

РАСЧЕТ ПОДАЧИ ВОДЫ В ГИДРОСТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ

Канд. техн. наук, доц. КРАВЦОВ М. В., инж. КРАВЦОВ А. М.

Белорусский национальный технический университет

Струйные аппараты применяют для подсоса, перемещения и перемешивания пассивной среды (жидкости, газа или гидросмесей), а также для создания вакуумных установок. Принцип действия струйных аппаратов основан на использовании энергии активной среды (жидкости или газа). В месте резкого сужения сечения в струйном элементе создается высокоскоростной поток активной среды и, как следствие, вакуум, потенциал которого и используется. Обычно гидроструйный аппарат работает совместно с лопастным, чаще всего центробежным, насосом. Лопастной насос преобразует электрическую энергию от внешнего источника в гидравлическую.

Гидроструйные насосы находят широкое применение в самых различных отраслях народного хозяйства. Это обусловлено рядом их преимуществ. При совместном же использовании струйных элементов и лопастных насосов создаются универсальные установки, позволяющие наиболее полно использовать технологические преимущества струйных насосов в части надежности, простоты изготовления и конструкции, а также значительно повысить КПД по сравнению с КПД отдельно расположенного струйного насоса [1, 2]. Сегодня для широкого применения таких установок в различных отраслях народного хозяйства сдерживающим фактором является отсутствие научно обоснованных методик расчетов.

Рассмотрим струйные аппараты, в которых в качестве активной среды используется высокоскоростной поток воды (рабочей жидкости). К таким аппаратам можно отнести эжекторы, гидроструйные насосы, гидроэлеваторы. Пассивными (подсасываемыми) средами в этом случае будут соответственно: воздух (или газ), вода и гидросмесь.

При проектировании струйных аппаратов основными расчетными параметрами являются величина создаваемого в них вакуума h_v и расход подсасываемой пассивной среды Q_p . Следовательно, цель научных исследований – раскрытие зависимостей этих величин от ряда конструктивных и гидродинамических параметров. Многочисленность параметров и сложная их взаимосвязь делают эту задачу сложной.

Наиболее важным расчетным параметром при проектировании гидроструйных аппаратов является расход рабочей жидкости. С целью поиска расчетной зависимости для расхода рабочей жидкости нами предприняты экспериментальные исследования на опытной установке (рис. 1).

В опытной циркуляционной установке (рис. 1а) рабочая жидкость расходом Q_p подается из питательного бака 1 по трубопроводу 5 с помощью лопастных (центробежных) насосов 2 в гидроструйный аппарат 8. Поток рабочей жидкости, проходя через сужающее устройство (диафрагму 14), преобразуется в высокоскоростную струю, вследствие чего в приемной

камере 15 создается вакуум. Пассивная среда расходом Q_p под действием разности давлений (внешнего атмосферного и вакуумметрического в приемной камере) подсасывается по патрубку 10 и поступает в горловину 16, где смешивается с потоком рабочей жидкости (рис. 1б). Смесь рабочей и подсасываемой сред суммарным расходом Q_c подается в приемный бак 11, откуда по трубопроводу 13 отводится назад в питательный бак 1. Регулирование постоянного уровня в приемном баке производится задвижкой 4 на трубопроводе 13. Давления на выходе из насоса, на входе в гидроструйный аппарат и в приемной камере контролируются манометрами 3 и вакуумметром 7.

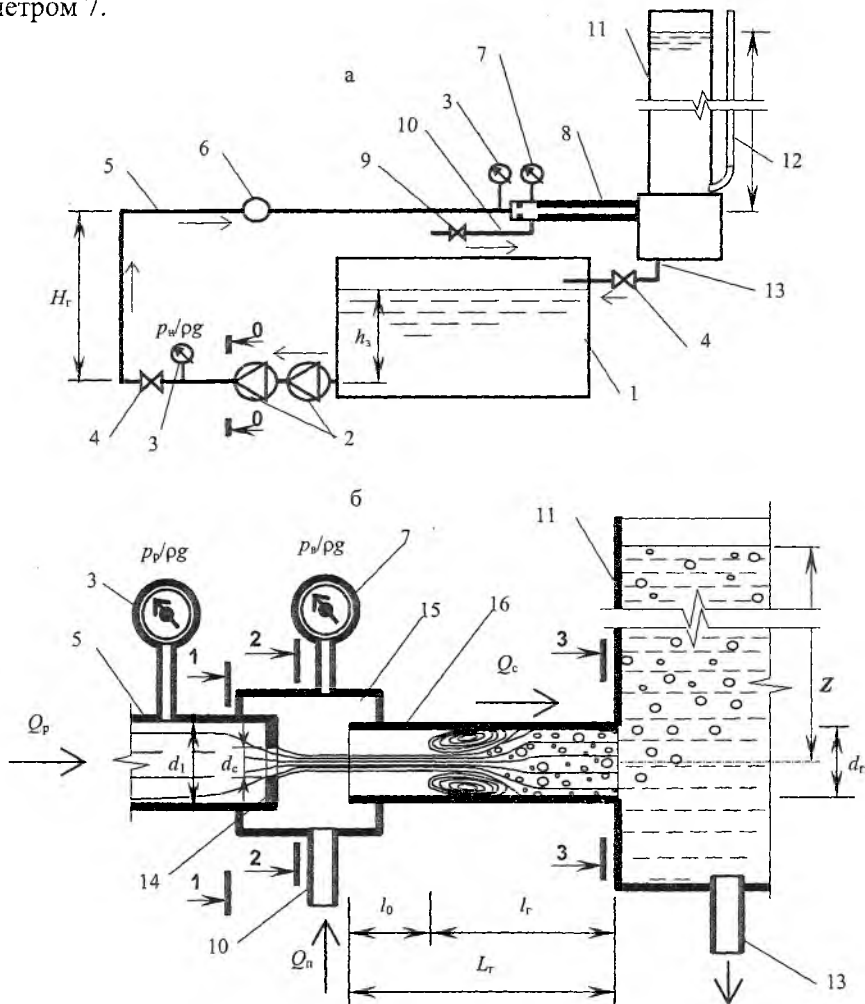


Рис. 1. Схемы: а – циркуляционной установки для испытания гидроструйного аппарата; б – гидроструйного аппарата: 1 – питательный бак; 2 – центробежные насосы; 3 – манометры; 4 – задвижки; 5 – подающий трубопровод; 6 – счетчик воды; 7 – вакуумметр; 8 – гидроструйный аппарат; 9 – шаровый кран; 10 – всасывающий трубопровод; 11 – приемный бак; 12 – пьезометр; 13 – отводящий трубопровод; 14 – диафрагма; 15 – приемная камера; 16 – камера смешения (горловина); H_r – геометрическая высота подъема (превышение оси гидроструйного аппарата над осью центробежного насоса); h_3 – величина «залива» насоса; Z – противонапор (превышение уровня воды в приемном баке над осью гидроструйного аппарата); $p_n/\rho g$, $p_p/\rho g$ и $p_v/\rho g$ – удельные энергии давления в сечениях на выходе из центробежного насоса, на входе в гидроструйный аппарат и в приемной камере соответственно; Q_p , Q_n и Q_c – расходы рабочего, пассивного и смешанного потоков соответственно; d_1 , d_c и d_r – диаметры подводящего трубопровода, сопла и горловины соответственно; l_0 – расстояние от входа в горловину до начала разрушения струи; L_r – длина горловины

Эффективность работы гидроструйных аппаратов зависит от их конструктивных особенностей и выбора типа сопла. В [3, 4] показано, что наиболее эффективной формой сопла является диафрагма с прямоугольными кромками стенок. Б. Е. Коренновым [1] при исследовании эжекторов показано, что КПД гидроструйного аппарата значительно возрастает с применением бездиффузорного струйного элемента с удлиненной камерой смешения. Такой тип гидроструйного аппарата принят нами для проведения исследований (рис. 16). При применении других типов методика расчета может корректироваться (например, введением в расчетные формулы соответствующих значений коэффициента расхода).

Применим теперь к сечениям 1–1 на входе в гидроструйный аппарат и 2–2 на выходе из сопла струи (рис. 16) балансовое энергетическое уравнение (уравнение Бернулли)

$$\frac{p_p}{\rho g} + h_b = \frac{Q_p^2}{2g\omega_c^2} + (h_f)_c, \quad (1)$$

где $p_p/\rho g$ – удельная энергия давления в сечении 2–2; h_b – величина вакуума в приемной камере; g – ускорение силы тяжести; ω_c – площадь отверстия сопла; $(h_f)_c$ – потери напора в сопле.

Выразив потери энергии в сопле $(h_f)_c$ через скоростной напор в сечении 2–2 $(h_f)_c = \zeta Q_p^2/2g\omega_c^2$, после преобразования получим известное уравнение для определения расхода воды:

$$Q_p = \mu_c \omega_c \sqrt{2g \left(\frac{p_p}{\rho g} + h_b \right)}, \quad (2)$$

или

$$KЭ_{p,c} = \mu_c^2 \left(\frac{p_p}{\rho g} + h_b \right), \quad (3)$$

где $KЭ_{p,c} = Q_p^2/(2g\omega_c^2)$ – скоростной напор в сечении 2–2; μ_c – коэффициент расхода.

Уравнение (3) незамкнуто. Для его решения требуются дополнительные зависимости, которые можно получить путем анализа данных опытных исследований. На этом пути рассмотрим изменение энергетических характеристик при работе струйных элементов.

Аналитический вид рабочей характеристики центробежного насоса (с учетом h_3 и H_T) представляется следующим трехчленом:

$$\frac{p_n}{\rho g} = a_0 - a_1 Q_p - a_2 Q_p^2, \quad (4)$$

где $p_n/\rho g$ – удельная энергия давления в сечении 0–0 на выходе из насоса (рис. 1а); a_0 – статический напор, создаваемый центробежным насосом (насосами) при $Q_p = 0$; a_1 и a_2 – постоянные коэффициенты.

Потери напора h_{f1} в трубопроводе 5 (рис. 1а) определяются по известной в гидравлике формуле

$$h_{f1} = \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{Q_p^2}{2g\omega^2} = S_1 Q_p + S_2 Q_p^2, \quad (5)$$

где $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных потерь; $\zeta = A/\text{Re} + \zeta_{\text{кв}}$; $\text{Re} = 4\rho Q_p/(\pi d\mu)$ – число Рейнольдса; $\zeta_{\text{кв}}$ – коэффициент рассматриваемого местного сопротивления в квадратичной области (значения $\zeta_{\text{кв}}$ и A берутся из справочника по гидравлическим расчетам [5]); λ – коэффициент гидравлического трения; l , d и ω – длина, диаметр и площадь сечения трубопровода; S_1 и S_2 – удельные сопротивления трубопровода.

Значение λ может быть определено по формуле [6]

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} + \frac{B}{\text{Re}} + Cg, \quad (6)$$

где $B = 0,035/Cg - 1,39$; $Cg = 0,177 \sqrt[3]{\Delta}$; $\bar{\Delta} = \Delta/d$ (Δ – абсолютная шероховатость; d – диаметр трубы). Для новой стальной трубы $\Delta = 0,1$ мм. Складывая почленно (4) и (5), получим характеристику подающего трубопровода 5 (рис. 1а), т. е. аналитическую зависимость для определения удельной энергии давления $p_p/\rho g$ на входе в гидроструйный аппарат (сечение 1–1, рис. 1б):

$$\frac{p_p}{\rho g} = \frac{p_n}{\rho g} - h_{f1} = a_0 - (a_1 + S_1) Q_p - (a_2 + S_2) Q_p^2, \quad (7)$$

или

$$\frac{p_p}{\rho g} = a_0 - b_1 Q_p - b_2 Q_p^2, \quad (8)$$

где $b_1 = a_1 + S_1$; $b_2 = a_2 + S_2$.

Максимально достижимый для заданных условий расход рабочей среды $Q_{p,\text{max}}$ будет иметь место при равенстве диаметра отверстия сопла d_c диаметру камеры смешения (горловины) d_r . В этом случае в гидроструйном аппарате отсутствует подсос пассивной среды и он работает как короткий трубопровод длиной L_r , а удельная энергия на входе $p_p/\rho g$ (сечение 2–2) затрачивается на преодоление противонапора Z в приемном баке (рис. 1б), создание скоростного напора $K\Theta_{p,r,\text{max}} = Q_{p,\text{max}}^2/(2g\omega_r^2)$ на выходе из камеры смешения (сечение 3–3) и на потери напора $(h_f)_r$ в ней. Таким образом, можно записать

$$\frac{p_p}{\rho g} - Z = K\Theta_{p,r,\text{max}} + (h_f)_r. \quad (9)$$

Величину потерь напора в камере смешения $(h_f)_r$ можно определить по известной формуле

$$(h_f)_r = \lambda \frac{L_r}{d_r} \frac{Q_{p,\text{max}}^2}{2g\omega_r^2}. \quad (10)$$

С учетом (10) зависимость (9) примет вид

$$\frac{p_p}{\rho g} - Z = K\mathfrak{E}_{p.c.\max} \left(1 + \lambda \frac{L_r}{d_r} \right), \quad (11)$$

или с учетом (8)

$$a_0 - b_1 Q_{p.\max} - b_2 Q_{p.\max}^2 = \frac{Q_{p.\max}^2}{2g\omega_r^2} \left(1 + \lambda \frac{L_r}{d_r} \right). \quad (12)$$

Максимально допустимый расход воды находим при решении уравнения (12) относительно $Q_{p.\max}$.

В опытной установке для экспериментальных исследований гидроструйных аппаратов (рис. 1а) были использованы четыре центробежных насоса типов К8/18; БЦ-1,1-18-41,1; Grundfos ($Q = 3 \text{ м}^3/\text{с}$; $H_{\max} = 40 \text{ м}$), которые использовались как по отдельности, так и совместно при последовательном их соединении. Было проведено пять серий исследований. Основные геометрические параметры гидроструйного аппарата варьировались. Диаметры сопел d_c принимались 4, 6, 8, 10 и 12 мм, диаметры горловин $d_r = 15,6$; 21,2 и 27,3 мм, длины горловин L_r изменялись от 215 до 850 мм. Так же изменялась величина противонапора Z и принималась равной 0,4; 0,8; 1,2 и 1,6 м. Диаметры трубопроводов d_1 на входе в гидроструйный аппарат были равны 36 мм (1–4 серии) и 21 мм (5 серия).

В опытах исследовалось влияние на режим работы эжектора диаметров сопел d_c , горловин d_r , подающих трубопроводов d_1 , а также величины статического напора a_0 .

В результате обработки данных экспериментальных исследований постоянные коэффициенты в уравнениях (4) и (8) оказались равными (для Q_p , л/с):

- 1 серия при $d_r = 0,01525 \text{ м}$ (два насоса: Grundfos и БЦ-1,1-18-41,1): $a_0 = 65,0$; $a_1 = 32,4$; $a_2 = 3,9$; $b_1 = 39,2$; $b_2 = 24,5$;
- 2 серия $d_r = 0,0212 \text{ м}$ (два насоса: Grundfos и БЦ-1,1-18-41,1): 65,0; 32,4; 3,9; 42,9; 14,7;
- 3 серия $d_r = 0,0273 \text{ м}$ (два насоса: Grundfos и БЦ-1,1-18-41,1): 65,0; 32,4; 3,9; 36,0; 28,7;
- 4 серия $d_r = 0,0212 \text{ м}$ (один насос Grundfos): 42,1; 28,2; 27,7; 33,8; 25,3;
- 5 серия $d_r = 0,01525 \text{ м}$ (два насоса К8/18): $a_0 = 37,1$; $a_1 = 4,6$; $a_2 = 0$; $b_1 = 4,87$; $b_2 = 14,7$;

Анализ опытных зависимостей $Q_p = f(d_c)$ показал, что при стремлении d_c к нулю они стремятся к параболической форме, т. е. $Q_p \sim d_c^2$, тогда как $K\mathfrak{E}_{p.c.} \rightarrow \text{const}$. При стремлении же d_c к d_r Q_p стремится к постоянной величине. Эти и другие соображения привели к следующему виду конструкции формулы для расчета подачи воды Q_p (рабочей среды):

$$K\mathfrak{E}_{p.c.} = \frac{K\mathfrak{E}_{p.c.0}}{1 + K\mathfrak{E}_{p.c.0}/K\mathfrak{E}_{p.c.\max}}; \quad (13)$$

$$Q_p = \omega_c \sqrt{\frac{2g K\mathfrak{E}_{p.c.0}}{1 + K\mathfrak{E}_{p.c.0}/K\mathfrak{E}_{p.c.\max}}}, \quad (14)$$

где $KЭ_{p.c0} = \mu_{c0}^2 a_0$ – значение удельной кинетической энергии (скоростного напора) в сечении 2–2 (рис. 1б), к которому стремится $KЭ_{p.c}$ при стремлении d_c к нулю; $KЭ_{p.c.max} = Q_{p.max}^2 / 2g\omega_c^2$ – скоростной напор, вычисленный по максимально достижимому расходу воды $Q_{p.max}$; μ_{c0} – значение коэффициента расхода, которое достигается при стремлении d_c к нулю.

Нами проведены экспериментальные исследования с пассивными средами в виде воздуха, воды и гидросмеси. В данной статье приведем расчетные и опытные данные для случая подсоса воздуха. Этот случай характерен тем, что плотность рабочей среды (воды) в тысячу раз меньше плотности пассивной среды (воздуха). Поэтому для подсоса пассивной среды требуется незначительная величина создаваемого в приемной камере вакуума и ею можно пренебречь, если только во всасывающем патрубке не создаются большие потери, например применением трубки большой длины или диаметром менее 5 мм. В нашем случае всасывающий патрубок имел длину 100 мм и внутренний диаметр 15,7 мм, а величина вакуума в приемной камере не превышала 0,001 МПа. Температура рабочей среды в опытах изменялась в пределах 15–20 °С.

По результатам исследований $KЭ_{p.c0}$, м; $Q_{p.max}$, м³/с, и μ_{c0} (при $d_c \approx 0$) оказались равными соответственно:

- 1 серия – 21,6; 0,000996 и 0,576;
- 2 серия – 21,4; 0,00106 и 0,574;
- 3 серия – 21,5; 0,000945 и 0,575;
- 4 серия – 12,9; 0,000794 и 0,554;
- 5 серия – 22,1; 0,00135 и 0,772.

Сопоставления опытных данных и расчетных значений по формулам (13) и (14) для случая работы водовоздушного эжектора представлены на рис. 2 и 3.

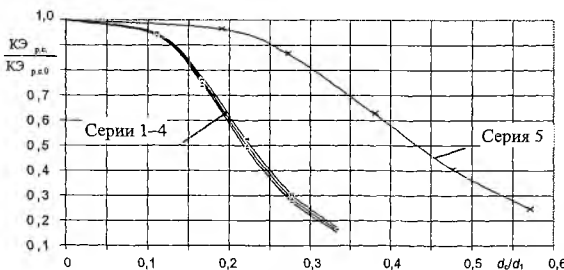


Рис. 2. Зависимость $KЭ_{p.c}/KЭ_{p.c0} = f(d_c/d_1)$: линии – расчет по (13); точки – опыт

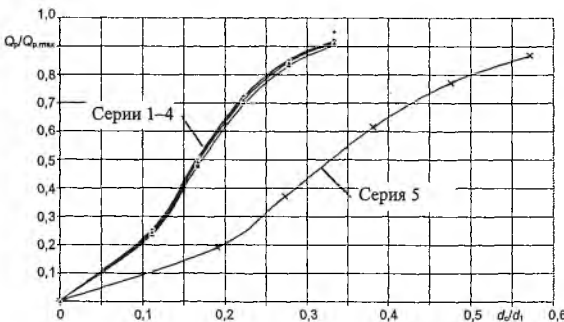


Рис. 3. Зависимость $Q_p/Q_{p.max} = f(d_c/d_1)$: линии – расчет по (14); точки – опыт

Видно, что изменения статического напора a_0 и диаметра горловины d_r незначительно влияют на зависимость $Q_p/Q_{p,\max} = f(d_c/d_1)$. В то же время диаметр подающего трубопровода d_1 перед эжектором и потери напора в нем оказывают существенное влияние на эту зависимость.

ВЫВОД

С использованием (14) рекомендуется производить расчеты расхода рабочей среды при работе водовоздушного эжектора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Л я м а е в, Б. Ф. Гидроструйные насосы и установки / Б. Ф. Лямаев. – Л.: Машиностроение, 1988. – 278 с.
2. С о к о л о в, Е. Я. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 351 с.
3. К а н н и н г э м, П. Г. Длины участка разрушения струи и смешивающей горловины жидкоструйного насоса для перекачки газа: теоретические основы инженерных расчетов / П. Г. Каннингэм, Р. Ж. Допкин. – М.: Мир. – 1974. – № 3. – С. 128–141.
4. К а н н и н г э м, П. Г. Сжатие газа с помощью жидкоструйного насоса: теоретические основы инженерных расчетов / П. Г. Каннингэм. – М.: Мир. – 1974. – № 3. – С. 112–127.
5. С п р а в о ч н и к по гидравлическим расчетам / под ред. П. Г. Киселева. – М.: Энергия, 1974. – 313 с.
6. К р а в ц о в М. В. Гидромеханические процессы и сооружения гидроочистки / М. В. Кравцов. – Минск: Ураджай, 1990. – 226 с.

Представлена Ученым советом
ИПК и ПК

Поступила 15.11.2005

УДК 532.517.2

ГИДРОДИНАМИКА ЗАКРУЧЕННОГО ПЛЕНОЧНОГО ДВИЖЕНИЯ

Канд. техн. наук, доц. ВОЛК А. М.

Белорусский государственный технологический университет

Пленочные течения широко используются в тазожидкостных реакторах, теплообменниках аппаратах и других технических устройствах [1–4]. Гидродинамика пленочных течений имеет важное значение при изучении ряда физико-химических процессов, для расчета оптимальных режимов работы технических устройств. Возникает необходимость исследования устойчивости движения при противотоке жидкой пленки и газового потока.

Анализ результатов исследования пленочных течений выполнен в [5, 6]. Показано, что в достаточно широком диапазоне изменения числа Рейнольдса (до 2100) стационарное пленочное течение является автомодель-