

*к.т.н. Рутковский Ю. А.,  
к.т.н. Рутковский А. Ю.  
(ДонГТУ, г.Алчевск, Украина)*

## ЭКСЕРГИЯ ПОТОКА ПРИ НАЛИЧИИ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА ВО ВСАСЫВАЮЩЕЙ СИСТЕМЕ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

*Приведены результаты исследования влияния резонансных явлений во всасывающей системе на работоспособность потока газа, нагнетаемого в пневматическую сеть при резонансной интенсификации поршневого компрессора. Эксергетический анализ влияния волновых явлений на процесс получения сжатого воздуха с использованием энтропийной TS диаграммы дал возможность теоретически и практически оценить положительные качества рассматриваемого способа интенсификации производительности компрессора и объективно получить критерии оценки экономичности его использования как для действующих машин, так и на стадии проектирования.*

**Ключевые слова:** поршневой компрессор, воздух, всасывание, всасывающая система, колебания давления, резонанс, эксергия, работоспособность, удельная работа, внутренний К.П.Д.

### **Проблема и связь ее с научными и практическими задачами.**

Оценка экономичной работы компрессоров в настоящее время производится по значению так называемых изотермического, политропного и адиабатического К.П.Д.. Величина этих К.П.Д. определяется как отношение работы для соответствующего показателя процесса к индикаторной работе, затрачиваемой компрессором на сжатие газом в цилиндре в том же количестве.

С физической точки зрения названные выше К.П.Д. не являются коэффициентами полезного действия в общепринятом смысле этого понятия, так как работа, определенная по формуле, не является полезной работой компрессора.

Условности показателей эффективности энергопревращений в пневматической установке при использовании энергетических методов обусловила необходимость введения критериев, однозначно и строго характеризующих степень совершенства элементов и ПУ в целом.

Одним из таких критериев, позволяющих оценить полезную работу компрессора, является эксергия (работоспособность)

потока газа на выходе из компрессора [1, 2, 3, 4]. Эксергия определяет превратимость (пригодность) энергии для использования и характеризует не только ее количественную сторону, но и качественную. Под величиной работоспособности потока газа понимают ту наибольшую работу, которую может совершить поток с учетом параметров окружающей среды и которая совершается по своему усмотрению при условии, что в процессе производства работы поток газа будет приводиться в равновесное состояние с окружающей средой по обратимым процессам и при этом к нему не будет подводиться (или отводиться от него) энергия, которая может быть использована для получения механической работы [4]. Для определения работоспособности первоначально используется процесс расширения до момента достижения термически равновесного состояния с окружающей средой, а затем изотермический процесс до момента достижения полного равновесного состояния с этой средой. Понятие о работоспособности потока газа позволяет определить действительное значение К.П.Д. компрессора, оценить величину, потери энергии потока в

различных элементах компрессора и составить энергетическую диаграмму его работы.

В работах [3-4] приведен эксергетический анализ идеального компрессора при условии постоянного давления во всасывающем патрубке компрессора. В действительности при резонансных условиях во всасывающей системе возникают интенсивные колебания давления газа, обусловленные периодическими процессами всасывания. Распространяясь в полость цилиндра, эти колебания при резонансе по второй гармонике ( $m=2$ ) существенно влияют на наполнение цилиндра газом и позволяют повысить производительность компрессора на 15-20% [5-7]. Это способ повышения эффективности компрессора назовем резонансной интенсификацией производительности машины.

**Постановка задачи.** В связи с вышеизложенным, возникает необходимость

эксергетической оценки этого способа интенсификации компрессорных машин, у которых характерным является наличие периодических процессов всасывания, сжатия и нагнетания газа. Главной целью исследования является определение удельной работы и внутреннего К.П.Д. действительного компрессора, с учетом резонансных явлений во всасывающей системе.

**Изложение материала и его результаты.** Предметом исследования является одноступенчатый поршневой компрессор с цилиндром двухстороннего действия со всасывающей системой, изображенной на рис.1.

На рис.2 показаны резонансные кривые колебаний давления воздуха во всасывающем патрубке компрессора ВП-50/8 с прямоотчными клапанами, полученные экспериментальным путем.

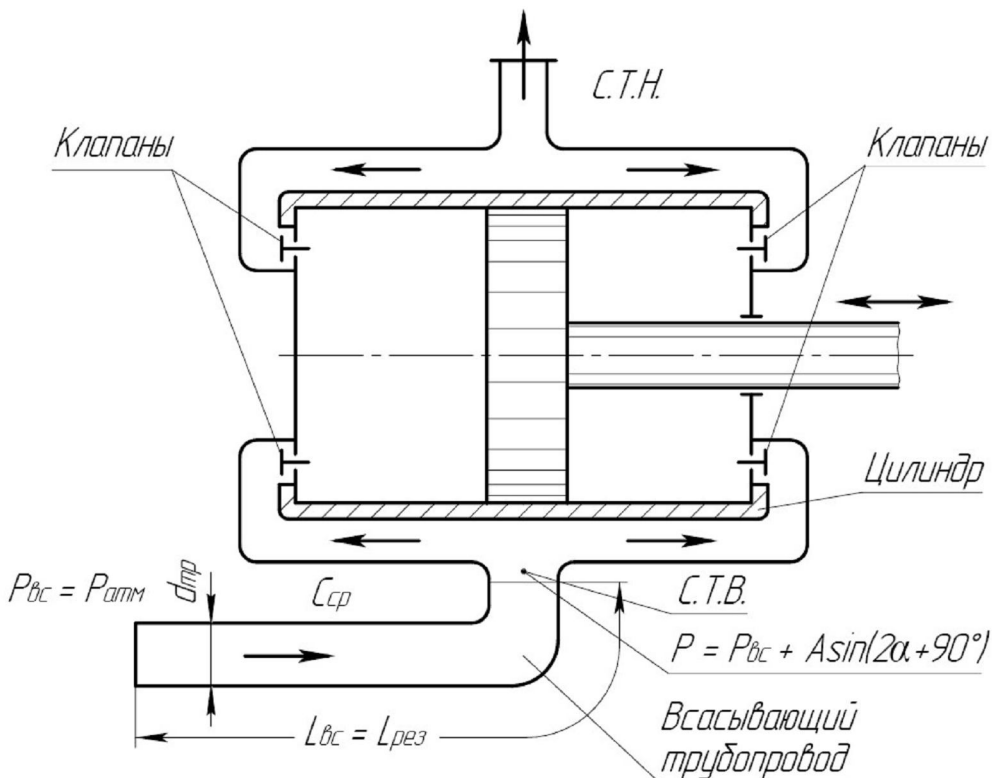


Рисунок 1 – Всасывающая система поршневого компрессора

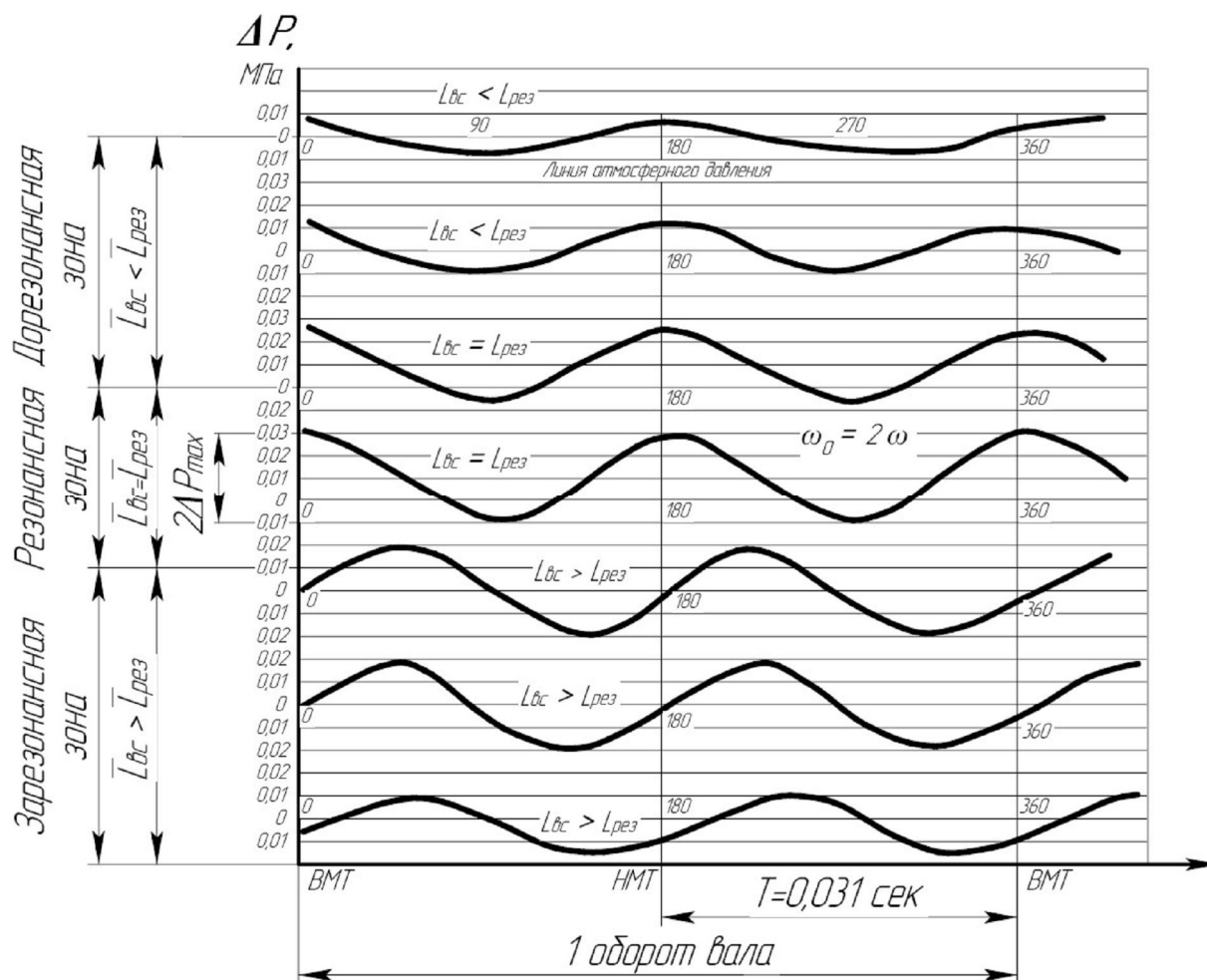


Рисунок 2 – Сопоставление циклограмм колебания давления во всасывающем трубопроводе компрессора ВП-50/8 при переходе всасывающей системы через резонанс

Как видно, они носят строго синусоидальный характер и описываются уравнениями

а) при резонансной длине всасывающего трубопровода  $L_{вс} = L_{рез}$

$$P = P_a + A \sin(2\varphi + 90^\circ); \quad (1)$$

б) для резонансной зоны в связи со сдвигом фазы на  $90^\circ$

$$P = P_a + A \sin 2\varphi, \quad (2)$$

где  $P_a$  - номинальное давление во всасывающем патрубке, Н/м<sup>2</sup>;

$\varphi$  – угол поворота коленчатого вала, град.

Следует отметить, что большинство газовых и воздушных поршневых компрес-

соров средней и большой производительности имеют цилиндр двухстороннего действия. Поэтому задачей исследования для таких машин является теоретическое и экспериментальное определение работоспособности потока газа, нагнетаемого компрессором в сеть и оценка затрат энергии на компремирование газа с учетом резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе. Такой подход к оценке рабочего цикла дает возможность объективно оценить преимущества и недостатки интенсификации работы компрессора с помощью использования резонансных колебаний давления.

Для оценки влияния резонансных колебаний во всасывающей системе ( $m=2$ ) на рабочие процессы в цилиндре введем по-

казатель, определяющий степень сжатия газа во всасывающем трубопроводе:

$$\varepsilon_{mp} = \frac{P_1}{P_a} = \frac{P_a + A}{P_a} = 1 + \frac{A}{P_a}, \quad (3)$$

где  $P_1$  - абсолютное максимальное давление газа в трубопроводе при волновом процессе, Н/м<sup>2</sup>;

$P_a$  - абсолютное давление всасывания в С.Т.В. (стандартная точка всасывания), равное атмосферному давлению, Н/м<sup>2</sup>.

Для рассматриваемой математической модели идеального компрессора сделаем некоторые допущения, которые, сохраняя правильность качественных зависимостей, упрощают аналитическое изображение процесса. В первом приближении можно считать, что вредное пространство отсутствует, всасывающие клапаны открываются и закрываются в момент прихода поршня в мертвые точки.

Пренебрегая сопротивлением клапана и учитывая, что размеры цилиндра малы по сравнению с длинами волн, допускаем, что давление в цилиндре в каждый момент времени равно давлению в конце трубопровода. Движение газа в трубе считаем одномерным. Изменение давления и температуры газа в волне колебательного процесса подчиняются адиабатическому закону [8].

При распространении колебания давления газа в цилиндр, как видно из рис.2, в конце всасывания имеет место как повышение давления, которое по величине выше атмосферного  $P_a$ , так и повышение температуры за счет сжатия газа в акустической волне. Это повышение можно определить формулой:

$$T_1 = T_a \cdot \varepsilon_{mp}^{\frac{k-1}{k}}, \quad (4)$$

где  $T_a$  - средняя интегральная температура газа во всасывающем трубопроводе, К°;

$k$  - показатель адиабаты.

Дополнительно газ при всасывании нагревается за счет теплообмена с горячими

стенками цилиндра и за счет дросселирования через проходные сечения всасывающих клапанов, в которых работа по преодолению гидравлического сопротивления их переходит в тепло с передачей его всасываемому газу. В идеальном компрессоре влияние этих факторов на наполнение цилиндра газом не учитывается.

Величина максимальной работы для единицы массы газа, т.е. удельная работоспособность потока газа, исходя из вышесказанного, может быть определена для случая, когда колебания давления газа, теплообмен и дроссельные потери отсутствуют, по формуле:

$$l_{pn} = C_p (T_2 - T_a) + T_a (S_a - S_2), \quad (5)$$

где  $T_a$  и  $S_2$  - температура и удельная энтропия сжатого газа;

$T_a$  и  $S_a$  - температура и удельная энтропия воздуха в окружающей среде (атмосфере);

$C_p$  - массовая теплоемкость газа при постоянном давлении.

Так как в координатах  $TS$  (рис.3) величина  $C_p (T_2 - T_a)$  эквивалентна площади 4-2-9-14, а величина  $T_a (S_a - S_2)$  эквивалентна площади 8-9-a-7-8, которая в свою очередь равна площади 14-9-a-6-14, то удельная работоспособность потока газа будет эквивалентна площади 4-2-9-a-6-4, т.е. в координатах  $TS$  удельная работоспособность потока газа изображается как площадь, заключенная между изобарой начального состояния сжатого газа 4-2, адиабатой 2-9, по которой газ приводится в термически равновесное состояние с окружающей средой, изотермой 9-a, по которой газ приводится в полное равновесное состояние с окружающей средой, изобарой a-6, соответствующей давлению окружающей среды, и осью энтропии.

Работа, совершаемая поршнем идеального компрессора за один цикл может быть определена по формуле:

$$L_k = \frac{n}{n-1} P_a V_n \left[ \left( \frac{P_2}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \quad (6)$$

$$= \frac{n}{n-1} MR (T_2 - T_a),$$

где  $n$  - показатель процесса сжатия газа, который для воздуха обычно лежит в пределах  $1 < n < 1,4$ ;

$M$  - масса газа, засосанного компрессором и поданного в сеть за один рабочий ход поршня;

$T_a$  и  $T_2$  - температура газа в цилиндре в начале и конце фазы сжатия.

Удельная работа, совершаемая поршнем компрессора, исходя из формулы (6):

$$l_k = \frac{n}{n-1} R (T_2 - T_a), \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}; \quad (7)$$

и в координатах  $TS$  эквивалентна площади  $12-11-2-a-7-12$ , равной площади  $4-2-a-6-4$ .

Удельная работа компрессора может быть также изображена в виде площади  $4-2-a-6-4$ , заключенной между изобарами  $P_2$  и  $P_a$ , политропой процесса сжатия и осью энтропии.

Удельная работоспособность потока газа на выходе из компрессора соответствует площади  $4-2-9-a-6-4$  и меньше удельной работы поршня идеального компрессора на величину, эквивалентную площади  $9-2-a-9$ .

Как видно, в «идеальном» компрессоре не вся работа, совершаемая поршнем, идет на повышение работоспособности потока газа.

Потеря части работы, совершаемой компрессором, объясняется тем, что в процессе сжатия газ в цилиндре охлаждается и от единицы массы его отводится тепло, эквивалентное площади  $8-2-a-7-8$  (рис.3), причем часть этого тепла

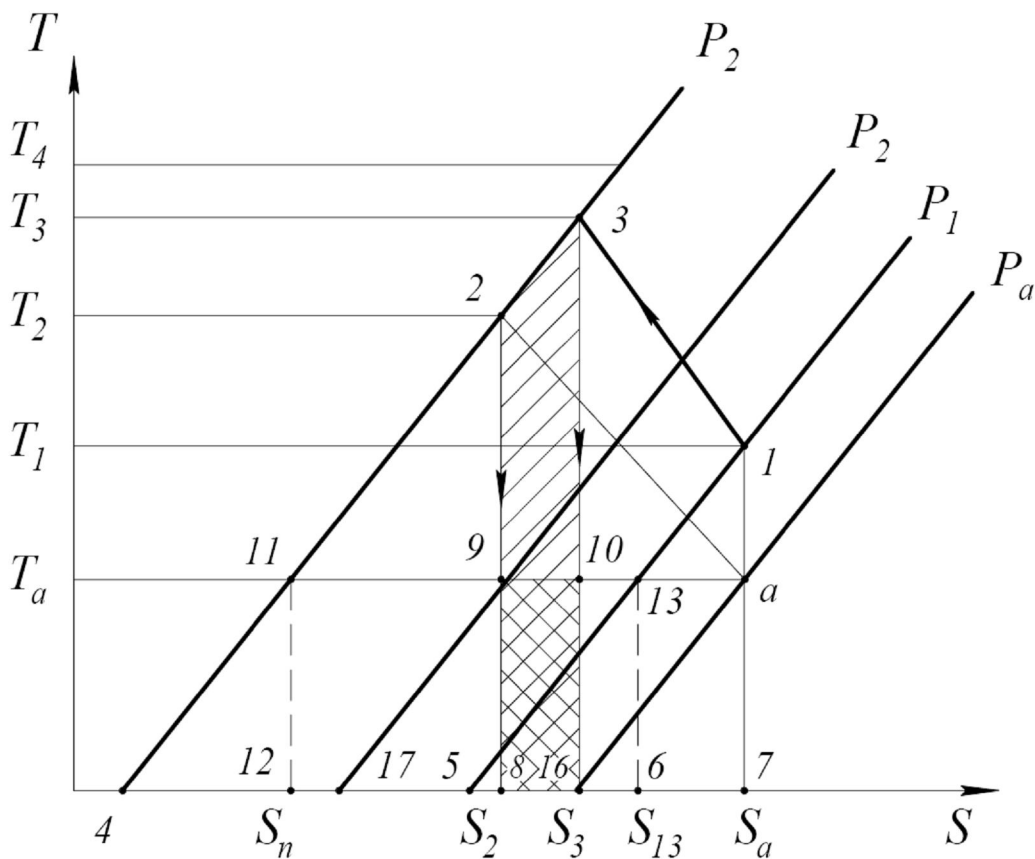


Рисунок 3 – Изображение удельной работоспособности потока газа в  $TS$  координатах

(площадь 8-9-a-7-8) не может быть превращено в механическую работу, а часть эквивалентной площади 9-2-a-9 могла бы быть превращена в механическую работу в машине Карно, однако она теряется с охлаждающей водой [5].

В результате охлаждения газа потеря удельной работы составит:

$$\Delta l_1 = l_k - l_{pn} = C_v \frac{k-n}{n-1} (T_2 - T_a) - T_a (S_a - S_2). \quad (8)$$

Определим внутренний К.П.Д идеального компрессора, который можно представить как отношение удельной работоспособности потока газа на выходе из компрессора к удельной работе, затраченной поршнем на сжатие газа

$$\eta_{\text{вд}} = \frac{l_{\text{рп}}}{l_k} = \frac{l_k - \Delta l_1}{l_k} = 1 - \frac{\Delta l_1}{l_k}. \quad (9)$$

Подставляя из формул (7) и (8) значения величин в формулу (9), получим:

$$\eta_{\text{вд}} = 1 - \frac{C_v \frac{k-n}{n-1} (T_2 - T_a) - T_a (S_a - S_2)}{\frac{n}{n-1} R (T_2 - T_a)}. \quad (10)$$

Так как

$$S_a - S_2 = C_v \frac{k-n}{n-1} \ln \frac{T_a}{T_2}, \quad (11)$$

$$\frac{T_2}{T_a} = \left( \frac{P_2}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (12)$$

то, подставляя эти значения в формулу (10), после преобразований получим:

$$\eta_{\text{вд}} = 1 - \frac{k-n}{n(k-1)} \left( 1 - \frac{n-1}{n} \frac{\ln \frac{P_2}{P_a}}{\left( \frac{P_2}{P_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1} \right). \quad (13)$$

Анализ формулы (13) показывает, что внутренний К.П.Д «идеального» компрессора зависит от степени повышения давления газа и показателя политропы процесса сжатия. При  $n = 1$  (изотермический процесс) внутренний К.П.Д равен 0. При  $n = k$  внутренний К.П.Д независимо от отношения  $\frac{P_2}{P_a}$  равен единице. Это говорит о том,

что только при адиабатном процессе вся работа, затраченная поршнем компрессора, превращается в работоспособность потока газа. При изотермическом процессе работоспособность равна нулю, так как этот процесс происходит при одинаковой температуре с температурой окружающей среды.

#### Выводы и направления дальнейших исследований.

Широкое применение резонансных колебаний давления газа для интенсификации поршневых компрессоров может быть достигнуто на основании углубленного изучения явлений, имеющих место в системе "всасывающий трубопровод - всасывающий клапан - цилиндр первой ступени" при периодических процессах всасывания. Представляется, что результаты дальнейшего исследования раскроют более полную картину неустановившихся процессов, возникающих в компрессоре при периодических процессах всасывания, и приведут к получению всесторонних критериев оценки действительной эффективности способа резонансной интенсификации производительности в реальных условиях эксплуатации машины. Предлагается внедрить указанный способ интенсификации на стадии проектирования поршневых воздушных компрессорных машин нового поколения для ВРУ, реализующих циклы среднего и высокого давлений [9].

**Библиографический список**

1. Бродянский В.М. Эксергетический метод и его приложения / В.М. Бродянский, В. Фраттер, К. Михалек. – М.: Энергоатомиздат. – 1988. – 288с.
2. Бэрг Д. Техническая термодинамика / Д. Бэрг. – М.: Мир. – 1977. – 507с.
3. Дегтярев В.И. Повышение эффективности пневматических установок горных предприятий / В.И. Дегтярев. – М.: Недра. – 1993. – 238 с.
4. Мурзин В.А. Исследование рабочего цикла поршневого компрессора с использованием понятия работоспособности потока газа / В.А. Мурзин // Горная электромеханика и автоматика. – Харьков: Изд-во ХГУ. – 1965. – Вып. 2. – С. 57-68.
5. Лавренченко Г.К. Основы теории резонансного наддува поршневых компрессоров / Г.К. Лавренченко, С.Г. Швец // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2006. – №1(3).- С. 31-38.
6. Рутковский Ю.А. Работа поршневого компрессора при наличии колебаний давления воздуха во всасывающем трубопроводе / Ю.А. Рутковский // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2008. – №3.- С. 85-92.
7. Рутковский Ю.А. Резонансные волновые процессы во всасывающих системах поршневых компрессоров / Ю.А. Рутковский // Технические газы. – 2010. – №2.- С. 20-29.
8. Стретт Дж.В. Теория звука / Дж.В.Стретт. – М.: Госуд. изд-во технико-теоретической лит-ры, 1955. – Том 2. – 475 с.
9. Гринь Н.П. Поршневые воздушные компрессорные машины нового поколения для ВРУ, реализующие циклы среднего и высокого давлений / Н.П. Гринь, Ю.Б. Наталуха, А.В. Смирнов // Технические газы. – 2009. – №6.- С. 26-30.

**Рекомендована к печати д.т.н., проф. Новохатским А. М.**

Статья поступила в редакцию 30.10.13

**к.т.н. Рутковский Ю. О., к.т.н. Рутковский О. Ю. (ДонДТУ, м. Алчевськ, Україна)  
 ЕКСЕРГІЯ ПОТОКУ ПРИ НАЯВНОСТІ РЕЗОНАНСНИХ КОЛИВАНЬ ТИСКУ ГАЗА В  
 УСМОКТУВАЛЬНІЙ СИСТЕМІ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА**

Наведено результати дослідження впливу резонансних явищ в усмоктувальній системі на працездатність потоку газу, що нагнітається в пневматичну мережу при резонансній інтенсифікації поршневого компресора. Ексергетичний аналіз впливу хвильових явищ на процес одержання стисненого повітря з використанням ентропійної *TS* діаграми дав можливість теоретично й практично оцінити позитивні якості розглянутого способу інтенсифікації продуктивності компресора й об'єктивно одержати критерії оцінки економічності його використання як для діючих машин, так і на стадії проектування.

**Ключові слова:** поршневий компресор, повітря, усмоктування, система, що всмоктує, коливання тиску, резонанс, ексергія, працездатність, питома робота, внутрішній К.К.Д.

**Rutkovsky U. A., Rutkovsky A. U. (DonSTU, Alchevsk, Ukraine)  
 EXERGY FLOW IN THE PRESENCE OF RESONANCE OSCILLATIONS IN THE SUCTION  
 GAS PRESSURE SYSTEM RECIPROCATING COMPRESSORS**

Results over of research of influence of the resonant phenomena are brought in the suction system on the capacity of stream of the gas forced in a pneumatic network during resonant intensification of piston compressor. Method of exergy analysis of influence of the wave phenomena on the process of receipt of the compressed air with the use of the entropy *TS* diagram gave an opportunity in and practically theory to estimate positive qualities of the examined method of intensification of the productivity of compressor and objectively to get the criteria of estimation of economy of his use both for operating machines and on the stage of planning.

**Key words:** piston compressor, air, suction, suction system, pressure fluctuations, resonance, exergy, capacity, specific work, internal efficiency.