

## Современные технические средства повышения энергоэффективности водокольцевых машин

Рудаков А. И., доктор техн. наук,  
Роженцова Н. В., Денисова А. Р., кандидаты техн. наук

**ФГБОУ ВПО “Казанский государственный энергетический университет”**

Рассмотрены технические средства повышения энергоэффективности водокольцевых насосов. Для снижения давления всасывания и стабилизации вакуума предложено устанавливать перед насосами предвключенный эжектор (струйный аппарат), что приводит к уменьшению потерь полного давления в прямом скачке уплотнения. Доказано, что применение предвключенного эжектора в составе технической системы водокольцевого насоса способствует увеличению суммарного КПД всей системы в целом.

**Ключевые слова:** водокольцевой насос, эжектор, струйный аппарат, энергоэффективность.

Развитие производства требует создания высокоэффективного оборудования, применения новых технологий на базе современных достижений науки и техники. Все создаваемое оборудование должно иметь невысокую металлоемкость и малые энергозатраты. Следует также отметить, что рост цен на энергоносители продолжает оставаться одной из главных проблем экономики [1 – 3]. Поэтому при конкурентной борьбе на рынке в конечном выигрыше окажутся компании, уделяющие особое внимание внедрению энергосберегающих технологий и использующие энергоэффективное оборудование [4].

Назначение большинства технологических установок — производство какого-либо продукта (потребительского или энергетического), называемого полученным эффектом (ПЭ), который требует затрат энергии. Для определения энергетической эффективности установки наряду с полученным эффектом необходимо учитывать затраты энергии. Если технологические процессы протекают без изменения их структуры или качества (транспортирование вещества, течение жидкости или газа без изменения их параметров и др.), то учитываются лишь затраты энергии. Эффективность установки обычно определяют с помощью целевого коэффициента, рассчитываемого как отношение полученного эффекта к затратам энергии:  $K_{ц} = ПЭ/ЗЭ$ .

Проблемы использования целевых коэффициентов заключаются в том, что они изменяются в пределах  $0 \leq K_{ц} \leq \infty$ , т. е. могут быть больше единицы. Значит, целевые коэффициенты, хотя и отражают в какой-то степени энергетическую эффективность, но не являются КПД, так как могут принимать значения более 100 %. Следовательно, все целевые коэффициенты не отражают реальную

эффективность энергетических установок. Это объясняется тем, что при их расчете суммируются разные виды энергии (например, электроэнергия, теплота), имеющие различную природу. Только КПД объективно и правильно отражает энергетическую эффективность той или иной установки, аппарата, системы, так как базируется на учете всех групп энергии, приведенных к одному виду, учитывающему работоспособность энергии (эксергии):

$$E = Э \tau_q,$$

где  $E$  — приведенная энергия;  $Э$  — количество любой энергии;  $\tau_q$  — коэффициент работоспособности, который показывает, какое количество работы  $L$  может выполнить данное количество энергии.

К высокоэффективному оборудованию, получившему широкое распространение в настоящее время в промышленности и сельском хозяйстве, можно отнести жидкостно-кольцевые машины (ЖКМ), которые подразделяются на вакуумные насосы (ЖВН) и компрессоры (ЖК или ВК). ЖВН, используемые в качестве рабочей жидкости воду, получили название водокольцевых вакуумных насосов (ВВН).

Водокольцевые и жидкостно-кольцевые компрессоры и вакуумные насосы конструктивно просты, надежны в эксплуатации, отличаются низким уровнем шума при работе. Наличие жидкостного кольца позволяет откачивать газы, содержащие пары, капельную жидкость, твердые инородные включения (пыль) и даже абразивные частицы. При соответствующем подборе рабочей жидкости исключается загрязнение откачиваемого объема и перекачиваемых газов парами масел.

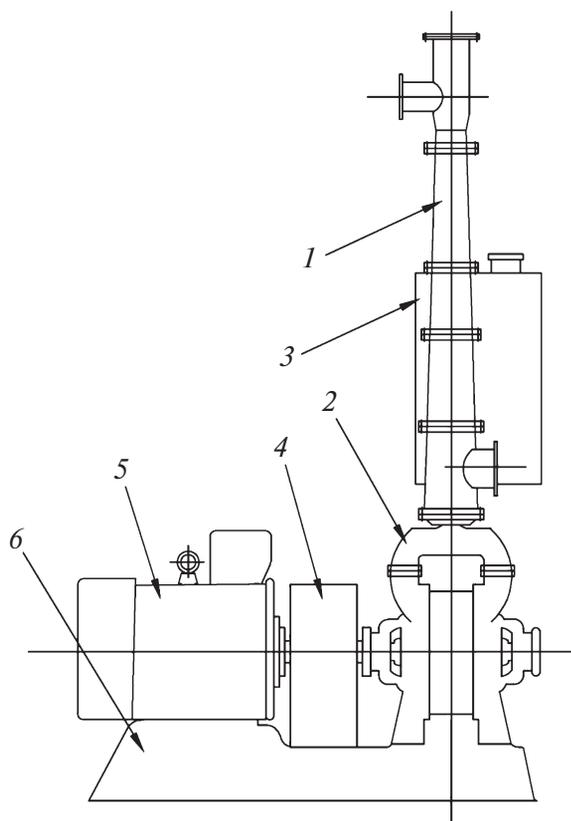


Рис. 1

Благодаря наличию жидкостного кольца процесс сжатия газа происходит с интенсивным теплообменом и близок к изотермическому, что дает возможность откачивать и перекачивать легко разлагающиеся, полимеризующиеся, взрывоопасные газы и смеси [5, 6].

Принцип работы ЖКМ общеизвестен и широко представлен в технической литературе [7]. Отметим некоторые их особенности:

в ВВН при любой степени сжатия наибольший перепад давлений не превышает 0,1 МПа;

увеличение вакуума при постоянной объемной подаче приводит к снижению массовой подачи. Возрастание работы сжатия сопровождается уменьшением количества сжимаемого газа, в результате чего мощность ВВН в широком диапазоне работы остается примерно постоянной.

К недостаткам ЖКМ следует отнести:

относительно низкий КПД из-за затрат мощности на вращение жидкостного кольца;

высокое предельное остаточное давление (3 – 9 кПа);

увеличенные габаритные размеры по сравнению с насосами и компрессорами других типов (например, двухроторными или пластинчато-роторными) [8 – 10].

Рассмотрим более подробно технические средства повышения энергоэффективности водокольцевых насосов.

Многочисленные технологические процессы в промышленном и сельскохозяйственном производствах осуществляются при рабочем давлении ниже, чем давление водокольцевых насосов. Для возможности снижения их рабочего давления используют:

последовательное соединение двух и более насосов;

многоступенчатые насосы;

рабочие жидкости с меньшим, чем у воды, давлением насыщенных паров и др.

Однако эти средства дорогостоящи и малоэффективны [11].

С целью снижения давления всасывания и стабилизации вакуума перед насосами устанавливают предвключенные эжекторы (иногда называемые эжекторными приставками).

На рис. 1 приведена схема вакуумного агрегата с предвключенным эжектором 1, прикрепленным к всасывающему патрубку насоса 2, и водосборником 3. Насос 2 с помощью муфты 4 соединен с электродвигателем 5, который размещен на станине 6.

Предвключенный эжектор — это струйный аппарат с соплами и переменным по длине сечением проточной части, которая преобразует энергию. Его работа возможна только в составе системы или в сочетании с другими механизмами, способными обеспечивать аппарат необходимой для функционирования энергией [12, 13]. Предвключенные эжекторы устанавливают на всасывающем патрубке водокольцевого насоса.

Общеизвестно, что в реальных системах всегда существует избыточная энергия, которая в настоящее время часто не используется и теряется безвозвратно [14]. В связи с этим практически к любой системе без нарушения ее функциональных возможностей можно подключить струйный аппарат, работа которого будет осуществляться за счет указанного избытка энергии. На рис. 2 приведены зависимости подачи  $Q_2$  агрегата с эжектором от давления на входе в эжектор  $p_2$  и давления вакуумного насоса  $p_H$ . Пунктирной линией показана экспериментальная зависимость  $N = f(p_H)$ .

Процессы в эжекторе являются энергоизолированными и оцениваются адиабатическим КПД (отношением адиабатической работы расширения газа, выходящего из эжектора, к работе, которую мог бы совершить газ при расширении до этого же давления):

$$\eta_{ад} = \frac{(M_1 + M_2)l_{ад4}}{M_1 l_{ад1}}$$

где  $M_1$  и  $M_2$  — массы активного (рабочего) и пассивного (откачиваемого) потоков газа;  $l_{ад1}$  и  $l_{ад4}$  — работы расширения газа на выходе из активного сопла и на выходе из диффузора [15 – 17].

Если принять, что природа рабочего и сжимаемого газов, а также их температуры одинаковы, то уравнение для определения адиабатического КПД с использованием газодинамических функций приводится к виду

$$\eta_{ад} = (1+u) \frac{1 - (1/\varepsilon)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - (P)^{\frac{k-1}{k}}}$$

где  $u = M_2/M_1$  — коэффициент эжекции;  $\varepsilon = p_3^*/p_2^*$  — степень повышения давления в эжекторе;  $P = p_1^*/p_2^*$  — перепад давлений в соплах;  $k$  — коэффициент адиабаты.

Системообразующим элементом любой реальной технической системы независимо от функционального назначения, как известно, служит источник или генератор. Это могут быть насосы, компрессоры, вентиляторы или среды, обладающие потенциальной энергией, например сжатые газы.

В газоструйном эжекторе существуют три потока газа: два на входе и один на выходе из камеры смешения. Диффузор является каналом переменного сечения, и течение в нем рассчитывается по имеющимся для таких каналов зависимостям. Каждый поток газа характеризуют четыре независимых параметра:

- полное давление среды (жидкость, газ)  $p^*$ , Па;
- температура торможения среды  $T^*$ , °С;
- площадь поперечного сечения канала  $F$ , м<sup>2</sup>;
- скорость течения среды  $V$ , м/с.

Для расчета эжектора необходимо решить систему из 12 уравнений либо считать некоторые параметры заданными [18]. В этом случае число необходимых уравнений соответственно уменьшится. Обычно задают девять параметров обоих потоков на входе в эжектор:  $p_1^*$ ,  $T_1^*$ ,  $M_1$ ,  $F_1$ ,  $p_2^*$ ,  $T_2^*$ ,  $M_2$ ,  $F_2$ , а также условие цилиндричности камеры смешения  $F_3 = F_1 + F_2$ , где индексы 1 – 3 относятся соответственно к высоконапорному (активному), низконапорному (пассивному, откачиваемому) и смешанному (суммарному) потокам. Тогда число уравнений, необходи-

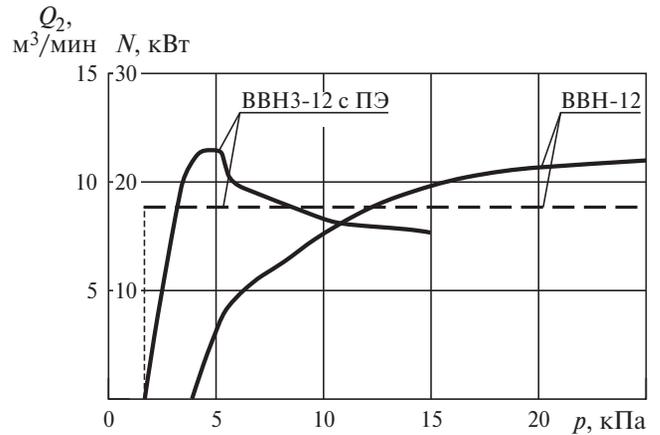


Рис. 2

мое для расчета эжектора, сокращается до трех [18 – 20].

На основе закона сохранения массы путем использования газодинамических функций получено уравнение

$$\frac{q(\lambda_3)p_3^*F_3\sqrt{T_1^*}}{q(\lambda_1)p_1^*F_1\sqrt{T_3^*}} = 1+u,$$

где  $q(\lambda)$  — газодинамическая функция расхода.

Из закона сохранения энергии при предположении одинаковой природы рабочего и сжимаемого газов (т. е. равенства универсальных газовых постоянных  $R_1 = R_2 = R_3$  и коэффициентов адиабаты  $k_1 = k_2 = k_3$  и т. д.) после несложных преобразований получаем видоизмененное уравнение

$$T_3^* = T_1^* \frac{1+\theta u}{1+u},$$

где  $\theta$  — отношение  $T_2^*/T_1^*$ .

Тогда на основании того, что полный импульс на выходе из камеры смешения равен сумме полных импульсов на входе в эжектор

$$\Phi_3 = \Phi_1 + \Phi_2,$$

с учетом газодинамических функций находим:

$$p_3^* = p_1^* \frac{\sqrt{(1+u)(1+u\theta+\theta^2)} q(\lambda_1)}{1+1/\alpha q(\lambda_3)},$$

где  $\alpha = F_1/F_2$  — геометрический коэффициент.

Результаты расчетов эжекторов с цилиндрической камерой смешения показывают, что при больших степенях расширения рабочей среды и сжатия эжектируемой среды подача эжектора ограничивается вторым предельным режимом [21, 22]. Первый критический ре-

жим возникает на входе в камеру при  $\lambda_2$  и  $q(\lambda_2) = 1$ , третий предельный режим — на выходе из нее при  $\lambda_3$  и  $q(\lambda_3) = 1$ . Газоструйные эжекторы наиболее эффективны при работе с  $\lambda_2 = 1$ . В сверхзвуковом потоке уменьшение площади поперечного сечения приводит к снижению его скорости и потерь на трение [23–25]. В конечном счете это обуславливает уменьшение потерь полного давления в прямом скачке уплотнения.

Таким образом, применение струйного аппарата в составе любой технической системы сокращает потери энергии в окружающую среду, что способствует увеличению суммарного коэффициента полезного действия всей системы в целом. Использование струйных аппаратов может стать фактором реализации программ, направленных на увеличение энергоэффективности технических систем.

#### Список литературы

1. **Цырук С. А.** Потребителю о тарифах. — Электрика, 2004, № 4.
2. **Тарифы** на электрическую энергию на розничном рынке России / С. А. Цырук, Э. А. Киреева, Ю. В. Матюнина, А. В. Кондрагьев. — Промышленная энергетика, 2004, № 8.
3. **Цырук С. А., Киреева Э. А.** Тарифная политика и потребители электрической энергии. — Электрометаллургия, 2004, № 6.
4. **Бушуев В. В.** Энергоэффективность как направление новой энергетической политики России. — Энергосбережение, 1999, № 4.
5. **Райzman И. А.** Жидкостнокольцевые вакуумные насосы и компрессоры. — Казань: КГТУ, 1995.
6. **Райzman И. А., Пирогов В. А.** Жидкостнокольцевые вакуумные насосы с предвключенными эжекторами, выпускаемые зарубежными фирмами: Экспресс-информация. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1986, № 3.
7. **ОСТ 26-12-1113.** Машины водокольцевые. Типы и основные параметры. — М.: Главкомпрессормаш, 1994.
8. **Соколов Е. Я., Зингер Н. М.** Струйные аппараты. — М.: Энергоатомиздат, 1989.
9. **Статников Р. Б., Матусов И. Б.** Многокритериальное проектирование машин. — Математика и кибернетика, 1989, № 5.
10. **Автономова И. В., Кучеренко В. И., Щетинина Л. Г.** Влияние вязкости рабочей жидкости на производительность и мощность ротационных вакуум-компрессоров. — Тр. МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1975, № 179.
11. **Динамическая** устойчивость электромеханических комплексов с синхронными и асинхронными двигателями на предприятиях с непрерывным технологическим циклом / С. И. Гамазин, В. А. Жуков, В. М. Пупин и др. — Промышленная энергетика, 2011, № 4.
12. **Woodard E. Richard.** New vacuum unit offers low energy consumption increased flexibility. — Pulp and Pap., 1982, 58, № 6.
13. **Антонов В. П.** Исследование низконапорного газоздушного эжектора при прерывисто пульсирующем истечении активного потока: Автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук. Владивосток, 1972.
14. **Balmer R. T., Florina M. A.** Unsteady Flow of an Inelastic Power Law Fluid in a Circular Tube. — Journal Non-Newtonian Fluid Mechanics, 1980, № 7.
15. **Берман Л. Д., Ефимочкин Г. И.** Влияние длины камеры смешения на режимы работы и экономичность водоструйного эжектора. — Теплоэнергетика, 1978, № 12.
16. **Калмыков И. И.** Применение эжекторов в экспериментальных исследованиях. — Казань: Изд-во КХТИ, 1981.
17. **Джонс Дж. К.** Методы проектирования / Пер. с англ. — М.: Мир, 1986.
18. **Сухарев А. Г., Тимохин А. В., Федоров В. В.** Курс методов оптимизации. — М.: Наука, 1986.
19. **Okeson J. K., Emeri A. H.** Transient Development of Velocity Profiles Shear Flow of a Viscoclastle Fluid. — I. Trans. Soc. Rheol., 1975, № 18.
20. **Peterson H.** Pnevmatische von Hackselguteine Schruttmudersichte. — Grundladen Landtechniuh, 1976, № 3.
21. **Триполко С. С.** Повышение предельного вакуума жидкостнокольцевых и пластинчатых вакуум-насосов с помощью газового эжектора. — ЦИНТИхимнефтемаш, 1962, № 5.
22. **Wilde D. J., Beigler C. S.** Foundations of Optimizations, Prentice 7 hall, Juc, Engle-wood. Gliffs N.J., 1967.
23. **Формирование** технических объектов на основе системного анализа / В. Е. Руднев, В. В. Володин, К. М. Лукинский. — М.: Машиностроение, 1991.
24. **Bard Y.** Nonlinear Harameter Estmation. — New York, Academic, 1970.
25. **Bhatnagar R.** Velosity ProFiles in lamin ar Oschillatory Flow in Tubes. — Trans, sos. Rheol, 1979, № 46.

denisova\_ar@mail.ru