

УДК 532

УТОЧНЕНИЕ УРАВНЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРУЙНЫХ АППАРАТОВ

А. П. КУЛАК, А. Б. ШЕСТОЗУБ

Днепродзержинский государственный технический университет

Получено 27.02.2007

Для расчета характеристик струйных аппаратов на основе уточненного одномерного подхода получено обобщенное уравнение, учитывающее падение давления во входном конфузормом участке камеры смешения, толщину кромки сопла, а также перепад давления между рабочей струей и подсосываемым потоком. Такой подход позволил получить удобные соотношения для оптимальных параметров и максимального КПД струйных насосов.

Для розрахунку характеристик струменевих апаратів на основі уточненого одновимірного підходу одержано узагальнене рівняння, що враховує падіння тиску у вхідній конфузортній ділянці камери змішування, товщину кромки сопла, а також перепад тиску між робочим струменем і підсмоктуваним потоком. Такий підхід дозволив отримати зручні співвідношення для оптимальних параметрів і максимального КПД струменевих насосів.

For the calculation of jet apparatuses characteristics the authors have been obtained the generalized equation on the base of specified one-measuring approach. This equation took into account the falling of pressure in the entrance confuzory area of mixing chamber, thickness of edge of nozzle, and also overfall of pressure between a working stream and evacuated stream. Such approach allowed to get comfortable correlations for the optimum parameters and maximal coefficient of useful action of jet pumps.

ВВЕДЕНИЕ

Струйные аппараты (СА) применяются в различных отраслях промышленности – теплоэнергетике [1], газодобыче [2], гидротехнических сооружениях [3], космической технике [4], а также химической технологии [5] и др. Это объясняется простотой их конструкции, надежностью в работе ввиду отсутствия движущихся частей.

В инженерной практике расчеты СА базируются на применении упрощенных методик, основанных на одномерной теории, т. е. с использованием общих законов сохранения механики текущей среды [1, 6, 7]. Однако указанные методики не учитывают влияния таких параметров, как длина и конфузурность входного участка, падение давления (P) в подсосываемом пассивном (n) потоке на входе в цилиндрическую часть (сеч. 2) камеры смешения (КС), перепад давления на границе потоков между истекающей рабочей (p) струей и подсосываемым расходом ($P_n - P_p$), а также толщину кромки среза сопла (δ). Не принятие во внимание влияния перечисленных параметров приводит к существенному отличию расчетных величин и опытных данных.

Поэтому совершенствование методики расчета СА с учетом влияния указанных параметров является актуальным.

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ И ЕЕ РЕШЕНИЕ

Для получения расчетных соотношений выделяем контрольный объем, ограниченный сечениями 1, 2, 3 и поверхностями конфузурного входного участка и цилиндрической части камеры смешения (рис. 1). К указанному объему применяем уравнение импульсов, считая давления по сечениям 1, 2 и 3 соответствующих потоков практически постоянными (далее везде первый индекс означает поток, второй – номер сечения):

$$\begin{aligned} \varphi_{p_1} \cdot \sigma_p \cdot W_{p_1} + \varphi_{n_1} \cdot \sigma_n \cdot W_{n_1} - M(\sigma_p + \sigma_n) \cdot W_3 = \\ = P_3 \cdot f_3 + \int_1^2 P \cdot df - P_{p_1} \cdot f_{p_1} - P_{n_1} (f_{n_1} - f_{p_1}) + h_{mp} \cdot f_3, \end{aligned} \quad (1)$$

где σ – расход; f – площадь поперечного сечения; φ_{p_1} , φ_{n_1} – коэффициенты, учитывающие потери скорости соответствующих потоков; M – неравномерность поля скоростей W_3 в конце КС.

Потери на трение и смешение по длине КС определяются зависимостью $h_{mp} = 0.5 \xi_{tp} \cdot \rho_3 \cdot W_3^2$. Второй член правой части уравнения (1) отражает реакцию конфузора на кольцевое сечение ($f_{n_1} - f_3$). Принимается, что падение давления между сечениями 1 и 2 происходит по линейному закону. Тогда с достаточной для практики точностью [2] можем записать:

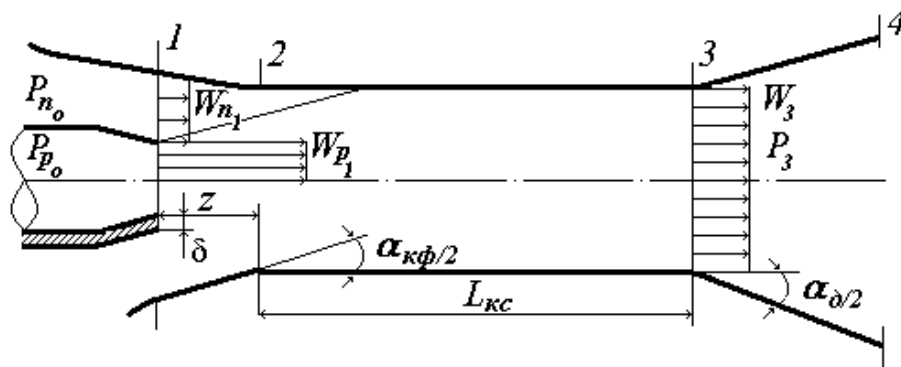


Рис. 1. Схема течения потоков в струйном аппарате

$$\int_1^2 P \cdot df \simeq 0.5 (P_{n_1} - P_{n_2}) \cdot (f_{n_1} - f_{n_2}),$$

$$- \frac{(1+U)^2 \cdot A}{\bar{\rho}_3 \cdot \bar{f}^2} + \frac{(P_{n_1} - P_{n_2}) \cdot (\bar{f}_{n_1}/\bar{f} - 1)}{2\varphi_{c_1}^2 \cdot (P_{p_0} - P_{p_1})} - \left[\frac{P_{n_1} - P_{p_1}}{\varphi_{c_1}^2 \cdot (P_{p_0} - P_{p_1}) \cdot \bar{f}} - \frac{P_{n_0} - P_{n_1}}{\varphi_{c_1}^2 \cdot (P_{p_0} - P_{p_1})} \right].$$

где $f_{n_2} = f_3$.

Указанные в соотношении (1) параметры находим из уравнения расходов рабочего

$$\sigma_p = \rho_{p_1} \cdot f_{p_1} \cdot W_{p_1}$$

и пассивного

$$\sigma_n = \rho_{n_1} \cdot (f_{n_1} - \bar{\delta} \cdot f_{p_1}) \cdot W_{n_1}$$

потоков (ρ_{p_1} и ρ_{n_1} – плотности соответственно рабочего и подсосываемого потоков в сечении 1, а ρ_3 – смешанного в сечении 3). Учитывая, что из уравнения энергии Бернулли следует

$$P_3 \simeq P_4 - 0.5 \cdot \varphi_\delta \cdot \rho_3 \cdot N \cdot W_3^2;$$

$$\varphi_{c_1}^2 (P_{p_0} - P_{p_1}) \simeq 0.5 \cdot \rho_{p_1} \cdot W_{p_1}^2,$$

и вводя обозначения для коэффициентов подсоса $U = \sigma_n/\sigma_p$ и загромождения КС $\bar{f} = f_3/f_{p_1}$, а также $\bar{f}_{n_1} = f_{n_1}/f_{p_1}$; $\bar{\rho}_{n_1} = \rho_{n_1}/\rho_{p_1}$; $\bar{\rho}_3 = \rho_3/\rho_{p_1}$; $\bar{\delta} \simeq (f_{p_1} + \pi \cdot d_{p_1} \cdot \delta)/f_{p_1}$, после преобразований окончательно определим уравнение характеристики СА в виде относительного перепада давлений на выходе из СА ($P_4 - P_{n_0}$) к перепаду давлений в сопле ($P_{p_0} - P_{p_1}$):

$$\Delta P_c = \frac{P_4 - P_{n_0}}{P_{p_0} - P_{p_1}} = \varphi_{c_1}^2 \times \left[\frac{2\varphi_{p_1}}{\bar{f}} + \frac{2\varphi_{n_1} \cdot U^2}{\bar{f}^2 \cdot \bar{\delta} \cdot \bar{\rho}_{n_1} \cdot (\bar{f}_{n_1}/\bar{\delta} \cdot \bar{f} - 1/\bar{f})} - \right] \quad (2)$$

Здесь φ_{c_1} – коэффициент потери скорости в сопле; φ_δ – коэффициент восстановления давления в диффузоре; N – коэффициент учета неравномерности поля скоростей в уравнении Бернулли по сечению 3 на выходе из КС; $A = 2M + \xi - N\varphi_\delta$.

Итак, полученное выражение (2) является наиболее общим из предложенных к настоящему времени, а каждое из слагаемых определяет долю влияния вышеуказанных параметров на суммарную характеристику СА. Значение выражения ΔP_c снижается с ростом коэффициента подсоса U и, наоборот, повышается при уменьшении загромождения \bar{f} и конфузорности

$$\frac{(f_{n_1} - \bar{\delta} \cdot f_{p_1})}{f_3} = \bar{\delta} \cdot \left(\frac{\bar{f}_{n_1}}{\bar{\delta}} \cdot \bar{f} - \frac{1}{\bar{f}} \right).$$

Три последних слагаемых в соотношении (2) получены впервые. Для капельных жидкостей $P_{n_1} > P_{n_2}$ и $P_{n_1} > P_{p_1}$. Такие СА называются струйными насосами (СН). Тогда последние два члена уравнения (2) имеют знак "–" и уменьшают давление P_4 на выходе из СН.

Соотношение

$$\frac{P_{n_1} - P_{p_1}}{\varphi_{c_1}^2 \cdot (P_{p_0} - P_{p_1}) \cdot \bar{f}}$$

определяет влияние перепада давлений между пассивным потоком и активной струей на срезе сопла. Согласно опытам [4, 9], для конического сопла

$$\frac{P_{n_1} - P_{p_1}}{\varphi_{c_1}^2 \cdot (P_{p_0} - P_{p_1})} \leq 0.05.$$

Поскольку \bar{f} находится в знаменателе, влияние этого члена быстро убывает при $\bar{f} > 5$.

Соотношение $\frac{P_{n_0} - P_{n_1}}{P_{p_0} - P_{p_1}}$ определяет влияние потерь по длине конфузурного входа всасываемого потока. Следовательно, применение длинного узкого ($\alpha_{кф} \leq 15^\circ$) конфузурного ввода до сечения 1, как в работе [8], снижает ΔP_c на величину ≤ 0.03 , что весьма существенно, особенно при коэффициентах загромождения потока $\bar{f} \geq 5$. Чтобы устранить это влияние, начало конфузуратора должно совпадать с выходным сечением 1 рабочего потока (нижняя часть рис. 1).

Первое из новополученных слагаемых является положительным и определяет влияние падения давления C_p на входе в сечении 2, которое, согласно опытам [4, 8], может достигать значений

$$C_p = \frac{P_{n_0} - P_{n_2}}{P_{p_0} - P_{p_1}} \approx 0.07 \div 0.16$$

в диапазоне загромождений $\bar{f} = 15 \div 4.0$. Однако в действительности влияние C_p существенно снижается из-за множителя $0.5(\bar{f}_{n_1}/\bar{f} - 1)$. Анализ показал, что с целью получения максимального КПД величина \bar{f}_{n_1}/\bar{f} при $\delta = 1.2 \div 1.35$ не должна превышать $\bar{f}_{n_1}/\bar{f} \leq 2$ для $\bar{f} \approx 4$ и $\bar{f}_{n_1}/\bar{f} \leq 1.4$ для $\bar{f} \geq 15$ [4].

Итак, без длинного конфузурного входа (нижняя часть рис. 1) суммарная величина двух первых вновь полученных слагаемых всегда положительна и может достигать значений $0.01 \div 0.03$ (при $\bar{f} > 5$ величина $\Delta P_c \leq 0.2$ [1]). Т. е. эти члены необходимо учитывать при расчете характеристики СН, особенно при исследовании начала кавитации.

Однако для докавитационных режимов работы СН уравнение (2) может быть упрощено без существенного снижения точности. Для этого оценим сначала второй член соотношения (2), определяющий влияние величины подсоса U , толщины кромки сопла $\bar{\delta}$ в сечении 1 и конфузурности подсосываемого потока. При загромождениях $\bar{f} = 4.0 \div 15.0$ множитель $(\bar{f}_{n_1}/\bar{\delta} \cdot \bar{f} - 1/\bar{f})$ в знаменателе достигает соответственно значений $\approx 1.4 \div 1.1$, так что второе слагаемое, при наличии этого множителя, уменьшается приблизительно на ту же величину $0.01 \div 0.03$, которую в сумме, как мы видели выше, составляют два новых члена равенства (2).

Таким образом, опуская указанный множитель и два новых члена, уравнение характеристики существенно упрощается:

$$\Delta P_c = \varphi_{c_1}^2 \left[\frac{2\varphi_{p_1}}{\bar{f}} + \frac{2\varphi_{n_1} \cdot U^2}{\bar{\delta} \cdot \bar{\rho}_{n_1} \cdot \bar{f}^2} - \frac{(1+U)^2 \cdot A}{\bar{\rho}_3 \cdot \bar{f}^2} \right]. \quad (3)$$

При этом неполное соответствие выражений (2) и (3) будет учтено некоторым увеличением коэффициента трения ξ в выражении для A . Предложенное уравнение (3) функционально наиболее близко к полученному в работе [1]. Однако там коэффициенты, аналогичные φ_p , φ_n , φ_δ , взаимосвязаны и не учитывается влияние кромки сопла δ .

В литературе по СА принято, что перепад $(P_4 - P_{n_0})$ нормируется по отношению к перепаду $(P_{p_0} - P_{n_0})$. Тогда запишем отдельно уравнение Бернулли для рабочего и подсосываемого потоков непосредственно до СН и в сечении 1. Вычтем второе из первого, а потом разделим на первое. После преобразований получим:

$$(P_{p_0} - P_{p_1}) = \varphi_1^2 \cdot (P_{p_0} - P_{n_0}),$$

где

$$\varphi_1^2 = \frac{1}{1 - \frac{(\varphi_{c_1}/\varphi_{n_1})^2 \cdot U^2}{\bar{\delta}^2 \cdot \bar{f}^2 (\bar{f}_{n_1}/\bar{f} \cdot \bar{\delta} - 1/\bar{f})^2} - \frac{P_{n_1} - P_{p_1}}{P_{p_0} - P_{p_1}}} > 1.0.$$

Выражение, аналогичное φ_1^2 , впервые получено в работе [7], правда, без последнего члена в знаменателе. Если обозначить $\mu_1 = \varphi_{c_1} \cdot \varphi_1$, то окончательно уравнение характеристики СН запишется так:

$$\Delta P_n = \frac{P_4 - P_{n_0}}{P_{p_0} - P_{n_0}} = 2\mu_1^2/\bar{f}^2 \times \left[\varphi_{p_1} \cdot \bar{f} + \frac{\varphi_{n_1} \cdot U^2}{\bar{\delta} \cdot \bar{\rho}_{n_1}} - \frac{(1+U)^2 \cdot A}{2\bar{\rho}_3} \right]. \quad (4)$$

Переходим теперь к определению максимального значения КПД (η_{max}) и соответствующих ему оптимальных значений \bar{f}_{opt} и $(\Delta P_n)_{opt}$.

Исследователи предлагают несколько выражений для определения КПД СА [3, 6]. Наиболее достоверным считается соотношение:

$$\eta = U \cdot \frac{\Delta P_n}{1 - \Delta P_n}. \quad (5)$$

Подставив уравнение (4) в (5), возьмем первую производную по \bar{f} и приравняем ее к нулю. После преобразований получим выражение для \bar{f}_{opt} :

$$\bar{f}_{opt} = 2 \left[\frac{(1+U)^2 A}{2\bar{\rho}_3} - \frac{\varphi_{n_1} U^2}{\bar{\delta} \bar{\rho}_{n_1}} \right] \cdot (\varphi_{p_1})^{-1}, \quad (6)$$

из которого также может быть определено U_{opt} [1]. Если входное сечение конфузора ($\alpha_{кф} \leq 15^\circ$) совпадает со срезом сопла, то $\varphi_{p1} = 1$. Если же длина конфузурного входа меньше расстояния между сечениями 1 и 2 или угол конфузора $\alpha_{кф} \geq 40^\circ$, то коэффициенты φ_{p1} , φ_{n1} необходимо отнести к сечению 2 (φ_{p2} , φ_{n2}), в результате чего, как показывают опыты [1, 4], значения их снижаются.

После подстановки \bar{f}_{opt} в (4) находится основное расчетное соотношение:

$$(\Delta P_n)_{opt} \cdot \bar{f}_{opt} = \mu^2, \quad (7)$$

где обобщенный коэффициент расхода согласно [3]

$$\mu^2 = \mu_1^2 \cdot \varphi_{p1} \leq 1.2,$$

$$\eta_{max} = U_{opt} \cdot \mu^2 / (\bar{f}_{opt} - \mu^2). \quad (8)$$

Подставляя \bar{f}_{opt} из выражения (8) в (7), придем к иной записи зависимости (5):

$$\frac{(\Delta P_n)_{opt}}{(1 + U_{opt}/\eta_{max})} = 1.0.$$

Полученные соотношения позволяют рассчитать все необходимые параметры и поперечные размеры СН. Расстояние (Z) от среза сопла до цилиндрического входа в КС с учетом толщины δ , длина самой КС ($l_{кc}$), форма сопла, углы сужения конфузора α_{kf} и расширение диффузора α_∂ , а также соответствующие им коэффициенты не могут быть определены из одномерной теории и находятся экспериментальным путем. Рекомендуемые значения коэффициентов приведены в работах [1–4, 6–8].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Получено уточненное уравнение характеристики СА, учитывающее падение давления во входном конфузурном участке камеры смешения, толщину кромки сопла, перепад давления между рабочей струей и подсосываемым потоком. Из этого уравнения также определены выражения для оптимальных величин \bar{f}_{opt} , $(\Delta P_n)_{opt}$ и максимального значения КПД. Выведенные расчетные соотношения довольно просты и обеспечивают хорошее согласование с имеющимися опытными и промышленными данными.

1. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
2. Щукин В. К., Калмыков И. И. Газоструйные компрессоры. – М.: Машгиз, 1963. – 148 с.
3. Неминский А. М. Применение эжекторов в гидротехнических сооружениях. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 96 с.
4. Зангер Ю. Г. Экспериментальное исследование различных водоструйных насосов с малым отношением площадей поперечных сечений сопла и камеры смешения // ТОИР. – С. Д. – 1970. – С. 12–25.
5. Запорожец Е. П., Александров А. И. Интенсификация процессов химической технологии эжекционными струйными течениями жидкости и газа // Химическая промышленность. – 1991. – N 8. – С. 20–24.
6. Фридман Б. Э. Гидроэлеваторы. – М.: Машгиз, 1960. – 323 с.
7. Кирилловский Ю. Л., Подвидз Л. Г. Рабочий процесс и основы расчета струйных насосов // Труды ВИГМ. – 1960. – Вып. XXVI. – С. 96–135.
8. Шкловер Г. Г., Росинский А. З. Экспериментальное исследование маслоструйных инжекторов // Энергомашиностроение. – 1971. – N 8. – С. 18–20.
9. Шапиро Я. Г. Экспериментальное исследование жидкостного эжектора // Труды МАИ. – 1958. – Вып. 97. – С. 191–236.