

УДК 621.5.041

**АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВКАХ
ГАЗОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ В АСПЕКТЕ ЗАДАЧ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ**

*Темченко С.А., ассистент
Сумской государственной университет
40007, г. Сумы, ул. Римского-Корсакова, 2
E-mail: info@ksu.sumdu.edu.ua*

У статті розглянуті процеси стиснення й охолодження газу в компресорних установках. Показано можливість зменшення потужності, яка споживається компресорною установкою, при застосуванні системи охолодження. Отримано аналітичний вираз залежності споживаної насосом системи охолодження потужності від подачі охолоджувальної рідини.

Ключові слова: компресор, система охолодження, енергозбереження.

In the article the processes of gas compression and cooling in compressors are considered. The opportunity of reduction of power consumed with compressor when using cooling system is shown. Analytical expression of dependence of power consumed by the cooling system pump on cooling liquid supply is received.

Key words: compressor, cooling system, energy saving.

Введение. В класс технологических систем, называемых газотранспортными, входят любые трубопроводные системы для территориальных перемещений газовых сред. Одной из технологических составляющих любой газотранспортной системы является компрессорная станция (КС), а важнейшей и самой технологической подсистемой КС является компрессорная установка (КУ).

Основными элементами КУ являются собственно компрессор и система охлаждения сжатого газа. Энергетика процессов компрессии и охлаждения сжатого газа изложена в научной литературе [1, 3, 6]. Однако вопросы энергоэффективного взаимосвязанного управления процессами нагнетания и охлаждения до сих пор не нашли конструктивного решения.

Цель работы. Качественный анализ энергозатрат в подсистемах нагнетания и охлаждения сжатого газа в КУ, поиск концептуального решения в аспекте задачи энергосбережения в КУ большой мощности.

Материал и результаты исследований. Процесс сжатия газа в КУ сопровождается повышением его температуры, что является следствием первого закона термодинамики, который можно сформулировать в следующей форме: приращение внутренней энергии газа равно сумме сообщенного газу тепла и механической работы сжатия:

$$du = dq_c - pdv \tag{1}$$

Известно, что изменение энтальпии газа равно:

$$dh = du + pdv + vdp \tag{2}$$

Последнее уравнение можно записать в виде:

$$du = dh - pdv - vdp \tag{3}$$

Подставив полученное выражение для du в уравнение (1), получим:

$$dq_c = dh - vdp \tag{4}$$

Учитывая работу сжатия газа от начального давления p_n до конечного p_k :

$$\int_{p_n}^{p_k} v dp = H_c \tag{5}$$

после интегрирования выражения (1), получаем:

$$dq_c = h_2 - h_1 - H_c \tag{6}$$

или

$$H_c = h_2 - h_1 - q_c \tag{7}$$

Движение газа в компрессоре сопровождается потерями энергии на трение и вихреобразование в рабочих органах компрессора [3]. Данная энергия полностью превращается в тепловую энергию, которая передается потоку движущегося газа. Таким образом, газу в процессе сжатия передается тепло q_c , которое равно сумме внешнего тепла ($-q$) (отведенное тепло в теории компрессоров считают положительным) и тепла потерь ΔH :

$$dq_c = -q + \Delta H \tag{8}$$

Учитывая выражение (8), можем переписать уравнение (7) следующим образом:

$$H_c + \Delta H = h_2 - h_1 + q \tag{9}$$

Необходимо подчеркнуть, что хотя уравнение (9) в явном виде не содержит членов, учитывающих кинетическую энергию, оно справедливо при любом соотношении скоростей в начале и в конце сжатия.

Если в уравнении (9) пренебречь теплообменом с окружающей средой и потерями энергии на трение и вихреобразование, то получим эталонный (предельный) процесс сжатия. Такой процесс сжатия газа называется изэнтропическим. При этом в соответствии с уравнением (9) вся работа сжатия переходит в приращение энтальпии газа, которое пропорционально приращению температуры. Уменьшая рост энтальпии путем охлаждения сжимаемого газа, можно уменьшить работу сжатия. Изэнтропиче-

ский процесс сжатия в T, s -диаграмме приведен на рис. 1, а).

Рабочим процессом сжатия в компрессорах является политропический процесс при $n > k$ (с учетом сил трения и без учета теплообмена с окружающей средой), где n – показатель политропы, k – показатель изэнтропы. Такой политропический процесс приведен на рис. 1, б). Частным случаем политропического процесса является изотермический процесс. Изотермический процесс является эталонным для охлаждаемых машин, рабочим процессом для таких машин является политропический процесс при $n < k$. Процессы политропического (при $n < k$) и изотер-

мического сжатия в T, s -диаграммах показаны соответственно на рис. 1, в) и г).

T, s -диаграмма позволяет определить работу сжатия. Так, работа сжатия эквивалентна площади 1-2-3-4-5-1 в случае изэнтропического и политропических (при $n > k$, $n < k$) процессов (рис. 1, а, б) и соответственно). При изотермическом сжатии работа сжатия эквивалентна площади 1-2-3-4-1 (рис. 1, г). Анализ T, s -диаграмм показывает, что работа сжатия тем меньше, чем меньше конечная температура газа T_k (при одинаковом соотношении давлений p_k/p_n). При изотермическом процессе сжатия ($T_n = T_k = \text{const}$) работа сжатия минимальна.

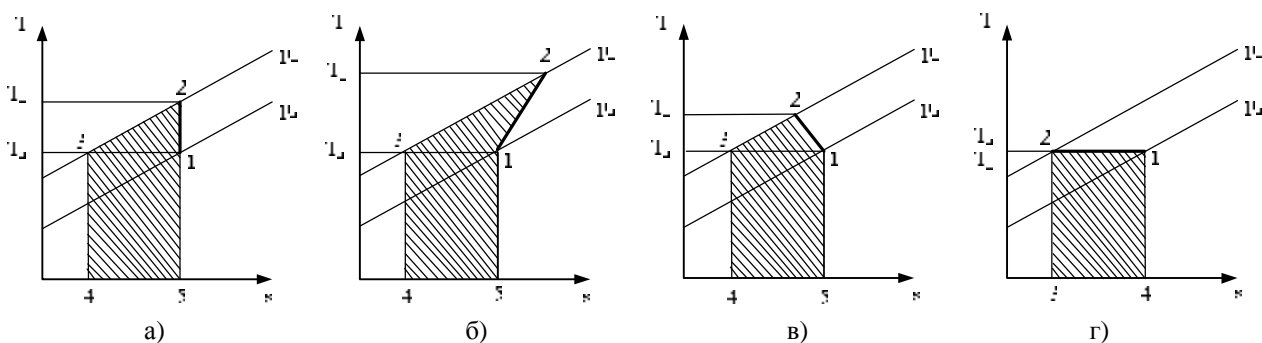


Рисунок 1 – Изэнтропический (а), политропические (б, в) и изотермический (г) процессы сжатия в T, s -диаграмме

Так, при значительных степенях сжатия $\pi = p_n/p_k$ и при не очень малых показателях адиабаты охлаждение газа в процессе сжатия может оказать значительное влияние на снижение потребляемой компрессором мощности. Например, при степени сжатия $\pi = 8$ и при показателе адиабаты, равном 1,4, двукратное промежуточное охлаждение приводит к снижению потребляемой мощности эквивалентному увеличению внутреннего КПД с 83,5 % до 100 % [5].

Таким образом, уменьшение работы сжатия, снижение потребляемой компрессором мощности и, как следствие, уменьшение энергозатрат на производство сжатого газа, определяют эффективность использования систем охлаждения компрессоров. Однако, при уменьшении показателя адиабаты, эффективность охлаждения резко падает. Кроме того, процесс охлаждения КУ связан с собственными энергозатратами, которые могут оказаться сопоставимыми с энергетическим выигрышем от охлаждения. Поэтому совместная работа компрессора и системы охлаждения должна обеспечивать минимизацию суммарных затрат энергии.

Для охлаждения компрессоров в процессе их работы используются различные системы охлаждения: открытые водооборотные системы, системы непосредственного воздушного охлаждения, системы охлаждения с промежуточным теплоносителем, контактные системы испарительного охлаждения. Одной из наиболее часто применяемых систем охлаждения является система охлаждения с промежуточным теплоносителем в закрытом контуре. Частое

использование данной системы охлаждения определяется рядом ее преимуществ по сравнению с другими системами охлаждения: в качестве промежуточного теплоносителя может использоваться любая очищенная жидкость, отсутствие опасности загрязнения и солеобразования (и как следствие этого – стабильность характеристик КУ), возможность утилизации отведенной от КУ теплоты (например, на отопление зданий) [1].

Рассмотрим процесс охлаждения компрессоров в аспекте снижения суммарной потребляемой мощности. Уменьшение потребляемой компрессором мощности достигается увеличением подачи охлаждающей воды $Q_{\text{вод}}$, что, в свою очередь, связано с потреблением большей мощности насосом системы охлаждения. Таким образом, система управления КУ должна обеспечить минимальное значение потребляемой компрессором и насосом мощности: $P_k + P_{\text{нас}} \rightarrow \min$. Кроме того, КУ должна выполнять определенную технологическую задачу: $Q = Q_{\text{зад}}$, $p = p_{\text{зад}}$, где $Q_{\text{зад}}$, $p_{\text{зад}}$ – требуемые значения подачи и давления КУ соответственно. Указанные требования к КУ и системе управления можно записать в виде следующей системы:

$$\begin{cases} Q = Q_{\text{зад}}, \\ p = p_{\text{зад}}, \\ P_k + P_{\text{нас}} \rightarrow \min. \end{cases} \quad (10)$$

Получим аналитическое выражение мощности, потребляемой насосом системы охлаждения, в зависимости от подачи охлаждающей воды (расчет про-

ведем для насоса Д200-36, который используется в системе охлаждения компрессора К-250). Воспользуемся методикой, приведенной в [4].

Зависимость $P_{\text{нас}} = f(Q_{\text{нас}})$ в общем случае описывается трехчленом второй степени:

$$P_{\text{нас}} = A \cdot n^2 \cdot Q - B \cdot n \cdot Q^2 + C \cdot n^3, \quad (11)$$

где n – частота вращения рабочего колеса насоса; A , B , C – коэффициенты аппроксимации.

Коэффициенты A , B , C находим по трем точкам:

- 1) $Q=0$, $H=41$ м, $P=15$ кВт;
- 2) $Q=130$ м³/ч, $H=40$ м, $P=22$ кВт;
- 3) $Q=220$ м³/ч, $H=35$ м, $P=28$ кВт.

При номинальной частоте вращения рабочего колеса насоса $n_{\text{ном}} = 1450$ об/мин получаем:

$$A = 21,9 \cdot 10^{-9}, B = -40,7 \cdot 10^{-9}, C = 4,9 \cdot 10^{-9}.$$

Зная коэффициенты A , B , C , можем записать уравнение (11) в следующем виде:

$$P_{\text{нас}} = (21,9n^2Q + 40,7Bn \cdot Q^2 + 4,9n^3) \cdot 10^{-9}. \quad (12)$$

Уравнение (12) позволяет записать зависимость $P_{\text{нас}} = f(Q_{\text{нас}})$ при различных частотах вращения рабочего колеса насоса. Характеристики насоса $P_{\text{нас}} = f(Q_{\text{нас}})$ при различных частотах вращения рабочего колеса приведены на рис. 2. Полученное выражение (12) можно использовать для исследования энергетических процессов в системе «Компрессорная установка – насос охлаждения» с применением компьютерной техники и программных средств.

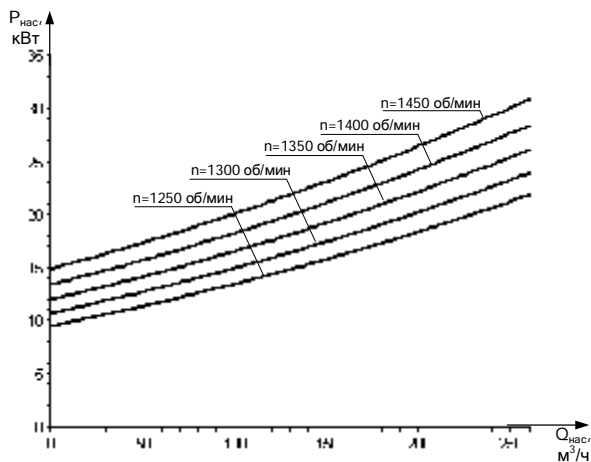


Рисунок 2 – Характеристики насоса Д200-36 $P_{\text{нас}} = f(Q_{\text{нас}})$ при различных значениях частоты вращения рабочего колеса

В заключение отметим, что максимальный экономический эффект при эксплуатации КУ достигается не только при оптимальной работе системы охлаждения, но и при снижении различного рода потерь в пневмосети КУ. Использование частотно-регулируемого электропривода КУ также позволяет получить существенную экономию энергоресурсов. Таким образом, задача энергоэффективного управления КУ не сводится лишь к оптимизации процесса охлаждения, а включает в себя целый комплекс вопросов, решение которых требует детального технико-экономического обоснования.

Выводы. Приведен анализ термодинамических процессов сжатия и охлаждения газа в компрессорах, показана необходимость охлаждения сжатого газа в КУ с целью снижения энергозатрат. Сформулированы требования к работе КУ и системы управления, обеспечивающие снижение потребляемой мощности при выполнении технологического задания. Также указана необходимость комплексного решения задачи энергоэффективной работы компрессорных установок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ

1. Берман Я.А., Маньковский О.Н, Марр Ю.Н., Рафалович А.П. Системы охлаждения компрессорных установок. – Л.: Машиностроение, 1984. – 228 с.
2. Мелькумов Л.Г., Найман А.Е., Травкин Е.К. Автоматизация пневматического хозяйства шахт и рудников – М.: Недра, 1977. – 271 с.
3. Михайлов А.К., Ворошилов В.П. Компрессорные машины. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 288 с.
4. Онищенко Г.Б., Юньков М.Г. Электропривод турбомеханизмов. – М.: Энергия, 1972. – 240 с.
5. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. – М.-Л.: Машиностроение, 1964. – 336 с.
6. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы и компрессоры. – М.: Высшая школа, 1972. – 344 с.

Стаття надійшла 07.04.2007 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.
Родькінім Д.Й.