

УДК 621.59(075.8)

Ю.А. Рутковский

Донбасский государственный технический университет, пр. Ленина, 16, г. Алчевск Луганской области, Украина, 94204
e-mail: info@dmti.edu.ua

РЕЗОНАНСНЫЕ ВОЛНОВЫЕ ПРОЦЕССЫ ВО ВСАСЫВАЮЩИХ СИСТЕМАХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Эффективным методом интенсификации поршневых компрессоров является использование резонансных колебаний давлений газа во всасывающих системах. В результате можно добиться повышения производительности компрессора до 20 % без капитальных затрат путём модернизации всасывающей системы. Несмотря на большое количество исследований, резонансные явления пока не находят широкого применения. Определены главные причины такого положения. Все они — следствие недостаточной изученности влияния газодинамических и термодинамических явлений в системе «всасывающий трубопровод — всасывающий клапан — цилиндр первой ступени» на основные показатели поршневых компрессоров. Выполненный теоретический анализ и экспериментальные исследования волновых явлений во всасывающей системе позволили сформировать рекомендации по определению оптимальных значений резонансных длин трубопроводов компрессоров с цилиндрами двойного действия в первой ступени, при которых компрессор развивает максимальную производительность. Впервые выявлены три характерные зоны всасывающей системы, оказывающие различное влияние на наполнение цилиндра газом. Одна из них, — суперрезонансная зона, — является наиболее эффективной по затратам энергии на всасывание и сжатие газа. На основании экспериментальных данных сделан вывод о значительном влиянии сопротивления всасывающих клапанов на интенсивность колебательного процесса и на значения коэффициента подачи компрессора. Показано, что только информация об амплитудной и фазовой характеристиках всасывающей системы, даёт возможность всесторонне учесть влияние резонансных колебаний давления на процесс наполнения цилиндра газом и на термодинамические процессы в самом компрессоре.

Ключевые слова: Поршневой компрессор. Воздух. Всасывание. Всасывающий трубопровод. Колебания давления. Резонанс. Амплитудная характеристика. Фазовая характеристика. Клапаны. Производительность компрессора. Зоны всасывающей системы. Индикаторная диаграмма.

Ju.A. Rutkovskiy

RESONANT WAVE PROCESSES IN SUCTION SYSTEMS OF PISTON COMPRESSORS

One of the most productive and economically well-founded method of piston compressors intensification is the use of resonant oscillations of gas pressures in suction systems which allow to raise productivity of the compressor to 20 % practically without capital expenses, by modernization of a suction system. Resonance conditions haven't yet been mach applied despite many researches. In the article the main reasons of such condition are defined. All of them are a consequence of little knowledge about the influence of gasdynamic and the thermodynamic conditions in a system «a suction pipeline — a suction valve — a first level cylinder» on the major technical parametres of piston compressors. On the basis of the theoretical analysis and experimental researches of wave conditions in a suction system practical recommendations about the definition of optimal values of compressors pipelines resonant lengths with double action cylinders in the first level at which the compressor develops maximum productivity are made. For the first time three characteristic areas of the suction system are revealed, making various impact on filling of the cylinder with gas. One of them, — superresonant area, — is the most functional according to its power consumption spent on gas suction and compression. On the basis of experimental data it is stated on consider-

able influence of suction valves resistance on intensity of an oscillating process and on the compressor volume efficiency. It is shown that only knowledge of amplitude and state characteristics of the suction system gives the opportunity to take into consideration the influence of resonant oscillations of pressure on the process of filling of the cylinder with gas and on thermodynamic processes in the compressor.

Keywords: Piston compressor. Air. Suction. Suction pipeline. Oscillations of pressure. Resonance. Amplitude characteristics. Phase characteristics. Valves. Compressor productivity. Areas of a suction system. Indicator diagram.

1. ВВЕДЕНИЕ

Резонансные колебания давления газа во всасывающих и нагнетательных системах поршневых машин издавна привлекают внимание специалистов, так как научно обоснованное использование этих колебаний позволяет повысить мощность двигателей внутреннего сгорания до 47 % [1], а производительность поршневых компрессоров — до 20-25 % [2-5].

В последнее время наблюдается повышенный интерес к этому способу интенсификации поршневых компрессоров, который получил название акустического или резонансного наддува. Заслуживает внимания стремление конструкторов уже на стадии проектирования использовать резонансный наддув для повышения производительности поршневых воздушных компрессорных машин нового поколения для ВРУ, реализующих циклы среднего и высокого давлений [6].

Эффект увеличения производительности резонансным наддувом достигается практически без капитальных и эксплуатационных затрат — подбором длины всасывающего трубопровода. Для наддува используются колебания столба газа в трубопроводе, возникающие в результате периодического всасывания. Колебания давления наблюдаются при любой длине трубопровода. Наибольшей амплитуды они достигают при так называемой резонансной длине, когда совпадают собственная частота колебания газового столба ω_0 и частота главной резонирующей гармоники ω возмущающих усилий, т.е. резонанс возможен при условии, когда

$$\omega_0 = \omega. \quad (1)$$

В настоящее время преобладает мнение, что колебания давления вредны. Недостаточная изученность влияния колебаний давления на режимы работы поршневых компрессоров приводит к конструктивным решениям по усложнению всасывающих систем с целью снижения пульсаций давления, например, путём установки буферных ёмкостей [7]. Если в нагнетательных коммуникациях компрессоров гашение пульсаций давления технически оправдано, то использование резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе для компрессоров с цилиндрами двойного действия, — а именно такие имеют преимущественное распространение, — может дать существенный вклад в увеличение производительности проектируемых и действующих поршневых компрессоров [8,9].

Однако резонансные явления пока не нашли ши-

рокого применения в компрессорных машинах. Это обусловлено следующими причинами:

- имеются значительные расхождения между теоретическими и действительными значениями резонансных длин трубопроводов, входящих в состав всасывающих систем;

- отсутствуют сведения о влиянии переменного объёма цилиндра на амплитуду и фазу резонансных колебаний давления в системе «всасывающий трубопровод — всасывающий клапан — цилиндр первой ступени», определяющих полноту наполнения цилиндра газом в процессе всасывания;

- недостаточно изучено влияние сопротивления всасывающих клапанов на интенсивность колебательного процесса и эффективность применения его для повышения производительности;

- отсутствуют количественные показатели влияния во всасывающем тракте термодинамических и газодинамических процессов на значения объёмного коэффициента, коэффициента давления и температурного коэффициента, определяющих в конечном итоге действительную производительность поршневого компрессора;

- не исследовано влияние резонансных колебаний давления на температурные режимы поршневых компрессоров с цилиндрами двойного действия в первой ступени;

- отсутствует сравнительный анализ влияния различных зон всасывающего трубопровода на режимы работы компрессора и его экономичность;

- противоречивыми и поверхностными являются сведения о поведении и режимах работы всасывающих клапанов в условиях резонансных колебаний давления во всасывающих системах [7];

- не проводились динамические и прочностные расчёты компрессоров с учётом возрастания нагрузок в первой ступени в режимах резонансных колебаний давления газа во всасывающих системах;

- отсутствуют комплексные типовые безразмерные характеристики поршневых компрессоров, которые бы устанавливали влияние переменной относительной длины всасывающего трубопровода $\bar{L}_{вс}$ на относительную производительность \bar{Q} , мощность \bar{N} , удельную мощность \bar{n} , а также температуру газа в стандартных точках нагнетания и всасывания ступени сжатия.

Наличие таких характеристик дало бы возможность изготовителям и потребителям компрессорных машин выбирать оптимальные режимы, исходя из конкретных условий эксплуатации компрессоров.

Целью данной работы является установление закономерностей между термодинамическими и газодинамическими процессами в системе «всасывающий трубопровод — всасывающий клапан — цилиндр», обусловленными резонансными колебаниями давления газа, и отражение их влияния на важнейшие технико-экономические показатели работы поршневых компрессоров. Достоверность теоретических результатов подтверждается экспериментальными данными об исследованиях компрессорной установки ЗИФ ШВКС-5 в лабораторных условиях, а также компрессоров ВП-50/8М и ВП-20/8М на стендах завода-изготовителя этих машин, компрессоров 2ВГ, 5Г-100/8, 55В, 4ВМ10-100/8 в производственных условиях Юргинского машиностроительного завода и шахт «Украина», № 10 им. Артема ПО «Луганскуголь».

2. ОПТИМАЛЬНЫЕ РЕЗОНАНСНЫЕ ДЛИНЫ ВСАСЫВАЮЩИХ ТРУБОПРОВОДОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ С ЦИЛИНДРАМИ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Определение условий наступления резонансных колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе сводится к достаточно точному расчёту частоты собственных (свободных) колебаний газа в трубопроводе и нахождению его резонансной длины. Частота собственных колебаний газа зависит от формы трубопровода, его диаметра и длины, величины и расположения ёмкостей, находящихся в установке, в том числе и переменного объёма цилиндра, присоединяемого к трубопроводу в процессе всасывания. На значение частоты собственных колебаний оказывает влияние скорость звука в газе, зависящая от плотности газа и его температуры.

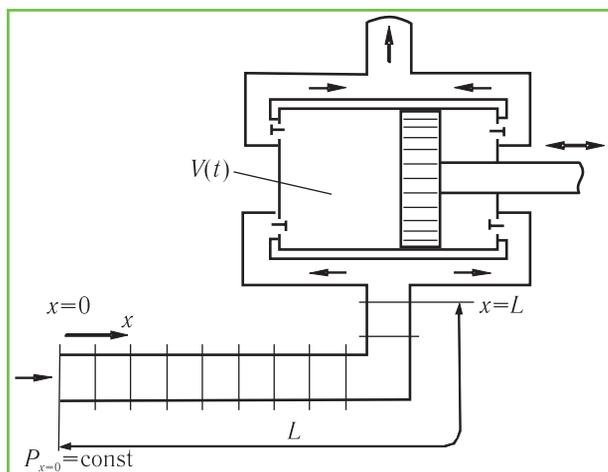


Рис. 1. Схема всасывающей системы поршневого компрессора с цилиндром двойного действия в первой ступени и переменной длиной всасывающего трубопровода

На рис. 1 приведена наиболее часто встречающаяся в практике схема всасывающей системы компрессора: к одному концу трубопровода присоединён цилиндр двойного действия, объём которого $V(t)$ перио-

дически меняется во времени, а другой конец трубопровода открыт в атмосфере.

Для такой системы резонансную длину всасывающего трубопровода рекомендуют определять исходя из уравнений, полученных В.А. Боднером [1]: с учётом среднего объёма цилиндра V_0

$$\operatorname{ctg} \frac{\omega_0}{c_{зв}} L = \frac{\omega_0 V_0}{c_{зв} S_{тр}}; \quad (2)$$

для трубы, открытой с одного конца ($V_0=0$),

$$\operatorname{ctg} \frac{\omega_0}{c_{зв}} L = 0, \quad (3)$$

где ω_0 — частота собственных колебаний столба газа во всасывающей системе, рад/с; $c_{зв}$ — скорость звука в воздухе, м/с; L — длина трубопровода, м; $S_{тр}$ — площадь сечения трубопровода, м².

Усреднение объёма цилиндра, величина которого в период всасывания изменяется от нуля до максимума, приводит к удовлетворительным значениям резонансных длин в случае, когда объём цилиндра намного меньше объёма трубопровода, настроенного на резонанс. Это имеет место для нагнетательных и всасывающих систем двигателей внутреннего сгорания, применительно к которым получены формулы (2) и (3).

Для поршневых компрессоров, как показывают вычисления, объём цилиндра соизмерим с объёмом трубопровода, настроенного на резонанс по главной гармонике. Игнорирование этого обстоятельства является одной из основных причин значительного расхождения опытных значений резонансных длин трубопровода с теоретическими, определёнными по формулам (2) и (3) [9].

Влияние переменного объёма цилиндра компрессора на собственную частоту колебаний газового столба можно определить, если будет найдена аналитическая связь между переменным объёмом цилиндра и колебаниями давления в трубопроводе. Сделаем некоторые допущения, которые, сохраняя правильность качественных зависимостей, упрощают аналитическое представление процесса. В первом приближении можно считать, что всасывающие клапаны открываются и закрываются в моменты прихода поршня в мёртвые точки. Пренебрегая сопротивлением клапана и учитывая, что размеры цилиндра малы по сравнению с длинами волн, которые могут влиять на производительность компрессора, допустим, что давление в цилиндре в каждый момент времени равно давлению в конце трубопровода. Движение газа в трубе считаем одномерным.

Исходя из этих допущений, определим теоретическое значение оптимальной резонансной длины всасывающего трубопровода поршневого компрессора с учётом изменяющегося объёма цилиндра двойного действия. Под оптимальной резонансной длиной в этом случае будем понимать такую, при которой мак-

симальное давление в волне колебательного процесса совпадает с моментом закрытия всасывающего клапана при нахождении поршня в мёртвой точке. При таких условиях производительность компрессора будет иметь наибольшее значение. Следуя В.А. Боднеру [1] и используя линеаризованные дифференциальные уравнения неустановившегося движения газа в трубопроводе с учётом сил сопротивления [4], получаем уравнение для определения частоты собственных колебаний давления газа в трубопроводе ω_0 с учётом изменяющегося объёма цилиндра [9]:

$$\frac{d^2V}{dt^2} + 2a \frac{dV}{dt} + \frac{c_{3в} S_{тр} \omega_0}{k} \operatorname{ctg} \frac{\omega_0}{c_{3в}} L = \omega_0^2 \frac{V}{k}, \quad (4)$$

где $V=f(\alpha)=\varphi(t)$ — объём цилиндра в зависимости от угла поворота кривошипа α или времени t ; a — постоянный множитель, зависящий от средней скорости в трубе u , коэффициента сопротивления λ и гидравлического радиуса сечения трубы R_r ; k — показатель адиабаты.

При известном законе движения поршня, (4) переходит в трансцендентное уравнение, корни которого находятся численными методами.

На рис. 2 приведены зависимости ω_0 от изменяющегося объёма цилиндра компрессора ВП-50/8М за время всасывания, определённые для различных длин всасывающего трубопровода, лежащих в резонансной зоне. Показано, при каких условиях наступает резонансный режим в случае, когда частота вращения вала составляет 80 рад/с.

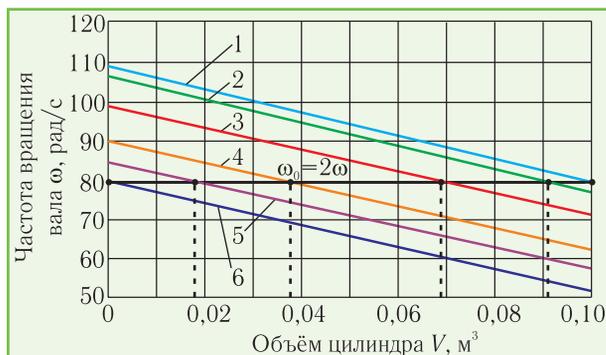


Рис. 2. Зависимость частоты собственных колебаний ω_0 всасывающей системы компрессора ВП-50/8М от изменяющегося объёма цилиндра при различных длинах всасывающего трубопровода L , м: 1 — 4,92; 2 — 5,0; 3 — 5,5; 4 — 6,0; 5 — 6,5; 6 — 7,0

Из рис. 2 видно, что изменение собственной частоты на 15 рад/с (при $L_{вс} = 5,5$ м), обусловленной ростом объёма цилиндра от $V_{\min} = 0 (\alpha_0 = 0)$ до $V_{\max} (\alpha_0 = 180^\circ)$, соответствует повышению резонансной частоты вращения на 71,5 мин⁻¹. Такое изменение существенно усложнит настройку всасывающей системы на резонанс.

Изменяющийся объём цилиндра, как следует из рис. 2, влияя на собственную частоту колебаний газового столба, определяет зону резонансных длин вса-

сывающего трубопровода. При этих длинах наблюдаются наиболее интенсивные колебания давления, обусловленные близостью к резонансу или возникновением его по второй гармонике и отличающиеся между собой фазой колебания по отношению к мёртвым точкам положения поршня, как это видно из рис. 3. Одна из них, как указано выше, является оптимальной, когда максимум давления в волновом процессе совпадает по фазе с моментом закрытия всасывающего клапана в конце всасывания.

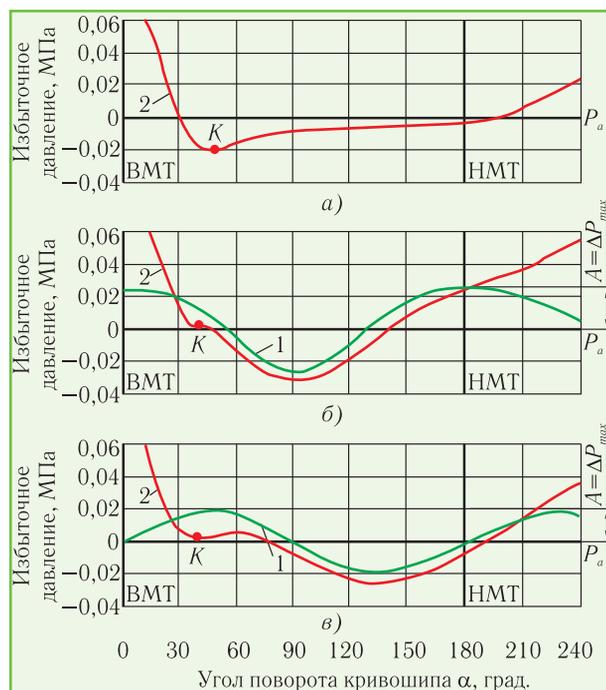


Рис. 3. Циклограммы резонансных колебаний давления воздуха во всасывающей трубке (1) и индикаторные диаграммы 1-ой ступени компрессора ВП-50/8М (2), развёрнутые по углу поворота кривошипа при различных значениях относительной длины всасывающего трубопровода $L_{вс}$: а — 0; б — 1; в — 1,15

Определим теоретическое значение оптимальной резонансной длины всасывающего трубопровода для поршневых компрессоров с цилиндром двойного действия в первой ступени с учётом его изменяющегося объёма в период всасывания. Для таких компрессоров главной является вторая гармоника возмущающего импульса, т.е. резонанс возможен при условии:

$$\omega_0 = 2\omega, \quad (5)$$

где $\omega = \pi n / 30$ — угловая скорость вращения вала компрессора, рад/с; n — частота вращения вала компрессора, мин⁻¹.

Подставив численные значения в уравнение (4) коэффициентов при $\alpha = 180^\circ$ (момент закрытия клапанов) и, используя равенство (5), получим выражение для определения оптимальной резонансной длины всасывающего трубопровода:

$$L_{\text{рез.опт}} = \frac{c_{\text{зв}}}{2\omega} \operatorname{arctg} 2,24 \frac{\omega V_{\text{ц}}}{c_{\text{зв}} S_{\text{тр}}}, \quad (6)$$

где $V_{\text{ц}}$ — полный объём цилиндра, м³.

После разложения обратной тригонометрической функции в ряд и учёта первых членов ряда из формулы (6) найдём:

$$L_{\text{рез.опт}} = 7,5 \frac{c_{\text{зв}}}{n} - 2,24 \left(\frac{D_1}{d_{\text{тр}}} \right)^2 R, \quad (7)$$

где n — частота вращения вала компрессора, мин⁻¹; D_1 — диаметр цилиндра первой ступени, м; $d_{\text{тр}}$ — диаметр всасывающего трубопровода, м; R — радиус кривошипа, м.

В таблице приведены значения длины действительных оптимальных резонансных всасывающих трубопроводов испытанных компрессоров и их расчётных величин, определённых по формулам (2), (3) и (7).

Поскольку испытанные компрессоры оснащены нерегулируемым приводом, то фактические резонансные длины определялись экспериментально путём постепенного удлинения всасывающего трубопровода от нуля до $L_{\text{вс}} \gg L_{\text{рез}}$ отрезками труб длиной 0,25...0,5 м.

Из таблицы видно, что наименьшее расхождение даёт формула (7). Относительная ошибка расчётных значений в 3-5 раз меньше, чем в случае использования формулы (2), и в 6-10 раз меньше, чем следует из формулы (3).

Из анализа данных, приведённых в таблице, следует, что при установке трубопровода с длинами, определёнными по формулам (2) и (3), всасывающая система находится далеко от резонансного режима. В этом заключается, на наш взгляд, одна из причин, почему резонансный наддув, как способ интенсификации поршневых компрессоров, не нашёл широкого практического применения.

Для количественной оценки влияния колебаний давления газа во всасывающей системе на основные технические и энергетические характеристики поршневых компрессоров с цилиндрами двойного действия в первой ступени введём безразмерный показатель, определяющий зону длин всасывающего трубопровода. Таким показателем является относительная длина всасывающего трубопровода $\bar{L}_{\text{вс}}$, которая определяется как

$$\bar{L}_{\text{вс}} = L_{\text{вс}} / L_{\text{рез.опт}}, \quad (8)$$

где $L_{\text{вс}}$ — длина всасывающего трубопровода, м; $L_{\text{рез.опт}}$ — оптимальная резонансная длина всасывающего трубопровода, при которой компрессор развивает максимальную производительность, м.

Значения $L_{\text{рез.опт}}$ находятся опытным путём или по формуле (7).

Принимая во внимание введённый показатель $\bar{L}_{\text{вс}}$, классифицируем основные режимы работы компрессора со всасывающим трубопроводом. При $\bar{L}_{\text{вс}} < 0,9$ всасывающий трубопровод будет находиться в дорезонансной зоне. Диапазон длин в пределах $\bar{L}_{\text{вс}} = 0,9...1,15$ определяет резонансную зону. При $\bar{L}_{\text{вс}} > 1,15$ трубопровод следует отнести к зарезонансной зоне. Каждая зона имеет свои особенности влияния на термодинамические процессы в системе «всасывающий трубопровод — всасывающий клапан — цилиндр», возникающие при наличии резонансных колебаний давления во всасывающей системе

Рассмотрим качественную и количественную стороны этих особенностей.

3. ЦИКЛОГРАММЫ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА И ИНДИКАТОРНЫЕ ДИАГРАММЫ ПРОЦЕССОВ ВСАСЫВАНИЯ

Сущность процессов в системе «всасывающий трубопровод — всасывающий клапан — цилиндр» при резонансных явлениях хорошо поясняются сопоставлением циклограмм колебания давления воздуха во всасывающем патрубке с кривыми изменения давления в цилиндре при всасывании, снятыми в дорезонансном, резонансном и зарезонансном режимах работы компрессоров ВП-50/8М, ВП-20/8М, ЗИФ ШВКС-5 с кольцевыми, прямоочными и тарельчатыми клапанами.

Экспериментальные кривые, представленные на рис. 3, получены с помощью пневмоэлектрического индикатора МАИ-2. Его преимущество перед другими индикаторами состоит в том, что благодаря безынерционности и стробоскопическому эффекту, используемому в датчиках давления, индикаторные диаграммы представляют усреднённые за множество циклов значения давлений. Поэтому достоверность таких данных

Сравнение действительных и расчётных значений длины резонансных трубопроводов

Тип компрессора	Частота вращения вала, мин ⁻¹	Диаметр цилиндра I-ой ступени, мм	Диаметр всасывающего трубопровода, мм	Фактическая резонансная длина, м	Расчётная резонансная длина, м		
					по формуле (7)	по формуле (2)	по формуле (3)
ВП-20/8М	500	380	200	3,8	4,1	4,7	5,2
ВП-50/8М	375	660	250	4,1	4,8	6,3	6,9
5Г-100/8	187	880	350	10,7	10,2	12,0	14,0
2ВГ	167	900	400	11,7	12,2	14,0	15,4
55В	167	900	350	11,0	11,4	13,6	15,4
4ВМ10-100/8	500	620	300	2,7	2,8	4,13	5,2

Примечание: При испытаниях оппозитного компрессора 4ВМ10-100/8 к каждому цилиндру первой ступени присоединялся индивидуальный всасывающий трубопровод без буферной ёмкости [9].

весьма значительна.

На рис. 3 представлены результаты измерений избыточных давлений во всасывающих патрубках и цилиндре компрессора ВП-50/8М. Использовались прямооточные клапаны типа ПИК.

Из рис. 3 видно, что при работе с коротким всасывающим трубопроводом $\bar{L}_{вс} \ll 1$ (рис. 3,а) давление воздуха в цилиндре 1-ой ступени в конце всасывания ($\alpha=180^\circ$) меньше атмосферного. Поэтому потери при всасывании, характеризуемые величиной площади под линией атмосферного давления, целиком определяются сопротивлением клапанов, так как колебательные процессы практически отсутствуют.

На диаграмме резонансного режима работы (рис. 3,б) видна кривая колебания давления во всасывающем патрубке, имеющая вид синусоиды с периодом, равным 1/2 оборота вала компрессора. Амплитуда колебания $A=\Delta P_{\max}$ составляет 0,27 кгс/см² (26487 Па). Наибольшее положительное давление совпадает с моментами прихода поршня в верхние и нижние мёртвые точки (ВМТ и НМТ).

Изменение давления воздуха перед клапанами цилиндра 1-ой ступени при резонансе второй гармоники может быть представлено в виде:

$$P=P_a+Asin(2\alpha+90^\circ), \quad (9)$$

где P_a — давление атмосферного воздуха, Па; A — амплитуда колебания давления во всасывающем трубопроводе, Па; α — угол поворота кривошипа.

Распространяясь из патрубка в полость цилиндра, переменное давление полностью меняет вид линии всасывания. Клапаны преимущественно открываются при давлении несколько выше атмосферного (точки К на рис. 3). В конце процесса всасывания давление повышается и, следовательно, увеличивается плотность газа и массовая производительность компрессора. Вместе с тем, увеличиваются затраты мощности при всасывании.

Индикаторная диаграмма (рис. 3,в) показывает, что в случае отклонения длины всасывающего трубопровода от оптимальной резонансной длины в сторону увеличения наблюдается сдвиг фазы колебания, при котором повышение давления в патрубке цилиндра происходит после прихода поршня в мёртвую точку. Изменение давления воздуха перед клапанами 1-ой ступени в этом случае отвечает зависимости:

$$P=P_a+Asin2\alpha. \quad (10)$$

На первый взгляд, колебание давления в виде, соответствующем рис. 3,в, не должно привести к повышению производительности компрессора, так как при положении поршня в мёртвой точке давление в цилиндре близко к номинальному во всасывающем патрубке. Но так было бы, если клапаны закрывались бы в мёртвых точках принудительно. Самодействующие всасывающие клапаны при таком характере изменения давления перед ними не могут закрыться в моменты прихода поршня в мёртвые точки из-за на-

растающего фронта волны давления в патрубке цилиндра. Поэтому наполнение цилиндра газом продолжается при обратном движении поршня.

Это отчётливо видно из рис. 4, на котором в ΔP - α -координатах представлены индикаторные диаграммы процессов всасывания в цилиндре 1-ой ступени компрессора ВП-50/8М в случае различных зон всасывающего трубопровода. Кривые 2 и 3 резко отличаются от характерной кривой 1, соответствующей отключённому трубопроводу. Они отражают влияние резонансных колебаний на процесс всасывания при оптимальной резонансной длине всасывающего трубопровода (кривая 2) и при резонансной длине со сдвигом фазы, соответствующей $\bar{L}_{вс} > 1$ (кривая 3).

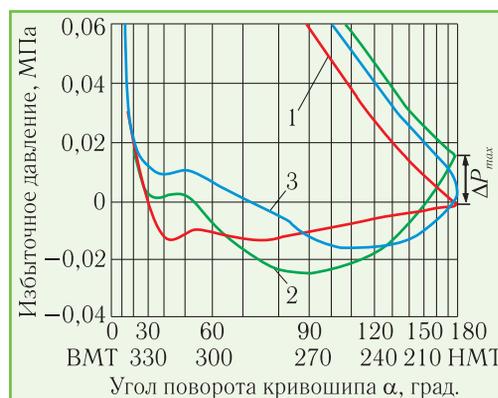


Рис. 4. Индикаторные диаграммы процессов всасывания 1-ой ступени компрессора ВП-50/8М для трёх зон всасывающего трубопровода: 1 — дорезонансная зона ($\bar{L}_{вс} \ll 1$); 2 — резонансная зона ($\bar{L}_{вс} = 1$); 3 — зарезонансная зона ($\bar{L}_{вс} = 1,2$)

Из поведения кривой 3 видно, что процесс наполнения цилиндра газом при обратном движении поршня, когда всасывающие клапаны ещё открыты, по времени длится не более 1/4 периода волны колебания давления, равного, при резонансе по второй гармонике, времени 1/2 оборота коленчатого вала. Для компрессора ВП-50/8М с частотой вращения коленчатого вала $n=375 \text{ мин}^{-1}$ время наполнения цилиндра газом при обратном движении поршня составляет не более 0,02 с. Кривая 3 приобретает характерный для этого случая закруглённый для конца всасывания и начала сжатия вид. Момент закрытия всасывающего клапана, с учётом его сопротивления, происходит с запаздыванием на 35-45° угла поворота вала от мёртвой точки. В связи с этим явлением можно полагать, что режим работы клапанов в этом случае будет наиболее оптимальным, так как фронт повышения давления перед клапаном, подобно «воздушной подушке», будет противодействовать силам давления, действующим со стороны цилиндра, и сила удара клапанной пластины об ограничитель сведётся к минимальному значению.

Этот вывод требует экспериментальной проверки, как и тот факт, что работа компрессора со всасы-

вающим трубопроводом, лежащим в зарезонансной зоне ($\bar{L}_{вс} = 1,1 \dots 1,2$) будет характеризоваться не только повышенной производительностью, но и более надёжной и долговечной работой всасывающих клапанов. Следует также отметить, что открытие всасывающих клапанов здесь происходит при давлении выше номинального (клапаны прямоточные), что не может не отразиться на уменьшении удельной мощности при работе компрессора в зарезонансной зоне длины всасывающего трубопровода. Этот факт нашёл опытное подтверждение при испытании всех исследованных компрессоров, упомянутых выше [10,11].

Таким образом, определение значений оптимальных резонансных длин всасывающих трубопроводов с достаточной для практики точностью, является необходимым, но ещё недостаточным условием оценки реального влияния резонансных колебаний давления газа на режимы работы поршневых компрессоров с цилиндрами двойного действия в 1-ой ступени.

4. АМПЛИТУДНО-ФАЗОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВСАСЫВАЮЩИХ ТРУБОПРОВОДОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Эффект повышения производительности поршневого компрессора за счёт резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе будет зависеть от трёх факторов: амплитуды колебания давления, её фазы по отношению к мёртвым точкам положения поршня и сопротивления всасывающих клапанов.

Рассмотрим эти факторы отдельно. На рис. 5,а представлены циклограммы пульсации давления воздуха во всасывающих патрубках компрессоров ЗИФ ШВКС-5 (тарельчатые клапаны), ВП-20/8М (кольцевые клапаны) и ВП-50/8М (прямоточные клапаны) при оптимальной резонансной длине ($\bar{L}_{вс} = 1$). Циклограммы получены при одинаковом значении отношения площади поршня F_n к площади поперечного сечения трубопровода $S_{тр}$, равном 4. Они отражают влияние главной резонирующей гармоники ($m=2$), имеют синусоидальный характер независимо от конструкции и сопротивления всасывающих клапанов. В них максимум повышения давления совпадает по фазе с моментами прихода поршня в мёртвые точки. На рис. 5,б изображена циклограмма пульсации давления во всасывающем патрубке 1-ой ступени компрессора ВП-50/8М, которая была получена при $\bar{L}_{вс} = 1,15$. Она тоже должна быть отнесена к резонансной зоне, поскольку имеет амплитуду колебания, равную амплитуде как и в первом случае, но со сдвигом фазы максимума давления на 45° относительно мёртвых точек.

Для количественной оценки интенсивности резонансных колебаний давления во всасывающей системе и их влияния на термодинамические процессы в поршневом компрессоре используем безразмерный показатель, который будет определять, насколько абсолютное максимальное давление во всасывающем патрубке 1-ой ступени P_1 , обусловленное резонансными колебаниями давления газа, больше номинального абсолютного давления P_a , принимаемого равным

атмосферному давлению. Назовём эту величину степенью повышения давления во всасывающем трубопроводе $\epsilon_{тр}$ и будем определять её по формуле:

$$\epsilon_{тр} = P_1/P_a = (P_a + A)/P_a = 1 + A/P_a, \quad (11)$$

где A — амплитуда колебания давления, получаемая из циклограмм, снятых в процессе испытания компрессора, Па.

На рис. 6 показаны экспериментальные зависимости степени повышения давления в трубопроводе $\epsilon_{тр}$ от относительной длины всасывающего трубопровода $\bar{L}_{вс}$ для разных типов компрессоров с различными конструкциями и обладающими разным сопротивлением всасывающих клапанов. Кривые, огибающие экспериментальные точки, получены путём математической обработки опытных данных методом наименьших квадратов [12].

Как видно из рис. 6, кривые 1, представляющие собой амплитудные характеристики компрессоров $\epsilon_{тр} = f(\bar{L}_{вс})$, подобны кривым Гаусса. Корреляционные показатели близки к единице, что свидетельствует о сильной связи между экспериментальными данными и модульными кривыми. Относительная погрешность составляет 0,9 %. На основании выполненного анализа получены эмпирические экспоненциальные зависимости степени повышения давления во всасыва-

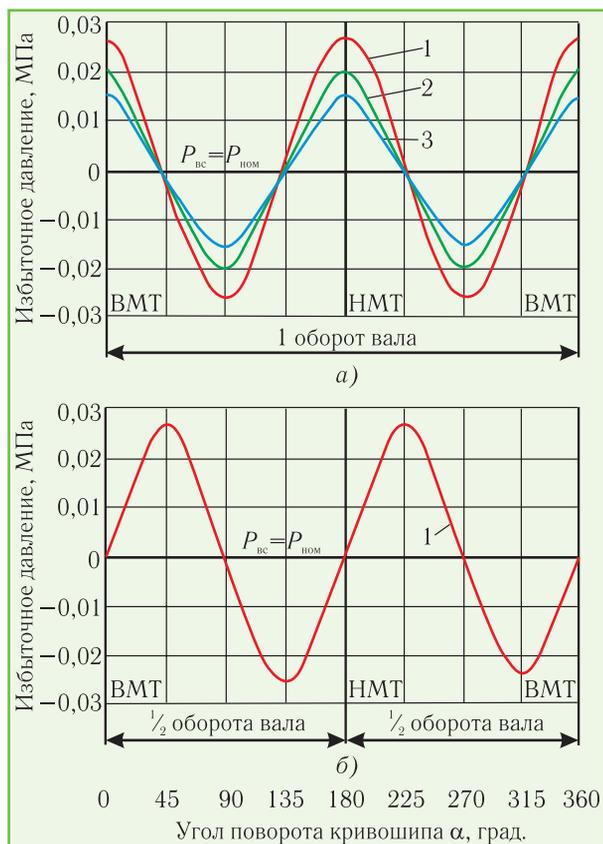


Рис. 5. Циклограммы пульсации давления воздуха во всасывающих патрубках 1-ой ступени компрессоров ВП-50/8М (1), ВП-20/8М (2) и ЗИФ ШВКС-5 (3) при различной длине всасывающего трубопровода: а — оптимальная относительная резонансная длина $\bar{L}_{вс} = 1$; б — относительная длина $\bar{L}_{вс} = 1,2$

ющем трубопроводе от его относительной длины при различных по конструкции всасывающих клапанов:

а) тарельчатые клапаны

$$\varepsilon_{тр} = 1 + 0,162 \exp[-13,6(\bar{L}_{вс} - 1)^2]; \quad (12)$$

б) кольцевые клапаны

$$\varepsilon_{тр} = 1 + 0,204 \exp[-9,4(\bar{L}_{вс} - 1)^2]; \quad (13)$$

в) прямоточные клапаны

$$\varepsilon_{тр} = 1 + 0,247 \exp[-5,4(\bar{L}_{вс} - 1)^2]. \quad (14)$$

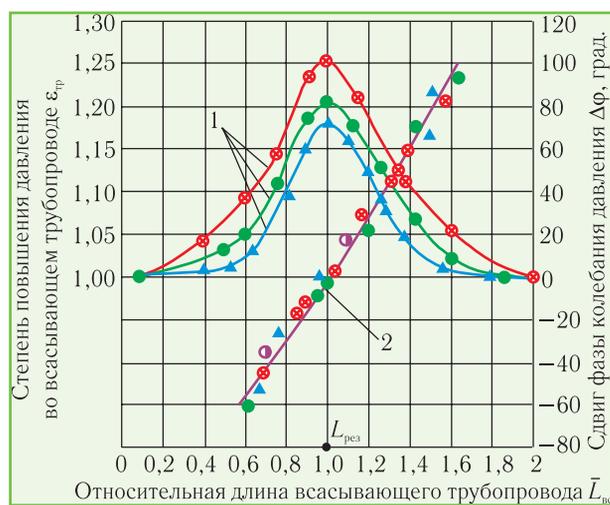


Рис. 6. Амплитудные (1) и фазовые (2) характеристики всасывающих трубопроводов поршневых компрессоров: красным обозначен компрессор ВП-50/8М ($n=375 \text{ мин}^{-1}$) с прямоточными клапанами; зелёным — компрессор ВП-20/8М ($n=500 \text{ мин}^{-1}$) с кольцевыми клапанами; голубым — компрессор ЗИФ ШВКС-5 ($n=960 \text{ мин}^{-1}$) с тарельчатыми клапанами; сиреневым — компрессор ВП-50/8М ($n=375 \text{ мин}^{-1}$) с кольцевыми клапанами

В первом приближении формулы (12)-(14) могут быть использованы для количественной оценки влияния резонансных по второй гармонике колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе на термодинамические процессы в компрессоре, определяющие значения коэффициентов λ_0 , λ_p , λ_t и, в итоге, коэффициента подачи λ . Это позволяет находить действительную производительность и индикаторную мощность компрессора [10].

Вторым важным фактором, влияющим на эффективность использования резонансных колебаний для повышения производительности, после амплитуды, является фаза наступления максимального давления по отношению к положению поршня в цилиндре и моменту закрытия всасывающего клапана. Выше было показано (см. рисунки 3 и 4), что сдвиг фазы колебания $\Delta\phi$ положительно влияет на процесс всасывания газа в цилиндр.

Выявленные в результате проведённых исследо-

ваний особенности наполнения цилиндра газом в резонансной области объясняют, почему резонансная зона у поршневых компрессоров с цилиндром двойного действия в 1-ой ступени довольно широка. Вызвано это тем, что при изменении длины трубопровода от резонансной на 20 % прирост производительности снижается лишь наполовину, независимо от частоты вращения коленчатого вала [10,11].

Графической иллюстрацией зависимости сдвига фазы колебания давления $\Delta\phi$ во всасывающем трубопроводе от его относительной длины $\bar{L}_{вс}$ (отношение $L_{вс}/L_{рез}$ эквивалентно отношению частот $\omega_0/\omega_{рез}$) могут служить «фазовые кривые резонанса». Такой термин применяется для характеристики подобных явлений, встречающихся в электромагнитных колебаниях [13]. По отношению к поршневым компрессорам эти зависимости можно назвать фазовыми характеристиками всасывающей системы.

В виду важности влияния фазы колебания давления на процесс наполнения цилиндра газом и на затраты энергии при всасывании, дадим оценку факторам, влияющим на изменение фазы при переходе всасывающей системы из дорезонансной зоны в зарезонансную.

Из теории вынужденных колебаний следует, что интенсивность сдвига фазы колебаний при переходе любой системы через резонанс обуславливается коэффициентом затухания системы: чем меньше коэффициент затухания, тем интенсивнее сдвиг фазы при одинаковом отклонении от резонанса [14]. Эта закономерность проявилась при испытании компрессоров ЗИФ ШВКС-5, ВП-50/8М и ВП-20/8М.

Несмотря на то, что аналитическая связь коэффициента затухания с величинами, характеризующими сопротивление всасывающей системы компрессора при движении газа в ней, не установлена, в данной работе сделана попытка определить коэффициент затухания всасывающих трубопроводов испытанных компрессоров экспериментально, путём сравнения сдвига фазы колебаний при переходе через резонанс с универсальными зависимостями с известными значениями коэффициента затухания [14]. На рис. 6 изображены экспериментальные фазовые характеристики всасывающих трубопроводов компрессоров ВП-50/8М, ВП-20/8М и компрессора ЗИФ ШВКС-5, полученные путём обработки осциллограмм колебаний давления, записанных индикатором МАИ-2. Сравнение показало, что коэффициент затухания всасывающего трубопровода компрессора ЗИФ ШВКС-5 оказался равным 1,43, а у компрессора ВП-50/8М — 3,5. Различие в значениях коэффициентов затухания, однако, не повлияло на величину сдвига фазы и, как видно из рис. 6, интенсивность сдвига определяется изменением относительной длины всасывающего трубопровода.

График 2 рис. 6 интересен тем, что экспериментальные точки, полученные для всасывающего трубопровода компрессора ВП-50/8М при различном сопротивлении всасывающих клапанов, ложатся на одну прямую. Это позволяет сделать вывод, что вели-

чина коэффициента затухания всасывающего трубопровода не зависит от сопротивления клапанов. Такое заключение становится очевидным, если учесть, что коэффициент затухания определяется по декременту затухающих колебаний, т.е. тогда, когда клапаны закрыты.

Как видно из рис. 6, связь между сдвигом максимального давления в волне колебательного процесса, настроенного на резонанс по главной гармонике ($m=2$), и относительной длиной всасывающего трубопровода $\bar{L}_{вс}$ при переходе системы через резонанс носит линейный характер, независящий от частоты вращения вала компрессора, конструкции и сопротивления всасывающих клапанов. Данный факт указывает на универсальность фазовых характеристик, которые можно использовать для анализа волновых явлений во всасывающих системах поршневых компрессоров с цилиндром двойного действия в первой ступени независимо от типа и конструкции компрессора.

Таким образом, можно сделать общий вывод, что только совокупность двух резонансных зависимостей, — амплитудной и фазовой, — даёт возможность полностью оценить характер колебаний давления газа во всасывающей системе и их влияние на термодинамические процессы в цилиндре при всасывании и сжатии газа.

5. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ВСАСЫВАЕМОГО ГАЗА НА РЕЗОНАНСНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ДАВЛЕНИЯ ВО ВСАСЫВАЮЩЕЙ СИСТЕМЕ

Для компрессоров с цилиндрами двойного действия в первой ступени важно оценить влияние температуры всасываемого газа на условия наступления резонансных колебаний давления во всасывающей системе по главной гармонике ($m=2$) возмущающих импульсов. В том случае, если изменение температуры может заметно сместить резонансную зону, возникает необходимость в регулировании всасывающей системы. Настройку всасывающего тракта на максимальное давление, совпадающее по фазе с моментом нахождения поршня в мёртвых точках, можно проводить, например, посредством использования двух резонаторов переменного объёма [2,8].

Влияние температуры отражается на скорости распространения звуковых волн. Для воздуха связь между этими параметрами имеет вид:

$$c_{зв} = \sqrt{kRT}, \quad (15)$$

где $k=1,41$ — показатель адиабаты для воздуха; R — газовая постоянная для воздуха, равная 287 Дж/кг·град; T — абсолютная температура, К.

Из формулы (15) следует, что скорость звука и, следовательно, условие резонанса в трубах не зависят от давления воздуха. Последнее обстоятельство объясняется тем, что на скорость звука одновременно влияют два фактора: давление и плотность воздуха. В случае увеличения давления увеличивается и плот-

ность, а их отношение остаётся примерно без изменения [14].

Оценим влияние температуры воздуха на резонансные длины всасывающих трубопроводов для трёх типов компрессоров: ЗИФ ШВКС-5 ($n=960 \text{ мин}^{-1}$), ВП-50/8М ($n=375 \text{ мин}^{-1}$) и ВП-20/8М ($n=500 \text{ мин}^{-1}$). Изменение резонансной длины определим для интервала изменения температур в пределах от +30 до $-30 \text{ }^\circ\text{C}$. В расчётах используем выражение (7).

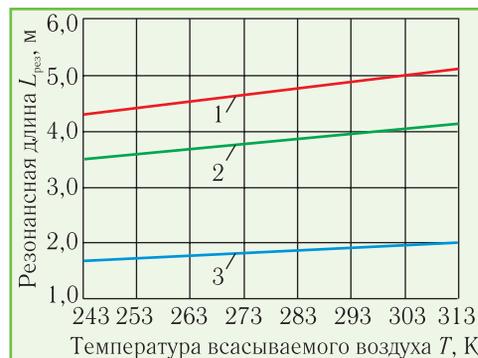


Рис. 7. Резонансная длина всасывающего трубопровода в зависимости от температуры всасываемого воздуха в компрессорах:
1 — ВП-50/8М; 2 — ВП-20/8М;
3 — компрессор ЗИФ ШВКС-5

Из рис. 7 видно, что резонансная длина трубопровода $L_{рез}$ при повышении температуры всасываемого воздуха от -30 до $+30 \text{ }^\circ\text{C}$ изменяется по линейному закону. Её увеличение составляет 15 % от первоначальной длины, определённой для $T=273 \text{ К}$, независимо от частоты вращения вала компрессора.

При постоянной длине всасывающего трубопровода изменение температуры газа отразится на изменении частоты ω_0 собственных колебаний давления газа в трубе. Это обстоятельство может нарушить условие резонанса, т.е. равенство $\omega_0=2\omega$. Вследствие этого, всасывающая система, первоначально настроенная на резонанс с учётом определённой температуры, при её изменении может оказаться как в дорезонансной зоне (при повышении температуры), так и в зарезонансной (при её понижении). С практической стороны при расчёте всасывающей системы на максимальное использование колебаний давления газа для интенсификации поршневого компрессора следует ориентироваться на летнюю температуру. При таком подходе сезонное снижение температуры всасываемого воздуха будет автоматически переводить всасывающую систему в зарезонансную зону. При работе в этой зоне, как показано выше, из-за благоприятного сдвига фазы колебания давления будет происходить наполнение цилиндра газом при обратном движении поршня с одновременным снижением затрат энергии на всасывание и удельных затрат на сжатие газа в целом.

6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Широкое использование резонансных колебаний

давления газа для интенсификации поршневых компрессоров не может быть реализовано без глубокого проникновения в сущность явлений, возникающих в системе «всасывающий трубопровод — всасывающий клапан — цилиндр первой ступени» при периодических процессах всасывания.

На основании результатов исследований представляется возможным дальнейшее изучение термодинамических процессов в компрессоре и получение, в конечном итоге, типовых безразмерных характеристик поршневых компрессоров, устанавливающих зависимости значений относительных производительности, мощности и удельной мощности от главного параметра всасывающей системы — относительной длины всасывающего трубопровода $\bar{L}_{вс}$. Наличие таких характеристик предоставит широкие возможности производителям и потребителям компрессорной техники самим определять необходимый режим работы компрессора, исходя из конкретных условий эксплуатации его на производстве. Тем самым, появятся реальные условия расширения масштаба использования резонансных колебаний давления газа во всасывающих системах и перевода резонансного наддува из категории незаслуженно забытого, как справедливо указывают авторы статьи [2], в перспективный и весьма эффективный способ интенсификации поршневых компрессоров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Боднер В.А. Повышение мощности двигателей внутреннего сгорания// Дизелестроение. — 1939. — № 9. — С. 17-22; № 10-11. — С. 29-30.
2. Лавренченко Г.К., Швец С.Г. Основы теории резонансного наддува поршневых компрессоров// Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2006. — № 1(3). — С. 31-38.
3. Хачатурян С.А. Резонансный наддув поршневых компрессоров. — М.: Изд-во ЦИТЭИН (филиал ВИНТИ АН СССР), 1958. — 12 с.
4. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. — М.: Недра, 1975. — 296 с.
5. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. — Л.: Машиностроение, 1969. — 744 с.
6. Гринь Н.П., Наталуха Ю.Б., Смирнов А.В. Поршневые воздушные компрессорные машины нового поколения для ВРУ, реализующих циклы среднего и высокого давлений// Технические газы. — 2009. — № 6. — С. 26-30.
7. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах/ Ю.А. Видякин, Т.Ф. Кондратьева, Ф.П. Петрова и др. — Л.: Машиностроение, 1972. — 224 с.
8. Алексеев В.В., Горбанев В.И. Теоретические исследования резонансного наддува поршневых компрессоров/ Известия ВУЗов. Геология и разведка. — 1972. — № 2. — С. 166-173.
9. Рутковский Ю.А. Использование резонансного наддува для повышения эффективности поршневых компрессоров// Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2008. — № 2. — С. 87-92.
10. Гогин Ю.Н., Рутковский Ю.А., Усачёв М.Г. Оптимальные режимы работы поршневых компрессоров// Вестник машиностроения. — 1967. — № 11. — С. 47-50.
11. Рутковский Ю.А. Повышение эффективности поршневых компрессоров путем использования акустического наддува// Промышленная энергетика. — 1984. — № 5. — С. 43-45.
12. Дунин-Барковский И.В., Смирнов Н.В. Теория вероятностей и математическая статистика в технике. — М.: Гос. изд-во технико-теоретической лит-ры, 1955. — 556 с.
13. Хайкин С.Э. Электромагнитные колебания и волны. — М.: Энергия, 1964. — 209 с.
14. Поль Р.В. Механика, акустика и учение о теплоте. — М.: Гос. изд-во технико-теоретической лит-ры, 1957. — 469 с.



ВНИМАНИЮ РУКОВОДИТЕЛЕЙ ПРЕДПРИЯТИЙ, ВЫПУСКНИКОВ ТЕХНИКУМОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ КОЛЛЕДЖЕЙ!



- получение высшего образования без отрыва от производства за 4 года;
- зачисление без экзаменов сразу на 3-ий курс Одесской государственной академии холода по направлению Украинской ассоциации производителей технических газов «УА-СИГМА»;
- специальность — 7.090507 «Криогенная техника и технология»;
- форма обучения — заочная контрактная;
- завершение учебы — защитой дипломного проекта;
- диплом Министерства образования и науки Украины признается в странах СНГ.

Условия приёма по контактному тел./факсу: +38 (048) 777-00-87