



Научно-технический
и информационный журнал

Журнал зарегистрирован
в Минпечати РФ
Reg. свид. ПИ №77-11904

Учредители
Ассоциация компрессорщиков
и пневматиков
ООО «Издательство «КХТ»

Издатель
ООО «ИИЦ «КХТ»

Главный редактор
Галеркин Ю.Б., д.т.н., проф.
Yu.B. Galerkin, doctor of Engineering
Science
yuri_galerkin@mail.ru

Зам. главного редактора
Морозова Э.И.
E.I. Morozova
morozova@chemtech.ru

Научный редактор
Крузе А.С.

Редакционная коллегия

Амин Хаджу, д.т.н.
Amin Haghighi (Germany),
PhD Technology Leader
Бухолдин Ю.С., канд. техн. наук
Bukholdin Yu.S. (Ukraine), cand. of Eng. Sc.
Демиков К.Е., д.т.н., проф.
Demikhov K.E., d-r of Eng. Sc., prof.
Захаренко В.П., д.т.н., проф.
Zakharenko V.P., d-r of Eng. Sc., prof.
Игнатьев Д.К., к.т.н.
D.K. Ignatiev (USA), PhD(Eng)
Кузнецов Л.Г., д.т.н., проф.
Kuznetsov L.G., d-r of Eng. Sc., prof.
Кулагин В.А., д.т.н., проф.
Kulagin V.A., d-r of Eng. Sc., prof.
Парафейник В.П., д.т.н., проф.
Parafeinik V.P. (Ukraine), d-r of Eng. Sc., prof.
Сальников С.Ю., канд. техн. наук
Salnikov S.Yu., cand. of Eng. Sc.
Сухомлинов И.Я., д.т.н., проф.
Sukhomlinov I.Ya., d-r of Eng. Sc., prof.
Хисамеев И.Г., д.т.н., проф.
Khisameev I.G., d-r of Eng. Sc., prof.
Цыганков А.В., д.т.н., проф.
Tsigankov A.V., d-r of Eng. Sc., prof.
Шайхутдинов А.З., канд. техн. наук
Shaikhutdinov A.Z., cand. of Eng. Sc.
Ян Крысинский, д.т.н., проф.
Jan Krysiniski (Poland), D.Sc., PhD, D.h.c.
mult
Ян Кеннет Смит, д.т.н., проф.
Jan Kenneth Smith (UK), B.Sc(Eng), DIC, PhD

Дизайн и компьютерная верстка
Япин О.Ю.

Адрес редакции
107258, Москва,
ул. 1-я Бухвостова, 12/11,
ИИЦ «КХТ»
Для почты: 107061, Москва, п/о 061, а/я 547,
ИИЦ «КХТ»
Тел./факс: (495) 223-66-35
E-mail: info@chemtech.ru
www.compressortech.ru

Журнал входит в перечень ВАК РФ

Юридическую ответственность
за достоверность рекламы
несут рекламодатели.
Полная или частичная перепечатка
материалов допускается только
с письменного разрешения редакции.

© «Компрессорная техника и пневматика», 1991

Сдано в набор 20.03.2016.
Подписано в печать 30.04.2016.
Формат 60×90/8. Печать офсетная.
Усл.-печ.л. 5,0. Зак. 1395

Отпечатано в ООО «АМА-пресс»,
111116, Москва, Зельев пер., 3

Компрессорная техника и пневматика

Compressors & Pneumatics

3/май
2016

СОДЕРЖАНИЕ

Механика

**Шатров В.Б., Соколовский М.И., Бурдюгов С.И.,
Ерышкин Ю.П., Голдобин А.С.** 20 Лет на рынке компрессорной техники
V.B. Shatrov, M.I. Sokolovskiy, S.I. Burdyugov, Yu.P. Yeryshkin, A.S. Goldobin.
20 Years on the Market of Compressor Machinery 2

Методы проектирования

Пронин В.А., Цыганков А.В., Миникаев А.Ф.
Особенности проектирования винтовых насос-компрессоров
и перспективы их применения в нефтегазовой отрасли
V.A. Pronin, A.V. Tsygankov, A.F. Minikaev. Features of the Design of Screw-shaped
Pump-compressors and the Prospects for their Use in the Oil and Gas Industry 7

Новиков Е.А., Хайсанов В.К. Перспективы и эффективность
применения газовых подшипников в центробежных нагнетателях
E.A. Novikov, V.K. Khaisanov. Prospects and Efficiency of Use
of Gas Bearings in Centrifugal Compressors 11

Теория и методы испытаний

Щуров А.С., Нечкин Б.В.
Стендовые испытания модельного отсека осевого компрессора
A.S. Schurov, B.V. Nechkin Bench Tests of a Model Compartment of the Axial Compressor. 14

Расчет и конструирование

Кожухов Ю.В., Юн В.К., Гилева Л.В., Лебедев А.А.
Численное моделирование течения в радиальных входных устройствах
центробежного компрессора с валидацией результатов расчета
и оценкой влияния количества дефлекторов
Y.V. Kozhukhov, V.K. Yun, L.V. Gileva, A.A. Lebedev Numerical Simulation of Flow
in Radial Inlet Chambers of the Centrifugal Compressor with the Validation
of Calculation Results and Assessment of the Number of Deflectors Impact 18

Клейманов Р.В., Коршунов А.В.
Расчет амплитуды колебаний роторов турбомашин при разгоне
R.V. Kleimanov, A.V. Korshunov.
Analysis of Turbomachines Rotor Displacement During Acceleration 24

Маренина Л.Н. CFD-моделирование и анализ характеристик неподвижных
элементов проточной части центробежной компрессорной ступени
L.N. Marenina. CFD Wind Tunnel Tests of Centrifugal Stage Return Channel Vane Cascades. 27

Энергосбережение

Кузнецов Ю.В., Никифоров А.Г.
Удельный расход электроэнергии на производство сжатого воздуха
Y.V. Kuznetsov, A.G. Nikiforov Specific Electricity Consumption
for Production of Compressed Air 38

Микаэлян Э.А. Влияние температуры наружного воздуха на характеристики
газотурбинных газоперекачивающих агрегатов
E.A. Mikaelyan. The Influence of Outdoor Temperature
on Energy Characteristics of Gas Turbine Gas Pumping Units. 43

Информация

Импортозамещение высокотехнологичной машиностроительной продукции –
наиболее острые проблемы 47

Удельный расход электроэнергии на производство сжатого воздуха

Ю.В. Кузнецов («Юрал Консалтинг», Канада), А.Г. Никифоров (ФГБОУ ВО «Смоленская ГСХА»)

Предложена методика расчета удельного расхода электроэнергии на производство сжатого воздуха компрессором, на подачу оборотной охлаждающей воды и обработку сжатого воздуха, включающую очистку фильтрами и осушку холодильной установкой. Приведены расчеты этих показателей на примере центробежных компрессоров общего назначения, как находящихся в эксплуатации длительное время, так и современных. Расчетный удельный расход электроэнергии современными центробежными компрессорами с планетарной передачей сравнивался с аналогичными показателями, предъявленными на тендерах в Уральском регионе представителями различных компаний. Для подтверждения заявленных характеристик компрессорной установки предложено проводить газодинамические испытания при приемке ее в эксплуатацию.

Ключевые слова: удельный расход электроэнергии, сжатый воздух, компрессор, насос охлаждающей воды, очистка и осушка воздуха.

Specific Electricity Consumption for Production of Compressed Air

Y.V. Kuznetsov (Calgary, Canada, Ural Consulting Inc.), A.G. Nikiforov (Smolensk State Agricultural Academy)

The method of calculation of specific electricity consumption for production of compressed air by the compressor, the flow of circulating cooling water treatment and compressed air, including cleaning filters and drying of refrigeration unit. The calculations of these indicators on the example of centrifugal compressors for General purposes, as in service a long time, and modern. The calculation specific energy consumption of modern centrifugal compressors with the planetare gear were compared with similar indicators presented in the tenders in the Urals region, representatives of various companies. To confirm the claimed characteristics of the compressor gas – dynamic plants is proposed to conduct testing for acceptance in its operation.

Keywords: specific energy consumption, compressors, compressed air, pump cooling water, cleaning and drying of compressed air.

Нормирование топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) – это установление плановой нормы их потребления. Нормированию подлежат все расходы ТЭР на основные и вспомогательные эксплуатационные операции.

Нормы расхода ТЭР разрабатываются расчетно-аналитическим, опытным и расчетно-статистическим методами [1].

Основным методом составления норм является расчетно-аналитический. Он предусматривает определение норм расхода ТЭР расчетным путем по статьям расхода на основе прогрессивных показателей использования этих ресурсов в производстве. Опытный метод разработки норм заключается в определении удельных затрат ТЭР по данным, полученным в результате испытаний, и применяется для составления индивидуальных норм. Расчетно-статистический метод основан на анализе статистических данных по фактическим удельным расходам ТЭР за предшествующее время (год, зимний и летний периоды, месяц и т.д.).

При производстве сжатого воздуха, кислорода и других газообразных продуктов расход ТЭР нормируется на 1 тыс. м³ продукта.

На компрессорных станциях общего назначения применяется расчетно-статистический метод нормирования удельного расхода электроэнергии на производство сжатого воздуха – n_e в кВт·ч/тыс. м³. Опытный метод определения этого показателя проводился ранее на основании обязательных газодинамических испытаний компрессора [2] при его приемке в эксплуатацию [3]. Расчетно-аналитический метод нормирования n_e стал практиковаться при проведении энергоаудита промышленных предприятий по рекомендации «Черметэнерго»

[4]. Однако эта инструкция, введенная в 1983 г., по многим позициям устарела и часто применяется аудиторами некорректно.

Электрическая энергия на компрессорной станции общего назначения n_e расходуется на привод компрессора (n_e^k), привод насосов охлаждающей воды ($n_e^{охл}$) и на подготовку качественного воздуха, если она имеется ($n_e^{ос}$), т.е.

$$n_e = n_e^k + n_e^{охл} + n_e^{ос}.$$

Расходы электроэнергии на вентиляцию и освещение компрессорной станции и потери в электросетях обычно не нормируются, составляя небольшую долю (до 1%) общего расхода электроэнергии. Их обычно относят к общецеховым расходам. Полученную расчетно-аналитическим методом норму n_e сопоставляют с расчетно-статистическими данными за определенный период эксплуатации компрессорного оборудования. Отчетную расчетно-статистическую норму n_e^ϕ получают делением общего расхода электроэнергии компрессорной станцией $\mathcal{E}_{KC}$ на фактическую выработку сжатого воздуха V_{KC} , приведенную к нормальным условиям ($p_0 = 101,325$ кПа; $T_0 = 293$ К; $\rho_0 = 1,205$ кг/м³):

$$n_e^\phi = \mathcal{E}_{KC} / V_{KC}.$$

Сравнение расчетной и фактической норм удельного расхода электроэнергии позволяет выявить причины перерасхода электроэнергии и наметить организационно-технические мероприятия по энергосбережению.

Норму n_e^k рассчитывают через мощность на валу компрессора или через политропную мощность $N_{пол}$, если



пренебречь потерями мощности с внешними утечками воздуха, и при равенстве скоростей потока на входе и выходе из компрессора [5, 6]:

$$n_e^k = N_{\text{пол}} / V_0 \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{э}}, \quad (1)$$

где V_0 – производительность компрессора при нормальных условиях; $\eta_{\text{э}}$ – КПД электродвигателя; $\eta_{\text{пер}}$ – КПД передачи, учитывающий потери мощности в устройствах передачи движения от электродвигателя к компрессору.

Мощность политропного сжатия газа от начального давления p_1 до конечного давления p_2 определяют по массовой производительности m и удельной политропной работе $l_{\text{пол}}$:

$$N_{\text{пол}} = m l_{\text{пол}}. \quad (2)$$

При отсутствии утечек массовая производительность остается постоянной по всей проточной части компрессора: $m = \rho_0 V_0$.

С учетом формул (1) и (2) получим

$$n_e^k = \rho_0 l_{\text{пол}} / \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{э}}. \quad (3)$$

Удельная политропная работа сжатия компрессора с внешним охлаждением

$$l_{\text{пол}} = \sum_{i=1}^k R T_i \frac{k}{k-1} (\varepsilon_i^{1/\sigma_i} - 1), \quad (4)$$

Таблица 1
Расчет отношений давлений по ступеням и удельного расхода электроэнергии для компрессора К 250-61-5

ε	ε	ε	ε	n_e^k , кВт/(м³с)	$n_e^k/3600$, кВт·ч/тыс. м³
9,0	2,5	2,03	1,773	395,8	109,9
8,0	2,4	1,95	1,71	372	103,3
7,0	2,31	1,88	1,61	344,3	95,7
6,0	2,19	1,78	1,54	314,3	81,3

где R – газовая постоянная; T_i – температура воздуха перед i -й ступенью; $k = 1,4$ – коэффициент изэнтропии; ε_i – отношение давлений в i -й ступени; $\sigma_i = \eta_{\text{пол},i} (k/(k-1))$ – политропный КПД i -й ступени.

Рассмотрим удельную политропную работу сжатия центробежного компрессора с двумя промежуточными охлаждениями при следующих упрощениях: политропные КПД всех ступеней равны: $\eta_{\text{пол}} = \eta_{\text{пол},i}$ и $\sigma = \eta_{\text{пол}} \times (k/(k-1))$; температуры воздуха перед второй и третьей ступенями (секциями) одинаковы: $T_2 = T_3$. Тогда с учетом выражений (3) и (4) получим

$$n_e^k = \frac{k}{k-1} p_0 \frac{T_1}{T_0} \times \times [(\varepsilon_1^{1/\sigma} - 1) + \psi (\varepsilon_2^{1/\sigma} - 1) + \psi (\varepsilon_3^{1/\sigma} - 1)] / \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{э}}, \quad (5)$$

где $\psi = T_2/T_1 = T_3/T_1$ – коэффициент приведенных потерь охлаждения.

Отношение давлений по ступеням [5]

$$\varepsilon_1 = \left(\frac{\varepsilon}{\psi} \right)^{2\sigma}; \quad \varepsilon = \varepsilon_1 / \psi^\sigma.$$

Тогда $\varepsilon_3 = \varepsilon / (\varepsilon_1 \varepsilon_2)$; $e = \delta p_{1\text{охл}} / (p_1 \varepsilon_1) - \delta p_{2\text{охл}} / (p_1 \varepsilon_1 \varepsilon_2)$.

Для унифицированных пучков воздухоохладителей относительные потери давления по воздуху принимаются одинаковыми и равными $\delta p_{1\text{охл}}/p_1 = \delta p_{2\text{охл}}/p_1 = 0,05$ (здесь p_1 , T_1 – средние значения давления и температуры воздуха на входе в компрессор за расчетный период эксплуатации, например, за летний или зимний периоды; $\varepsilon = p_2/p_1$).

Согласно выражению (5) удельный расход электроэнергии компрессорной установкой, работающей без разгрузки, зависит от отношения давлений ε , режима охлаждения воздуха в охладителях ψ , состояния проточной части $\eta_{\text{пол}}$ и температуры воздуха перед компрессором T_1 .

Влияние степени разгрузки компрессора на удельный расход электроэнергии – это отдельный вопрос, требующий анализа с привлечением опытных данных.

Для примера произведем расчет n_e^k по формуле (5) для центробежных компрессоров общего назначения с двумя охлаждениями, работающих на давление $p_2 = 0,6; 0,7; 0,8$ и $0,9$ МПа, и общими для всех параметрами: $T_1 = T_0 = 293$ К; $p_0 = 101,325$ кПа; $\eta_{\text{пер}} = 0,97$; $\eta_{\text{э}} = 0,95$; $\delta p/p_1 = 0,05$; $e = 0,97$.

1. Компрессоры К 250-61-5: эксплуатация более 15 лет; недоохлаждение воздуха после охладителя принимаем 31°C , откуда при температуре охлаждающей воды 20°C : $\psi = 324/293 = 1,105$; $\eta_{\text{пол}} = 0,75$; $\sigma = 2,625$. Данные расчета сведены в табл. 1.



2. Компрессоры К 250-61-5: после модернизации [7]; принимаем $\eta_{\text{пол}} = 0,83$; недоохлаждение воздуха после охладителя 14°C ; $\psi = 307/293 = 1,05$.

3. Многовальные компрессоры с диагональными рабочими колесами и планетарной передачей компаний Cooper Cameron (США), Atlas Copco (Швеция), Samsung (Корея), ОАО «Дальэнергомаш» – компрессор ТКА: принимаем $\eta_{\text{пол}} = 0,84$; $\psi = 1,05$. Следует отметить, что открытых сведений по этим показателям пока нет, но по данным работы [8] эффективность проточных частей таких моделей выпуска 1970–1980 гг. оценивается значениями $\eta_{\text{пол}} = 0,83...0,84$.

Данные расчета удельного расхода электроэнергии по указанным в пунктах 2 и 3 компрессорам приведены в табл. 2.

Расчетный удельный расход электроэнергии компрессоров К 250-61-5, находящихся в эксплуатации более 15 лет, хорошо согласуется с практическими показателями $n_e^k = 98...110$ кВт·ч/тыс.м³.

Модернизация проточной части компрессора К 250-61-5 повысила его эффективность [7]: при $p_2 = 0,882$ МПа; $V_0 = 255$ м³/мин мощность на валу $N_k = 1445$ кВт; $n_e^k = 94,4$ кВт·ч/тыс. м³, что также хорошо согласуется с расчетным показателем (см. табл. 2).

Таблица 2

Расчет удельного расхода электроэнергии для модернизированного компрессора К 250-61-5 и многовальных компрессоров с диагональными рабочими колесами

ε	Компрессор К250- 61-5		Многовальные компрессоры	
	n_e^k , кВт/(м ³ с)	$n_e^k/3600$, кВт·ч/тыс.м ³	n_e^k , кВт/(м ³ с)	$n_e^k/3600$, кВт·ч/тыс.м ³
9,0	341,2	94,8	337	93,6
8,0	321	89,1	316	87,7
7,0	297	82,6	294	81,5
6,0	272	75,6	268,7	74,6

Однако расчетные значения n_e^k многовальных компрессоров (см. табл. 2) не согласуются с расчетными показателями, заявленными на тендерах представителями зарубежных производителей. По-видимому, эксплуатация зарубежных компрессоров в России показала, что заявленные показатели существенно занижены, и поэтому на торгах наблюдается их постоянная коррекция.

Приведем несколько примеров тендеров в Уральском регионе.

- Тендер в ОАО «Синарский трубный завод», апрель 2011 г. Заявка заказчика: центробежный компрессор общего назначения производительностью 250 м³/мин на рабочее давление 0,785 МПа. Участники торгов: Cooper Turbocompressor (США), Atlas Copco (Швеция), Samsung (Корея). Представлены данные от компаний в порядке, перечисленном выше: $n_e^k = 85,6$; 85,3; 89 кВт·ч/тыс. м³.
- Тендер в «ВСМПО-АВИСМА», июнь 2012 г. Заявка и участники торгов те же, что и в ОАО «Синарский трубный завод». Представлены данные: $n_e^k = 95$; 99,6; 101,8 кВт·ч/тыс. м³ (значительно скорректированы).
- Тендер на Рубцовском руднике ОАО «Сибирь-Полиметаллы», декабрь 2011 г. Заявка заказчика: центробежный компрессор общего назначения производительностью 100...125 м³/мин на рабочее давление 0,785 МПа. Участники торгов: Cooper Turbocompressor (США), Atlas Copco (Швеция), Samsung (Корея). Представлены данные от компаний в порядке, перечисленном выше: $n_e^k = 95$; 99,6; 100 кВт·ч/тыс.м³
- Тендер там же, апрель 2013 г. Заявка аналогична. К участникам торгов присоединилась компания HITACHI PLANT TECHNOLOGIES (Япония). Представлены данные: $n_e^k = 96$; 103; 106; 106 кВт·ч/тыс.м³
- Тендер в ОАО «Гайский ГОК», апрель 2015 г. Заявка заказчика: центробежный компрессор общего назначения производительностью 120...150 м³/мин на рабочее давление 0,785 МПа с осушкой сжатого воздуха до температуры точки росы 3°C . К участникам тендера в Рубцовском руднике добавились компании Nupday и Seah Engeniring (Корея). Представлены данные: $n_e^k = 90$; 86; 99,3; 101,8; 92 кВт·ч/тыс.м³. Разброс данных не поддается разумному объяснению.

Из приведенных примеров следует, что участники торгов дают расчетные характеристики машин по принципу: «Надо, чтобы n_e^k был меньше – пожалуйста, больше – не вопрос». Для того чтобы исключить такой подход, необходимо потребовать у производителя полный комплект технической документации с протоколом испытаний компрессора и условиями их проведения. Следует также возродить практику, существовавшую в СССР до перестройки: проведение газодинамических испыта-



ний смонтированного у заказчика компрессора для определения параметров, характеризующих гарантийный режим его работы [3].

Заказчик обладает правом определять критерии при выборе поставщика компрессорного оборудования, но некоторые критерии зачастую имеют второстепенное значение. Например, в аналитической записке, составленной в «ВСМПО-АВИСМА» (тендер – июнь 2012 г.), показана приоритетность критериев, определившая выбор поставщика компрессоров:

Участник торгов	n_e^k	Уровень производства	Обслуживание	Место по совокупности критериев
Atlas Copco	1	2	1	1
Cooper Turbo	1	1	3	2
Samsung	1	3	2	3

По удельному расходу электроэнергии показатели примерно одинаковые, и это – один из основных критериев, чего не скажешь о двух других. Уровень производства машин определялся по времени выпуска первого многовального компрессора: Cooper Turbocompressor – с 1960 г.; Atlas Copco – с 1967 г.; SAMSUNG – с 1997 г. Странный критерий: можно назвать ряд стран, которые приобрели патенты (Япония, Китай, Корея и др.) и создали, используя опыт других стран, более качественную продукцию.

Обслуживание определялось по наличию ближайшей сервисной базы. В договоре на поставку обычно предлагается такая опция и сроки исполнения обслуживания или ремонта, иначе договор не рассматривается. Если Atlas Copco приобретает для сборки своего компрессора в США основной узел – диагональные рабочие колеса, то у кого лучше сервис?

К значимым критериям можно отнести: капитальные затраты на компрессорную установку; эксплуатационные затраты (электроэнергия на получение сжатого воздуха, охлаждающую воду, очистку и осушку сжатого воздуха) плюс расходные материалы; наработка и стоимость текущего и капитального ремонтов; диапазон регулирования производительности; автоматизация; наличие аварий с поставленными в Россию компрессорными установками (об этом представители компаний предпочитают умалчивать). Необходимо при этом учесть демонтаж списанной компрессорной установки (кроме оборудования приходится разрушать мощный фундамент стаканного типа) и монтаж блочной компрессорной установки (в ряде случаев разбирается крыша компрессорной станции, и блок устанавливается краном). Учитывая последнее обстоятельство, может быть целесообразнее выбрать отечественный модернизированный и полностью автоматизированный с глубоким регулированием компрессор К 250-61-5, который по удельному расходу электро-

энергии не уступает зарубежным машинам (см. табл. 2) и дешевле. К тому же это дополнительные рабочие места в России, что актуально при существующей ситуации (наличие санкций).

Удельный расход электроэнергии на охлаждающую воду определяется системой водоснабжения компрессорной станции. При подаче воды, например от цеха водоснабжения предприятия, затраты на воду можно привести к киловатт-часам посредством текущих внутренних тарифов и выразить их в кВт·ч/тыс. м³ сжатого воздуха.

При подаче воды от собственной системы оборотного водоснабжения (градирия с насосной станцией) мощность, потребляемая насосами, рассчитывается по формуле

$$N_{\text{э}}^{\text{н}} = \frac{V_{\text{охл}} p_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}} \eta_{\text{э}}} 10^{-3} \text{ кВт}, \quad (6)$$

где $V_{\text{охл}}$ – подача воды; $p_{\text{н}}$ – давление воды в подающей магистрали; $\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса; $\eta_{\text{э}}$ – КПД электродвигателя насоса.

Рассчитаем, например, удельный расход электроэнергии на охлаждение модернизированного компрессора К 250-61-5 производительностью 255 м³/мин на рабочее давление 0,882 МПа с общим расходом охлаждающей воды 186 м³/ч. Давление, создаваемое насосом Д200-36, $p_{\text{н}} = 0,36$ МПа; $\eta_{\text{н}} = 0,71$; $\eta_{\text{э}} = 0,92$. В системе оборотного водоснабжения с эжекционной градирией типа ЭГС (отсутствует вентилятор) необходимы два насоса на перекачку нагретой (до градирии) и охлажденной (после градирии) воды. Согласно формуле (6)

$$N_{\text{э}}^{\text{н}} = \frac{0,186 \cdot 0,36 \cdot 10^6 \cdot 10^{-3}}{0,71 \cdot 0,92} = 28,5 \text{ кВт}.$$

В расчете не учтены потери оборотной воды на ветро- и брызгоунос, утечки в грунт и на продувку для снижения солевого содержания.

Удельный расход электроэнергии на охлаждение компрессорной установки с учетом работы двух насосов

$$n_e^{\text{охл}} = \frac{2 \cdot 28,5}{255 \cdot 60} = 3,725.$$

Удельный расход электроэнергии на выработку сжатого воздуха компрессором К 250-61-5 $n_e^k = 94,8$ кВт·ч/тыс. м³ (см. табл. 2). Таким образом, доля электроэнергии на охлаждение компрессорной установки составит около 3,9% электроэнергии, потребленной собственно компрессором. С понижением рабочего давления эта доля возрастает до 5%.



Обработка сжатого воздуха (очистка и осушка) связана с существенными энергозатратами. Качество сжатого воздуха регламентируется стандартом ISO 8573-1 «Сжатый воздух общего назначения. Виды загрязнений и классы качества». Классы загрязнений сжатого воздуха указываются в технических требованиях к эксплуатации пневматических систем и устройств.

Очистка сжатого воздуха – это отделение и удаление из него примесей (твердые частицы и жидкости в аэрозольном состоянии) посредством фильтров и конденсатоотводчиков. Фильтры не осушают сжатый воздух, т.е. не понижают температуру точки росы, а только отделяют капельную влагу из потока. Фильтры для сжатого воздуха и газов предлагаются многими зарубежными фирмами. В частности, фирма Donaldson U F (Германия) поставляет фильтры грубой очистки SB, тонкой очистки FF, микрофильтры SMF и угольный дезодорирующий фильтр АК. Фильтр грубой очистки (предварительный фильтр) удаляет примеси размером более 25 мкм (6-й класс очистки по ISO8573-1) с начальным перепадом давления на нем 0,03 МПа; фильтр тонкой очистки (коалесцентный) удаляет примеси размером более 5 мкм (2-й класс очистки) с начальным перепадом давления до 0,05 МПа; микрофильтр удаляет примеси размером более 0,01 мкм (1-й класс очистки) с начальным перепадом давления не более 0,08 МПа. В зависимости от требований к качеству очистки применяют все три фильтра с общим начальным перепадом давления $\Delta p_{\phi} = 0,03 + 0,05 + 0,08 = 0,16$ МПа, но чаще используют два фильтра (SB + FF) с $\Delta p_{\phi} = 0,03 + 0,05 = 0,08$ МПа.

Потери давления на фильтрах – это перерасход энергии компрессором, рабочее давление которого необходимо повысить на Δp_{ϕ} . Считается [9], что повышение давления на 0,01 МПа увеличивает потребление электроэнергии компрессором в среднем на 6%. Таким образом, использование двух фильтров с $\Delta p_{\phi} = 0,08$ МПа сопровождается перерасходом электроэнергии компрессором на 4,8%, и эта доля затрат возрастает по мере загрязнения фильтров.

Осушка газов основана на принципах охлаждения (понижения температуры точки росы) с последующим выделением и удалением конденсата или поглощением влаги различными веществами всем объемом (абсорбция) или поверхностью (адсорбция).

Охлаждение сжатого воздуха осуществляется в конечных теплообменниках вода–воздух или воздух–воздух до температуры 20...35°C с последующей сепарацией сконденсированных паров воды и масла. Далее сжатый воздух может охлаждаться в рефрижераторной установке до температуры 3°C (влажность 0,589 г/кг при давлении 0,8 МПа, 4-й класс осушки). Тогда в сеть поступит около 7% первоначального количества влаги в атмо-

сферном воздухе. Такая система осушки нашла самое широкое применение в системах обработки воздуха во всем мире. Более глубокую осушку обеспечивают адсорбционные установки различного исполнения, но они более энергозатратны, чем рефрижераторные осушители, и в связи с их ограниченным применением здесь не рассматриваются.

Перед рефрижераторной установкой обычно ставится фильтр грубой очистки, после нее – фильтр тонкой очистки. В состав самого осушителя входят два теплообменника воздух–воздух и следом – фреон–воздух с общим перепадом давления на них 0,02...0,025 МПа. По данным зарубежных производителей рефрижераторных установок (CECATO, Atlas Copco, FRIULAIR и др.), удельный расход электроэнергии фреоновым компрессором колеблется от 3,2 до 4,2 кВт·ч/тыс. м³. Технологическая схема осушки, включающая два фильтра и рефрижераторный осушитель, определяет потери давления $\Delta p_{oc} = 0,08 + 0,025 = 0,105$ МПа и потребление в связи с этим энергии компрессором около 6%, а также дополнительный расход электроэнергии в среднем на 4%. В сумме осушка сжатого воздуха по рассмотренной схеме увеличивает удельный расход электроэнергии на выработку качественного сжатого воздуха на 10%. Если принять за исходное значение $n_e^k = 94,8$ кВт·ч/тыс. м³ (см. табл. 2), то удельный расход электроэнергии с учетом затрат энергии на охлаждающую воду и осушку увеличится примерно на 14%, что составит в целом 108 кВт·ч/тыс. м³.

Предложенный расчетно-аналитический метод позволяет определить удельные расходы электроэнергии на всех этапах производства и подготовки качественного сжатого воздуха и при сопоставлении их с отчетными эксплуатационными данными наметить возможности энергосбережения.

Список литературы

1. Нормирование расхода энергоресурсов. Разделы 3.1; 3.2. mir.zavantag.com.>fizika/19574/index.html.
2. ОСТ 26-12-2012-79. Компрессоры центробежные. Методы газодинамических испытаний. М.: Минхиммаш, 1980.
3. Правила технической эксплуатации воздушных компрессорных станций. М.: Черметэнерго, 1985.
4. Временная инструкция по нормированию расхода электроэнергии на выработку сжатого воздуха и кислорода на предприятиях черной металлургии. М.: ВНИИОЧЕРМЕТ, 1983.
5. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. М.-Л.: Машиностроение, 1981. 465 с.
6. Галеркин Ю. Б. Турбокомпрессоры. М.: ООО «ИИЦ КХТ», 2010. 650 с.
7. Центробежный компрессор К 250-61-5. Zao-energoprom.ru>centrobezhnye_kompressor.
8. Опыт разработки и эксплуатации центробежных компрессоров ЗАО «РЭП холдинг» (НЗЛ). с. 2. Сайт forum.newgastech.ru.>assets/files/Jun_sect_3pdf.
9. Кузнецов Ю. В., Кузнецов М. Ю., Березий А. А. Сжатый воздух. Екатеринбург: Урал. Отд. РАН, 2012. 331. с.

