

## ОБ ЭНЕРГО- И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВОДОВОЗДУШНЫХ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ

*Е.К. Спиридонов, А.Р. Исмагилов*

## ENERGY AND RESOURCE OPERATING WATER-AIR JET PUMPS

*E.K. Spiridonov, A.R. Ismagilov*

Проанализированы пути оптимизации водовоздушного струйного насоса на основе экстремальных характеристик. Показано, что существенное повышение эффективности работы водовоздушного струйного насоса возможно за счет снижения противодавления, применения диффузора и побудителя пассивного потока. Предложено конструктивное решение по снижению давления за струйным насосом.

*Ключевые слова:* струйный насос, степень сжатия, давление питания, давление в приемной камере, противодавление, коэффициент эжекции, относительная площадь сопла, диффузор, коэффициент скольжения фаз, побудитель пассивного потока, экстремальные характеристики, ограничительное условие.

The ways of optimization of the water-air jet vacuum pump on the basis of extreme performances are parsed. It is shown that essential growth efficiency of work of water-air jet pump is possible because decrease back pressure, use of diffusion and activator of inactive stream. Constructive decision for decrease pressure after jet pump is suggested.

*Keywords:* jet pump, the degree of compression, supply pressure, pressure in the reception chamber, back pressure, ejection coefficient, relative area of the nozzle, diffusion, phase slip coefficient, activator of inactive stream, extreme characteristics, restrictive condition.

Водовоздушные струйные насосы (эжекторы) и системы на их основе находят широкое применение в энергетике, на транспорте, химической, нефтяной и газовой промышленности в качестве газоотводящих аппаратов, вакуумных насосов, насосов-смесителей жидких и газообразных сред, гидрокомпрессоров. Широкое распространение струйных насосов в технике обусловлено их конструктивной простотой, отсутствием подвижных частей, возможностью размещения в труднодоступных местах, а также возможностью использования различных вариантов компоновки. Например, на тепловых электростанциях водовоздушные насосы используют для отсоса воздуха из конденсатора и уплотнений паровой турбины, а также из циркуляционной системы [1].

При использовании водоструйных эжекторов обычно реализуется следующая схема работы (рис. 1): насос, чаще всего центробежный, подает активную среду – воду на эжектор. Далее струя воды, формируемая соплом 1, с большой скоростью устремляется в рабочую камеру 3 и увлекает за собой воздух из приемной камеры 2, соединенной, например, с конденсатором паровой турбины. По мере продвижения вдоль рабочей камеры струя частично или полностью дробится на капли, которые, обмениваясь количеством движения с эжектируемым воздухом, распределяются по поперечному сечению камеры. После рабочей камеры квазиоднородная водовоздушная смесь поступает в диффузор 4, где часть кинетической энергии потока смеси преобразуется в потенциальную. После диффузора смесь подается в сливную линию.

Как правило, работа струйного насоса характеризуется безразмерными параметрами. Среди них основным и являются: объемный коэффициент эжекции  $\alpha = Q_{r2} / Q_{в}$ ; степень сжатия  $\varepsilon_{52} = p_5 / p_2$ ; степень падения давления на сопловом устройстве  $\varepsilon_{12} = p_1 / p_2$ ; динамический параметр струи  $\Gamma = (\rho_{ж} U_{ж0}^2) / p_2 = 2\varphi^2(\varepsilon_{12} - 1)$ ; коэффициент скольжения фаз  $\psi = U_{r3} / U_{ж3}$  и КПД эжектора  $\eta$ . Здесь  $Q_{r2}$  и  $Q_{в}$  – объемные расходы воздуха при давлении всасывания  $p_2$  и воды соответственно;

## Расчет и конструирование

$p_i$  – абсолютные давления в  $i$ -м сечении ( $i$  – номер сечения на принципиальной схеме);  $\rho_{\text{ж}}$  – плотность воды;  $U_{\text{ж}0}$ ,  $U_{\text{ж}3}$  и  $U_{\text{г}3}$  – скорости потока воды в сечениях 0–0 и 3–3, а также потока воздуха в сечении 3–3;  $\varphi = 0,9 \dots 0,95$  – коэффициент скорости сопла.

Коэффициент скольжения фаз  $\psi$  не превышает предельной величины  $\psi^*$ , которая зависит от конструкции струйного насоса, а также наличия или отсутствия какого-либо дополнительного побудителя фаз. Так, при отсутствии побудителя фаз коэффициент скольжения меньше предельной величины, равной  $\psi^* = 0,84 \dots 0,91$  [2]. В гидросистеме с циркуляцией жидкости по замкнутому контуру эффективность работы водовоздушного эжектора оценивают по формуле:

$$\eta = \frac{\alpha \cdot \ln \varepsilon_{52}}{k_T \cdot (\varepsilon_{12} - \varepsilon_{52})}, \quad (1)$$

где  $k_T$  – поправочный коэффициент на различие температур газа и жидкости перед их поступлением на эжектор.

Среди геометрических безразмерных параметров важными являются относительная площадь сопла  $\Omega_{03} = A_0 / A_3$ ; относительное расширение диффузора  $\Omega_{54} = A_5 / A_4$  и относительная длина рабочей камеры  $L_{34} / d_3$ , где  $A_0$ ,  $A_3$ ,  $A_4$ ,  $A_5$  – площади выходного сечения сопла 0–0, нормальных сечений на входе 3–3 и выходе 4–4 из рабочей камеры, выходного сечения диффузора 5–5;  $L_{34}$  – длина рабочей камеры;  $d_3$  – диаметр рабочей камеры. Для цилиндрической рабочей камеры  $A_3 = A_4$ .

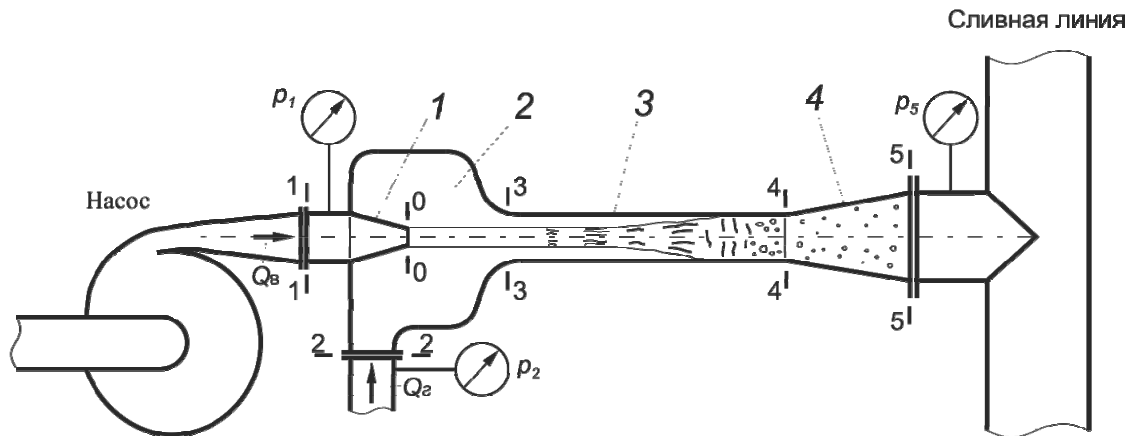


Рис. 1. Принципиальная схема работы водовоздушного струйного насоса:  
1 – сопло; 2 – приемная камера; 3 – рабочая камера; 4 – диффузор

На промышленных установках рабочий процесс водовоздушного эжектора сопровождается, как правило, большими расходами воды и энергии. Анализ их работы на основе экстремальных характеристик показал, что на многих из них потенциальные возможности воздухоотсасывающих струйных насосов не исчерпаны [2]. Одним из путей повышения эффективности рабочего процесса водовоздушного струйного насоса является модернизация проточной части аппарата с таким расчетом, чтобы реализовать все потенциальные возможности рабочего процесса. Основными направлениями данного пути являются:

1) модернизация соплового блока в приемной камере и выбор рациональной относительной длины камеры смешения. Такое мероприятие было осуществлено путем увеличения числа струй воды, формируемых сопловым устройством, и сокращением числа поверхностей, оказывающих влияние на соосность сопловых отверстий и камеры смешения [3]. Это позволило минимизировать расходы воды и энергии. Так, в результате усовершенствования конструкции расход воды на эжектор уменьшился на 25 % [4];

2) применение диффузора на выходе из рабочей камеры эжектора. Обычно в промышленных струйных насосах отсутствует диффузор (например, водовоздушный струйный насос ЭВ-7-1000 ВТИ [3]), однако использование диффузора позволит увеличить эффективность работы эжектора. Об этом свидетельствует график на рис. 2, показывающий зависимость КПД водовоздушного эжектора  $\eta$  от степени сжатия  $\varepsilon_{52}$ . Из графика видно, что при объемном коэффициенте эжекции равном  $\alpha = 4$  и степени сжатия  $\varepsilon_{52} = 3,2$  КПД эжектора с диффузором ( $\eta = 0,46$ ) превышает КПД эжектора без диффузора ( $\eta = 0,37$ ) на 9 %.

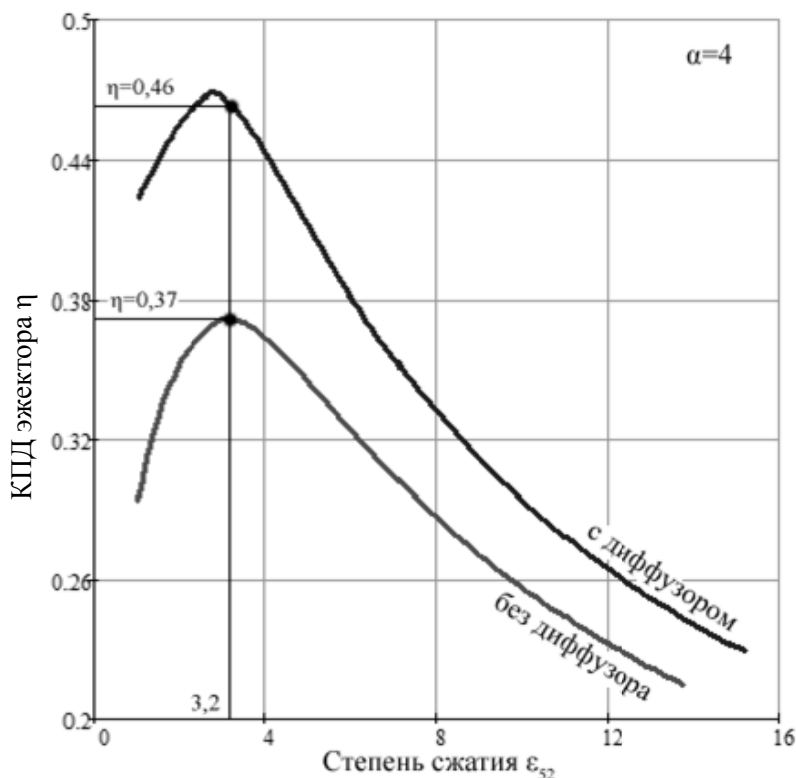


Рис. 2. Влияние наличия диффузора на КПД работы водовоздушного эжектора

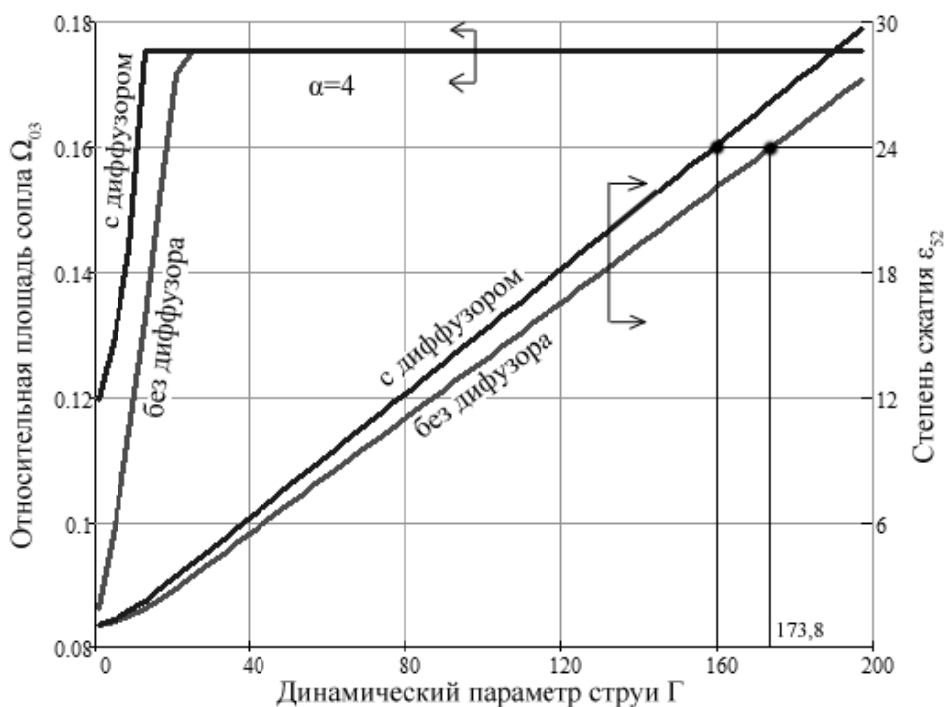


Рис. 3. Предельно достижимые степени сжатия и оптимальные относительные площади сопла в зависимости от динамического параметра струи для эжектора с диффузором без него

Вместе с тем, наличие диффузора позволяет при высоких степенях сжатия  $\epsilon_{52}$  заметно экономить расходы воды и энергии. Так, при  $\epsilon_{52} = 24$  (рис. 3) динамический параметр струи  $\Gamma = 160$  для эжектора с диффузором и  $\Gamma = 173,8$  для эжектора без диффузора, тогда  $\epsilon_{12} = 99,8$  и  $\epsilon_{12} = 108,3$  соответственно. Это означает, что для эжектора с диффузором при одинаковых показателях режима работы ( $Q_{\Gamma}, p_2, p_3$ ) давление питания  $p_1$  будет меньше, чем для эжектора без диффузора и,

## Расчет и конструирование

следовательно, расход воды  $Q_v$  будет меньше. Спрямым горизонтальным участком кривых  $\Omega_{03} = f(\Gamma)$  на рис. 3 соответствует предельный коэффициент скольжения фаз, равный  $\psi^* = 0,85$ .

Кривые на рис. 2 и 3 являются собирательными в том смысле, что каждой режимной точке ( $\alpha = \text{const}$ ,  $\varepsilon_{52} = \text{const}$ ) соответствуют оптимальные значения относительной площади сопла  $\Omega_{03}$  и динамического параметра струи  $\Gamma$ , при которых КПД эжектора  $\eta$  максимальный. Графики  $\Omega_{03} = f(\Gamma)$ ,  $\varepsilon_{52} = f(\Gamma)$  и  $\eta = f(\varepsilon_{52})$  на рис. 2, 3 рассчитывались при постоянных значениях  $\xi_{34} = 0,4$ ;  $\xi_{45} = 0,3$ ;  $k_t = 1$ ;  $k_{n3} = 1$ ;  $k_{n4} = 1$ ;  $k_{n5} = 1$ ;  $\Omega_{54} = 4$ ,  $\alpha = 4$ , где  $\xi_{34}$  и  $\xi_{45}$  – коэффициенты сопротивления рабочей камеры 3 и диффузора 4;  $k_{n3}$ ,  $k_{n4}$ ,  $k_{n5}$  – поправочные коэффициенты на давление насыщенных паров жидкости в сечениях 3–3, 4–4 и 5–5.

В системах вакуумирования энергетических установок требуемые степени сжатия  $\varepsilon_{52} = p_5 / p_2$  достаточно велики и составляют  $\varepsilon_{52} = 20 \dots 30$ . При таких степенях сжатия  $\varepsilon_{52}$  КПД эжектора  $\eta$  не велик. Об этом свидетельствует график (см. рис. 2), из которого следует, что уменьшением степени сжатия  $\varepsilon_{52}$  можно повысить КПД аппарата  $\eta$ . Поэтому еще одним путем повышения эффективности рабочего процесса является уменьшение противодавления за струйным насосом. Эффект этого мероприятия показан на рис. 4 и 5, где  $m_v = \rho_{ж} Q_v$  и  $m_r = \rho_r Q_r$  – массовые расходы воды и воздуха. Семейства кривых  $\alpha^{\text{max}} = f(p_5)$  и  $m_v = f(p_5)$  построены при  $\Omega_{54} = 1$  и давлениях питания  $p_1 = 300$  кПа; 400 кПа; 500 кПа; давлении всасывания  $p_2 = 3,5$  кПа и массовом расходе газа  $m_r = 30$  кг/ч.

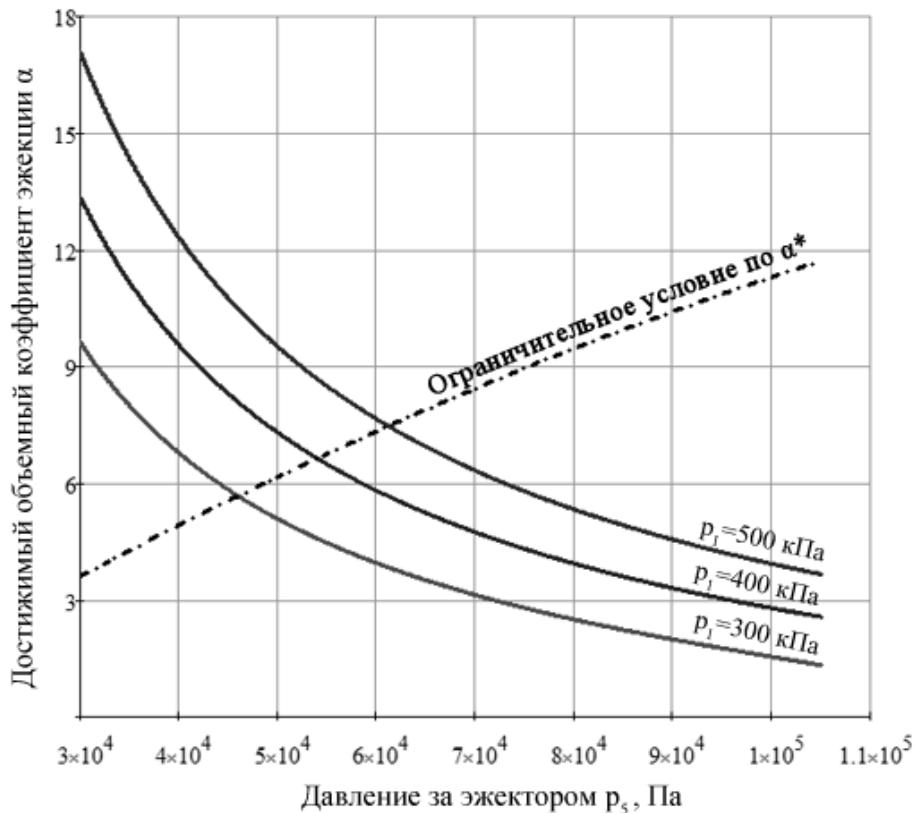


Рис. 4. Влияние давления питания на экстремальные характеристики эжектора

Сравнительный анализ кривых на рис. 2, 4 и 5 показывает, что при постоянных давлениях всасывания  $p_2$  и питания  $p_1$  с уменьшением противодавления  $p_5$  степень сжатия  $\varepsilon_{52}$  уменьшается, КПД установки  $\eta$  и достижимый объемный коэффициент эжекции  $\alpha$  возрастают, а массовый расход воды на эжектор уменьшается (см. рис. 5). Причем эта закономерность справедлива и при других давлениях питания  $p_1$ .

На графиках (см. рис. 4, 5) изображены кривые ограничительных условий по предельному объемному коэффициенту эжекции  $\alpha^*$ . Рабочие параметры установки будут достижимыми, если кривая  $\alpha = f(p_5)$  будет ниже кривой ограничительного условия (рис. 4), а кривая  $m_v = f(p_5)$  – выше (рис. 5) [5].

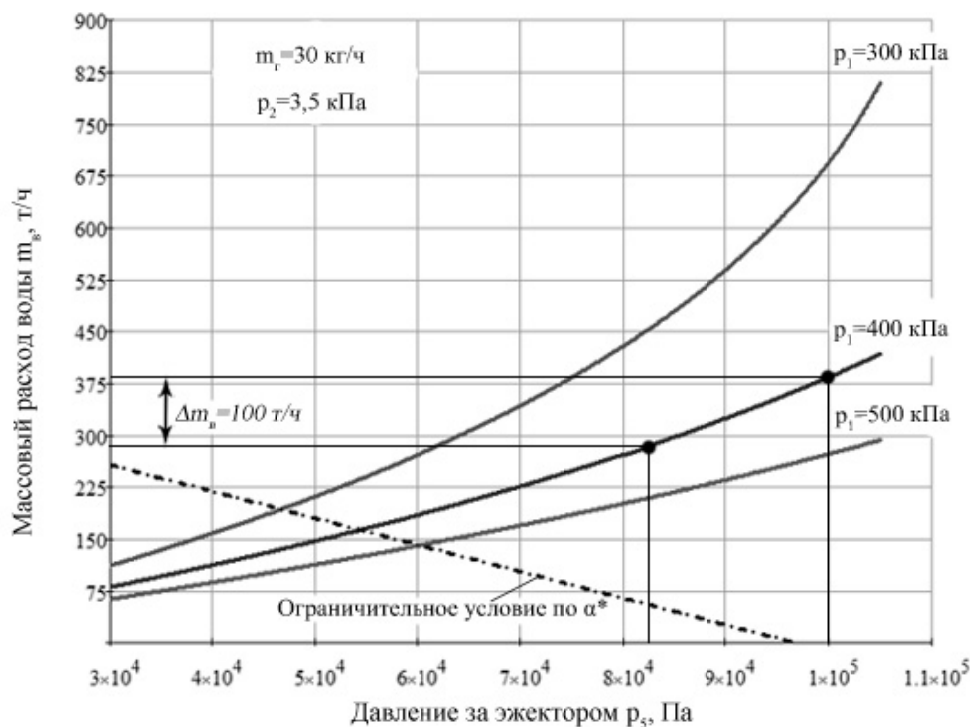


Рис. 5. Массовый расход воды на эжектор в зависимости от противодавления при нескольких давлениях питания

Уменьшить противодавление  $p_5$  можно, например, установив за эжектором вертикальный участок сливного трубопровода (рис. 6). Тем самым на выходе из эжектора возникнет столб водовоздушной смеси с плотностью чуть меньшей плотности воды и противодавление уменьшится на величину, равную несколько меньшему весовому давлению столба водовоздушной смеси. В котлотурбинных цехах теплостанций обычно высота помещения позволяет установить вертикальный участок сливного трубопровода длиной 2...2,5 м. В этом случае противодавление  $p_5$  уменьшится на 17,5... 24,5 кПа.

Так, при абсолютном давлении питания  $p_1 = 400$  кПа, при снижении противодавления  $p_5$  с атмосферного давления 100 кПа на 17,5 кПа (рис. 7) массовый расход жидкости уменьшится на  $\Delta m_b = 100$  т/ч или в процентном соотношении на 26 %.

При всех численных расчетах предельный коэффициент скольжения фаз принимался равным  $\psi^* = 0,85$ , при котором активная среда увлекает пассивный поток со скоростью, не превышающей скорости активного потока. Если увеличить скорость пассивного потока, сделав ее больше скорости активного потока, то эффективность эжектора заметно станет выше. Увеличить скорость пассивного потока можно, например, установив в струйный насос побудитель пассивного потока, который повысит коэффициент скольжения фаз до величины, большей предельного значения  $\psi^*$  [6]. Результаты численных расчетов, наглядно демонстрирующие преимущество такого исполнения, изображены на рис. 7 и 8. Расчеты проводились для водовоздушного эжектора при постоянных параметрах, равными:  $\xi_{34} = 0,4$ ;  $\xi_{45} = 0,3$ ;  $k_t = 1$ ;  $k_{n3} = 1$ ;  $k_{n4} = 1$ ;  $k_{n5} = 1$ ;  $\Omega_{54} = 4$ ,  $\alpha = 4$ .

На рис. 7 изображены кривые  $\eta = f(\epsilon_{52})$  при коэффициентах скольжения фаз:  $\psi \leq \psi^* = 0,85$  (без побудителя пассивного потока) и  $\psi \leq 2$  (с побудителем). Сопоставление кривых показывает, что наличие побудителя позволит значительно повысить эффективность рабочего процесса водовоздушного эжектора при высоких значениях степеней сжатия  $\epsilon_{52}$ . Так, при объемном коэффициенте эжекции, равном  $\alpha = 4$ , и степени сжатия  $\epsilon_{52} \geq 8$  КПД эжектора увеличится на  $\geq 40$  %. Анализ графиков на рис. 3 и 8 показывает, что при  $\epsilon_{52} = 24$  динамический параметр струи  $\Gamma$  при наличии побудителя пассивного потока уменьшится со 160 (при  $\psi \leq 0,85$ ) до 104 (при  $\psi \leq 2$ ).

Увеличение величины коэффициента скольжения фаз путем введения в струйный насос дополнительного побудителя фаз является перспективным и не до конца исследованным направлением по увеличению эффективности работы струйных насосов.

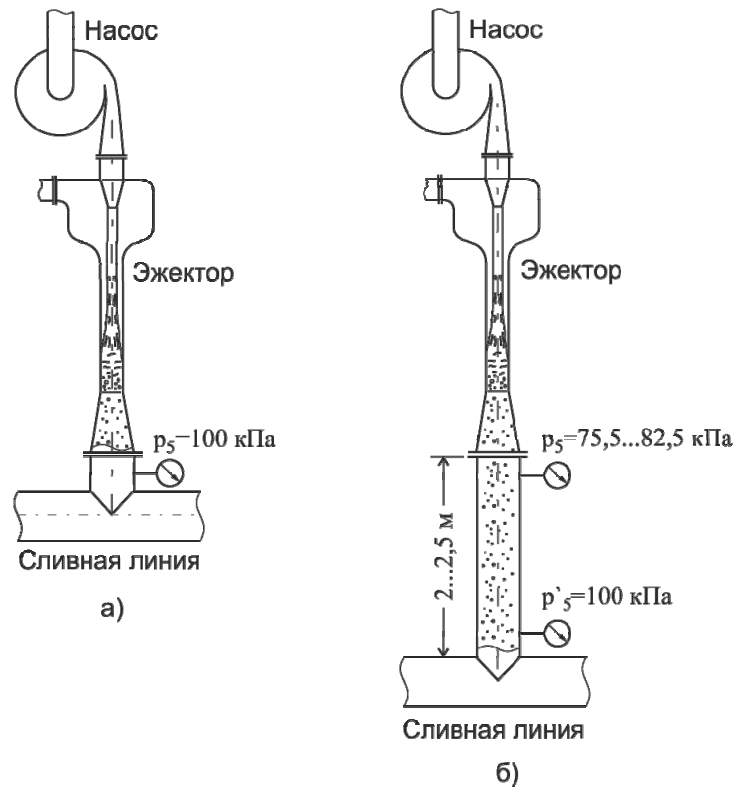


Рис. 6. Схема водовоздушного эжектора с вертикальным участком трубы: а – без трубы; б – с трубой

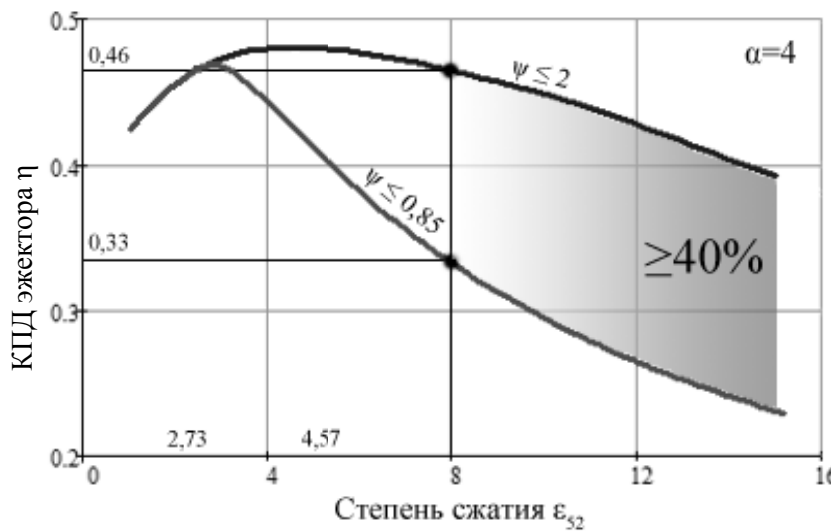


Рис. 7. Разница между эффективностью рабочего процесса эжектора при наличии диффузора с побудителем пассивного потока ( $\psi \leq 2$ ) и без него ( $\psi \leq 0,85$ )

Исходя из вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. Повысить эффективность рабочего процесса водовоздушного струйного насоса можно путем внесения конструкционных изменений либо изменением рабочего режима эжектора.
2. Наличие диффузора за рабочей камерой эжектора позволяет увеличить эффективность рабочего процесса аппарата, причем разница между КПД эжекторов с диффузором и без него максимальна при малых степенях сжатия. При больших степенях сжатия можно ожидать уменьшение расхода воды на эжектор.

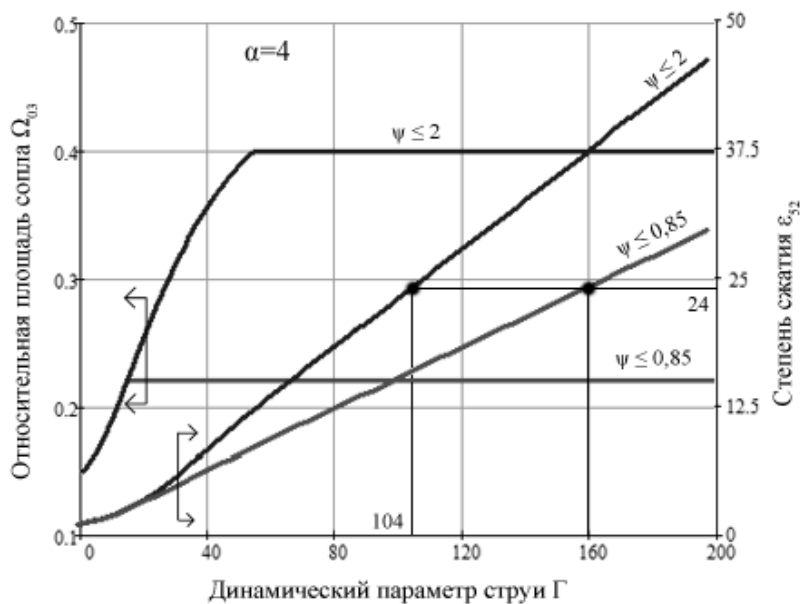


Рис. 8. Предельно достижимые степени сжатия и оптимальные относительные площади сопла эжектора при наличии диффузора с побудителем пассивного потока ( $\psi \leq 2$ ) и без него ( $\psi \leq 0,85$ )

3. Для повышения эффективности работы эжекторной установки предпочтительно снижение противодавления  $p_5$ , например, размещением за водовоздушным струйным насосом вертикального участка сливного трубопровода.

4. Применение побудителя пассивного потока позволяет достичь коэффициентов скольжения фаз, больших предельной величины, что в свою очередь увеличивает эффективность работы струйного насоса. Использование этого мероприятия целесообразно при больших степенях сжатия.

5. Сравнительный анализ различных способов повышения эффективности работы водовоздушного струйного насоса показал, что их применение в разной степени влияет на общую эффективность работы аппарата при малых и больших степенях сжатия. Поэтому выбор способа повышения КПД эжектора определяется конкретными условиями эксплуатации аппарата.

Пути повышения эффективности рабочего процесса водовоздушного струйного насоса не ограничиваются рассмотренными выше способами. Повысить КПД эжектора можно также, осуществив переход на многоступенчатое сжатие газа [5].

#### Литература

1. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – 3-е изд. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
2. Спиридонов, Е.К. Исследование экстремальных характеристик водовоздушного эжектора / Е.К. Спиридонов, В.К. Темнов // Динамика пневмогидравлических систем: темат. сб. науч. тр. – Челябинск: ЧПИ, 1983. – С. 62–75.
3. Спиридонов, Е.К. Конструкции жидкостногазовых струйных насосов, состояние и перспективы / Е.К. Спиридонов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – № 1. – С. 94–104.
4. Спиридонов, Е.К. Испытание водовоздушного струйного насоса ЮУрГУ в системах вакуумирования паровых турбин / Е.К. Спиридонов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – № 1. – С. 120–125.
5. Шпитов, А.Б. О предельных режимах работы жидкостногазового эжектора / А.Б. Шпитов, Е.К. Спиридонов // Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин: темат. сб. науч. тр. – Челябинск: ЧГТУ, 1991. – С. 129–134.
6. Каннингем, Р.Ж. Сжатие газа с помощью жидкоструйного насоса / Р.Ж. Каннингем // Теоретические основы инженерных расчетов. – М.: Мир. – 1974. – № 3. – С. 112–128.

## Расчет и конструирование

---

7. Спиридонов, Е.К. Пути оптимизации работы водовоздушного струйного вакуумного насоса в системах вакуумирования энергетических установок / Е.К. Спиридонов, А.Р. Исмагилов // Изв. Самар. науч. центра Рос. акад. наук. – 2012. – Т. 14, № 1(2). – С. 689–692.

*Поступила в редакцию 8 августа 2012 г.*

**Спиридонов Евгений Константинович.** Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Гидравлика и гидропневмосистемы», декан аэрокосмического факультета, Южно-Уральский государственный университет. Область научных интересов – прикладная гидромеханика и гидравлика, струйные аппараты, лопастные насосы и напорные гидросистемы. E-mail: ggps@susu.ac.ru

**Evgeny K. Spiridonov.** The doctor of engineering science, professor, the Head of «Hydraulics and hydropnevmosystems» department, Dean of Aerospace faculty of South Ural state university. Professional interests: applied hydromechanics and hydraulics, jet devices, lobe pumps and pressure head hydraulic circuit systems. E-mail: ggps@susu.ac.ru

**Исмагилов Александр Рашидович.** Аспирант кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы», Южно-Уральский государственный университет. Область научных интересов – прикладная гидромеханика и гидравлика, струйные аппараты. E-mail: shura.ismagilov@yandex.ru

**Alexander R. Ismagilov.** Postgraduate student of «Hydraulics and hydropnevmosystems» department of South Ural state university. Professional interests: applied hydromechanics and hydraulics, jet devices. E-mail: shura.ismagilov@yandex.ru