

ОЦЕНКА ТЕПЛА КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

Денисов-Винский Никита Дмитриевич, Начальник отдела энергетических обследований ООО «Промтехэкспертиза»

На сегодняшний момент компрессорная техника является неотъемлемой частью современного производства. В России эксплуатируется свыше 1000 типоразмеров практически всех основных типов компрессоров производительностью от 0,02 до 27.000 м³/мин, давлением нагнетания до 250 МПа и мощностью от 0,1 до 40.000 кВт. Наиболее широко применяются компрессорные машины в области пневмосистем, химической и нефтяной промышленности, в холодильных установках. Мощность эксплуатируемого в нашей стране электропривода только стационарных компрессоров составляет около 10% всей вырабатываемой электроэнергии.

В общем случае компрессором называют машину, осуществляющую повышение давления газа или пара. Другими словами, компрессор – это машина-орудие для подвода энергии извне к газу или пару и превращения её в потенциальную энергию давления газа или пара.

Все компрессоры могут быть разделены на три группы по способу их действия, т.е. по тому, каким образом энергия, передаётся газу, и по тому, какие физические явления используются для повышения давления газа:

- 1) объёмные компрессоры;
- 2) динамические компрессоры (их ещё называют машины динамического действия);
- 3) тепловые компрессоры.

В некоторых типах компрессоров сочетается несколько способов повышения давления.

По назначению компрессоры подразделяются на воздушные и газовые, в том числе кислородные компрессоры [2]. Наибольшее распространение получили компрессоры общего назначения. Эти компрессоры производят сжатый воздух, который применяется в промышленности в качестве энергоносителя.

Согласно законам технической термодинамики сжатие газа сопровождается повышением его температуры. Конечную температуру можно определить согласно известному соотношению из технической термодинамики:

$$T_{кон} = T_{нач} \cdot \pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} \quad (1)$$

где $T_{нач}$ и $T_{кон}$ - начальная и конечная температура газа соответственно; π_{κ} - степень повышения давления газа; k - показатель адиабаты сжимаемого газа.

Показатель адиабаты k зависит от рода газа. Для оценочных расчетов его принимают постоянным на всем интервале температур, для инженерных необходимо принимать во внимание изменение показателя k в зависимости от изменения температуры.

Как в процессе сжатия, так и в процессе подготовки сжатого газа перед подачей его потребителю, сжимаемый газ охлаждается. Это позволяет снизить энергопотребление компрессорной установки (в случае охлаждения рубашки компрессора; межступенчатого охлаждения при многоступенчатом сжатии), а также выполнить необходимые требования по температуре сжатого газа после компрессорной станции.

По различным оценкам [3] тепловая мощность (здесь и далее под тепловой мощностью понимается количество отведённого тепла в единицу времени), которая отводится от сжимаемого газа в процессе сжатия и его подготовки перед подачей потребителю может достигать до 90% от мощности привода компрессора.

При проведении энергетического обследования источников сжатого газа – компрессорных станций и установок обращает на себя внимание огромный потенциал энергосбережения. В первую очередь это связано, с большим количеством тепла, которое отводится от сжимаемого газа в атмосферу. Цель настоящей статьи – донести до читателя некоторые результаты анализа, которые были проделаны автором по оценке количества тепла, образовавшегося в результате сжатия газа в компрессорных станциях и установках.

Количество теплоты, отведённой системой охлаждения компрессорной установки, зависит, главным образом, от производительности компрессора и конечного давления – давления нагнетания сжимаемого газа. На рис. 1 представлена диаграмма областей применения различных типов компрессорных машин по производительности и давлению нагнетания.

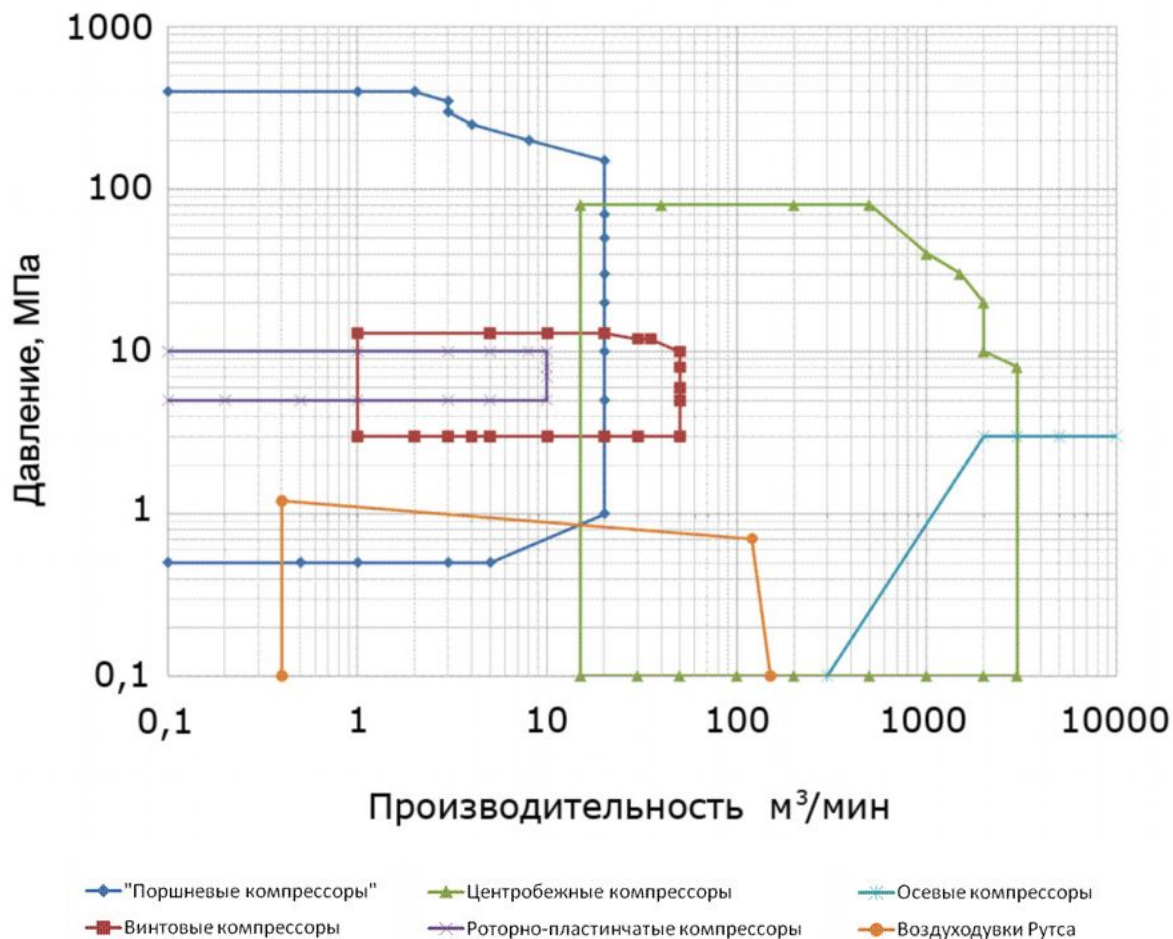


Рис.1. Области применения компрессорных машин в зависимости от давления нагнетания и производительности [4].

Из рис. 1 можно заключить, что больше всего тепла потенциально отводится от компрессорных машин поршневого, роторно-пластинчатого, винтового и центробежного типов. Однако из этого ряда можно исключить компрессор роторно-пластинчатого типа, так как его характеристики почти полностью перекрываются винтовым компрессором.

Наиболее распространёнными на сегодняшний день являются компрессорные установки общего назначения – воздушные компрессорные установки. Они сжимают воздух и подают его в пневмосистемы предприятий, где он используется в качестве энергоносителя для работы различных исполнительных устройств. Давление воздуха в пределах от 0,4 до 1,3 МПа является рабочим давлением пневмосетей промышленных предприятий. Также могут применяться компрессорные установки с рабочим давлением до 2 МПа, ещё реже встречаются компрессорные установки с рабочим давлением 2,5 МПа. Компрессорные установки с рабочим давлением 3,5, 4 и 4,5 МПа предназначены для выдувки ПЭТ тары и, как правило, состоят из двух независимых между собой компрессорных установок –

винтовой и поршневой. Поршневая компрессорная установка используется в качестве дожимной.

В таб. 1 приведены рабочее давление, производительность, а также мощность привода компрессорных установок различного типа.

Таблица №1. Классификация типов воздушных компрессорных машин общего назначения по рабочему давлению, производительности и мощности привода по данным фирм Atlas Copco, Alup Kompressoren GmbH, Abac Kompressoren, Kaeser Kompressoren GmbH, ООО Московский завод Борец, ОАО Уралкомпрессормаш, ОАО Казанькомпрессормаш и пр.

ТИП КОМПРЕССОРА	ДАВЛЕНИЕ НАГНЕТАНИЯ [МПа]	ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ [м ³ /мин]	МОЩНОСТЬ ПРИВОДА [кВт]
Поршневой 2-х ступенчатый	до 1,5	5 – 20	45 - 160
Поршневой 3-х и 4-х ступенчатый (дожимной)	1,5 – 4 (промышленное применение); 4 (ПЭТ)	2 – 44	30 – 480
Винтовой маслозаполненный	0,4 – 2	11 – 91	90 – 500
Винтовой компрессор сухого сжатия	0,75 – 1,2	15 – 150	55 – 900
Винтовой компрессор сухого сжатия + дожимной поршневой компрессор (ПЭТ)	4	20 – 67	220 – 780
Центробежный компрессор	0,35 – 1,04	73 – 190	315 – 1120

В зависимости от типа компрессорной машины, рабочего давления и производительности компрессорные установки могут иметь различные системы охлаждения. Однако среди них можно выделить два основных типа – система воздушного охлаждения с промежуточным теплоносителем (рис.2) и система непосредственного охлаждения сжимаемого газа (рис.3) [1].

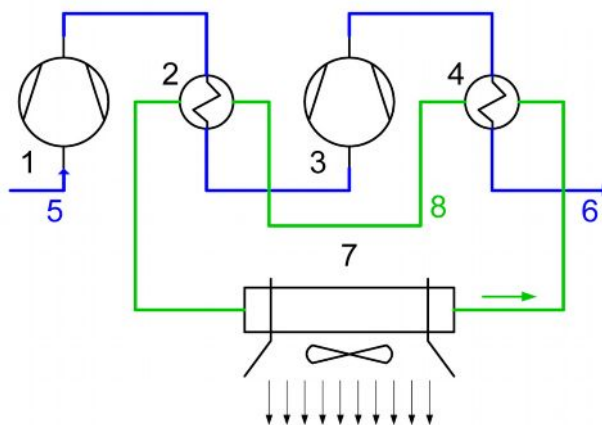


Рис.2. Система воздушного охлаждения с промежуточным теплоносителем.

Цифрами на рисунке обозначено: 1 – первая ступень; 2 – промежуточный охладитель между первой и второй ступенью; 3 – вторая ступень; 4 – конечной охладитель; 5 – вход воздуха в первую ступень; 6 – подача воздуха потребителю; 7 – воздушный теплообменник; 8 – контур промежуточного теплоносителя.

В системе воздушного охлаждения с промежуточным теплоносителем (рис.2) сжатый воздух охлаждается в штатных промежуточном и конечном теплообменниках, масло – в маслоохладителе, вентиляторный воздух электропривода в своём теплообменнике. Промежуточный теплоноситель циркулирует с помощью насоса по закрытому контуру, отдаёт теплоту компрессорной установки окружающему воздуху в рекуперативном теплообменнике с вентилятором. Применяют также водяное охлаждение.

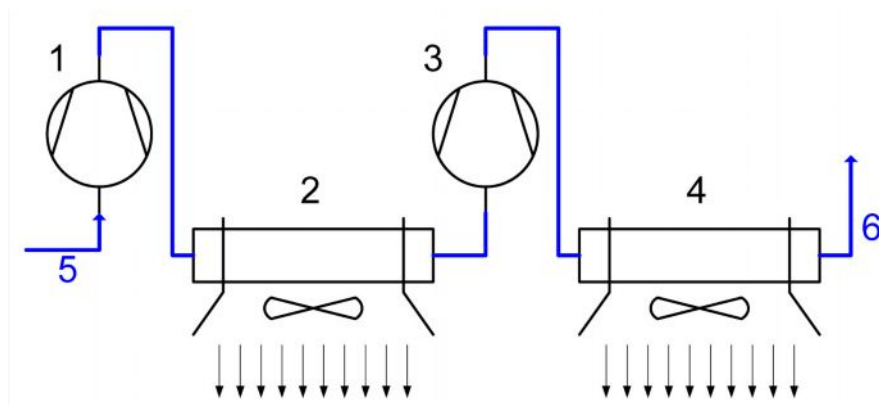


Рис.3. Система непосредственного воздушного охлаждения сжимаемого газа. Цифрами на рисунке обозначено: 1 – первая ступень; 2 – промежуточный воздушных охладитель сжимаемого газа; 3 – вторая ступень; 4 – конечной воздушный охладитель; 5 – вход воздуха в первую ступень; 6 – подача воздуха потребителю.

В схемах системы непосредственного воздушного охлаждения компрессорной установки окружающий воздух прокачивается через теплообменники автономными вентиляторами.

ТЕПЛО СУХИХ И МАСЛОЗАПОЛНЕННЫХ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Наиболее широко распространённые сухие винтовые компрессорные установки, имеющие давление нагнетания от 0,7 до 1,2 МПа, выполняются, как правило, двухступенчатыми с одним промежуточным теплообменником между первой и второй ступенью и концевым теплообменником после второй ступени. Масляный контур, служит для смазки синхронизирующего зацепления между ведущим и ведомым винтом компрессора, а также отвода теплоты от корпуса первой и второй ступени. Доля теплоты, которая отводится с маслом, по отношению к теплоте, которая отводится в теплообменнике от сжатого воздуха, относительно не велика и в оценочных расчётах может не приниматься во внимание. На температуру газа после сжатия в первой ступени влияет температура газа на всасывании, которая принимается равной температуре окружающей среды, а также на показатель политропы сжатия, который зависит от характера процесса сжатия. Показатель политропы сжатия в сухом винтовой компрессоре находится в диапазоне $n = 1,5 \dots 1,67$ [3].

На рисунке 4 показаны графики и аналитические зависимости для температуры воздуха после первой ступени сухого двухступенчатого винтового компрессора в зависимости от давления нагнетания, а также от температуры воздуха на всасывании при показателе политропы $n = 1,5$.

Точки графика (рис.4) были получены согласно уравнению (1) в зависимости от различных значений температур воздуха на всасывании и степени повышения давления в компрессорной машине. Аппроксимация полученных результатов была проведена в программе Microsoft Excel 2003, форма линии тренда была выбрана полиномиальной с показателем степени «2». По оси «ОУ» откладывается значение температуры газа в конце процесса сжатия в ступени в градусах Цельсия, по оси «ОХ» откладывается степень сжатия газа в компрессорной машине. На самой диаграмме приведены полиномиальные зависимости $y(x)$ и величины достоверности аппроксимации R^2 .

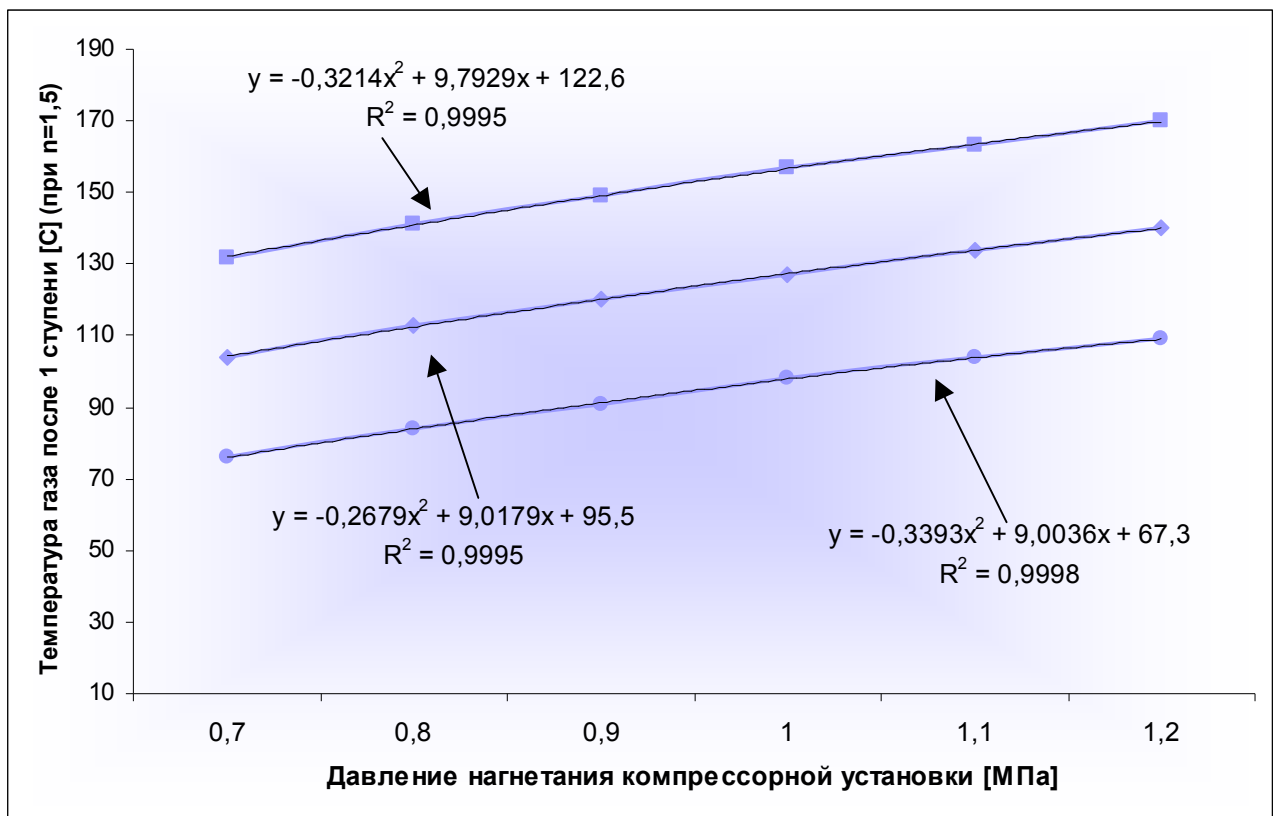


Рис. 4. Зависимость температуры воздуха после первой ступени сухого винтового компрессора от давления нагнетания и температуры воздуха на всасывании.
Данные для показателя политропы $n = 1,5$.

Показатель политропы сжатия в сухом винтовом компрессоре зависит главным образом от перетечек сжимаемого газа со стороны нагнетания на сторону всасывания. Это происходит из-за наличия зазоров в полости сжатия.

На рис. 5 представлены графики температур газа после второй ступени двухступенчатого винтового компрессора сухого сжатия в зависимости от давления нагнетания компрессора и от показателя политропы. Недоохлаждение в промежуточном теплообменнике принимаем равным 15 градусов.

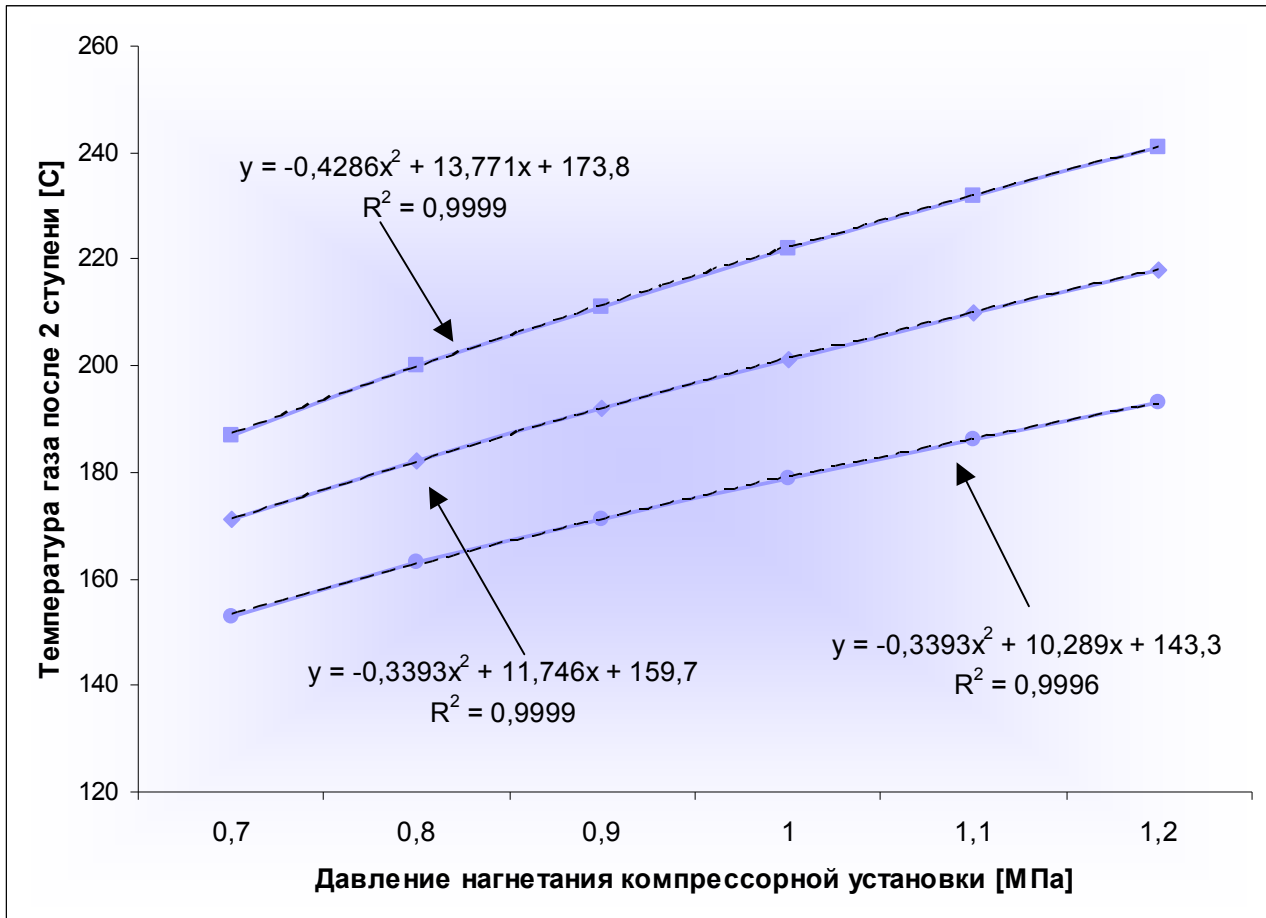


Рис.5. Зависимость температуры газа после второй ступени двухступенчатого винтового компрессора сухого сжатия от давления нагнетания компрессора и от показателя политропы сжатия.

Из рис. 5 видно, что температура воздуха после второй ступени винтового компрессора сухого сжатия может достигать значения 240 °С. Данные значения близки к реальным. К примеру температура воздуха винтового компрессора сухого сжатия одной из западных фирм при степени повышения давления компрессорной установки $\varepsilon = 12$ находится в районе 230 ... 250 °С.

Количество тепла, которое отводится от сжатого газа теплообменными аппаратами можно оценить по следующей зависимости:

$$Q = G \cdot \Delta h \quad (2)$$

где Q - тепловая нагрузка на теплообменник (тепловая мощность) [кВт]; G - массовый расход сжатого воздуха [кг/сек]; Δh - разница энтальпии сжатого воздуха на входе и на выходе из теплообменника [кДж/кг].

Привод компрессора осуществляется от электродвигателя, мощность которого указывается в паспорте. Там же указываются номинальные характеристики компрессорной установки – давление нагнетания и производительность при данном давлении. Потому логично было бы проанализировать и получить зависимость количества отводимой теплоты от сжатого воздуха теплообменными аппаратами компрессорной установки от электрической мощности привода компрессора. Составив серию зависимостей можно по заданной мощности электродвигателя оценить тепловую мощность, которая потенциально отводится от сжимаемого газа в теплообменниках компрессорной установки.

Мощность двигателя (эффективную мощность на валу) для привода компрессора можно найти по следующей зависимости [2]:

$$N_e = \frac{N_{инд.к.}}{\eta_{мех}} \quad (3)$$

где $N_{инд.к.}$ - индикаторная мощность компрессорной установки [кВт]; $\eta_{мех}$ - механический КПД компрессора (включая клиноременную передачу, трение в зацеплении винтовой пары); N_e - мощность, развиваемая электродвигателем [кВт].

Индикаторная мощность привода компрессора согласно упрощённой схематизированной диаграмме, может быть получена согласно следующей формуле [2]:

$$N_{инд.к.} = R \cdot T \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (4)$$

Эта формула действительная для одного килограмма газа. Для простоты расчетов примем механический КПД равный $\eta_{мех} = 1$.

Проведём серию расчетов для определения индикаторной мощности привода компрессора, а также количества тепла, которое отводится от сжимаемого воздуха, в зависимости от степени сжатия воздуха в винтовом компрессоре. Степень повышения давления в компрессорной установке примем $\varepsilon_1 = 7$, $\varepsilon_2 = 9$ и $\varepsilon_3 = 12$. Полученные данные изобразим на координатной плоскости «Электрическая мощность привода компрессора» - «Тепловая мощность» (см. рис.6). Крестиками на графике изображена действительная мощность, потребляемая двигателем компрессорной установкой.

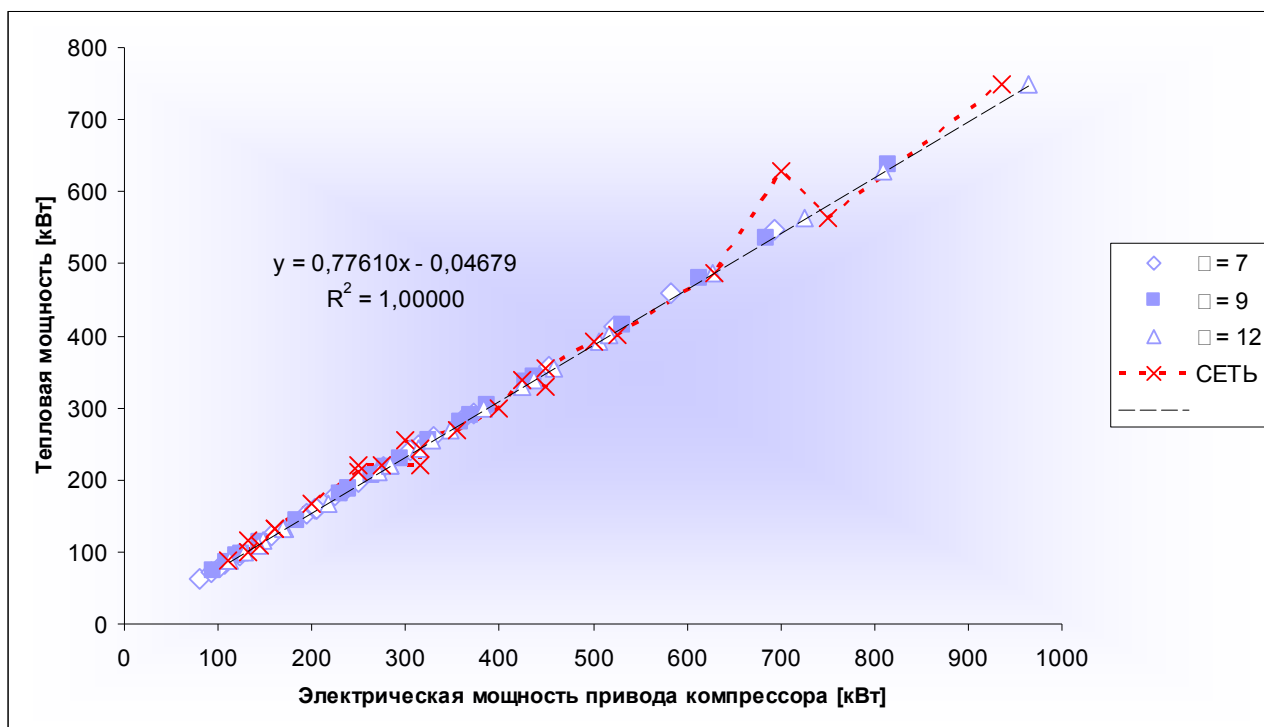


Рис.6. Зависимость мощности отводимого тепла от индикаторной мощности привода компрессора, а также от реальной потребляемой мощности компрессора при различной степени сжатия, $k = 1,4$.

Из рис. 6 видно, что индикаторная мощность с известной долей приближённости совпадает с реальной потребляемой мощностью двигателя компрессорной установки, которая указана в паспорте. Поэтому для определения потенциально отводимой тепловой мощности можно воспользоваться соотношением, которое получено аппроксимацией индикаторной мощности привода компрессора. Оно имеет вид (рис.6):

$$Q_{омв}(N_э) = 0,7761 \cdot N_э - 0,04679 \quad (5)$$

где $N_э$ - электрическая мощность, потребляемая двигателем компрессорной установки [кВт], $Q_{омв}$ - тепловая мощность, которая отводится от сжатого газа в компрессорной установке [кВт].

Данные рисунков 4 и 5 позволяют оценить температурный уровень сжатого газа перед охлаждающим теплообменником, а уравнение (5) потенциальное количество снимаемого тепла. Однако следует помнить, что количество отводимого тепла, а также его температурный уровень зависит от температуры всасывания воздуха в компрессорную установку, а также от температуры недоохлаждения в межступенчатом теплообменнике.

Винтовые маслозаполненные компрессорные установки в отличие от винтовых компрессорных установок сухого сжатия имеют впрыск масла в полость сжатия. В первую очередь это необходимо для отвода тепла от сжимаемого газа в процессе его сжатия, что повышает эффективность работы компрессора. Второе назначение впрыска масла – это уплотнение зазоров в компрессоре. И то и другое влияет на процесс сжатия газа.

Температура газа после его сжатия в ступени винтового маслозаполненного компрессора не должна превышать 90 °С, а при температуре 110 °С происходит аварийный останов компрессора.

Маслозаполненные винтовые компрессоры имеют две системы охлаждения: система охлаждения сжатого воздуха и система охлаждения масла. В первом приближении тепловая мощность, отводимая от сжимаемого газа, может быть взята в соответствии с уравнением (5) с возможной погрешностью вычисления до 10%.

ТЕПЛО ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Поршневой компрессор является машиной объемного действия. Отличительной чертой поршневого компрессора является сравнительно невысокий механический КПД, который находится на уровне $\eta_{мех} = 0,85...0,95$ в зависимости от количества цилиндров и конструкционного исполнения [2].

По различным сведениям [2,1] в виде тепловой энергии с охлаждающей водой рубашки цилиндра отводится до 10% от электрической мощности подведённой к приводу компрессора, поэтому применять полученные зависимости отведённой теплоты винтовых компрессоров для оценки тепла поршневых компрессоров было бы неверным.

Для того, чтобы оценить количество тепла, которое отводится в промежуточном и конечном теплообменниках от сжимаемого газа, рассмотрим поршневые трёхступенчатые компрессоры с давлением нагнетания 40 бар различных мощностей и фирм производителей. Результаты сведём в таблицу №1.

Таблица №1. Технические данные для поршневых трёхступенчатых компрессоров различных мощностей и производителей в порядке возрастания.

Конечное давление	Производительность при н.у.	Мощность электродвигателя
[МПа]	[м ³ /мин]	[кВт]
4	2,00	30
4	3,15	45
4	4,40	55
4	5,25	75
4	6,00	75
4	6,91	90
4	7,96	90

4	8,03	110
4	11,56	132
4	13,51	160
4	18,76	220
4	25,00	280
4	29,30	315
4	30,66	350
4	34,00	400
4	38,50	450
4	41,16	480

Степень сжатия ступени поршневого компрессора можно определить согласно зависимости [2]:

$$\varepsilon_{cm} = \sqrt[n]{\frac{P_{наг}}{P_{всас}}} \quad (6)$$

где n - количество ступеней в поршневом компрессоре.

Согласно этой формуле степень сжатия в одной ступени поршневого компрессора равна $\varepsilon_{cm} = 3,42$. Из уравнения (1) при условии, что температура воздуха на всасывании $T_{всас} = 20^\circ\text{C}$ и показатель политропы сжатия воздуха $n = k = 1,4$, получаем температуру сжатого газа после первой ступени поршневого компрессора ступени $T_{нагн} = 191^\circ\text{C}$.

На рис. 7 представлена зависимость тепловой мощности, отведённой от сжимаемого газа в случае полного охлаждения в промежуточных и конечном теплообменниках, от электрической мощности привода поршневого компрессора, указанной в технических характеристиках. Из рис.7 видно, что порядка 70% подводимой электрической энергии к электродвигателю компрессора отводится от газа в качестве тепла, в то время как в винтовом компрессоре эта цифра находится в районе 80% (при условии полного охлаждения сжимаемого газа в промежуточном и конечном теплообменниках). Как уже было отмечены выше, это связано в первую очередь с тем, что часть энергии теряется на трение как в цилиндрах компрессора, так и в кривошипно-шатунной паре. При этом охлаждающая вода как рубашки цилиндра, так и сжатого газа имеет такой расход, чтобы её температура не превышала определённых значений.

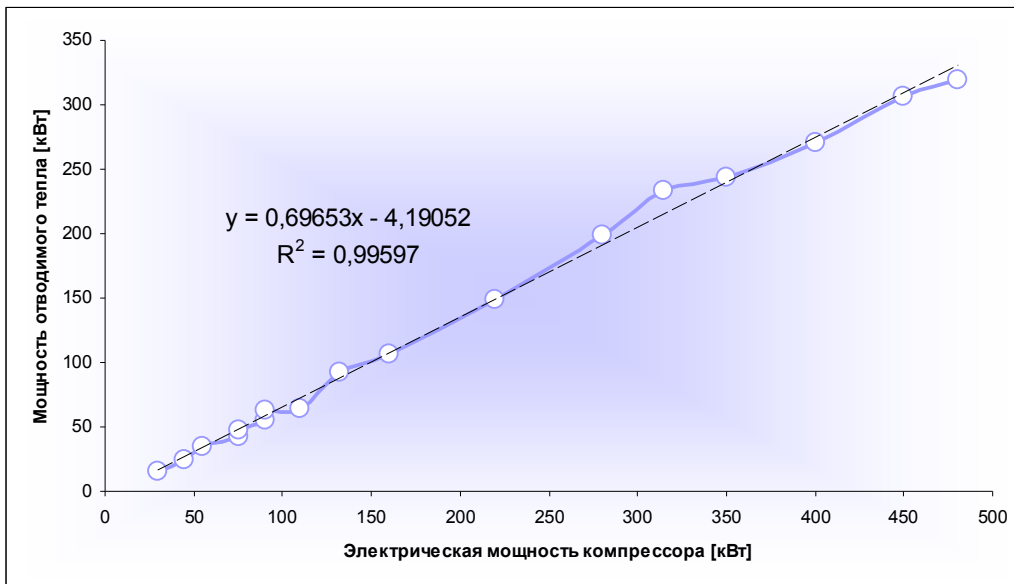


Рис.7. Зависимость тепловой мощности, отведённой от сжимаемого газа в теплообменниках компрессора, в случае полного охлаждения сжатого газа в промежуточных теплообменниках от электрической мощности привода компрессора, указанной в технических характеристиках компрессора.

На рисунке 8 представлена зависимость тепловой мощности при температуре всасывания воздуха в первую ступень 20 °С, недоохлаждения в первом промежуточном теплообменнике $\Delta T_1 = 15$, недоохлаждения во втором промежуточном теплообменнике $\Delta T_2 = 20$ и недоохлаждения в конечном теплообменнике $\Delta T_3 = 25$ от электрической мощности компрессора, указанной в технических характеристиках компрессора.

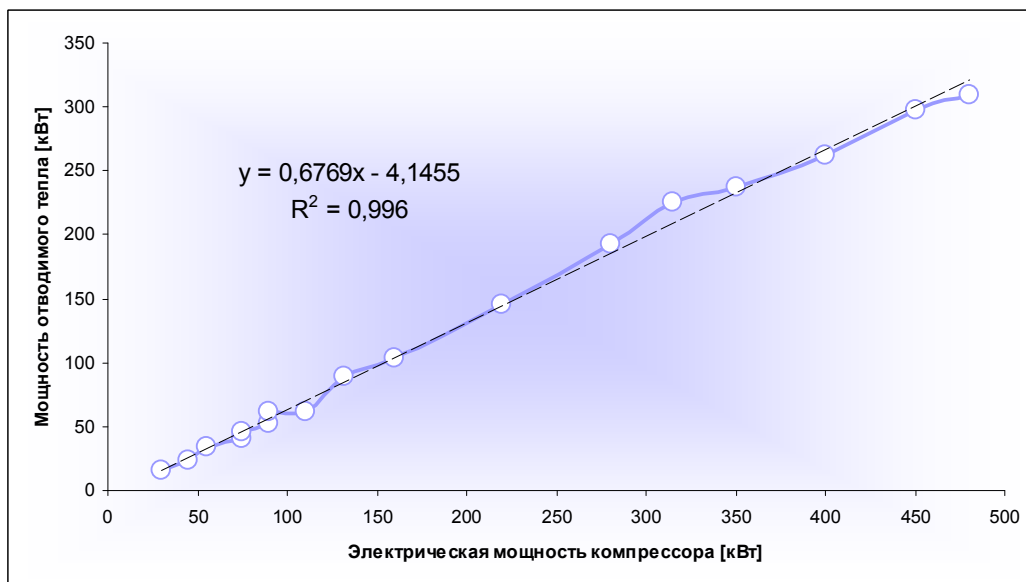


Рис.8. Зависимость мощности отводимого тепла в случае температуры всасывания в первую ступень 20 °С, $\Delta T_1 = 15$, $\Delta T_2 = 20$, $\Delta T_3 = 25$ от электрической мощности компрессора, указанной в технических характеристиках компрессора.

Максимальная температура газа, которую можно получить в поршневом компрессоре, определяется степенью сжатия ступени. В отличие от винтового компрессора, в котором степень сжатия определяется геометрией винтовой пары, а также противодавлением (в случае с внешним сжатием) для поршневого существуют рекомендуемые значения степени сжатия газа в одной ступени, превышая которые КПД компрессора будет ухудшаться. Так на рис. 9 представлены зависимости изотермического КПД от давления нагнетания и количества ступеней в поршневом компрессоре. Согласно этим рекомендациям выбирают количество ступеней сжатия в поршневом компрессоре. Эти рекомендации составлены для случая нулевого недоохлаждения в межступенчатом теплообменнике.

В таблице 2 приведена степень сжатия в одной ступени многоступенчатого поршневого компрессора для случая максимального изотермического КПД заданного числа ступеней.

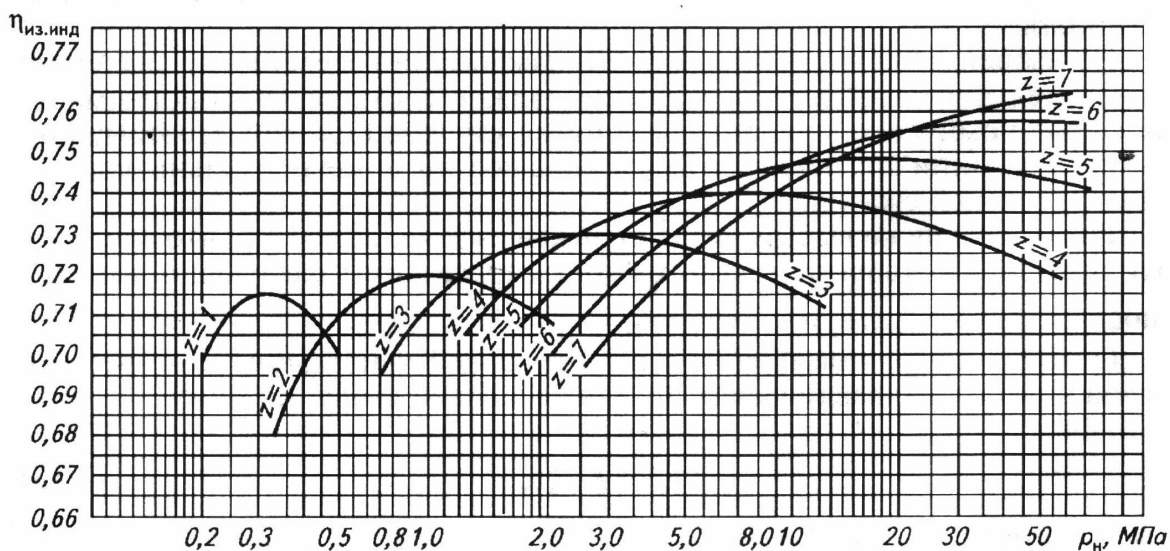


Рис.9. Зависимости изотермического КПД от давления нагнетания и количества ступеней поршневого компрессора [2].

Таблица №2. Степень сжатия в одной ступени многоступенчатого поршневого компрессора в зависимости от числа ступеней и давления нагнетания, где изотермический КПД компрессора наибольший для данного числа ступеней.

Количество ступеней	Давление нагнетания	Степень повышения в одной ступени
	[МПа]	
1	0,30	3,000
2	1,00	3,162
3	2,60	2,962
4	7,20	2,913
5	18,50	2,841

Из таблицы видно, что оптимальная степень повышения давления в одной ступени находится в районе трёх. Согласно рис. 2 при сжатии воздуха, температура воздуха на выходе из этой ступени будет находиться в пределах 130 – 140 °С. Однако на практике компрессор может быть спроектирован и на отличные от рекомендуемых параметры, что будет влиять на температуру газа после его сжатия в ступени компрессора.

ТЕПЛО ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Центробежные компрессорные машины в отличие от поршневых и винтовых рассчитаны на высокую производительность (см. рис.1). Принципиальным их отличием является невысокая степень сжатия газа в ступени и как следствие невысокое давление нагнетания всего компрессора. Ещё одной важной особенностью центробежного компрессора является относительно невысокое значение политропического КПД ступени. Это связано, прежде всего, с тем, что газ проходит большое количество лопаток – входной направляющий аппарат, рабочее колесо, диффузор, обратно-направляющий аппарат. Из-за несовершенства газодинамики проточной части – ударный вход газа на лопатки, трение, перетечки, срыв потока и пр., политропический КПД находится на уровне $\eta_{пол} = 0,72...0,85$. Это влияет на то, что сжатие газа в ступени центробежного компрессора может происходить с показателем политропы $n = 1,5$ и выше. В свою очередь перетечки зависят в большей степени от типа рабочего колеса: рабочее колесо с покрывным диском, рабочее колесо авиационного типа.

Методы оценки количества тепла, отведённого с охлаждающей жидкостью аналогичные тем методам, которые применялись для оценки отведённого тепла в винтовых и поршневых компрессорах.

На рис. 11 приведена зависимость количества отводимого тепла от подводимой электрической мощности двухступенчатой ЦКМ при полном охлаждении воздуха в промежуточном и концевом теплообменнике, $\eta_{пол} = 0,85$ и температуре воздуха на всасывании 20 °С.

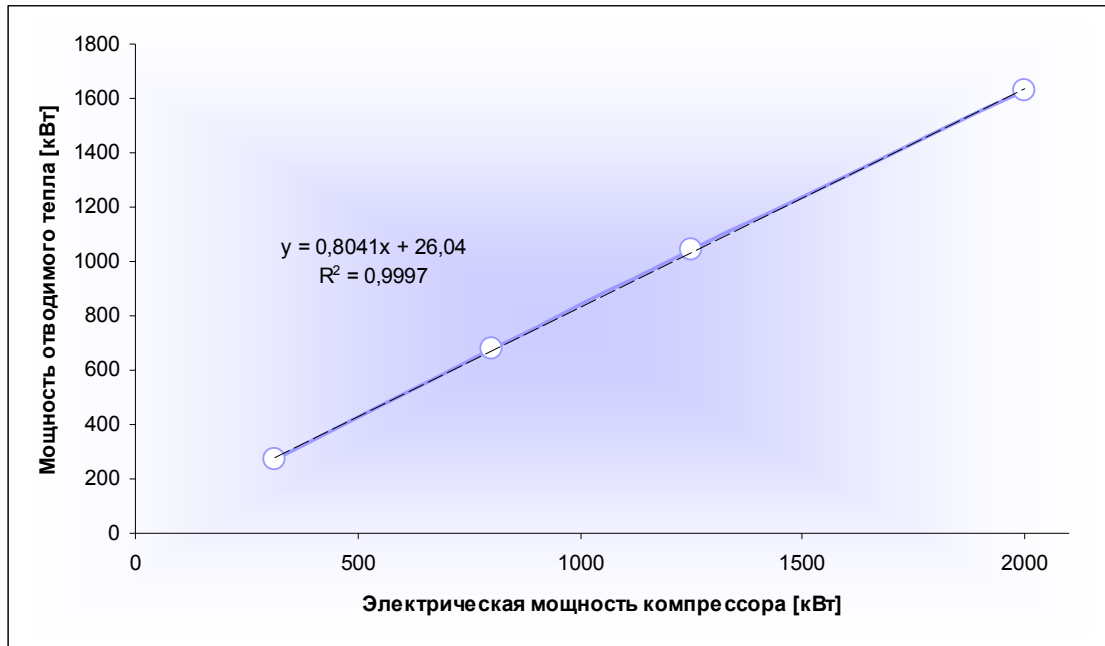


Рис.11. Зависимость количества отводимого тепла от электрической мощности двухступенчатого ЦКМ при охлаждении $\Delta T_1 = 0$, $\Delta T_2 = 0$, $\eta_{пол} = 0,85$ и температуры воздуха на всасывании 20°C .

На рис. 12 представлены зависимости температуры после ступени ЦКМ в зависимости от политропного КПД ступени и степени сжатия газа в одной ступени при температуре газа на входе в ступень $t = 20^\circ\text{C}$.

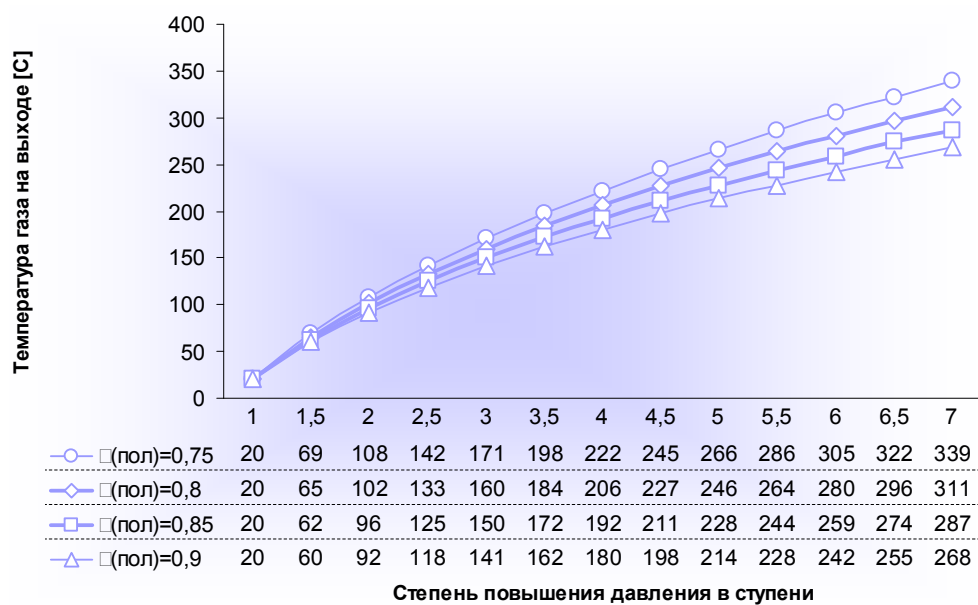


Рис.12. Зависимости температуры после ступени ЦКМ в зависимости от политропного КПД ступени и степени сжатия газа в одной ступени при температуре газа на входе в ступень $t = 20^\circ\text{C}$

ВЫВОДЫ

Из приведённого анализа можно сделать вывод о том, что процесс сжатия газа в компрессорных установках сопровождается выделением большого количества тепла, которое отводится в окружающее пространство. Температура газа после сжатия в ступени компрессора может находиться в широких пределах и достигать 210 °С и выше. Количество тепла, отводимого от компрессорной установки, находится в диапазоне от 60 до 90 % от подводимой электрической энергии.

Опыт, полученный автором при проведении энергоаудита источников сжатого воздуха – компрессорных станций и установок, показывает, что использование теплоты, полученной при производстве сжатого воздуха, наиболее рационально на подогрев воды для нужд отопления и горячего водоснабжения. Автором просчитаны несколько инвестиционных проектов по использованию теплоты компрессорных станций и установок. Результаты говорят о высокой привлекательности подобных проектов. Однако в каждом конкретном случае следует провести свой анализ и технико-экономическое обоснование. Этот анализ может стать частью энергоаудита предприятия, где установлено компрессорное оборудование. Автором разработан программный продукт, который позволяет комплексно провести необходимые расчеты, показывающие привлекательность реализации инвестиционного проекта по использованию тепла компрессорных установок.

Ниже в таблице 3 приведено краткое резюме по выполненному обзору тепла компрессорных машин.

Таблица №3.

Тип компрессора	Количество отводимого тепла	Максимальная температура в процессе сжатия	Род сжимаемого газа
Винтовой компрессор сухого сжатия	77 – 90 % от подводимой электрической энергии	240 °С и выше	Нефтяной, факельный газ. Воздух. Гелий. Углеводородный газ.
Поршневые компрессоры	58 – 70 % от подводимой электрической энергии	130 – 140 °С	Воздух, различные технологические газы, кислород и пр.
Центробежные компрессорные машины	на уровне 80% от подводимой электрической энергии	60 – 110 °С	Воздух, азот, азотоводородная смесь, водородосодержащая смесь, природный, попутный, нефтяной газ. Кислород, хлор.
Винтовые маслозаполненные	77 – 90 % от подводимой электрической энергии	90 °С	Нефтяной, факельный газ. Воздух. Гелий. Углеводородный газ.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Кузнецов Ю.В., Кузнецов М.Ю. Сжатый воздух. – Екатеринбург: Уро РАН, 2007. – 514 с.
2. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Т.1: Теория и расчет. – М.: КолосС, 2006. – 400 с.
3. Сақун И.А. Винтовые компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1970. – 400 с.
4. Области применения компрессоров: <http://energysystems.com.ua/lenta/1>.

ОБ АВТОРЕ:

Никита Дмитриевич Денисов-Винский

Начальник отдела энергетических обследований ООО «Промтехэкспертиза»

Окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана, факультет «Энергомашиностроение». Проходил стажировку в Мюнхенском техническом университете, кафедра «Энергетических систем». Опыт проведения энергетических обследований, реализации преоктов энергоаудита и энергосервиса приобрел в Московском институте энергобезопасности и энергосбережения и компании «SIEMENS». Темой энергетических обследований занимается более 10 лет. Является одним из методологов проведения энергетических обследований.