

УДК 621.694

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КАВИТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СТРУЙНЫХ НАСОСОВ

Ю. П. Кабанов^а, Г. В. Шевченко

Государственный ракетный центр имени академика В. П. Макеева, Миасс, Россия

^аkabanov50@bk.ru

В статье определяются кавитационные характеристики струйных насосов, работающих на жидкостях, по теплофизическим характеристикам не достигающих линии насыщения. Получена аналитическая зависимость предельного коэффициента эжекции u_* от числа кавитации σ в его классическом определении. Проведено сравнение полученных экспериментальным путём значений предельных коэффициентов эжекции u_* с расчётной зависимостью $u_*(\sigma)$. Показана возможность определения числа кавитации σ , при котором наступает пороговый режим работы струйного насоса, по входным данным параметра давления в подводящих магистралях.

Ключевые слова: струйный насос, число кавитации, коэффициент эжекции.

Одной из главных задач при проектировании систем струйного насоса является расчёт начала кавитации. Кавитация в струйном насосе может начаться в результате увеличения скорости рабочей струи или снижения давления по линии эжекции и в приёмной камере насоса.

В соответствии с общепринятой классификацией, например, по [1], под струйным насосом будем понимать струйный аппарат, в котором обе взаимодействующие среды — рабочий поток и эжектируемый поток, а также смешанная среда являются неупругими жидкостями, в рассматриваемом случае — вода.

Предельным случаем работы эжекторных насосов, работающих на жидкостях как одинаковых, так и разных плотностей, являются кавитационные процессы в теле насоса, приводящие в конечном случае к его заклиниванию. На экспериментально полученных характеристиках этот процесс выражается достижением коэффициентом эжекции некоторого предельного значения u_* , больше которого струйный насос не в состоянии развить. Эта предельная величина u_* характерна ещё и тем, что при этом значении относительный перепад давления $\overline{\Delta p}$, развиваемый струйным насосом, может стремиться к нулю при падении давления в отводящей магистрали. Более того, этот эффект присутствует при работе насосов и на холодных жидкостях в отличие от условий, разобранных в [1]. Поэтому расчёт кавитационных характеристик струйных насосов, работающих, в частности, на холодных средах, ещё на стадии проектирования продолжает оставаться актуальной задачей.

Конструкция струйных насосов, как правило, разрабатывается под определённые технические требования по расходам и давлениям для входных и выходных потоков.

Связь между основными конструктивными элементами насоса [1; 2]:

— диаметром активного сопла d_0 ;

- диаметром цилиндрической камеры смешения d_3 и гидродинамическими параметрами потоков;
- давлением активного потока на входе в струйный насос P_p ;
- давлением эжектируемого потока на входе в насос P_n ;
- давлением суммарного потока на выходе из насоса P_c ;
- объёмными расходами Q_p активного потока и Q_n — эжектируемого потока, — описывается уравнением характеристики [1], например, для однородных сред с одинаковыми плотностями $\rho_p = \rho_n = \rho_c$:

$$\frac{\Delta P_c}{\Delta P_p} = \frac{P_c - P_n}{P_p - P_n} = \varphi_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \left[2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{f_{p1}}{f_{n2}} u^2 - (2 - \varphi_3^2) \frac{f_{p1}}{f_3} (1 + u)^2 \right], \quad (1)$$

где φ_1 — коэффициент скорости потока в рабочем сопле; φ_2 — коэффициент скорости потока в камере смешения; φ_3 — коэффициент скорости потока на выходе из диффузора; φ_4 — коэффициент скорости потока на входном участке камеры смешения; f_{p1} — площадь критического сечения сопла; f_3 — площадь поперечного сечения камеры смешения; $f_{n2} = f_3 - f_{p1}$; $u = Q_n/Q_p$ — коэффициент эжекции.

Значения коэффициентов взяты по рекомендациям [1]: $\varphi_1 = 0.95$; $\varphi_2 = 0.975$; $\varphi_3 = 0.9$; $\varphi_4 = 0.925$. После подстановки значений коэффициентов уравнение (1) упрощается:

$$\frac{\Delta P_c}{\Delta P_p} = \frac{P_c - P_n}{P_p - P_n} = \frac{f_{p1}}{f_3} \left[1.76 + 0.705 \frac{f_{p1}}{f_{n2}} u^2 - 1.074 \frac{f_{p1}}{f_3} (1 + u)^2 \right]. \quad (2)$$

Для выбора оптимальной конструкции струйного насоса, удовлетворяющей заданным техническим требованиям, были рассчитаны и испытаны 3 варианта компоновок насосов следующих параметров:

- диаметр выходного отверстия $d_0 = 10$ мм;
- диаметр камеры смешения $\bar{d}_3 = d_3/d_0 = 2.0; 1.9; 1.8$.

Для конструкции насоса с диаметром камеры смешения $\bar{d}_3 = 1.8$ испытывались 2 длины камеры смешения $\bar{l}_k = l_k/d_0 = 8.9$ и 14.4 . Кроме того, проверялось влияние установки соплового блока относительно входа в камеру смешения изменением расстояния между ними: $\bar{l}_c = l_c/d_0 = 3.2$ и 4.0 .

В ходе испытаний регулированием задвижками менялись параметры рабочего потока на входе в струйный насос:

- давление в интервале $P_p = 0.66 \dots 1.42$ МПа (абс);
- объёмный расход $Q_p = 8.5 \dots 12.9$ м³/ч. Давление в магистрали эжекции создавалось столбом жидкости высотой $3.2 \dots 14$ м. Особо следует отметить, что все испытания вариантов компоновок струйных насосов проводились на холодной воде с температурой $8-11$ °С по всем линиям. Результаты обработки экспериментальных данных и расчёты характеристик по зависимости (2) приведены на рис. 1. Сравнение расчётных и экспериментально полученных характеристик компоновок струйных насосов показывает их хорошее совпадение в докавитационной зоне. На всех режимах экспериментально были получены предельные кавитационные пороги по характеристикам для всех вариантов компоновок, приведённые также на рис. 1.

Но теоретически рассчитать кавитационный коэффициент эжекции жидкостей в указанном диапазоне температур не представляется возможным в силу отсутствия методики расчёта. Так, в [1] приводится методика расчёта этого коэффициента, применимая для нагретых до близких к температурам кипения жидкостей (воды), использовать которую для холодных жидкостей не представляется возможным.

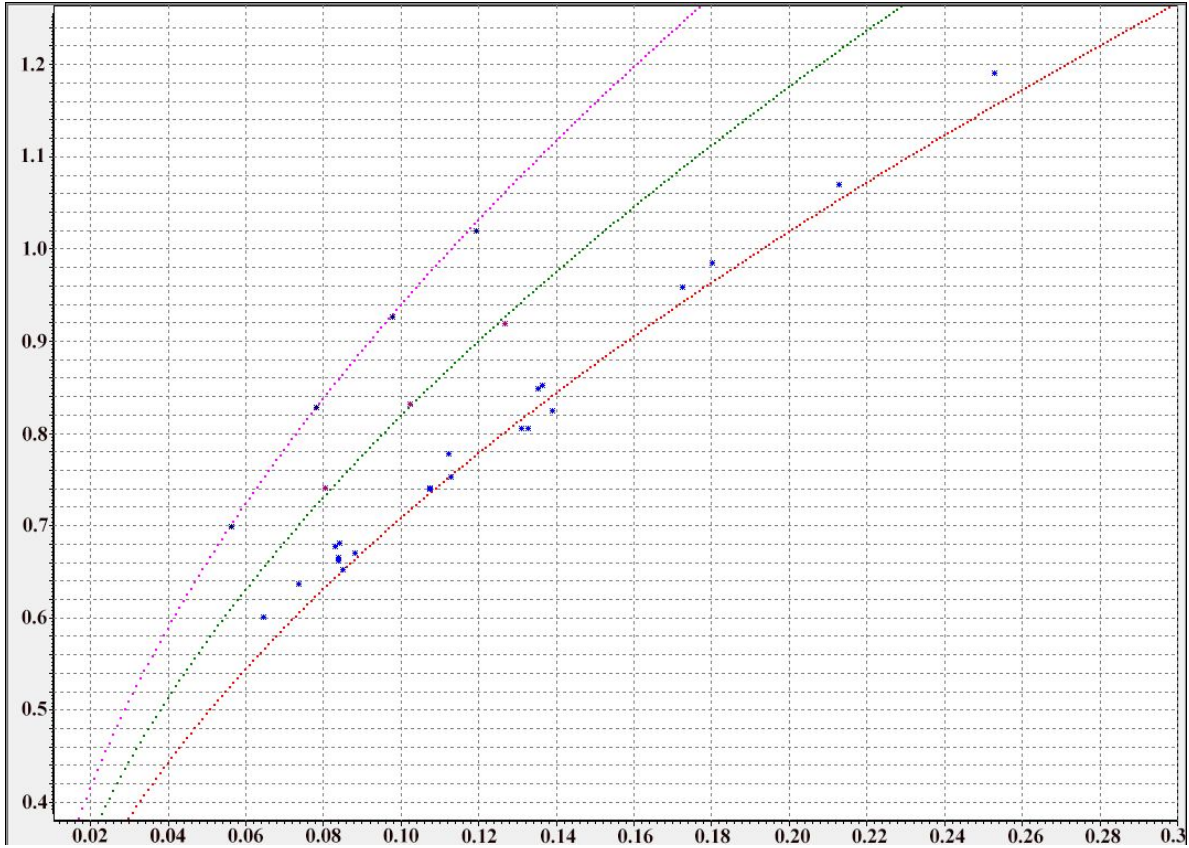


Рис. 1. Сравнение расчётной и экспериментально полученных характеристик струйного насоса $\Delta P_c / \Delta P_p = f(u)$ с относительным диаметром камеры смешения $\bar{d}_3 = 1.8$

В [3] сделан обзор методик оценки кавитационных режимов работы струйных насосов, базирующихся в основном на материалах работ [4; 5], в основу которых положено определение числа кавитации κ через местные потери напора пассивного потока на входе в камеру смешения $\xi_{\text{ВХ}}$ и потери за счёт турбулентных пульсаций $\xi_{\text{ТП}}$ [3, гл. 1, п. 1.4, с. 54]: $\kappa = (1 + \xi_{\text{ВХ}} + \xi_{\text{ТП}})\varphi_c^2$, что вообще-то не является классическим определением числа кавитации, а является характеристикой гидравлического сопротивления локальной зоны конструкции и не применяется в анализе кавитационных явлений.

В [1], в разделе 5 (формулы 5.51 а, б), приведена зависимость для расчёта кавитационного коэффициента эжекции u_* для разнородных жидкостей. Для однородных, при $\rho_p = \rho_n$, эта зависимость принимает вид

$$u_* = \frac{\varphi_4}{\varphi_1} \left[\frac{f_3}{f_{p1}} - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{P_n - P_2}{\Delta P_p}}} \right] \sqrt{\frac{P_n - P_2}{\Delta P_p}}, \quad (3)$$

где все обозначения соответствуют приведённым выше, а параметр P_2 трактуется как давление кипения смешанного потока, соответствующее температуре T_c смешанного потока (для нагретой жидкости), что и является условием и источником зарождения кавитационных структур в смешанном потоке. В нашем случае при температурах потоков $T_c = 8\text{--}11^\circ\text{C}$ по этим критериям кавитации не должно быть вообще, что не соответствует экспериментальным данным. То есть применительно к холодным потокам это выражение при таком определении параметра P_2 теряет смысл. Но вернёмся к первоначальному определению параметра P_2 — давления на входе в камеру смешения, которое не привязано к температуре потока и тем

более к температуре кипения. По определению, например [6; 7], число кавитации применительно к потоку в приёмной камере струйного насоса есть

$$\sigma = \frac{P_n - P_k}{q},$$

где P_n — давление в приёмной камере; P_k — давление в зарождающемся пузырьке, каверне, зависящее от температуры жидкости; $q = \rho v^2/2$ — скоростной напор. Скорость струи, истекающей из активного сопла, определяется соотношением

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta P_p}{\rho}} = \sqrt{\frac{2(P_p - P_n)}{\rho}},$$

откуда $q = \rho v^2/2 = \Delta P_p$. Давление P_2 на входе в камеру смешения может достигать значений P_k , при которых начинает зарождаться кавитация в любых потоках независимо от температуры [6]. То есть в формуле (3) для создания условий зарождения кавитации можно ввести $P_2 = P_k$ и

$$\sigma = \frac{P_n - P_k}{q} = \frac{P_n - P_2}{\Delta P_p},$$

что после подстановки в (3) даёт явную зависимость кавитационного коэффициента эжекции от числа кавитации σ :

$$u_* = \frac{\varphi_4}{\varphi_1} \left[\frac{f_3}{f_{p1}} - \frac{1}{\sqrt{1 + \sigma}} \right] \sqrt{\sigma}. \quad (4)$$

Представляя σ в виде ряда по параметру $P_n/P_p \ll 1$, получаем зависимость

$$\sigma = \frac{P_n - P_k}{P_p} \left(1 - \frac{P_n}{P_p} \right)^{-1} = \frac{P_n - P_k}{P_p} \left[1 + \frac{P_n}{P_p} + \left(\frac{P_n}{P_p} \right)^2 + \dots \right] \approx \frac{P_n - P_k}{P_p}.$$

При зарождении ядер кавитации давление в ядре $P_k \sim 0$ в начальный момент времени, тогда число кавитации можно оценить как

$$\sigma \approx \frac{P_n}{P_p}, \quad (5)$$

то есть число кавитации можно определить и по входным параметрам потока — абсолютным давлениям в магистралях на входе в струйный насос, что ещё на ранней стадии проектирования поможет определить условия работы и облик конструкции струйного насоса.

Сравнение расчётов по формуле (4) с экспериментальными данными проведено на рис. 2, при этом вычисление экспериментальных значений числа кавитации σ проводилось по зависимости (5). Расчёты и обработка экспериментальных данных были проведены для трёх вариантов диаметров камеры смешения $\bar{d}_3 = d_3/d_0 = 2.0; 1.9; 1.8$.

Сравнение показывает, что аналитическая зависимость (4) кавитационного коэффициента эжекции от числа кавитации хорошо совпадает с экспериментальными данными и может быть рекомендована для определения предельных кавитационных характеристик струйных насосов, работающих на холодных жидкостях.

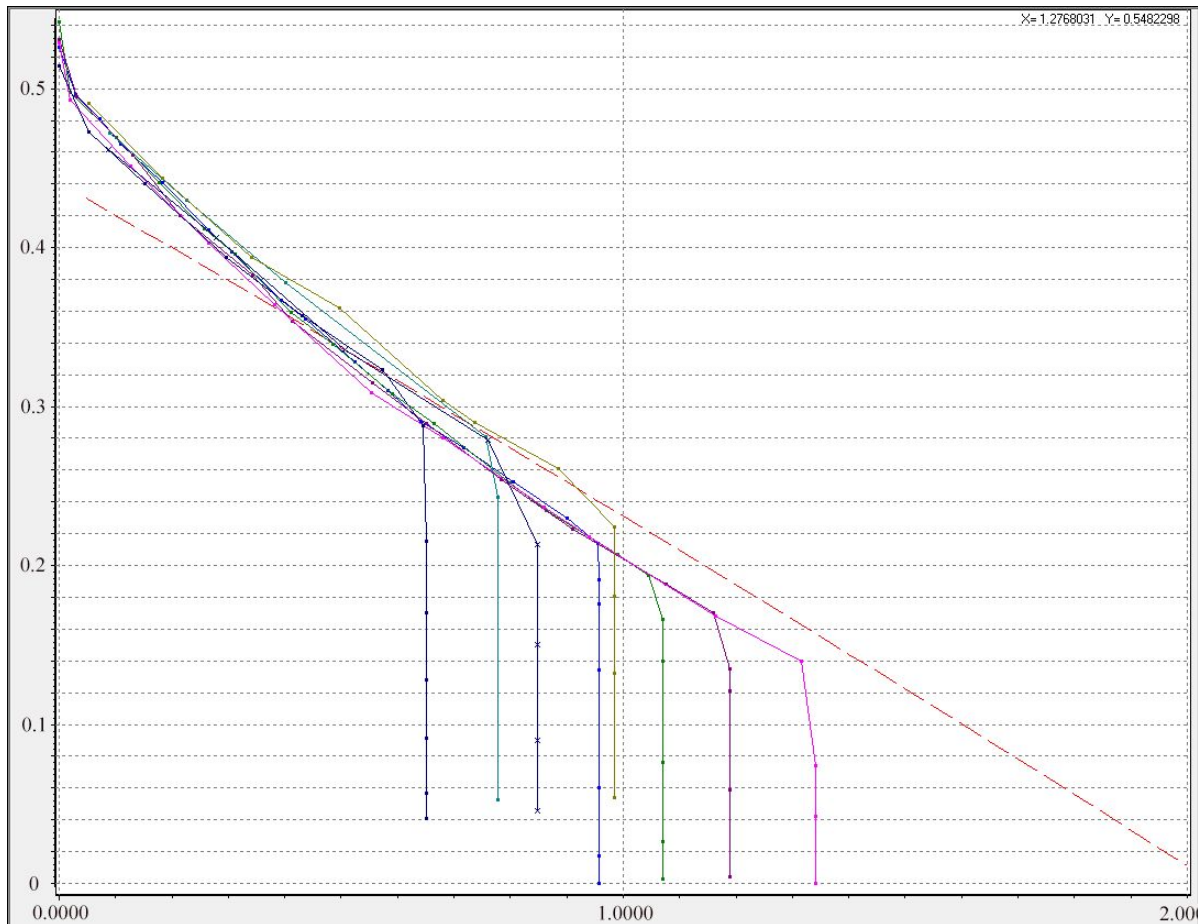


Рис. 2. Сравнение расчёта по формуле (4) (сплошные кривые) и экспериментальных значений кавитационных коэффициентов эжекции u_* (точки) вариантов конструкции струйного насоса с относительным диаметром камеры смешения $\bar{d}_3 = d_3/d_0 = 2.0; 1.9; 1.8$

Список литературы

1. Соколов, Е. Я. Струйные аппараты / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. — М. : Энергия, 1970. 352 с.
2. Кулак, А. П. Приближённый расчёт струйных насосов / А. П. Кулак, А. Б. Шестозуб, В. И. Коробов // Прикладная гидромеханика. — 2011. — Т. 13, № 1. — С. 29–34.
3. Лямаев, Б. Ф. Гидроструйные насосы и установки / Б. Ф. Лямаев. — Л. : Машиностроение, 1988. 256 с.
4. Подвидз, Л. Г. Кавитационные свойства струйных насосов / Л. Г. Подвидз // Вестн. машиностроения. — 1978. — № 3. — С. 17–20.
5. Каннингэм, Р. Г. Кавитация в струйном насосе / Р. Г. Каннингэм, А. Г. Хэнсен, Т. У. На // Теоретические основы инженерных расчётов : тр. Амер. о-ва инженеров-механиков. — М. : Мир, 1970. — № 3. — С. 79–91.
6. Кнэпп, Р. Кавитация / Р. Кнэпп, Дж. Дейли, Ф. Хэммит. — М. : Мир, 1974. 687 с.
7. Левковский, Ю. Л. Структура кавитационных течений / Ю. Л. Левковский. — Л. : Судостроение, 1978.

Поступила в редакцию 09.04.2016

После переработки 29.05.2016

Сведения об авторах

Кабанов Юрий Павлович, кандидат технических наук, начальник лаборатории, Государственный ракетный центр имени академика В. П. Макеева, Миасс, Россия; e-mail: kabanov50@bk.ru.

Шевченко Григорий Васильевич, руководитель группы отдела гидрогазодинамики, Государственный ракетный центр имени академика В. П. Макеева, Миасс, Россия.

Chelyabinsk Physical and Mathematical Journal. 2016. Vol. 1, iss. 2. P. 94–99.

**ON THE DETERMINATION OF THE JET PUMP
CAVITATION CHARACTERISTICS****Yu.P. Kabanov^a, G.V. Shevchenko***V. P. Makeev State Rocket Center, Miass, Russia*^a*kabanov50@bk.ru*

The paper defined cavitation characteristics of jet pumps operating on liquids on thermophysical characteristics are not reaching the saturation line. An analytical dependence is obtained for the limiting ejection coefficient u_* on the number of cavitation σ in its classical definition. A comparison is made for the experimental values of the limiting ejection coefficient u_* with the calculated dependence of $u_*(\sigma)$. The possibility is shown for determining the number of cavitation σ , which corresponds to a threshold mode of the jet pump in the sense of parameter of pressure input data in the supply lines.

Keywords: *jet pump, cavitation number, ejection coefficient.*

References

1. **Sokolov E.Ya., Zinger N.M.** *Struynye apparaty* [Inkjet Devices]. Moscow, Energy Publ., 1970. 352 p. (In Russ.).
2. **Kulak A.P., Shestozub A.B., Korobov A.B.** Priblizhyonnyy raschyot struynykh nasosov [Approximate calculation of jet pumps]. *Prikladnaya gidromekhanika* [Applied hydromechanics], 2011, vol. 13, no. 1, pp. 29–34. (In Russ.).
3. **Lyamaev B.F.** *Gidrostruynye nasosy i ustanovki* [Hydro pumps and devices]. Leningrad : Mashinostroenie, 1988. 256 p. (In Russ.).
4. **Podvidz L.G.** Kavitatsionnye svoystva struynykh nasosov [Cavitation properties of jet pumps]. *Vestnik mashinostroeniya* [Bulletin of mechanical engineering], 1978, no. 3, pp. 17–20. (In Russ.).
5. **Cunningham R.G., Hansen A.G., Na T.Y.** Jet Pump Cavitation. *Journal of Basic Engineering*, 1970, vol. 92, no. 3, pp. 483–492.
6. **Knapp R.T., Daily J.W., Hammitt F.G.** *Cavitation*. Mc Graw-Hill, 1970. 728 p.
7. **Levkovskiy Yu.L.** *Struktura kavitatsionnykh techeniy* [Structure of cavitation flows]. Leningrad : Shipbuilding Publ., 1978. (In Russ.).

Accepted article received 09.04.2016

Corrections received 29.05.2016