

ПРИМЕНЕНИЕ ВОДОВОЗДУШНЫХ СТРУЙНЫХ НАСОСОВ В СИСТЕМАХ ГЛУБОКОГО ВАКУУМИРОВАНИЯ

Е.К. Спиридонов, С.Б. Школин

APPLICATION OF WATER-AIR EJECTOR PUMPS IN THE SYSTEMS OF DEEP VACUUMIZATION

E.K. Spiridonov, S.B. Shkolin

Рассмотрена возможность совершенствования ряда типовых многоступенчатых систем глубокого вакуумирования на основе пароструйных эжекторов, путем замены либо части ступеней, либо всех ступеней на одноступенчатый водовоздушный струйный насос. Для условий реальных установок рассчитаны струйные аппараты, проведено сопоставление затрат энергии для существующих и вновь предлагаемых в данной работе систем.

Ключевые слова: водовоздушный струйный насос, пароструйный эжектор, системы глубокого вакуумирования, экстремальные характеристики, предельные режимы, оптимальный синтез, расчет, проектирование.

The article considers the possibility to upgrade a number of typical multistage systems of deep vacuumization on the basis of steam-jet ejectors by substitution either some stages, or all of them for a single-stage water-air jet pump. For the conditions of real installations the jet devices are rated, and the comparison of energy expenditure for existing and once more introduced systems is done.

Keywords: water-air jet, steam-jet ejector, systems of deep vacuumization, extreme characteristics, limiting behaviour, optimal synthesis, estimation, projecting.

В технике существует целый ряд производств, проведение технологического процесса в которых возможно только при условии применения струйных насосов (эжекторов). Например, в химической промышленности эжекторы служат для удаления газов из вакуум-холодильных и вакуум-кристаллизационных аппаратов при осуществлении процессов дистилляции, процессов сушки и выпарки. Широко применяются струйные аппараты в энергетике при вакуумировании конденсаторов паровых турбин. С развитием вакуумной металлургии возникло новое направление - метод внепечной обработки жидкого металла. Проведение процесса дегазации металла в ковше стало возможным благодаря разработке и применению в промышленных дегазационных установках вакуумных эжекторов большой производительности [1-3].

До последнего времени многие из перечисленных систем создавались без использования водовоздушных струйных насосов (эжекторов, в дальнейшем тексте ВВЭ), на основе пароструйных эжекторов. Это объясняется несовершенством ранее существовавших методов расчета ВВЭ, а также невозможностью их использования для непосредственной откачки газа с давлениями ниже давления насыщенных паров активной жидкости.

Решение проблемы использования ВВЭ, связанной с ограничением величины создаваемого разрежения, относится к вопросам оптимального синтеза установок глубокого вакуумирования. В зависимости от величины требуемого разрежения система может быть сконструирована либо на основе только ВВЭ, либо комбинированной (первая ступень пароструйная, последующие на основе ВВЭ). Ниже разобраны примеры применения того и другого способов.

Ожидаемые выгоды от замены пароструйных эжекторов на ВВЭ заключаются в экономии энергии сжатого пара, а в случаях полной замены всех ступеней на ВВЭ, полном отказе от его использования, а также упрощении конструкции установки (отказ от конденсаторов). При работе ВВЭ пар, содержащийся в откачиваемой смеси, конденсируется на струе активного потока воды [1], поэтому дополнительных устройств для конденсации не требуется. Вертикальные размеры барометрических конденсаторов в большинстве случаев превышают десять метров [2], поэтому

отказ от этих устройств приводит к значительному уменьшению габаритов и массы установки. При отказе от конденсаторов экономится также циркулирующая в них вода, и ее можно использовать в качестве активной среды ВВЭ.

Рассмотрим возможность совершенствования данных систем путем применения в их составе водовоздушных струйных насосов.

В качестве исходного условия зададимся ограничением давления питания ВВЭ $p_1 < 400$ кПа, это связано с двумя соображениями:

- во-первых, завышение энергетических параметров потока активной среды делает работу ВВЭ энергетически малоэффективной;
- во-вторых, данное условие позволит использовать для создания активного потока ВВЭ имеющиеся в системах конденсации пара между ступенями совершенствуемых систем центробежные насосы.

Технические характеристики некоторых промышленных многоступенчатых систем вакуумирования на основе пароструйных эжекторов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Технические характеристики многоступенчатых систем вакуумирования

Номер системы	1	2	3	4
Наименование	ЭП 11x10	42x0,5	ЭПМ 56x175	ЗЭ 1000x40
Число ступеней	3	4	3	3
Рабочее давление, мм рт. ст. (Па)	10 (1334,2)	0,5 (66,71)	175 (23348)	40 (5337)
Противодавление (абсолютное), кПа	120	101	130	105
Давление пара (абсолютное), МПа	1,1	1,1	1,1	1,2
Степень сжатия	89,9	1514	5,6	19,7
Степень расширения	824,5	16489	47,1	224,9
Количество откачиваемых газов, кг/ч неконденсирующихся	10	21	43	600
	1	–	12	400
Температура рабочего пара, К	493	493	493	493
Расход пара, кг/ч	140	160	205	4000
Расход воды, м ³ /с	$3,1 \cdot 10^{-3}$	0,02	$1,7 \cdot 10^{-3}$	0,04

Анализ представленных в табл. 1 технических характеристик свидетельствует, что системы № 3 и № 4 возможно полностью заменить водовоздушными струйными насосами, поскольку давление всасывания p_2 выше давления насыщенных паров воды: $p_2 < p_{нп}$, (при температуре воды $t_B = 25^\circ\text{C}$ $p_{нп} = 3,16$ кПа).

В системах № 1 и № 2 давление всасывания меньше давления насыщенных паров воды, следовательно, водовоздушным струйным насосом возможно заменить только одну или несколько последних пароструйных ступеней. Для того, чтобы решить после какой ступени возможно применить ВВЭ, рассмотрим степени сжатия и давление на выходе для каждой ступени (табл. 2, 3).

Таблица 2

Параметры пароструйных ступеней для системы № 1

№ ступени	Степень сжатия	Давление на выходе, кПа
1	7,5	10,01
2	4	40,03
3	3	120

Таблица 3

Параметры пароструйных ступеней для системы № 2

№ ступени	Степень сжатия	Давление на выходе, кПа
1	8	0,53
2	5,52	2,59
3	5,9	17,38
4	5,73	99,59

Из табл. 2 и 3 видно, что в системе № 1 на ВВЭ можно заменить последние две ступени, и таким образом исключить конденсаторы вообще, так как пар, поступивший после первой ступени, будет конденсироваться на струе воды ВВЭ. В системе № 2 установка ВВЭ возможна лишь на выходе третьей ступени.

Расчет и конструирование

Выполним расчет ВВЭ для каждой из представленных систем. Принципиальная схема водовоздушного струйного насоса показана на рис. 1.

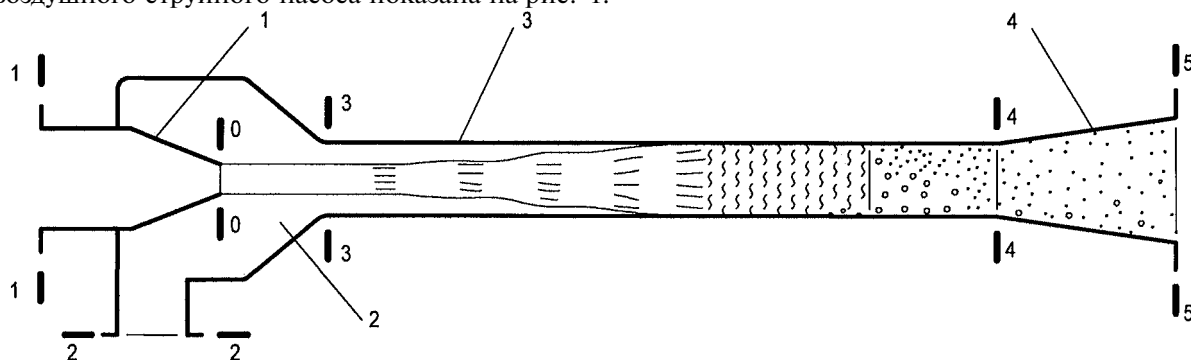


Рис. 1. Схема водовоздушного струйного насоса с одноструйным соплом: 1 – сопло; 2 – приемная камера; 3 – камера смешения; 4 – диффузор. Сечения: 1-1 подвод активной жидкости; 2-2 подвод пассивного потока газа; 3-3 входное сечение камеры; смешения; 4-4 входное сечение диффузора; 5-5 выходное сечение аппарата

Важнейшим направлением совершенствования методов расчета ВВЭ является выявление предельных потенциальных их возможностей. В данной работе анализ возможностей ВВЭ произведен с помощью экстремальных характеристик, рассчитаны ограничения реализации режимов работы ВВЭ, связанные с предельной структурой двухфазного потока в камере смешения, и учтены дополнительные ограничения на физически достижимые коэффициенты скольжения фаз.

Для расчета ВВЭ использовались следующие соотношения [5, 6]:

$$\varepsilon_{42} = 0,5 \cdot \left[\varepsilon_{42X} + \sqrt{\varepsilon_{42X}^2 - \frac{4 \cdot c \cdot \alpha_2 \cdot \Omega_{03}^2 \cdot \Gamma}{K_{П4} \cdot K_T}} \right], \quad (1)$$

$$\varepsilon_{42X} = 1 + \Gamma \cdot \Omega_{03} (1 - c \cdot \Omega_{03}), \quad (2)$$

$$c = 1 + 0,5 \cdot \zeta_{34}, \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{52} + \frac{\alpha_2}{K_T} \cdot \ln \varepsilon_{52} + \frac{\Gamma}{2} \cdot \left[\frac{\Omega_{03}}{\Omega_{54}} \right]^2 \cdot \left[1 + \frac{\alpha_2}{\varepsilon_{52} \cdot K_{П5} \cdot K_T} \right]^2 = \\ = \varepsilon_{42} + \frac{\alpha_2}{K_T} \cdot \ln \varepsilon_{42} + \frac{\Gamma \cdot \Omega_{03}^2}{2} \cdot \left[1 + \frac{\alpha_2}{\varepsilon_{42} \cdot K_{П4} \cdot K_T} \right]^2 \cdot (1 - \zeta_{45}) - \frac{\alpha_2}{K_T} \cdot \ln \frac{K_{П5}}{K_{П4}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Здесь: $\Gamma = \frac{\rho_{Ж} \cdot V_{Ж0}^2}{P_{Г2}}$ – относительное динамическое давление струи, $\mu = \frac{m_{Г}}{m_{Ж}}$ – массовый,

$\alpha_2 = \frac{Q_{Г2}}{Q_{Ж}}$ – объемный коэффициенты эжекции; $\psi = \frac{V_{Г3}}{V_{Ж3}}$ – коэффициент скольжения фаз;

$\Omega_{03} = \frac{A_0}{A_3}$ – относительная площадь сопла; $\Omega_{54} = \frac{A_5}{A_4}$ – относительная площадь диффузора.

$P_i, \rho_{Гi}, T_{Гi}$ – давление, плотность газа, температура газа в i -м сечении (см. рис. 1); $V_{Жi}$ – скорость жидкости (активного потока) в i -м сечении (см. рис. 1); $V_{Гi}, V_{Ci}$ – скорости газа и жидкостногазовой смеси в i -м сечении; $m_{Г}$ – массовый расход газа; $m_{Ж}$ – массовый расход активной жидкости; $Q_{Г2}, Q_{Ж}$ – объемные расходы пассивного газа в сечении 2-2 и активной жидкости; A_0 и A_3 – площади проходных сечений сопла и камеры смешения; A_4 и A_5 – площади входного и выходного проходных сечений диффузора; $\varepsilon_{42} = \frac{P_4}{P_2}$ – степень повышения давления для эжектора

без диффузора; $\varepsilon_{52} = \frac{P_5}{P_2}$ – степень повышения давления (степень сжатия); ε_{42X} – степень повышения давления в рабочей камере при холостом режиме работы струйного насоса

($m_\Gamma = 0; \alpha_2 = 0$); ζ_{34} – коэффициент сопротивления камеры смешения; $K_{Pi} = 1 - \frac{P_{Н.П.}}{P_i}$ – поправочный коэффициент на давление насыщенных паров жидкости в i -м сечении; $P_{Н.П.}$ – давление насыщенных паров; $K_T = \frac{T_\Gamma}{T_{Ж}}$ – поправочный коэффициент на различие температур газа T_Γ и жидкости $T_{Ж}$ перед их поступлением в эжектор.

Рабочая безразмерная характеристика, выражающаяся зависимостью $\varepsilon_{52} = f(\alpha_2)$ при фиксированных прочих параметрах, задана системой уравнений (1)–(4). Экстремальная характеристика струйных насосов получена исследованием на максимум функции $\varepsilon_{52} = f(\alpha_2, \Omega_{03}, \Gamma)$ для каждого значения α_2 и Γ . В результате получается зависимость предельно достижимой степени сжатия от коэффициента эжекции и параметра Γ , причем каждому значению α_2 и Γ соответствует оптимальная относительная площадь сопла Ω_{03}^{opt} [5, 6].

Ограничение по достижимому коэффициенту скольжения фаз заключается в невозможности достижения скоростей газа пассивной среды выше скорости активного потока жидкости. Таким образом, максимальное значение коэффициента скольжения фаз не может принимать значения выше единицы (при турбулентном режиме течения, выше 0,84–0,91). Ограничение вводится при помощи уравнения:

$$\psi = \frac{V_{Г3}}{V_{Ж3}} = \frac{\alpha_2 \Omega_{03}}{(1 - \Omega_{03})} \leq \psi_* = 0,85. \quad (5)$$

Из уравнения (5) находится относительная площадь сопла Ω_{03} и подставляется в (1)–(4). Кривая полученной зависимости в координатах $\alpha_2 - \varepsilon_{52}$ пересекает любую рабочую характеристику в точке, которой соответствует режим при $\psi_* = 0,85$. Пример семейства кривых данного предельного режима, совмещенных с соответствующими рабочими характеристиками, представлен на рис. 2.

Ограничение по предельной структуре двухфазного потока вводится уравнением

$$\alpha_2 < \alpha_{**} = \gamma \cdot \varepsilon_{42}. \quad (6)$$

Зависимость (6) подставляется в исходную систему уравнений вместо уравнения (1). Двум значениям γ соответствуют два предельных по структуре потока режима. Значением $\gamma = 0,43$ задается предельная структура, при заполнении камеры смешения жидкими шариками. Значение $\gamma = 2,33$ соответствует смыканию пузырьков воздуха в двухфазном потоке [4–6].

Расчет эжекторов осуществляем в следующей последовательности:

1. По исходным данным определим необходимую степень сжатия.

Для системы № 1 (ЭП 11x10) $\varepsilon_{52} = \frac{120}{10,01} = 11,99 \approx 12$, для остальных систем результаты расчетов сведены в табл. 4. Для систем № 3 и № 4 степень сжатия равна той, что указана в табл. 1. Степень сжатия для систем № 1 и № 2 определяется как отношение противодавления p_5 (см. табл. 1) и давления на выходе предыдущей пароструйной ступени (см. табл. 2 и 3).

Потребные степени сжатия ВВЭ

Таблица 4

Номер системы	1	2	3	4
Наименование	ЭП 11x10	42x0,5	ЭПМ 56x175	3Э 1000x40
Давление всасывания p_2 , кПа	10,01	17,38	23,35	5,337
Противодавление p_5 , кПа	120	101	130	105
Степень сжатия ВВЭ ε_{52}	12,0	5,7	5,6	19,7

Расчет и конструирование

2. Определяем поправочные коэффициенты.

Ввиду того, что определить $K_{п4}$, не зная всех основных параметров, невозможно, первоначально принимаем $K_{п4} = 0,95$. Данное значение требует проверки после расчета.

Для системы № 1 (ЭП 11х10): $K_{п3} = 1 - \frac{P_{н.п}}{P_3} = 1 - \frac{3,16}{10,01} = 0,684$ (при $\Omega_{с4} = 4,25$; $\zeta_{с4} = 0,4$;

$\zeta_{с5} = 0,3$; $K_T = 1$; $K_{п3} = 1$; $K_{п4} = 1$; $K_{п5} = 1$), $K_{п5} = 1 - \frac{P_{н.п}}{P_5} = 1 - \frac{3,16}{120} = 0,974$,

$$K_T = \frac{T_{г}}{T_{ж}} = \frac{273 + 30}{273 + 25} = 1,016.$$

Результаты расчетов по остальным системам сведем в табл. 5.

Таблица 5

К расчету поправочных коэффициентов на давление насыщенных паров жидкости и на разность температур жидкости и газа

Номер системы	1	2	3	4
Наименование	ЭП 11х10	42х0,5	ЭПМ 56х175	ЗЭ 1000х40
Температура откачиваемого газа, °С	30	30	30	30
Температура воды, °С	25	25	25	25
Поправочный коэффициент на различие температур жидкости и газа K_T	1,016	1,016	1,016	1,016
Давление всасывания p_2 , кПа	10,01	17,38	23,35	5,337
Поправочные коэффициенты на давление насыщенных паров на входе в камеру смешения $K_{п3}$	0,684	0,818	0,865	0,408
Противодавление p_5 , кПа	120	101	130	105
Поправочные коэффициенты на давление насыщенных паров на выходе из ВВЭ $K_{п5}$	0,974	0,969	0,976	0,970

3. По требуемой степени сжатия с графика семейства экстремальных характеристик ВВЭ и кривых предельных по коэффициенту скольжения (см. рис. 2) определяется параметр Γ , по точке с координатой $\alpha_2 = 2...3$. Такая величина коэффициента эжекции в данном случае принята из условия минимизации давления питания, поскольку при повышении α_2 параметр Γ существенно увеличивается (см. рис. 2). При этом давление питания находится практически в прямой зависимости от величины Γ .

Для системы № 1 принимаем $\Gamma = 65$ (на диаграмме рис. 2 $\alpha_2 = 2,5$). Такая величина обеспечивает некоторый запас по степени сжатия. В данном случае это оправдано низким значением коэффициента $K_{п3}$ (кривые на рис. 2 рассчитаны при единичных значениях поправочных коэффициентов).

4. Определяем степень расширения по формуле $\varepsilon_{12} = \frac{\Gamma}{2\varphi^2} + 1$, где $\varphi = 0,95$ – коэффициент скорости сопла.

5. Определяем необходимое давление активной жидкости $p_1 = \varepsilon_{12} \cdot p_2$. Для систем № 3, 4 в качестве p_2 берется непосредственно рабочее давление, для систем № 1, 2 давление p_2 принимается равным давлению на выходе предыдущей парожеторной ступени.

Результаты расчетов по пунктам 3–5 сведены в табл. 6.

6. Для фиксированных прочих параметров строим семейство рабочих характеристик для нескольких относительных площадей Ω_{03} , используя систему уравнений (1)–(4) [5, 6].

7. Дополняем рабочие характеристики кривой предельного режима по коэффициенту скольжения. Характеристика получается введением в зависимости (1)–(4) ограничения на величину коэффициента скольжения $\psi^* = 0,85$. А также дополняем рабочую характеристику кривыми режимов предельных по структуре двухфазного потока [5, 6].

Таблица 6

К расчету требуемого давления активной жидкости ВВЭ

Номер системы	1	2	3	4
Наименование	ЭП 11x10	42x0,5	ЭПМ 56x175	ЗЭ 1000x40
Безразмерное давление активной струи ВВЭ Γ	65	30	30	100
Давление всасывания p_2 , кПа	10,01	17,38	23,348	5,337
Степень расширения ВВЭ ε_{12}	36,6	17,3	17,6	56,2
Давление питания ВВЭ p_1 , кПа	366	300	410	300

8. Выбираем рабочую характеристику, обеспечивающую требуемую степень сжатия, при наибольшем возможном коэффициенте эжекции. При необходимости выбираем уточненный параметр Γ и повторяем расчет.

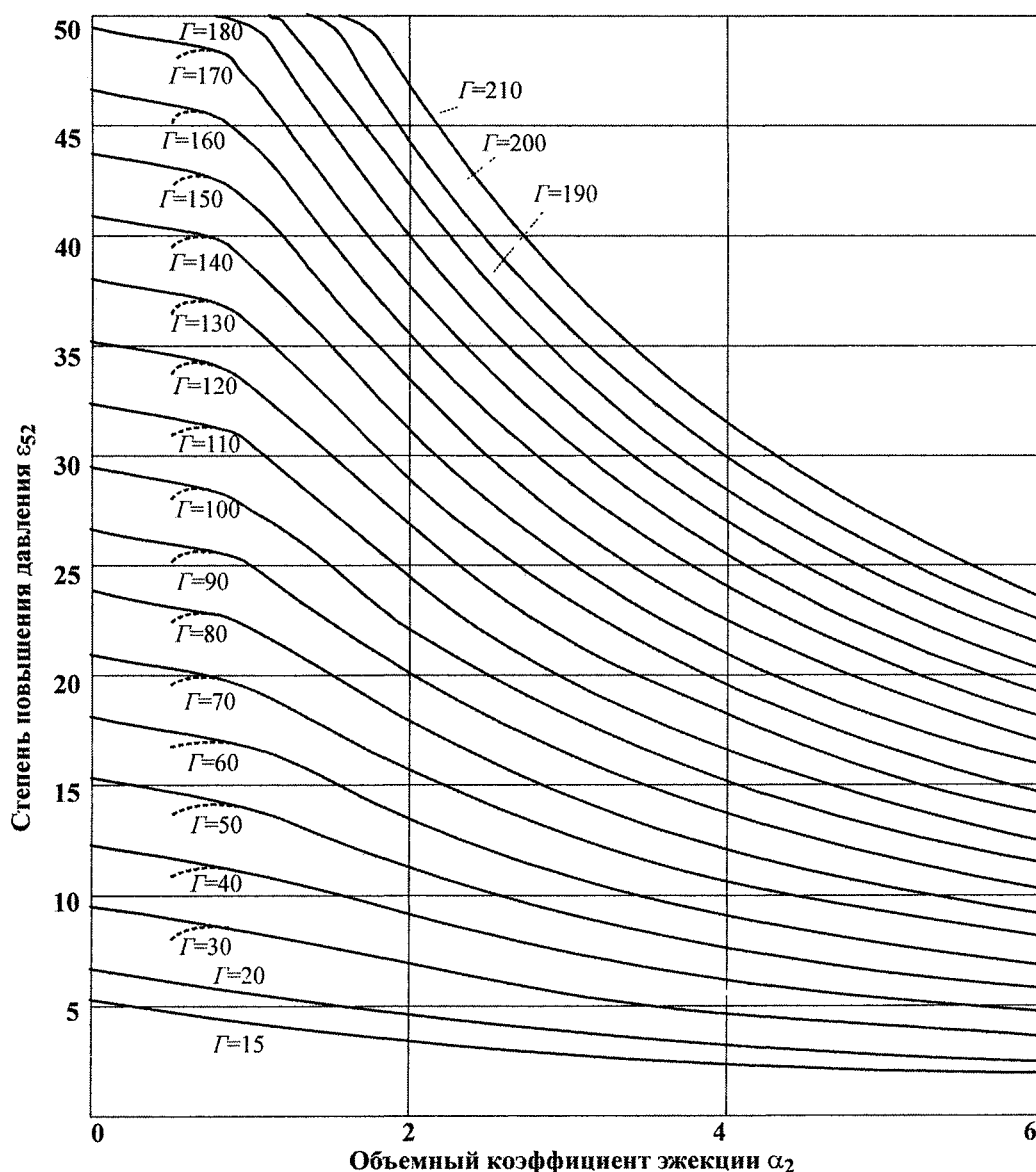


Рис. 2. Экстремальные характеристики ВВЭ дополненные кривыми предельными по коэффициенту скольжения при различных значениях параметра Γ

Расчет и конструирование

На рис. 3 представлено семейство рабочих характеристик ВВЭ (штриховые линии), рассчитанного для замены последних ступеней установки ЭП 11x10, в поле экстремальной характеристики и кривой предельного по коэффициенту скольжения режима при $\Gamma = 65$, $\Omega_{54} = 4,25$, $\zeta_{34} = 0,4$, $\zeta_{45} = 0,3$.

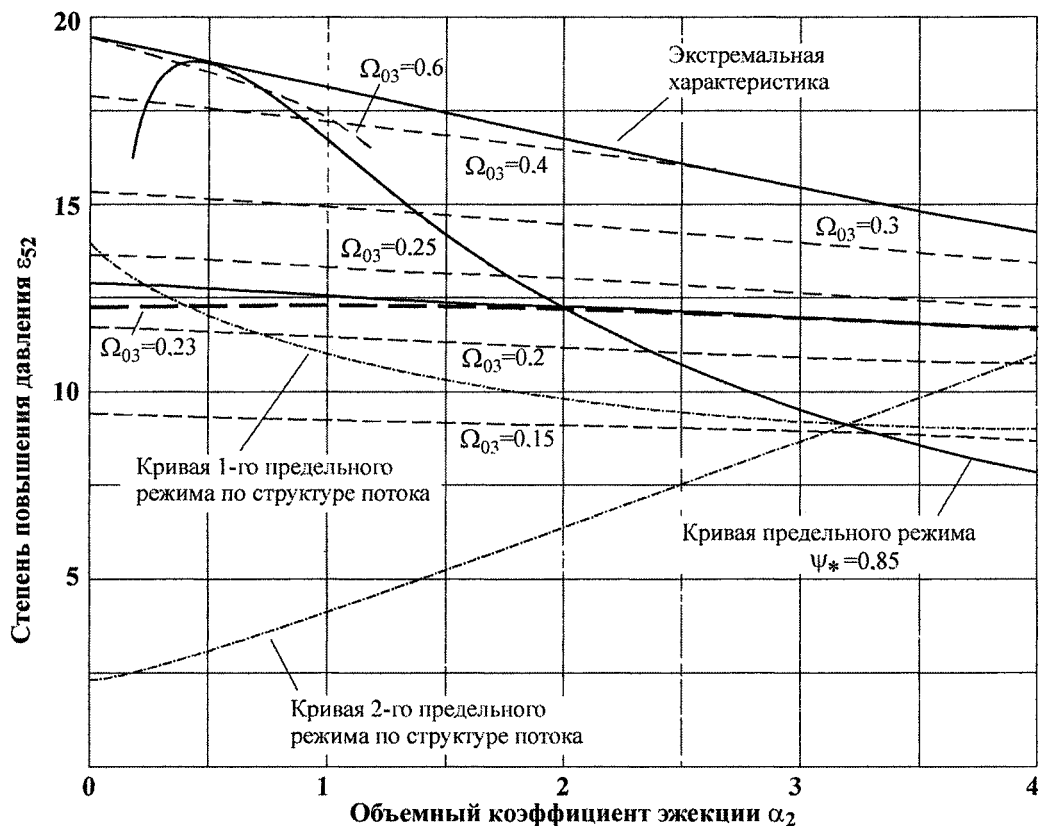


Рис. 3. Рабочие характеристики ВВЭ системы № 1 (ЭП 11x10), при различных Ω_{03} в поле экстремальной характеристики и кривой предельного режима

При выборе относительной площади сопла следует учитывать, что могут быть реализованы режимы, принадлежащие точкам рабочих характеристик левее кривой предельного режима.

Выбираем рабочую характеристику, построенную для $\Omega_{03} = 0,23$, которая на графике проведена толстой линией, поскольку точка с потребной степенью сжатия ($\varepsilon_{52} = 12$) и максимально возможным коэффициентом эжекции принадлежит этой кривой. Таким образом, достижимый объемный коэффициент эжекции $\alpha_2 = 2$.

Подобным образом производим подбор Ω_{03} и определение достижимого коэффициента эжекции для остальных систем (графики не приводятся), результаты сведем в табл. 7.

Таблица 7

Выбор относительной площади сопла и определение коэффициента эжекции

Номер системы	1	2	3	4
Наименование	ЭП 11x10	42x0,5	ЭПМ 56x175	ЗЭ 1000x40
Безразмерное давление активной струи ВВЭ Γ	65	30	30	100
Относительная площадь сопла Ω_{03}	0,23	0,22	0,22	0,25
Степень сжатия ВВЭ ε_{52}	12	5,7	5,6	19,7
Объемный коэффициент эжекции α_2	2	2,2	2,21	1

9. Определяем массовый коэффициент эрекции

$$\mu = \alpha_2 \cdot \frac{p_2}{R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma} \cdot \rho_{ж}} \quad (7)$$

Для системы № 1 (ЭП 11x10): $\mu = 2 \cdot \frac{10,01}{287 \cdot (273 + 25) \cdot 1000} = 2,34 \cdot 10^{-4}$.

10. Определяем требуемое количество активной воды для ВВЭ: $m_{ж} = \frac{m_{\Gamma}}{\mu}$ – массовый рас-

ход воды для ВВЭ, $Q_1 = Q_{ж} = \frac{m_{ж}}{\rho_{ж}}$ – объемный расход воды для ВВЭ. Для системы № 1

(ЭП 11x10): $m_{ж} = \frac{10}{2,34 \cdot 10^{-4}} = 42735,22$ кг/ч; $Q_1 = Q_{ж} = \frac{42735,2}{1000 \cdot 60 \cdot 60} = 0,0119$ м³/с = 712 л/мин.

11. Определяем требуемую мощность насоса, создающего активный поток воды ВВЭ (без учета КПД насоса): $N_{ВВЭ} = (p_1 - p_{ам}) \cdot Q_1$ (кВт).

Для системы №1 (ЭП 11x10): $N_{ВВЭ} = (366 \cdot 10^3 - 10^5) \cdot 0,0119 = 3,16$ кВт.

Для остальных систем расчеты по пунктам 9–11 сведены в табл. 8.

Таблица 8

Определение требуемого количества воды и требуемой мощности активного потока воды

Номер системы	1	2	3	4
Наименование	ЭП 11x10	42x0,5	ЭПМ 56x175	ЗЭ 1000x40
Объемный коэффициент эжекции α_2	2	2,2	2,21	1
Массовый коэффициент эжекции μ	$2,34 \cdot 10^{-4}$	$4,47 \cdot 10^{-4}$	$6,03 \cdot 10^{-4}$	$6,24 \cdot 10^{-4}$
Требуемый массовый расход воды ВВЭ $m_{ж}$, кг/ч	42 735,22	46 970,24	71 271,41	961 5424,97
Требуемый объемный расход воды ВВЭ $Q_{ж}$, м ³ /с (л/мин)	0,0119 (712)	0,013 (783)	0,0198 (1188)	2,67 (160 257)
Мощность активного потока ВВЭ $N_{ВВЭ}$, кВт	3,16	2,61	6,14	534

Сопоставим энергетические затраты на работу систем с применением ВВЭ с таковыми для систем на основе пароструйных эжекторов.

Затраты на вакуумирование систем с пароструйными эжекторами складываются из затрат на получение пара под давлением и перекачку воды для использования в барометрических конденсаторах смешивающего типа.

Тепловая энергия, необходимая для получения 1 кг пара:

$$r = U'' - U' + p(\vartheta'' - \vartheta'), \quad (8)$$

где $U'' - U' = C_v \cdot (T_2 - T_1)$ – теплота, затраченная на изменение внутренней энергии пара;

$p(\vartheta'' - \vartheta')$ – теплота, потраченная на работу расширения;

$C_v = 1415$ Дж/(кг · К) – изохорная теплоемкость водяного пара;

$T_2 = 493$ К, $T_1 = 293$ К – рабочая и начальная температуры активного пара;

$\vartheta' = 0,001$ м³/кг – удельный объем воды при температуре $T_1 = 293$ К;

$$\vartheta'' = \frac{R_{\Pi} \cdot T_2}{p_{\Pi}} = \frac{470 \cdot 493}{10 \cdot 10^5} = 0,232 \text{ м}^3/\text{кг} \text{ – удельный объем пара при температуре } T_2 = 493 \text{ К};$$

$R_{\Pi} = 470$ Дж/(кг · К) – газовая постоянная водяного пара;

$p_{\Pi} = 10 \cdot 10^5$ Па – избыточное давление активного пара.

Для пароструйного эжектора системы № 1 (ЭП 11x10):

$$r = 1415 \cdot (493 - 293) + 10 \cdot 10^5 \cdot (0,232 - 0,001) = 513710 \text{ Дж/кг}.$$

Мощность, затрачиваемая на создание потока пара под давлением (без учета КПД котла и потерь в трубопроводе),

Расчет и конструирование

$$N_{\Pi} = r \cdot m_{\Pi},$$

где m_{Π} – массовый расход рабочего пара, кг/с.

Для системы №1 (ЭП 11x10): $N_{\Pi} = r \cdot m_{\Pi} = 513710 \cdot 0,0194 = 9,9$ кВт.

Мощность, затрачиваемая на подачу воды в конденсаторы,

$$N_{BK} = Q_{BK} \cdot p_B,$$

где Q_{BK} – расход воды через барометрические смешивающие конденсаторы системы (см. табл. 1); $p_B = 2,5$ кгс/см² – потребное в насосе водоснабжения давление (избыточное).

Для системы №1 (ЭП 11x10): $N_{BK} = 0,001 \cdot 2,5 \cdot 10^5 = 0,25$ кВт.

Суммарная мощность системы с пароструйными эжекторами $N_{\Pi C} = N_{\Pi} + N_{BK}$, кВт. Для системы № 1 (ЭП 11x10): $N_{\Pi C} = 9,9 + 0,25 = 10,24$ кВт.

Результаты расчетов мощности, затрачиваемой на создание потоков пара и воды, для остальных систем сведены в табл. 9. (расход пара и воды в табл. 9: для системы № 1 – расход первой ступени; для системы № 2 –расходы первых трех ступеней).

Таблица 9

Определение затрачиваемой мощности многоступенчатых систем вакуумирования на основе пароструйных эжекторов

Номер системы	1	2	3	4
Наименование	ЭП 11x10	42x0,5	ЭПМ 56x175	ЗЭ 1000x40
Тепловая энергия r , Дж/кг	513 710	513 710	513 710	513 610
Массовый расход пара m_{Π} , кг/с	0,0194	0,01	0,06	1,11
Мощность потока пара N_{Π} , кВт	9,9	5,71	7,31	670,68
Расход воды через конденсатор Q_{BK} , м ³ /с (л/мин)	0,0031 (183,3)	0,02 (1083)	0,0017 (100)	0,042 (2500)
Мощность потока воды через конденсатор N_{BK} , кВт	0,25	1,5	0,14	10,42
Суммарная мощность системы с пароструйными эжекторами $N_{\Pi C}$, кВт	10,24	7,21	7,5	581,1

В табл. 10 представлено сопоставление мощностей исходных и усовершенствованных систем.

Таблица 10

Сравнение затрат мощности систем вакуумирования с пароструйными эжекторами и с ВВЭ

Номер системы	1	2	3	4
Наименование	ЭП 11x10	42x0,5	ЭПМ 56x175	ЗЭ 1000x40
Мощность активного потока ВВЭ $N_{ВВЭ}$, кВт	3,16	2,61	6,14	534
Суммарная мощность системы с пароструйными эжекторами $N_{\Pi C}$, кВт	10,24	7,21	7,5	581,1
Экономия мощности ΔN , кВт	7,08	4,6	1,36	47,1
Экономия мощности ΔN , %	69,14	63,8	18,13	8,1

Анализ затрат мощности свидетельствует:

1. Во всех рассмотренных случаях замена пароструйных эжекторов на ВВЭ энергетически выгодна. Кроме экономии мощности, применение ВВЭ позволяет отказаться от громоздких (10-5 м) конденсаторов, при этом размеры установки определяются, в основном, размерами самого струйного насоса.

2. Наиболее выгодным оказывается применение ВВЭ после пароструйной ступени установки. Поскольку, во-первых, это позволяет создавать разрежение ниже давления насыщенного пара, во-вторых, позволяет повысить давление всасывания ВВЭ p_2 . Повышение давления всасыва-

ния ВВЭ позволяет реализовать режимы с низкими степенями расширения, и, следовательно, понизить давление активного потока, а также реализовать режимы с низкими степенями сжатия. Работа при низких степенях сжатия $\varepsilon_{52} < 6$ соответствует максимуму эффективности работы ВВЭ [7]. Это видно на примере систем № 1 и № 2: экономия мощности для них достигает 69 %.

3. При использовании ВВЭ в качестве одноступенчатой системы вакуумирования экономия мощности в сравнении с ранее рассмотренными системами уменьшается. Это объясняется тем, что в данных случаях давление всасывания низкое, что требует высоких параметров активного потока (высоких L). Эжекторы, работающие на подобных режимах, обеспечивают небольшие коэффициенты эжекции, а значит, возрастает расход активной среды. Кроме того, данный вариант системы может быть реализован только при необходимости создания сравнительно небольших разрежений (выше давления насыщенных паров жидкости).

Литература

1. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. - 3-е изд., перераб. - М.: Энергоатомиздат, 1989. - 352 с.
2. Успенский, В.А. Струйные вакуумные насосы / В. А. Успенский, Ю.М. Кузнецов. - М.: «Машиностроение», 1973. - 141 с.
3. Цейнтлин, А.Б. Пароструйные вакуумные насосы / А.Б. Цейнтлин. - М., Л.: Издательство «Энергия», 1965. - 400 с.
4. Спиридонов, Е.К. Энергетический анализ жидкостногазовых течений / Е.К. Спиридонов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». - 2003. - Вып. 3. - № 1(17). - С. 141-150.
5. Спиридонов, Е.К. Исследование экстремальных характеристик водовоздушного эжектора / Е.К. Спиридонов, В.К. Темное // Динамика пневмогидравлических систем: тематич. сб. научн. тр. - Челябинск ЧПИ, 1983. - С. 62-75.
6. Спиридонов, Е.К. Предельные режимы работы двухфазного струйного эжектора / Спиридонов Е.К., Школин С.Б. // Динамика машин и рабочих процессов: сборник докладов Всероссийской научно-технической конференции - Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2007. - С. 167-172.
7. Спиридонов, Е.К. Анализ эффективности работы жидкостногазового эжектора в системах глубокого вакуумирования / Е.К. Спиридонов, В.К. Темное, А.Б. Шпитов // Автоматизация энергосистем и энергоустановок промышленных предприятий: тематич. сб. научн. трудов - Челябинск: ЧПИ, 1989. - С. 135-140.

Поступила в редакцию 22 сентября 2008 г.

Спиридонов Евгений Константинович. Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Гидравлика и гидропневмосистемы», декан Аэрокосмического факультета Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов - прикладная гидромеханика и гидравлика, струйные аппараты, лопастные насосы и напорные гидросистемы.

Evgeny K. Spiridonov. The doctor of engineering science, professor, the Head of «Hydraulics and hydropnevmosystems» department, Dean of Aerospace faculty of South Urals State University. Professional interests: applied hydromechanics and hydraulics, stream devices, lobe pumps and pressure head hydraulic-circuit systems.

Школин Сергей Борисович. Аспирант кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов - прикладная гидромеханика и гидравлика, струйные аппараты.

Sergey B. Shkolin. Post-graduate student of «Hydraulics and hydropnevmosystems» department of South Urals State University. Professional interests: applied hydromechanics and hydraulics, stream devices.