты гидравлических потерь ζ в момент ее возникновения, отнесенные к узкому сечению (рис. 3). Зависимость критического числа кавитации σ_K от коэффициента гидравлического сопротивления ζ при введении в узкое сечение различных тел, увеличивающих местное сопротивление, на рисунке представлена в виде серии кривых, зависящих от диаметра узкого сечения и углов конусности. Для сравнения в формулу (3) подставлялись опытные значения ζ . На рис. 3 построена соответствующая кривая $\sigma_K = \zeta + 2\sqrt{\zeta}$ по полученным данным для устройства с диаметром $d_c = 5$ мм. Как видно из рисунка, теоретические значения σ_K , полученные по формуле (3), отличаются от данных эксперимента более чем в 2 раза. Это позволяет сделать вывод о невозможности применения формулы (3) при определении критического числа кавитации для подобных устройств, работающих при высоких статических давлениях.

Для предварительных расчетов рассматриваемых устройств была произведена обработка данных экспериментов, полученных по устройствам с различными диаметрами узкого участка и с различными углами конусности, с целью получения эмпирической зависимости для определения критического числа кавитации σ_K . В результате обработки опытных данных с примене-

нием метода "наименьших квадратов" [6] была получена следующая формула:

$$\sigma_K = 0,307 \left(\frac{a_K}{a_D} \right) 1,23 \left(\frac{\omega}{\omega_c} \right) 0,524 \zeta 0,836, \quad (4)$$

где a_K – угол конусности конфузора; a_D – угол конусности диффузора; ω – площадь поперечного сечения на входе в устройство; ω_c – площадь поперечного сечения в узком сечении.

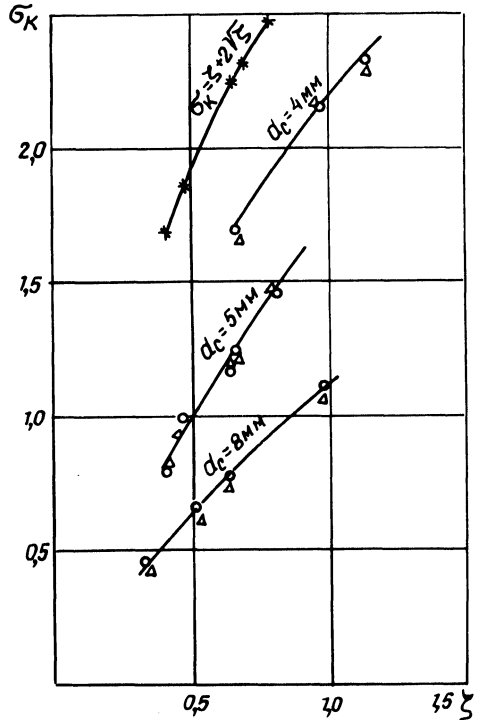


Рис. 3. Зависимость критического числа кавитации от коэффициента гидравлических потерь в устройствах типа трубки Вентури при больших статических давлениях:

* – $\sigma_K = \zeta + 2\sqrt{\zeta}$ при $d_c = 5 \text{ мм}$; o – опытные $\sigma_K = \frac{P_1 - P_{н.п.}}{\rho \frac{v_c^2}{2}}$; Δ – эмпи-

рические $\sigma_K = 0,307 \left(\frac{a_K}{a_D} \right) 1,23 \times \left(\frac{\omega}{\omega_c} \right) 0,524 \zeta 0,836$

Из рис. 3 следует, что значения σ_K , полученные по формуле (4), хорошо согласуются с опытными данными. Относительное отклонение значений σ_K по формуле (4) от опытных не превышало в среднем 4%.

После этого была проведена серия контрольных опытов на устройстве с диаметром $d_c = 5,4 \text{ мм}$, которое ранее не испытывалось. Полученные данные хорошо согласовывались со значениями, подсчитанными по формуле (4). Относительное отклонение опытных значений σ_K составило 5%.

Для расчета рассматриваемых устройств, т.е. определения минимального давления на входе в устройство P_1 и максимального противодавления на выходе P_2 , при которых будет иметь место кавитационное течение, путем преобразования (1) и (2) с учетом (4) получены следующие формулы:

$$P_1 = 0,154\rho \left(\frac{a_K}{a_D}\right)^{1,23} \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^{0,524} \zeta 0,836 V_c^2, \quad (5)$$

$$P_2 = \zeta \rho \frac{V_c^2}{2} \left[\frac{0,307 \left(\frac{a_K}{a_D}\right)^{1,23} \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^{0,524}}{\zeta 0,164} - 1 \right], \quad (6)$$

где ρ — плотность жидкости; V_c — скорость в узком сечении.

Полученные формулы (4) — (6) могут быть использованы для расчетов устройств типа трубки Вентури, работающих в кавитационном режиме при высоких статических давлениях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. — М., 1971.
2. А р з у м а н о в Э.С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях. — М., 1978.
3. К а р е л и н В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. — М., 1975.
4. Р а б и н о в и ч Е.З. Гидравлика. — М., 1980.
5. Примеры расчетов по гидравлике/ Д.Д. А л ь т ш у л ь, В.И.К а л и щ у н, Ф.Г.М а й р а н о в с к и й и др. — М., 1976.
6. Б а т у н е р Л.М., П о з и н М.Е. Математические методы в химической технике. — Л., 1971

УДК 681.121.8/89

М.В.КРАВЦОВ, канд.техн.наук, доц.,
Е.И.ДМУХАЙЛО, ст.преп.,
И.В.ФЕДЮКОВИЧ, ст.преп. (БИСИ)

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ РАСХОДА ВОДЫ РОТАМЕТРАМИ

Для управления технологическими процессами в системах водоснабжения и канализации [1] и других отраслях народного хозяйства страны [2] для измерения расхода воды и прочих жидких сред применяют расходомеры постоянного давления — ротаметры.

Наиболее известный и распространенный ротаметр, обеспечивающий измерение расхода в широком диапазоне, состоит из конической прозрачной трубки и поплавка [2]. Так как изготовить коническую трубку нелегко, часто применяют цилиндрическую трубку. Расширение же пределов измерения расхода достигается изготовлением трубки с переменным углом наклона к горизонту, переменного сечения или с коническим неподвижным стержнем внутри. В последнем случае снижение расхода происходит при перемещении поплавка в сторону конического стержня и уменьшении проходного сечения [2].

На наш взгляд, наиболее простой и надежной в работе является конструкция ротаметра, предложенная нами и состоящая из прозрачной изогнутой по дуге циклоиды трубки, и помещенного внутрь трубки поплавка в виде шарика. Обсуждению конструктивных особенностей и расчетных зависимос-