

ПУТИ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОТЫ ВОДОВОЗДУШНОГО СТРУЙНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА В СИСТЕМАХ ВАКУУМИРОВАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

© 2012 Е.К. Спиридонов, А.Р. Исмагилов

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск

Поступила в редакцию 05.03.2012

Проанализированы пути оптимизации работы водовоздушного струйного вакуумного насоса на основе экстремальных характеристик. Показано, что предпочтительным параметром для изменения режима работы эжектора является давление за установкой. Рассмотрены мероприятия по изменению противодавления, в результате чего уменьшаются расходы воды и энергии.

Ключевые слова: *струйный насос, степень сжатия, противодавление, коэффициент эжекции, экстремальные характеристики*

Водовоздушные струйные насосы 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 в качестве вакуумного насоса водоструйных эжекторов реализуется одноступенчатая система вакуумирования (см. рис. 1). Насос 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 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.

Обычно рабочий процесс таких установок сопровождается большими расходами воды и

энергии, что обусловлено невысокой эффективностью эксплуатации эжекторов. Анализ их работы на основе экстремальных характеристик показал, что на многих тепловых электрических станциях потенциальные возможности воздухоотсасывающих струйных насосов не исчерпаны [2]. Одним из путей повышения эффективности рабочего процесса является модернизация проточной части аппарата с таким расчетом, чтобы реализовать все возможности рабочего процесса, не изменяя собственный режим работы. Такая модернизация была осуществлена 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, усовершенствование конструкции, позволило уменьшить расход воды на эжектор на 25% [4].

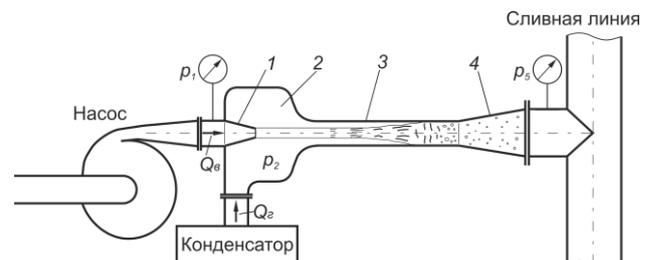


Рис. 1. Одноступенчатая система вакуумирования: 1 – сопло; 2 – приемная камера; 3 – рабочая камера; 4 – диффузор

Другим путем совершенствования рабочего процесса струйного вакуумного насоса может быть изменение режима работы эжектора, например, изменением степени сжатия ε_{52} . В системах вакуумирования энергетических установок потребные степени сжатия $\varepsilon_{52}=p_5/p_2$ достаточно велики и составляют $\varepsilon_{52}=20-30$. При таких степенях сжатия ε_{52} к.п.д. η водовоздушного эжектора

Спиридонов Евгений Константинович, доктор технических наук, профессор. E-mail: ggps@susu.ac.ru
Исмагилов Александр Рашидович, аспирант. E-mail: shura.ismagilov@yandex.ru

невелик. Об этом свидетельствует график (рис. 2), из которого следует, что уменьшением степени сжатия ε_{52} можно повысить к.п.д. η аппарата [5].

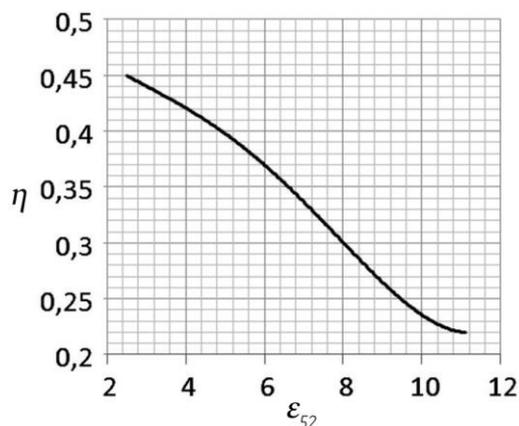


Рис. 2. Зависимость к.п.д. водовоздушного эжектора от степени сжатия

Численным исследованием рабочего процесса на основе математической модели, приведенной в трудах [2, 6], были получены экстремальные режимы работы в виде графиков зависимостей $\alpha^{max}=f(p_5)$ и $m_6=f(p_5)$ (см. рис. 3, 4). Здесь α^{max} — максимальный достижимый объемный коэффициент эжекции, равный отношению объемных расходов газа Q_2 при давлении всасывания p_2 к объемному расходу воды Q_6 ; $m_6=\rho_6 Q_6$ — массовый расход воды; p_5 — давление за установкой (противодавление); ρ_6 — плотность воды.

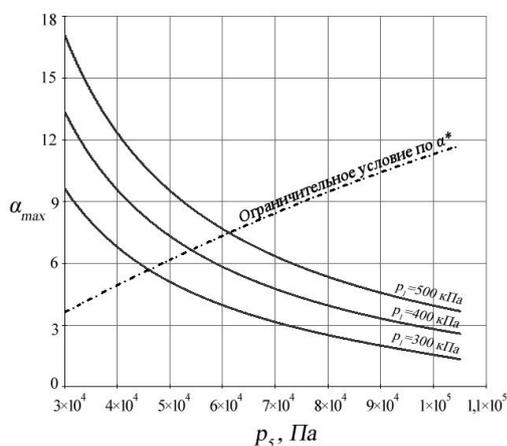


Рис. 3. Влияние давления питания на экстремальные характеристики эжектора

Семейства кривых $\alpha^{max}=f(p_5)$ и $m_6=f(p_5)$ построены для эжектора без диффузора при давлениях питания $p_1=300$ кПа; 400 кПа; 500 кПа; давлении всасывания $p_2=3,5$ кПа и массовом расходе газа $m_2=\rho_2 Q_2=30$ кг/ч, где ρ_2 — плотность газа при давлении всасывания p_2 . Кривые на графике $m_6=f(p_5)$ (рис. 4) являются собирательными в том смысле, что каждой точке кривой соответствует экстремальный режим работы установки со своим значением максимального объемного коэффициента эжекции α^{max} , который определяется из

графика $\alpha^{max}=f(p_5)$ на рис. 3 при соответствующих противодавлениях p_5 .

При численном исследовании учитывалось условие, что скорость эжектируемого газа U_2 не превышает скорости активной струи U_6 . В расчетах принималось $U_2 \leq 0,85 U_6$ [2, 6]. Также на графиках (рис. 3, 4) изображены линии ограничительных условий по предельному объемному коэффициенту эжекции α^* [2, 6]. Рабочие параметры установки будут достижимыми, если ветвь кривой $\alpha^{max}=f(p_5)$ на рис. 3 будет ниже линии ограничительного условия по α^* , а ветвь кривой $m_6=f(p_5)$ на рис. 4 будет выше линии ограничительного условия по α^* . Сравнительный анализ кривых на рис. 2, 3 и 4 показывает, что при постоянном давлении всасывания p_2 с уменьшением противодавления p_5 степень сжатия ε_{52} уменьшается, к.п.д. установки η и максимально достижимый объемный коэффициент эжекции α^{max} возрастают, а массовый расход воды m_6 на эжектор уменьшается.

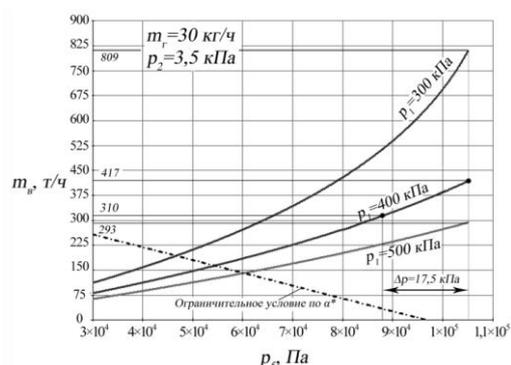


Рис. 4. Массовый расход воды на эжектор в зависимости от противодавления при нескольких давлениях питания

Таким образом, снижение противодавления p_5 является фактором снижения расхода воды и энергии на эжектор установки. Реализовать это направление можно двумя мероприятиями: размещением за водовоздушным струйным насосом вертикального участка сливного трубопровода или скомпоновав эжектор по многоступенчатой схеме с равномерным распределением степени сжатия ε_{52} между ступенями. При реализации первого мероприятия на выходе из эжектора возникнет столб водовоздушной смеси с плотностью чуть меньшей плотности воды, вследствие этого давление за эжектором уменьшится на величину близкую весовому давлению столба водовоздушной смеси. В котлотурбинных цехах теплоэлектростанций 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 снижение давления за эжектором p_5 с давления 105 кПа на 17,5 кПа (рис. 4) позволяет уменьшить массовый расход воды с 417 т/ч до 310 т/ч, т.е. на 25,6%.

Как было сказано выше, наибольшей эффективностью отличается работа водовоздушных струйных насосов при степенях сжатия $\varepsilon_{52}=3-6$ (рис. 2). Таких степеней сжатия можно достичь, скомпоновав эжектор по многоступенчатой схеме. На рисунке 5 изображена схема водовоздушного струйного насоса с двухступенчатым сжатием газа. Как видно, обе ступени объединены в одном корпусе с питанием от общего источника – насоса. Это позволит снизить потери энергии между ступенями, повысить надежность установки и уменьшить ее габариты. В такой конструкции первой ступенью является водовоздушный эжектор, на сопловой диск 1, которого подается активная среда – вода. Далее высоконапорная струя увлекает через радиальные отверстия воздух из приемной камеры 2, соединенной с конденсатором паровой турбины. После этого водовоздушная смесь движется в рабочей камере 3 ко второй ступени. На этом этапе происходит повышение давления от величины давления всасывания p_{21} в приемной камере 2 до величины промежуточного давления $p_{51}=p_{22}$.

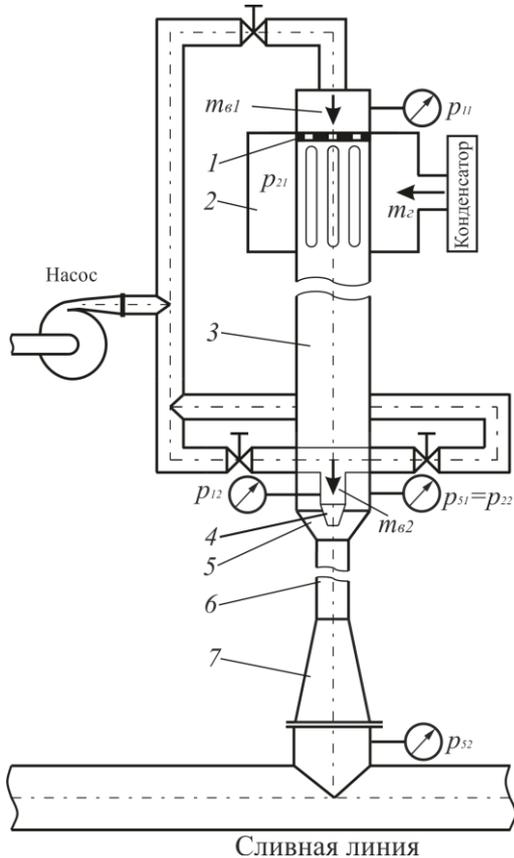


Рис. 5. Водовоздушный струйный насос с двухступенчатым сжатием газа:

1 – сопловой диск; 2 – приемная камера; 3 – рабочая камера первой ступени; 4 – сопло второй ступени; 5 – конфузор; 6 – рабочая камера второй ступени; 7 – диффузор

Вторая ступень представляет собой струйный насос, эжектирующий водовоздушную смесь с выхода первой ступени. Увлечение водовоздушной смеси происходит высоконапорной

водой, истекающей из сопла второй ступени 4. Через конфузор 5 водовоздушная смесь попадает в рабочую камеру второй ступени 6 и далее после диффузора 7 поступает в сливную линию. При протекании водовоздушной смеси через вторую ступень происходит повышение давления с величины p_{22} до давления за установкой p_{51} .

Численным исследованием эжекторной установки с двухступенчатым сжатием газа по авторским методикам на основе оригинальных технических решений [2, 6, 7] были получены предельные режимы работы в виде графика зависимости суммарного массового расхода воды на обе ступени $\sum m_6 = m_{61} + m_{62}$ от промежуточного давления p_{51} (рис. 7).

При расчете для второй ступени учитывались условия, ограничивающие реальный диапазон работы аппарата, а именно достижения коэффициента скольжения фаз на входе в рабочую камеру 6 значений близких единице, запираания канала подвода пассивной среды смеси и перехода к пенному режиму эжектируемой водовоздушной смеси. Семейства кривых $\sum m_6 = f(p_{51})$ построены для эжектора при давлениях питания на первую и вторую ступень $p''_{11} = p''_{12} = 300$ кПа; 400 кПа; 500 кПа; давлении всасывания $p_2 = 3,5$ кПа, массовом расходе газа $m_2 = 30$ кг/ч; давлении за установкой $p_{52} = 105$ кПа. Кривые на графике $\sum m_6 = f(p_{51})$ (рис. 7) являются собирательными в том смысле, что каждой точке кривой соответствует экстремальный режим работы установки со своим значением максимального объемного коэффициента эжекции α^{max} для первой ступени, который определяется из графика $\alpha^{max} = f(p_{51})$ на рис. 3 при соответствующих промежуточных давлениях p_{51} , а также со своими относительными площадями сопел первой Ω'_{03} и второй ступени Ω''_{03} , которые определяются из графика $\Omega_{03} = f(p_{51})$ на рис. 6.

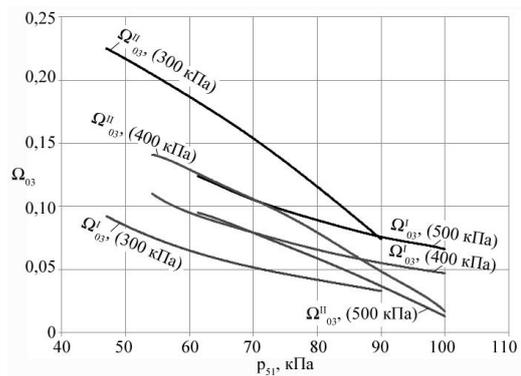


Рис. 6. Относительные площади сопла первой и второй ступени в зависимости от противодавления

Сравнительный анализ на рис. 4 и 7 показывает, что при одинаковых давлениях за установкой $p_5 = 105$ кПа в одноступенчатом и двухступенчатом вариантах исполнения массовый расход воды на водовоздушный струйный насос

при двухступенчатом сжатии газа меньше, чем при одноступенчатом. Так, при давлениях питания перед эжектором в одноступенчатом варианте исполнения и перед каждой ступенью двухступенчатого эжектора равными $p'_{11}=p''_{11}=p'_{12}=p''_{12}=300$ кПа массовый расход воды одноступенчатого эжектора составляет $m'_e=809$ т/ч, а в двухступенчатом варианте исполнения – $m''_e=646$ т/ч; при $p'_{11}=p''_{11}=p'_{12}=p''_{12}=400$ кПа – $m'_e=417$ т/ч и $m''_e=376$ т/ч; при $p'_{11}=p''_{11}=p'_{12}=p''_{12}=500$ кПа – $m'_e=293$ т/ч и $m''_e=268$ т/ч. Как видно, разница между m'_e и m''_e уменьшается при увеличении давлений питания перед ступенями и составляет 20,1%; 8,6% и 8,5%, соответственно.

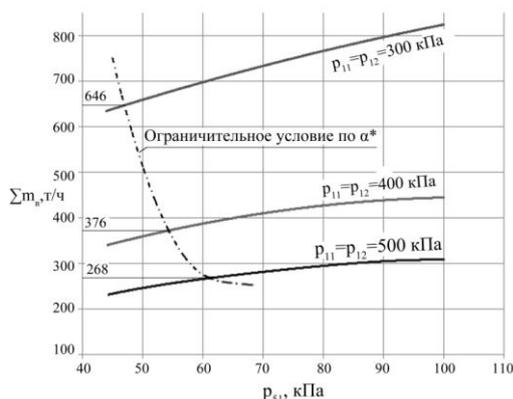


Рис. 7. Массовый расход воды на эжектор с двухступенчатым сжатием газа в зависимости от противодавления при нескольких давлениях питания

Выводы:

1. Повысить эффективность рабочего процесса водовоздушного струйного насоса можно путем внесения конструкционных изменений либо изменением рабочего режима эжектора.
2. Для повышения эффективности работы эжектора предпочтительным параметром для изменения режима работы установки является снижение противодавления p_5 .
3. Уменьшить противодавление p_5 можно двумя мероприятиями: 1) установкой за водовоздушным струйным насосом вертикального

участка сливного трубопровода; 2) применением многоступенчатого сжатия газа.

4. Сравнительный анализ различных способов повышения эффективности работы водовоздушного струйного вакуумного насоса показал, что применение этих мероприятий позволяет уменьшить расход воды на 20-26%.

5. Выбор способа повышения эффективности рабочего процесса водовоздушного струйного вакуумного насоса определяется конкретными условиями эксплуатации эжектора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – 3-е изд. – М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.: ил.
2. Спиридонов, Е.К. Исследование экстремальных характеристик водовоздушного эжектора / Е.К. Спиридонов, В.К. Темнов // Динамика пневмогидравлических систем: Тем. сб. науч. тр. – Челябинск: ЧПИ, 1983. С. 62-75.
3. Спиридонов, Е.К. Конструкции жидкостногазовых струйных насосов, состояние и перспективы // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2005. №1. С. 94-104.
4. Спиридонов Е.К. Испытание водовоздушного струйного насоса ЮУрГУ в системах вакуумирования паровых турбин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2005. №1. С. 120-125.
5. Спиридонов, Е.К. Анализ эффективности работы жидкостногазового эжектора в системах вакуумирования / Е.К. Спиридонов, В.К. Темнов, А.Б. Шитов // Автоматизация энергосистем и энергоустановок промышленных предприятий: Тематич. сб. научн. трудов – Челябинск: ЧПИ, 1989. С. 135-140.
6. Спиридонов Е.К. Теоретические положения оптимального синтеза жидкостногазовых струйных аппаратов и систем на их основе // Наука и технологии. Труды XXIII Российской школы. Специальный выпуск, посвященный 60-летию Южно-Уральского государственного университета. – М.: РАН, 2003. С. 414-431.
7. Спиридонов, Е.К. Энергетические характеристики процесса эжектирования газожидкостных сред в струйном аппарате / Е.К. Спиридонов, А.В. Подзерко // Доклады секции «Гидравлика и гидропневмосистемы» 50-й юбилейной НТК 14-16 апреля 1998 г. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1998. С. 115-118.

WAYS OF OPTIMIZATION THE OPERATION OF WATER AIR JET VACUUM PUMP IN VACUUM SYSTEMS OF POWER PLANTS

© 2012 Е.К. Spiridonov, A.R. Ismagilov
South Ural State University, Chelyabinsk

Ways of optimization the operation of water air jet vacuum pump on the basis of extreme characteristics are analysed. It is shown, that preferable parameter for changing the behaviour mode of ejector is pressure behind the apparatus. Actions for changing the backpressure, therefore water rates and energy are diminished, are considered.

Key words: jet pump, compression ratio, backpressure, ejection coefficient, extreme characteristics