

*к.т.н. Рутковский Ю. А.
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина, gem2007@mail.ru)*

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ И ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ В УСЛОВИЯХ РЕЗОНАНСНЫХ ЯВЛЕНИЙ ВО ВСАСЫВАЮЩИХ СИСТЕМАХ

Розглянуто термодинамічні й газодинамічні процеси в поршневих компресорах із циліндрами двосторонньої дії, що проявляються в умовах резонансних явищ в усмоктувальній системі. Наведено експериментальні температурні характеристики поршневих компресорів, що відбивають вплив резонансних коливань тиску на температурні режими машин. Робиться висновок про доцільність одержання таких характеристик при випробуванні компресорів на стендах виготовлювачів і включення цих залежностей у технічні паспорти машин, як це робиться стосовно до машин динамічної дії. Подібні характеристики дозволяють споживачам компресорних машин вибрати найбільш оптимальний режим, виходячи з конкретних умов експлуатації компресора.

Ключові слова: поршневий компресор, коливання тиску, резонанс, термодинаміка процесів, теплові коефіцієнти, температурні характеристики.

Рассмотрены термодинамические и газодинамические процессы в поршневых компрессорах с цилиндрами двухстороннего действия, проявляющиеся в условиях резонансных явлений во всасывающей системе. Приведены экспериментальные температурные характеристики поршневых компрессоров, отражающие влияние резонансных колебаний давления на температурные режимы машин. Делается вывод о целесообразности получения таких характеристик при испытании компрессоров на стендах заводов-изготовителей и включении этих зависимостей в технические паспорта машин, как это делается применительно к машинам динамического действия. Подобные характеристики позволяют потребителям компрессорных машин выбрать наиболее оптимальный режим, исходя из конкретных условий эксплуатации компрессора.

Ключевые слова: поршневой компрессор, колебания давления, резонанс, термодинамика процессов, тепловые коэффициенты, температурные характеристики.

В работах [1-4] неоднократно обращалось внимание на опытные факты, свидетельствующие об ухудшении температурного режима

поршневых компрессоров с цилиндрами двухстороннего действия при резонансе колебаний давления газа по второй гармонике возмущающих импульсов. При этом максимум давления совпадает с моментами прихода поршня в м.т, и это обстоятельство отражается на увеличении производительности компрессора [3,8]. Вместе с тем, экспериментальными исследованиями на компрессорах ЗИФ ШВКС – 5, ВП – 50/8М, ВП – 20/8М, 2ВГ, проведенных в лабораторных условиях, на испытательных стендах Краснодарского компрессорного завода [4] и производственных условиях, установлено, что наибольшее ухудшение температурного режима претерпевает первая ступень компрессора. При установке всасывающего трубопровода длиной, равной резонансной ($L_{вс} = L_{рез}$), имеет место наибольшее повышение температуры воздуха, выходящего из первой ступени, по сравнению с режимом с отключенным всасывающим трубопроводом [2,4]. Это обстоятельство, несмотря на положительные качества резонансного (акустического) наддува (не требует капитальных затрат, повышается производительность до 20%), может ограничить область использования резонансного наддува, так как системы охлаждения компрессоров, особенно в летнее время года, недостаточно эффективны, и температура воздуха при нагнетании его из цилиндра первой ступени может достигнуть предельного значения, при котором компрессор следует остановить.

Из сказанного выше следует, что возрастание температуры воздуха в цилиндре первой ступени связано с проявлением сложных газодинамических и термодинамических процессов, имеющих место в системе «всасывающий трубопровод – всасывающий клапан – цилиндр», в которых доминирующую роль играют резонансные колебания давления, влияющие на параметры воздуха в процессе поступления его в цилиндр при всасывании.

Основной задачей исследования является установление причинной связи между интенсивностью колебаний давления во всасывающей системе поршневого компрессора и термодинамическими параметрами сжимаемого газа в цилиндре, и прежде всего температуры, которые в значительной мере отражаются на эффективности резонансного наддува и безопасности использования его в реальных условиях эксплуатации компрессорных машин.

Во время процесса всасывания температура газа, поступающего в цилиндр, повышается, что вызывает уменьшение плотности газа и, следовательно, приводит к уменьшению массовой производительности компрессора. Влияние повышения температуры всасываемого газа на уменьшении производительности учитывается коэффициентом, который в одних работах [5] называется тепловым коэффициентом, в более поздних работах [7] – коэффициентом подогрева. Несмотря на различия

в терминологии, сущность понятия этого коэффициента остается одной и той же. В работе [5] указывается, что величина теплового коэффициента λ_t зависит от двух обстоятельств: подвода к газу тепла (ΔQ_{BC}) во время всасывания от горячих поверхностей цилиндра и от затраты работы (ΔL_{BC}) на проталкивание газа через всасывающий клапан, которая к моменту выравнивания давлений по обе стороны клапана полностью переходит в тепло и передается всасываемому газу. Повышение температуры газа, поступившего в цилиндр во время всасывания, определяется пропорционально энергии, подводимой к газу ($\Delta Q_{BC} + \Delta L_{BC}$). В работе [6] указывается третья причина изменения температуры газа при всасывании – это смешение газа, поступающего в цилиндр при всасывании, с газом, оставшемся во вредном пространстве, который может иметь температуру в конце расширения, отличную от температуры в С.Т.В., как выше, так и ниже её. В дальнейшем, в виду использования сравнительного анализа, влияние этого фактора на температурный режим учитываться не будет.

В упомянутых выше работах [5-8] влияние резонансных колебаний давления на температурный режим поршневого компрессора не рассматривается. Отсутствуют сведения об этом явлении также и в других работах [9-11]. Как показано выше, фактор повышения температуры газа после первой ступени может существенно отразиться на ухудшении эксплуатационных качествах действующего компрессора, особенно при работе его в летнее время года, или в других климатических условиях. Поэтому возникает необходимость комплексного теоретического и практического исследования влияния резонансных колебаний давления на значения тепловых коэффициентов и температур в газовых коммуникациях компрессора и связанных тесно с ними значений коэффициента наполнения, производительности и удельных показателей поршневого компрессора.

Указанные в работах [5,6] причины повышения температуры газа в цилиндре при всасывании соответствуют работе компрессора для условий, когда пульсации давления отсутствуют. Для этих условий получены формулы, позволяющие определить теоретическое повышение температуры газа при всасывании [5],

$$\Delta T_{BC} = \frac{\Delta Q_{BC} + \Delta L_{BC}}{m_{BC} \cdot C_p}, \quad (1)$$

где m_{BC} – масса всасываемого газа (кг);

C_p – удельная теплоемкость газа при постоянном давлении, дж/кг·град.

При этом теоретическая температура газа в конце всасывания

$$T'_1 = T_{BC} + \Delta T_{BC} \quad (2)$$

определяет значение теплового коэффициента

$$\lambda_T = \frac{T_{BC}}{T'_1} = \frac{T'_1 - \Delta T_{BC}}{T'_1} = 1 - \frac{\Delta T_{BC}}{T'_1} \approx 1 - \frac{\Delta T_{BC}}{T_{BC}}. \quad (3)$$

При принятом допущении, что на величину λ_T не влияет смешение всасываемого газа с расширившимся из вредного пространства, из формулы (1) получены формулы для определения приращения температуры газа при всасывании и тепловые коэффициенты λ_{T1} и λ_{T2}

$$\Delta T_{BC} = \Delta T'_{BC} + \Delta T''_{BC}, \quad (4)$$

где
$$\Delta T'_{BC} = \frac{\Delta Q_{BC}}{m_{BC} \cdot C_P}; \quad (5)$$

$$\Delta T''_{BC} = \frac{\Delta L_{BC}}{m_{BC} \cdot C_P}. \quad (6)$$

Тепловой коэффициент с учетом формул (9), (10), (11) и (12) получен в виде произведения

$$\lambda_T = 1 - \frac{\Delta T_{BC}}{T_{BC}} = 1 - \frac{\Delta T'_{BC}}{T_{BC}} - \frac{\Delta T''_{BC}}{T_{BC}} \approx \left(1 - \frac{\Delta T'_{BC}}{T_{BC}}\right) \left(1 - \frac{\Delta T''_{BC}}{T_{BC}}\right) = \lambda_{T1} \cdot \lambda_{T2}, \quad (7)$$

где
$$\lambda_{T1} = 1 - \frac{\Delta T'_{BC}}{T_{BC}} - \quad (8)$$

первый тепловой коэффициент, учитывающий влияние непосредственного нагрева газа в цилиндре.

Как отмечают авторы работ [5-7], предлагаемые формулы для определения $\Delta T'_{BC}$, λ_{T1} носят весьма приближенный характер. Для крупных компрессоров ориентировочное значение λ_{T1} лежит в пределах 0,98...0,95 в зависимости от отношения давлений в цилиндре от 3 до 5 [5].

$$\lambda_{T_2} = 1 - \frac{\Delta T''_{BC}}{T_{BC}} \quad (9)$$

второй тепловой коэффициент, учитывающий влияние затрат работы на проталкивание газа через всасывающий клапан.

Значение второго теплового коэффициента λ_{T_2} зависит от величины гидравлического сопротивления всасывающих клапанов и оценивается формулой [5]

$$\lambda_{T_2} = 1 - \frac{K-1}{K} \cdot \frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}}, \quad (10)$$

где L_{BC} – работа, производимая всасываемым газом при постоянном давлении P_{BC} всасываемого воздуха.

Заменяя $\Delta L_{BC} = \Delta p_{BC} \cdot V_{BC}$ (Δp_{BC} – средняя потеря давления в ходе всасывания) и $L_{BC} = P_{BC} \cdot V_{BC}$, получим

$$\lambda_{T_2} = 1 - \frac{K-1}{K} \cdot \frac{\Delta P_{BC}}{P_{BC}}. \quad (11)$$

При относительной потере давления во всасывающих клапанах $\beta=0,05$ [6], как показывает расчет по формуле (11), (для двухатомных газов $K = 1,4$) $\lambda_{T_2} = 0,986$.

Определим приращение температуры от влияния второго фактора. Исходя из формулы

$$\Delta T''_{BC} = \frac{K-1}{K} \cdot \frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}} \cdot T_{BC}, \quad (12)$$

получим при $T_{BC} \approx 300^\circ\text{K}$ и $\frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}} = \frac{\Delta P_{BC}}{P_{BC}} = \beta = 0,05$, $\Delta T''_{BC} = 4,3^\circ\text{K}$.

Таким образом, тепловой коэффициент λ_T , при отсутствии колебаний давления во всасывающем трубопроводе, будет иметь постоянное значение, определяемое в основном размерами цилиндра и сопротивлением всасывающих клапанов.

На основании опытных данных [6], можно полагать, что суммарное приращение температуры газа при всасывании его в цилиндр от влияния вышеупомянутых двух факторов может составить $\Delta T_{BC} = 10-12^\circ$, а тепловой коэффициент $\lambda_T = 0,93...0,98$.

Недостатком формул (1-12) является то, что они не учитывают влияния четвертого фактора, а именно, всегда имеющих место колебаний давления во всасывающей системе. Эти колебания, как показывают экспериментальные исследования [4], могут существенно влиять на изменение температурных режимов, особенно при наличии резонансных колебаний давления во всасывающей системе, и привести к небезопасным условиям эксплуатации компрессоров, особенно в летнее время года при неэффективной системе охлаждения компрессоров.

На рисунке 1 показаны циклограммы колебания давления во всасывающем коллекторе компрессора ЗИФ ШВКС-5 при различных относительных длинах [2] всасывающего трубопровода, лежащих в дорезонансной ($\bar{L}_{BC} < 1$), в резонансной ($\bar{L}_{BC} = 1 \dots 1,15$) и зарезонансной ($\bar{L}_{BC} > 1,15$) областях, снятых индикатором МАИ-2. Отчетливо видно, что кривые носят синусоидальный характер и при оптимальной резонансной длине $\bar{L}_{BC} = 1$ максимальное значение давления ΔP_{\max} совпадает с моментами прихода поршня в мертвые точки.

Кривая колебания давления в данном случае описывается формулой

$$P = P_{BC} + A \sin(2\alpha + 90^\circ), \quad (13)$$

где P_{BC} - номинальное давление во всасывающем трубопроводе, равное атмосферному давлению, Н/м²;

A - амплитуда колебания давления, определяемая по циклограммам пульсации давления, и для мертвых точек положения поршня $A = \Delta P_{\max}$, Н/м².

В зарезонансной зоне ($\bar{L}_{BC} > 1$), в связи со сдвигом фазы колебания давления, максимум давления уже не совпадает с положением поршня в мертвых точках, а достигает максимального значения при угле поворота кривошипа, равного 45° от верхней мертвой точки, и совпадает с моментом открытия всасывающего клапана. В этой зоне кривая колебания определяется формулой

$$P = P_{BC} + A \sin 2\alpha. \quad (14)$$

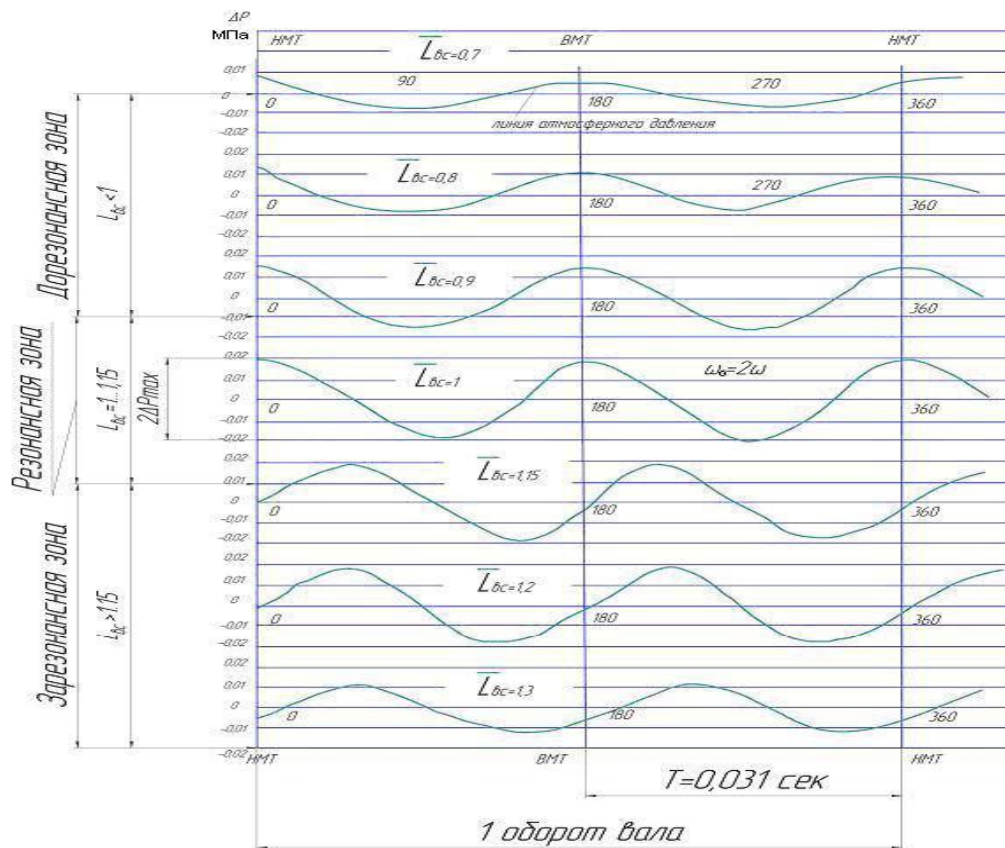


Рисунок 1 – Сопоставление циклограмм колебания давления во всасывающем трубопроводе компрессора ЗИФ ШВКС-5 при переходе всасывающей системы через резонанс

$$(L_{рез} = 140 \text{ см}; \text{ частота вращения вала } n = 960 \frac{\text{об}}{\text{мин}}, 2\Delta P_{\max} = 0.4 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2})$$

Для количественной оценки влияния резонансных колебаний давления во всасывающей системе на основные термодинамические и газодинамические процессы в поршневом компрессоре введем показатель, учитывающий интенсивность колебания давления. Назовем его степенью сжатия ε_{TP} газа в волновом процессе во всасывающем трубопроводе и будем определять его по формуле

$$\varepsilon_{TP} = \frac{P_1}{P_{BC}} = \frac{P_{BC} + \Delta P_{\max}}{P_{BC}} = \frac{P_{BC} + A}{P_{BC}} = 1 + \frac{A}{P_{BC}}, \quad (15)$$

где P_1 - абсолютное максимальное давление газа в трубопроводе в процессе колебания, Н/м².

Степень сжатия ε_{TP} является основным параметром оценки влияния волновых процессов на важнейшие коэффициенты, определяющие

эффективность и экономность работы поршневого компрессора в условиях резонансных колебаний давления во всасывающей системе [2, 3].

На рисунке 2 показаны экспериментальные зависимости температуры воздуха в воздушных коммуникациях компрессорной станции ЗИФ ШВКС-5 от длины L_{BC} и относительной длины \bar{L}_{BC} всасывающего трубопровода. Как видно, максимальное повышение температуры имеет место в конце сжатия воздуха в цилиндре первой ступени и соответствует оптимальной резонансной длине всасывающего трубопровода. Превышение температуры составило 10°C по сравнению с температурой воздуха при отключенном трубопроводе, недоохлаждение воздуха в промежуточном холодильнике увеличилось на 5°C . Температура воздуха, выходящего из цилиндра второй ступени, практически не изменилась. Подобная картина наблюдалась и при испытании других компрессоров [4].

Рассмотрим термодинамические и газодинамические процессы, имеющие место при наполнении цилиндра газом в условиях наличия резонансных по второй гармонике колебаний давления во всасывающей системе и отражение этих процессов на температуре, температурном коэффициенте λ_T и связанных с ними эффективности и безопасности использования колебаний давления для интенсификации работы поршневых компрессоров в реальных условиях эксплуатации.

Из теории акустических колебаний газа в трубах [10] следует, что в стоячей волне в фазах сжатия (узел) и разрежения (пучность), чередующихся друг за другом с промежутками времени, равными $\tau = \frac{4l}{C_{зв}}$,

где l – длина трубы, а $C_{зв}$ – скорость звука в воздухе, происходит периодическое изменение температуры газа: в фазе сжатия она повышается, в фазе разрежения – понижается, следуя адиабатическому закону изменения состояния газа. Для компрессоров с цилиндрами двухстороннего действия при резонансе колебаний давления во всасывающем трубопроводе по второй (главной) гармонике максимальное давление в фазе совпадает с моментом прихода поршня в М.Т. (рис.1). Следовательно, температура газа, находящегося в цилиндре в момент закрытия всасывающих клапанов, получает дополнительное приращение температуры $\Delta T_{кол}$, вызванное сжатием газа за счет энергии волнового процесса во всасывающем трубопроводе.

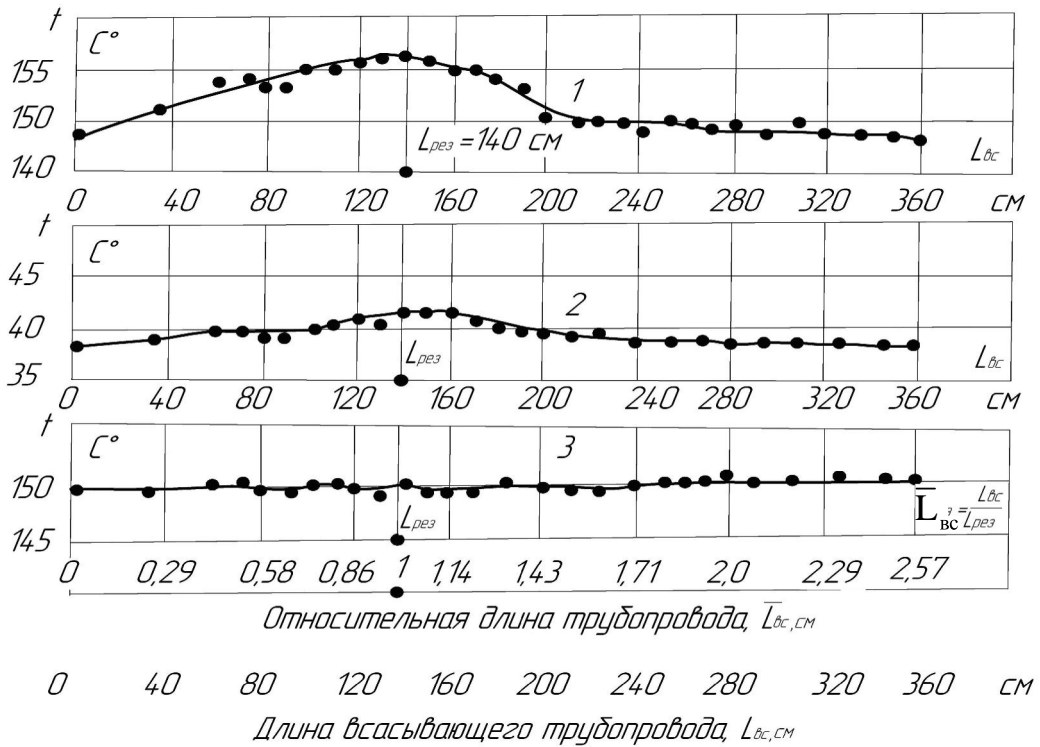


Рисунок 2 – Экспериментальные зависимости температуры воздуха в С.Т.Н. первой ступени (1), в С.Т.В. второй ступени (2) и в С.Т.Н. второй ступени (3) компрессора ЗИФ ШВКС-5 от длины $L_{вс}$ и относительной длины $\bar{L}_{вс}$ всасывающего трубопровода (Температурные характеристики компрессора ЗИФ ШВКС-5)

Температура газа в волновом процессе в трубах изменяется в фазах сжатия и разрежения согласно зависимости [10]

$$T_{кол} = T_{вс} \varepsilon_{тр}^{\frac{K-1}{K}}, \quad (16)$$

где $T_{кол}$ – абсолютная температура газа в момент достижения максимального давления в фазе сжатия газа во всасывающем трубопроводе, °K ;

$T_{вс}$ – абсолютная номинальная температура всасываемого газа в С.Т.В., °K ;

$\varepsilon_{тр}$ – степень повышения давления во всасывающем трубопроводе, определяемая формулой (6);

K – показатель адиабатического процесса, равный 1,4 для двухатомных газов.

Из формулы (16) получим приращение температуры газа в фазе сжатия за счет изменения внутренней энергии в волновом процессе

$$\Delta T_{КОЛ} = T_{КОЛ} - T_{ВС} = T_{ВС} \left(\varepsilon_{mp}^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right). \quad (17)$$

При принятых допущениях [1-3], будем считать, что такое же увеличение температуры от влияния колебательного процесса будет иметь газ в цилиндре в конце всасывания в момент закрытия всасывающих клапанов.

Тогда, теоретическое повышение температуры газа в конце всасывания $\Delta T_{ВС}$ от совместного влияния трех факторов, а именно: подвода к газу тепла от нагретых стенок цилиндра $\Delta Q_{ВС}$, от затраты работы $\Delta L_{ВС}$ на дросселирование газа через всасывающие клапаны и от сжатия газа в фазе повышения давления в процессе колебания давления, с учетом формул(1) и (2) составит

$$\Delta T'_{ВС} = \Delta T_{ВС} + \Delta T_{КОЛ} \quad (18)$$

Таким образом, температура газа в цилиндре в конце всасывания определится выражением

$$T'_1 = T_{ВС} + \Delta T'_{ВС} = T_{ВС} + \Delta T_{ВС} + \Delta T_{КОЛ}. \quad (19)$$

Тепловой коэффициент в этом случае может быть определен по формуле

$$\lambda_T = \frac{T_{ВС}}{T'_1} \approx \frac{T'_1 - \Delta T_{ВС} - \Delta T_{КОЛ}}{T'_1} = 1 - \frac{\Delta T_{ВС}}{T'_1} - \frac{\Delta T_{КОЛ}}{T'_1} \approx 1 - \frac{\Delta T_{ВС}}{T_{ВС}} - \frac{\Delta T_{КОЛ}}{T_{ВС}}. \quad (20)$$

Представим тепловой коэффициент λ_T в виде произведения трех сомножителей, заменяя $\Delta T_{ВС}$ суммой, определяемой формулой(4)

$$\begin{aligned} \lambda_T &= 1 - \frac{\Delta T_{ВС}}{T_{ВС}} - \frac{\Delta T_{КОЛ}}{T_{ВС}} = 1 - \frac{\Delta T'_{ВС}}{T_{ВС}} - \frac{\Delta T''_{ВС}}{T_{ВС}} - \frac{\Delta T_{КОЛ}}{T_{ВС}} \approx \\ &\approx \left(1 - \frac{\Delta T'_{ВС}}{T_{ВС}} \right) \cdot \left(1 - \frac{\Delta T''_{ВС}}{T_{ВС}} \right) \cdot \left(1 - \frac{\Delta T_{КОЛ}}{T_{ВС}} \right) = \lambda_{T_1} \cdot \lambda_{T_2} \cdot \lambda_{T_3}, \end{aligned} \quad (21)$$

где $\lambda_{T_1} = 1 - \frac{\Delta T'_{BC}}{T_{BC}}$ и $\lambda_{T_2} = 1 - \frac{\Delta T''_{BC}}{T_{BC}}$ – соответственно первый и второй коэффициенты, учитывающие влияние тех же факторов, которые нашли отражение в формулах (8) и (9).

$$\lambda_{T_3} = 1 - \frac{\Delta T_{КОЛ}}{T_{BC}} \quad (22)$$

это третий тепловой коэффициент, учитывающий влияние резонансных колебаний давления во всасывающей системе по второй гармонике ($m = 2$) на уменьшение производительности компрессора за счет повышения температуры газа в фазе сжатия в трубопроводе и передающейся массе газа в цилиндре в конце всасывания.

Учитывая формулу(17), из (22) получим,

$$\lambda_{T_3} = 2 - \varepsilon_{mp}^{\frac{K-1}{K}}. \quad (23)$$

Значение результирующей температуры газа в конце всасывания зависит от массы газа, поступающей в цилиндр. В работе [5] масса газа в цилиндре и работа, производимая всасываемым газом, определяется исходя из постоянных номинальных значений P_{BC} и T_{BC} газа в С.Т.В. При наличии резонансных колебаний давления во всасывающемся трубопроводе, распространяющихся в полость цилиндра при открытых всасывающих клапанах, масса газа в цилиндре m_1 в конце всасывания будет определяться параметрами газа P_1 и T_1 , т. е.

$$m_1 = \rho_1 \cdot V_{ц}, \quad (24)$$

где ρ_1 – плотность газа в цилиндре в конце всасывания, определяемая по формуле

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{P_{BC} \varepsilon_{mp}}{RT_{BC} \varepsilon_{mp}^{\frac{K-1}{K}}} = \rho_{BC} \varepsilon_{mp}^{\frac{1}{K}}, \quad (25)$$

где ρ_{BC} – плотность газа при номинальных значениях P_{BC} и T_{BC} , кг/м³.

Следовательно,
$$m_1 = \rho_{BC} \varepsilon_{mp}^{\frac{1}{K}} V_{Ц}, \quad (26)$$

где $V_{Ц}$ – объем цилиндра, m^3 .

Масса газа в цилиндре при отсутствии колебаний давления ($\varepsilon_{тр} = 1$)

$$m_{BC} = \rho_{BC} V_{Ц}. \quad (27)$$

Прибавка в массе $\Delta m_{КОЛ}$ при резонансе колебаний составит

$$\Delta m_{КОЛ} = m_1 - m_{BC} = \rho_{BC} (\varepsilon_{mp}^{\frac{1}{K}} - 1) V_{Ц}. \quad (28)$$

Так как

$$V_{Ц} = V_{П} + V_{ВР.ПР} = (1 + a) V_{П},$$

где $V_{ВР.ПР}$ – объем вредного пространства в цилиндре, m^3 ;

a – относительная величина вредного пространства;

$V_{П}$ – объем, описываемый поршнем цилиндра первой ступени, m^3 ,

то
$$\Delta m_{КОЛ} = \rho_{BC} (\varepsilon_{mp}^{\frac{1}{K}} - 1) \cdot (1 + a) V_{П}. \quad (29)$$

Таким образом, при определении значений первого $\lambda_{Т1}$ и второго $\lambda_{Т2}$ тепловых коэффициентов следует учитывать увеличение массы газа в цилиндре при резонансе колебаний, и как следствие, увеличение значений этих коэффициентов, определяемых формулами (8) и (9).

Определим совместное влияние гидравлического сопротивления всасывающих клапанов и резонансных колебаний давления ($m=2$) во всасывающем патрубке цилиндра первой ступени на величину второго теплового коэффициента $\lambda_{Т2}$.

На рисунке 3 показано поведение индикаторных линий давления в цилиндре при всасывании, отражающих влияние указанных выше факторов. Линия (1) является синусоидой, перестроенной для координат $P-V$ в функции хода поршня и отражает влияние процесса колебания давления во всасывающем трубопроводе. В координатах $P-\alpha$ она описывается уравнением (3). Линия (2) соответствует результирующему давлению в цилиндре при всасывании и отражает совместное влияние колебательного процесса и гидравлического сопротивления всасывающих клапанов. Таким образом, переменное давление в цилиндре P между точками А и В, будет определяться выражением

$$P = P_{BC} - \Delta P_{BC} = P_{BC} - (\Delta P_{ДР} + \Delta P_{КОЛ}), \quad (30)$$

$$\text{где} \quad \Delta P_{BC} = \Delta P_{ДР} + \Delta P_{КОЛ} - \quad (31)$$

суммарные потери давления при всасывании газа в цилиндр, Н/м²;

$\Delta P_{ДР}$ – потери давления за счет сопротивления всасывающих клапанов, Н/м²;

$\Delta P_{КОЛ}$ – уменьшение давления в цилиндре за счет волнового процесса, Н/м².

Это уменьшение определяется зависимостью

$$\Delta P_{КОЛ} = A \sin(2\alpha + 90^\circ), \quad (32)$$

где $A = \Delta P_{КОЛ.МАХ}$ – амплитуда колебания давления при резонансе частот по главной (второй) гармонике, когда [5]

$$\omega_o = 2\omega.$$

Отметим, что наибольшее разрежение (вакуум) в цилиндре при всасывании в условиях резонанса по второй гармонике будет иметь место при угле поворота кривошипа на 90°С от М.Т.; при этом $\Delta P_{КОЛ.МАХ} = A$ (рис.3).

Общие затраты работы компрессора ΔL_{BC} на поддержание резонансных колебаний давления в трубопроводе $\Delta L_{КОЛ}$ и преодоление сопротивления всасывающих клапанов в процессе всасывания $\Delta L_{ДР}$ будут равны

$$\Delta L_{BC} = \Delta L_{КОЛ} + \Delta L_{ДР}. \quad (33)$$

Они определяются площадью А-б-г-А, равной сумме площадей, эквивалентным работе на поддержание колебаний давления $\Delta L_{КОЛ}$ (пл. А-д-В-А) и работе на дросселирование газа через всасывающий клапан (затемненная площадь А-б-г-В-д-А).

При условии отсутствия теплообмена работа по преодолению гидравлического сопротивления всасывающих клапанов определится исходя из выражения первого закона термодинамики

$$\Delta L_{ДР} = m_1 \Delta i_{BC} = m_1 c_p \Delta T''_{BC}, \quad (34)$$

где Δi_{BC} – приращение удельной энтальпии газа за весь период всасывания, завершающийся в точке a (рис.3) при достижении в цилиндре давления $P = P_1$.

Масса газа в цилиндре в конце всасывания с учетом формул (26) и (27)

$$m_1 = m_{BC} \varepsilon_{mp}^{\frac{1}{K}}. \quad (35)$$

Подставляя (35) в (34), получим

$$\Delta L_{ДР} = m_{BC} c_p \varepsilon_{mp}^{\frac{1}{K}} \Delta T''_{BC}. \quad (36)$$

Затраты работы компрессора на поддержание колебаний давления во всасывающем трубопроводе определяются формулой [2]

$$\Delta L_{КОЛ} = \frac{1}{3} A V_{П} = \frac{1}{3} m_{BC} R T_{BC} (\varepsilon_{mp} - 1), \quad (37)$$

где A – амплитуда колебания давления, равная по абсолютному значению $\Delta P_{КОЛ.МАХ}$.

Подставляя (36) и (37) в формулу (33), получим

$$\Delta L_{ВС} = \frac{1}{3} m_{BC} R T_{BC} (\varepsilon_{mp} - 1) + m_{BC} c_p \varepsilon_{mp}^{\frac{1}{K}} \Delta T''_{BC}. \quad (38)$$

Работа всасывания на участке хода поршня А-В, как видно из индикаторной диаграммы (рис.3), эквивалентна площади фигуры $A-C-D-B'-b-A$, которая, с достаточной для расчета точностью, может быть определена как разность площадей $A-C-D-B-A$ (это работа всасывания идеального поршневого компрессора [6] ЛВС.ИД.) и площади $A-b-B'-B-A$, которая в свою очередь равна сумме работ на поддержание колебаний давления $\Delta L_{КОЛ}$ и на преодоление сопротивления всасывающих клапанов $\Delta L_{ДР}$, т.е.

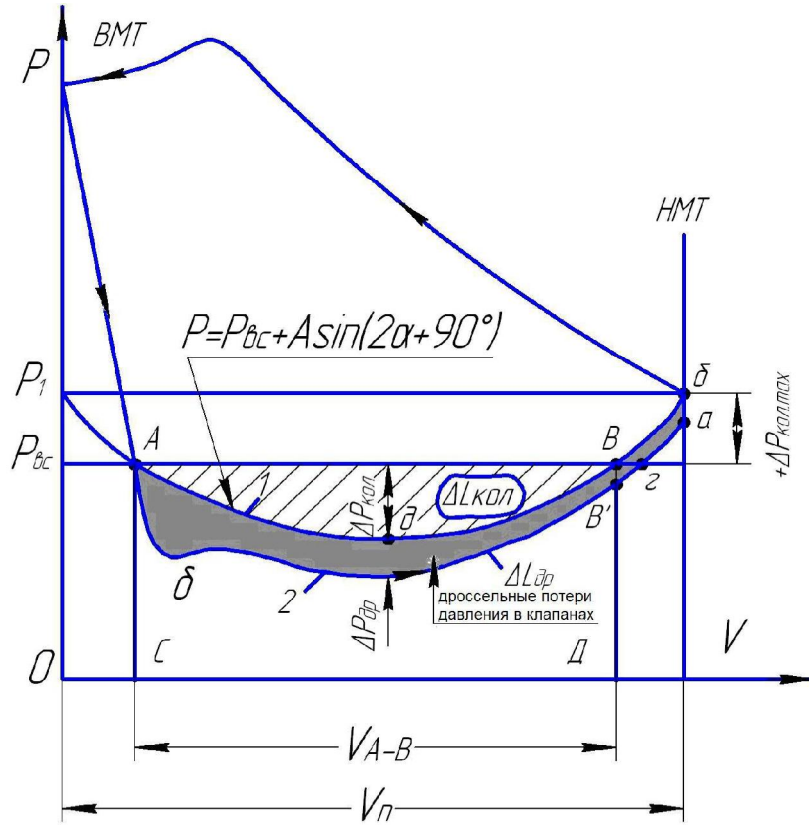


Рисунок 3 – Индикаторная диаграмма цилиндра первой ступени поршневого компрессора, отражающая влияние колебаний давления во всасывающем трубопроводе и сопротивления всасывающих клапанов при использовании резонансных колебаний давления по второй гармонике ($m=2$)

$$L_{BC} = L_{BC.ид.} - \Delta L_{BC} = L_{BC.ид.} - (\Delta L_{КОЛ} + \Delta L_{ДР}). \quad (39)$$

Работа всасывания идеального компрессора

$$L_{BC.ид.} = P_{BC} V_{\Pi} = m_{BC} RT_{BC}. \quad (40)$$

Подставляя в формулу (39) значения величин, выражаемых формулами (38) и (40), после ряда преобразований, получим

$$L_{BC} = m_{BC} RT_{BC} \left(\frac{4 - \varepsilon_{mp}}{3} \right) - m_{BC} C_P \varepsilon_{mp}^{\frac{1}{K}} \Delta T''_{BC}. \quad (41)$$

Тогда из отношения выражений, определяемых формулами (38) и (41), и учитывая, что $R = c_p \frac{k-1}{k}$, после ряда преобразований, получим

$$\frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}} = \frac{\varepsilon_{mp}^{\frac{1}{k}} \frac{\Delta T''_{BC}}{T_{BC}} + \frac{1}{3} \frac{k-1}{k} (\varepsilon_{mp} - 1)}{\frac{k-1}{k} \left(\frac{4 - \varepsilon_{mp}}{3} - \frac{\Delta T''_{BC}}{T_{BC}} \varepsilon_{mp}^{\frac{1}{k}} \right)}. \quad (42)$$

Откуда
$$\Delta T''_{BC} = \frac{\frac{k-1}{k} \left[\frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}} (4 - \varepsilon_{mp}) - (\varepsilon_{mp} - 1) \right]}{3 \varepsilon_{mp}^{\frac{1}{k}} \left(1 + \frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}} \right)} T_{BC}. \quad (43)$$

Представим формулу (43) в виде разности

$$\Delta T''_{BC} = \frac{k-1}{k} \frac{\frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}} (4 - \varepsilon_{mp}) \cdot T_{BC}}{3 \varepsilon_{mp}^{\frac{1}{k}} \left(1 + \frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}} \right)} - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{(\varepsilon_{mp} - 1) T_{BC}}{3 \varepsilon_{mp}^{\frac{1}{k}} \left(1 + \frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}} \right)}. \quad (44)$$

Обозначим

$$\Delta T''_{BC.ДР} = \frac{k-1}{k} \frac{\frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}} (4 - \varepsilon_{mp}) \cdot T_{BC}}{3 \varepsilon_{mp}^{\frac{1}{k}} \left(1 + \frac{\Delta L_{BC}}{L_{BCc}} \right)}, \quad (45)$$

$$\Delta T''_{BC.КОЛ} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{(\varepsilon_{mp} - 1) T_{BC}}{3 \varepsilon_{mp}^{\frac{1}{k}} \left(1 + \frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}} \right)}, \quad (46)$$

где $\Delta T''_{BC.ДР}$ – повышение температуры газа в цилиндре за счет дросселирования;

$\Delta T''_{BC.КОЛ}$ – понижение температуры газа в цилиндре за счет фазы разрежения в волне колебания давления, совпадающей с процес-

сом поступления газа в цилиндр на основной части хода поршня (участок А – В на рисунке 3).

Тогда формулу (44) можно представить в виде

$$\Delta T''_{BC} = \Delta T''_{BC.ДР} - \Delta T''_{BC.КОЛ}. \quad (47)$$

Таким образом, можно сделать принципиальный вывод о том, что на участке всасывания А – В (рис.3) результирующее изменение температуры газа в цилиндре в условиях имеющихся сопротивления всасывающих клапанов и резонансных колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе по второй гармонике, будет определяться разностью повышения температуры за счет дросселирования (подвод тепла к газу) $\Delta T''_{BC.ДР}$ и понижением температуры в фазе адиабатического процесса разрежения.

Сопоставляя (44) с формулой (9), второй тепловой коэффициент при наличии резонансных явлений во всасывающем трубопроводе будет иметь выражение

$$\lambda_{T_2} = 1 - \frac{k-1}{k} \frac{\frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}} (4 - \varepsilon_{mp}) - (\varepsilon_{mp} - 1)}{3\varepsilon_{mp}^{\frac{1}{K}} \left(1 + \frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}}\right)}. \quad (48)$$

Формулу (48) представим в виде произведения двух сомножителей

$$\lambda_{T_2} = \left[1 - \frac{k-1}{k} \frac{\frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}} (4 - \varepsilon_{mp})}{3\varepsilon_{mp}^{\frac{1}{K}} \left(1 + \frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}}\right)} \right] \cdot \left[1 + \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\varepsilon_{mp} - 1}{3\varepsilon_{mp}^{\frac{1}{K}} \left(1 + \frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}}\right)} \right], \quad (49)$$

где

$$\lambda'_{T_2} = 1 - \frac{k-1}{k} \frac{\frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}} (4 - \varepsilon_{mp})}{3\varepsilon_{mp}^{\frac{1}{K}} \left(1 + \frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}}\right)} \quad (50)$$

является тепловым коэффициентом, значение которого зависит в основном от количества тепла, подводимого к газу в результате затрат энергии компрессора по преодолению гидравлического сопротивления всасывающих клапанов.

$$\lambda''_{T_2} = 1 + \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\varepsilon_{mp} - 1}{3\varepsilon_{mp}^{\frac{1}{k}} \left(1 + \frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}} \right)} \quad (51)$$

является также тепловым коэффициентом, зависящим от интенсивности колебания давления, определяемой величиной степени ε_{mp} .

Обозначим

$$\Delta\lambda''_{T_2} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\varepsilon_{mp} - 1}{3\varepsilon_{mp}^{\frac{1}{k}} \left(1 + \frac{\Delta L_{BC}}{L_{BC}} \right)} \quad (52)$$

Тогда

$$\lambda''_{T_2} = 1 + \Delta\lambda''_{T_2} \quad (53)$$

Как видно из формулы (53), отличительной особенностью теплового коэффициента λ''_{T_2} является то, что его значение всегда больше единицы, так как $\Delta\lambda''_{T_2} > 0$.

С физической точки зрения обнаруженная особенность коэффициента λ''_{T_2} объясняется влиянием фактора снижения температуры в фазе адиабатического разрежения в волне колебательного процесса, совпадающей на участке А – В с ходом поршня (рис.3).

Таким образом, второй тепловой коэффициент λ_{T_2} при наличии резонансных колебаний во всасывающей системе первой ступени равен произведению отдельных тепловых коэффициентов

$$\lambda_{T_2} = \lambda'_{T_2} \cdot \lambda''_{T_2} \quad (54)$$

и будет определяться, следовательно, взаимно противоположным влиянием двух факторов на тепловые процессы в цилиндре при всасывании, а именно, величиной гидравлического сопротивления и степенью расширения газа в фазе колебательного процесса.

Как показывают результаты анализа индикаторных диаграмм, записанных с помощью индикатора МАИ–2, время фазы пониженного давления, при котором давление в цилиндре ниже номинального давления $P_{вс}$, составляет 80% времени $\frac{1}{2}$ оборота коленчатого вала. Напри-

мер, для компрессора ЗИФ ШВКС–5 при частоте вращения вала $n = 960$ об/мин это время составляет 0.025 сек. (рис.1), для компрессора ВП–50/8М с $n = 375$ об/мин, $t=0.054$ сек. Столь малое время, в течение которого делятся периоды повышения и понижения давления относительно номинального давления P_{BC} в С.Т.В, указывает, с одной стороны, на правомерность принятия адиабатического изменения состояния газа в трубопроводе в результате колебательного процесса, а с другой стороны, дает объективную обоснованность считать, что в виду незначительных размеров цилиндра по сравнению с длинами волн, оказывающих влияние на производительность компрессора, мгновенное давление в колебательном процессе распространяется без изменения на весь объем газа, заключенного в цилиндре.

Выводы

На основании проведенного термодинамического и газодинамического анализов показана сложная картина взаимодействия физических явлений в системе «всасывающий трубопровод – всасывающий клапан – цилиндр», отражающая совместное влияние колебаний давления, сопротивления всасывающих клапанов и тепловых процессов на наполнение цилиндра газом и на эффективность использования резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе.

В статье впервые всесторонне рассмотрены вопросы влияния резонансных колебаний давления во всасывающей системе на температурные режимы поршневых компрессоров с цилиндрами двухстороннего действия в первой ступени. Результаты теоретических и экспериментальных исследований показали, что оценка факторов, влияющих при резонансе колебаний давления на повышение температуры газа, нагнетаемого первой ступенью, должна проводиться с учетом величины третьего, доминирующего при резонансе, теплового коэффициента λ_3 , учитывающего увеличение температуры газа в цилиндре в конце всасывания, обусловленное фазой адиабатического сжатия газа в колебательном процессе.

Экспериментальные исследования, проведенные на тихоходных и быстроходных компрессорах (2ВГ, ЗИФ ШВКС–5, ВП–50/8М, ВП–20/8М и др.) показали значительное повышение температуры газа после первой ступени, достигающее максимального значения при $L_{BC} = L_{PE3}$. Температурный фактор может ограничить на практике использование резонансного (акустического) наддува, особенно в летнее время года при неэффективной системе охлаждения машины.

Поэтому представляется целесообразным получение аналитических и экспериментальных температурных характеристик поршневых компрессоров $T = \varphi(\overline{L}_{BC})$ на испытательных стендах заводов-

изготовителей и включение их в техническую характеристику компрессора. Вместе с другими характеристиками, показывающими влияние колебаний давления на производительность $Q = \varphi(\bar{L}_{BC})$, мощность $N = \varphi(\bar{L}_{BC})$, удельную мощность $N_{уд} = \varphi(\bar{L}_{BC})$ компрессора, эти характеристики дадут возможность из всех режимов работы выбрать наиболее оптимальные, исходя из конкретных условий эксплуатации компрессора.

Библиографический список

1. Рутковский Ю.А. Использование резонансного наддува для повышения эффективности поршневых компрессоров // *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. 2008. - №2(12) – С. 87-92.

2. Рутковский Ю.А. Работа поршневого компрессора при наличии колебаний давления воздуха во всасывающем трубопроводе // *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. 2008. - №3(13) – С. 83-92.

3. Рутковский Ю.А. – Производительность поршневых компрессоров при использовании резонансного наддува // *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. 2009. - №1(14) – С. 36-45.

4. Гогин Ю.Н., Рутковский Ю.А., Усачев М.Г. Оптимальные режимы работы поршневых компрессоров // *Вестник машиностроения*, 1967 - №11 – с. 47-50.

5. Френкель М.И. Поршневые компрессоры – М.: Машиностроение, 1969. – 742с.

6. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. – М.: Колос, 2000. – 456с.

7. Фотин Б.С., Пирунов И.Б., Прилуцкий И.К., Пластинин П.И. Поршневые компрессоры – Л.: Машиностроение, 1987, - 372с.

8. Лавренченко Г.К., Швец С.Г. Основы теории резонансного наддува поршневых компрессоров // *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. 2006. - №1(3) – С. 31-38.

9. Видякин Ю.А., Кондратьева Т.Ф., Петрова Ф.П., Платонов А.Г. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах / Л.: Машиностроение, 1972. – 224с.

10. Стретт Д.В. (Лорд Рэлей) Теория звука. Том 2 М.: Гос. издательство теоретической литературы, 1955.- 475с.

11. Мурзин В.А., Цейтлин Ю.А. Рудничные пневматические установки. – М.: Недра, 1965.- 316с.

Рекомендована к печати д.т.н., проф. Луценко В.А.