

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РЕЗОНАНСНОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Ю.А. Рутковский, канд. техн. наук,
Донбасский государственный технический университет, г. Алчевск

Встановлено закономірності між термодинамічними і газодинамічними процесами, зумовленими резонансними коливаннями тиску газу у всмоктувальній системі поршневого компресора з циліндрами простої і подвійної дії. Визначено критерії найкращого наповнення циліндра газом, отримана аналітична формула для визначення оптимального значення резонансної довжини всмоктувального трубопроводу, при якій досягається максимальна продуктивність компресора в режимі резонансної інтенсифікації його роботи.

Ключові слова: поршневий компресор, всмоктувальний трубопровід, коливання тиску, резонанс, коефіцієнт наповнення, оптимальні параметри всмоктувальної системи.

Установлены закономерности между термодинамическими и газодинамическими процессами, обусловленными резонансными колебаниями давления газа во всасывающей системе поршневого компрессора с цилиндрами простого и двойного действия. Определены критерии наилучшего наполнения цилиндра газом, получена аналитическая формула для определения оптимального значения резонансной длины всасывающего трубопровода, при которой достигается максимальная производительность компрессора в режиме резонансной интенсификации его работы.

Ключевые слова: поршневой компрессор, всасывающий трубопровод, колебание давления, резонанс, коэффициент наполнения, оптимальные параметры всасывающей системы.

ВВЕДЕНИЕ

На промышленных предприятиях широко применяются поршневые компрессоры с цилиндрами одностороннего и двухстороннего действия. Из-за длительной эксплуатации они утратили первоначальные значения производительности и мощности, что отражается на экономичности их работы. Одним из эффективных способов повышения производительности действующих поршневых машин является способ использования резонансных колебаний давления во всасывающей системе [1-6]. Этот способ получил название «резонансный, или акустический, наддув», однако более точным и отражающим сущность явления будет название «резонансная интенсификация производительности компрессора», так как для наддува требуется специальное приспособление, например, воздуходувка, турбина и т. д. В рассматриваемом случае используется внутреннее свойство поршневых машин создавать колебания давления газа во всасывающих и нагнетательных системах, вызываемых периодическими процессами всасывания и нагнетания.

В последнее время наблюдается повышенный интерес к этому способу интенсификации производительности поршневых компрессоров. Заслуживает внимания стремление конструкторов уже на стадии проектирования использовать резонансные колебания для повышения производительности компрессорных машин нового поколения для воздушных разделительных установок (ВРУ), реализующих циклы низкого, среднего и высокого давлений [7].

Увеличение производительности резонансными колебаниями давления достигается практически без капитальных и эксплуатационных затрат — установлением оптимальных геометрических размеров (длины и

диаметра) всасывающего трубопровода и созданием определенных условий для отражения акустических волн от концов трубопровода.

Колебания давления газа в трубопроводе достигают наибольшей интенсивности при резонансе, т.е. при равенстве частоты собственных колебаний давления газа ω_0 и частоты главной гармоники вынуждающих колебаний ω . Если момент наступления максимального давления совпадает с моментом закрытия всасывающего клапана, то это ведет к повышению плотности газа, а следовательно, к увеличению массовой производительности компрессора.

Для компрессоров с цилиндрами двухстороннего действия наиболее существенную прибавку производительности дает резонанс по главной — второй ($m=2$) — гармонике вынуждающих воздействий, при котором прирост производительности машины может достигать до 20-25% [1-2].

Однако резонансные волновые процессы пока не нашли практического применения в компрессорных машинах. Главной причиной такого положения является отсутствие теоретической взаимосвязи между волновыми процессами, имеющими место во всасывающей системе, и термодинамическими процессами, определяющими закономерности наполнения цилиндра газом и сжатие его в условиях резонансной интенсификации работы компрессора. Существенным недостатком является также отсутствие количественных показателей влияния во всасывающем тракте газодинамических процессов на значение объемного коэффициента, коэффициента давления и температурного коэффициента, определяющих в конечном итоге коэффициент подачи и производительность компрессора. Отсутствует сравнительный анализ влияния различных зон (дорезонансной, резонансной и зарезонансной) всасывающей системы, включающей в себя не только трубопровод, но всасывающие клапаны и полость цилиндра, на режимы работы компрессора и его эффективность.

Акустическим явлениям в круглых трубах посвящено много исследований [3-8,11-18]. В данной работе использованы те источники, которые необходимы для анализа физических закономерностей, имеющих место во всасывающей системе, включающей, помимо всасывающего трубопровода, всасывающий клапан и цилиндр, как емкость с переменным объемом, присоединяемым к трубопроводу в период всасывания. Такой методологический подход необходим для более глубокой увязки взаимного влияния колебательных явлений во всасывающем трубопроводе на газодинамические и термодинамические процессы в двух других звеньях всасывающей системы (клапане и цилиндре), определяющих в конечном итоге эффективность и экономичность резонансной интенсификации производительности поршневого компрессора.

ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

В теоретическом плане ставится задача установления закономерностей между термодинамическими и газодинамическими процессами в системе «всасывающий трубопровод — всасывающий клапан - цилиндр», обусловленными наличием резонансных колебаний давления газа, и отражение их влияния на важнейшие технико-экономические показатели поршневых компрессоров. В практическом плане задачей исследования является получение безразмерных комплексных характеристик поршневых компрессоров, которые дадут возможность определять изменение производительности, мощности, удельного расхода энергии, температурного режима компрессора в зависимости от относительных параметров всасывающей системы (длины и диаметра всасывающего трубопровода, конструкции клапанов, условий отражения акустических волн и др.). Такие характеристики позволят изготовителям и

потребителям компрессорной техники выбрать наиболее оптимальные режимы, исходя из конкретных условий эксплуатации компрессоров.

Практическое подтверждение теоретических положений резонансной интенсификации производительности компрессоров производилось на испытательных стендах завода-изготовителя (г. Краснодар) (ВП-50/8М и ВП- 20/8М), в производственных условиях Юргинского машиностроительного завода (55В, 5Г-100/8, 4ВМ10-100/8), металлургического комбината ОАО «АМК» (г. Алчевск) и шахт «Украина» №10 им. Артёма ПО «Луганскуголь». В лабораторных условиях испытания производились на компрессорной установке ЗИФ ШВКС-5 [12-13].

Математическая модель системы «всасывающий трубопровод - всасывающий клапан - цилиндр» поршневого компрессора в условиях резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе.

Изменение массового коэффициента производительности компрессора зависит от изменения параметров (давления и температуры) газа в конце хода всасывания. Это изменение можно определить коэффициентом наполнения η , представляющим собой отношение количества массы газа, притекающей в цилиндр при наличии колебаний, к тому количеству газа, которое может притечь в условиях равномерного потока газа во всасывающем трубопроводе [2]. При отсутствии утечек между С.Т.В. (стандартная точка всасывания) и С.Т.Н. (стандартная точка нагнетания) коэффициент наполнения η будет равен коэффициенту подачи λ , т. е.

$$\eta = \lambda. \quad (1)$$

В свою очередь, коэффициент подачи, определяется выражением

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \lambda_p \cdot \lambda_T, \quad (2)$$

где λ_0 - объемный коэффициент, отражающий влияние вредного пространства на наполнение цилиндра газом;

λ_p - коэффициент давления, учитывающий влияние гидравлического сопротивления клапанов и колебаний давления газа во всасывающей системе на производительность [14];

λ_T - температурный коэффициент, учитывающий подогрев газа при его поступлении в цилиндр из всасывающего трубопровода.

Для вывода основных уравнений, определяющих коэффициент наполнения, рассмотрим наиболее часто встречающуюся на практике схему всасывающей системы компрессора: к одному концу трубы присоединен цилиндр двухстороннего действия, объем которого

периодически меняется, другой конец трубы открыт в атмосферу (рис. 1).

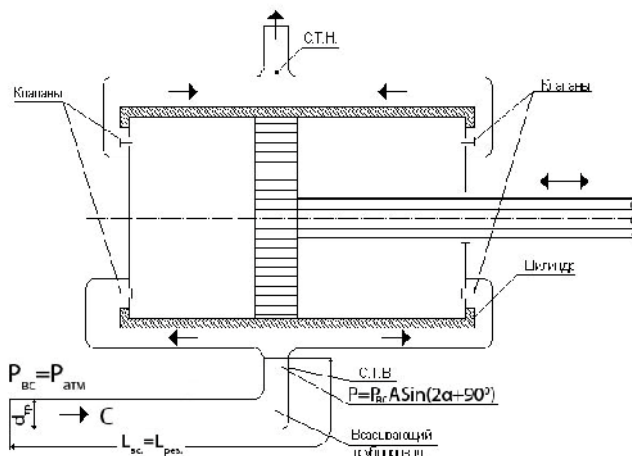


Рисунок 1 - Схема всасывающей системы поршневого компрессора с цилиндром двухстороннего действия в первой ступени и переменной длиной всасывающего трубопровода

Для рассматриваемой математической модели сделаем допущения, которые упрощают аналитическое изображение процесса, сохраняя правильность качественных зависимостей. Компрессор считаем «идеальным» [1], при этом полагаем, что размеры цилиндра малы по сравнению с длинами волн в колебательном процессе, и волна колебания давления без изменения формы и значения амплитуды передается газу, поступающему в цилиндр в процессе всасывания. Движение газа в трубе считаем одномерным, а сам газ - идеальным. Форма колебания давления — синусоидальная, отвечающая при резонансе зависимости [13]:

$$P = P_{ec} + A \cdot \sin(2\alpha + 90^\circ), \quad (3)$$

где P_{ec} - номинальное давление во всасывающей патрубке, равное атмосферному давлению Па;

A - амплитуда колебания давления, Па;

α - угол поворота коленчатого вала, град.

Выражение (3) отражает синусоидальную форму колебания давления газа в трубопроводе, когда резонанс происходит по второй гармонике вынуждающих импульсов. Такая картина наблюдается для компрессоров с цилиндрами двойного действия, для которых вторая гармоника является главной, преобладающей над другими гармониками [12].

Процесс колебания газа во всасывающей системе описывается по уравнениям гидродинамики [17]

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}; \quad (4)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0; \quad (5)$$

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{K}}, \quad (6)$$

где u - скорость; ρ - плотность; p - давление; p_0 и ρ_0 - средние значения давления и плотности.

В работе [15] показано, что движение газа с дозвуковой скоростью в длинных трубах достаточно точно описывается линеаризованной системой уравнений:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + 2a\rho u; \quad (7)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial t} = C_{зв}^2 \frac{\partial}{\partial x}(\rho u); \quad (8)$$

$$\frac{p}{\rho^K} = const, \quad (9)$$

где $2a$ - постоянный множитель, зависящий от сопротивления трубы, от гидравлического радиуса сечения и от средней скорости газа в трубе; $C_{зв}$ - скорость звука; K — показатель адиабатического процесса.

Вместо уравнений (4), (5) и (6) можно применить эквивалентные им волновые уравнения [8]:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = C_{зв}^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}; \quad (10)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = C_{зв}^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2}. \quad (11)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Составим граничные условия. Для трубы на открытом конце при $X=0$ граничное условие

$$P_{вс} = P_{атм}, \quad (12)$$

т.е. абсолютное давление всасывания равно атмосферному.

Для составления граничного условия для конца трубы, к которой присоединен цилиндр ($X=L$), кроме допущений, оговоренных выше, будем полагать, что теплообмен со стенками цилиндра при всасывании отсутствует. В этих условиях приращение внутренней энергии газа в цилиндре находится как разность энтальпии поступающего газа и работы, затрачиваемой газом на движение поршня:

$$C_v d(MT) = C_p T_{вс} dM - p dV, \quad (13)$$

где C_v и C_p — теплоемкости газа при постоянном объеме и давлении;

M — переменное массовое количество газа в цилиндре;

T и $T_{вс}$ — абсолютные температуры газа в цилиндре и перед всасывающим клапаном;

p — абсолютное давление в цилиндре;

V — переменный объем цилиндра.

Принимая во внимание соотношение

$$MT = \frac{pV}{R},$$

где R — газовая постоянная, получим

$$\frac{C_p}{R} V dp + \frac{C_p}{R} p dV = C_p T_{вс} dM. \quad (14)$$

Учитывая, что $\frac{C_p}{C_v} = K$, $C_{зв} = \sqrt{KT_{вс}R}$ — скорость звука во всасывающей

системе, уравнение (14) после деления на dt принимает вид

$$C^2 \frac{dM}{dt} = V \frac{dp}{dt} + Kp \frac{dV}{dt}. \quad (15)$$

Из формулы (15) видно, что $\frac{dM}{dt}$ есть то количество газа, которое притекает в цилиндр в единицу времени за период всасывания. Этот мгновенный расход может быть выражен через скорость около клапана и плотности

$$\frac{dM}{dt} = S_{mp} \rho_0 u, \quad (16)$$

где S_{mp} — площадь сечения трубы.

Таким образом, граничное условие при $X=L$ запишется

$$SC_{36}^2 \rho u = V \frac{dp}{dt} + Kp \frac{dV}{dt}. \quad (17)$$

Дадим другое выражение граничного условия. Определим u из уравнения (17) и, взяв ее производную по времени, подставим ее значение в уравнение (7). После ряда преобразований получим исходное дифференциальное уравнение второго порядка с переменными коэффициентами

$$\frac{d^2 p}{dt^2} + \left(2a + \frac{1+K}{V} \cdot \frac{dV}{dt} \right) \frac{dp}{dt} + \left(\frac{K}{V} \cdot \frac{d^2 V}{dt^2} + \frac{2aK}{V} \cdot \frac{dV}{dt} \right) p = -\frac{C_{36}^2 S}{V} \cdot \frac{dp}{dx} \Big|_{X=L}. \quad (18)$$

Пользуясь подстановкой $dt = \frac{d\alpha}{\omega}$, где ω - угловая скорость, получим другой вид уравнения:

$$\frac{d^2 p}{d\alpha^2} + A(\alpha) \frac{dp}{d\alpha} + B(\alpha) p = f(\alpha), \quad (19)$$

где

$$A(\alpha) = \frac{2a}{\omega} + \frac{1+K}{V} \cdot \frac{dV}{d\alpha};$$

$$B(\alpha) = \frac{K}{V} \cdot \frac{d^2 V}{d\alpha^2} + \frac{2aK}{\omega} \cdot \frac{dV}{d\alpha};$$

$$f(\alpha) = -\frac{C_{36}^2 S}{\omega^2 V} \cdot \frac{dp}{dx} \Big|_{X=l}.$$

Уравнение (19) можно рассматривать как уравнение движения газа в цилиндре. В общем виде решение уравнения (19) находится методом вспомогательной функции [9,10] и его можно представить как

$$p = \sum_{m=1}^{\infty} P_m \cos(m\omega t + \phi_m). \quad (20)$$

Для выяснения характера наполнения цилиндра газом при наличии колебаний давления, обусловленных порядком резонирующей гармоники и конструкцией цилиндров в первой ступени, необходимо определить зависимости объема цилиндра V и объемной скорости поршня $\theta = \frac{dV}{dt}$ как функции времени.

Будем различать два возможных варианта. Первый соответствует цилиндру одинарного действия, второй - цилиндру двухстороннего действия или двум цилиндрам одинарного действия, смещенных по углу

поворота коленчатого вала на 180° и всасывающих газ из одного трубопровода.

Изменение объема цилиндра от угла поворота без учета вредного пространства определяется выражением

$$V = F_n \cdot r \cdot f(\alpha), \quad (21)$$

где F_n - рабочая площадь поршня, m^2 ; r - радиус кривошипа, м; $f(\alpha)$ - безразмерная функция, представляющая переменный объем цилиндра, отнесенный к произведению радиуса кривошипа на площадь поршня и выраженный в зависимости от угла поворота кривошипа т.е.

$$f(\alpha) = 1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} - \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha, \quad (22)$$

где $\lambda = \frac{r}{l}$ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

$\alpha = \omega \cdot t$ - угол между осью цилиндра и кривошипом по назначению вращения, рад; ω - угловая скорость, рад/с; t - время, с.

Для одного цилиндра одинарного действия с учетом свойств идеального компрессора за период всасывания от 0 до π характер функции $V = f(\omega \cdot t)$ определится условиями

$$V = F_n \cdot r \left[1 - \cos(\omega t) + \frac{\lambda}{4} - \frac{\lambda}{4} \cos(2\omega t) \right] \quad (23)$$

при $0 \leq \omega t \leq \pi$ и $V = 0$ при $\pi \leq \omega t \leq 2\pi$.

Раскладывая функцию изменения объема в гармонический ряд Фурье [19], получим

$$V = V_0 - \sum_{m=2}^{\infty} V_m \sin \omega t - V_1 \cos \omega t + V_2 \sin \omega t, \quad (24)$$

где $V_0 = \frac{Fr}{2}$ - среднее значение функции изменения объема.

$$\left. \begin{aligned} V_m &= \frac{2Fr}{m} \left[-\frac{1}{m^2} \sin^2 \frac{m\pi}{2} + \frac{m}{m^2-1} \cos^2 \frac{m\pi}{2} \right] \text{ при } m = 2, 3, \dots \\ V_1 &= \frac{Fr}{2} \\ V_2 &= \frac{2Fr}{\pi} \end{aligned} \right\} \text{ при } m = 1 \quad (25)$$

Зависимость объемной скорости поршня от времени

$$\theta = \frac{dV}{dt} = Frf'(\alpha) = Fr\omega \left[\sin(\omega t) + \frac{\lambda}{2} \cos(\omega t) \right]. \quad (26)$$

При этом в угловом промежутке $0 \leq \omega t \leq \pi$ $\theta = Fr\omega \sin(\omega t)$, а в промежутке $\pi \leq \omega t \leq 2\pi$ $\theta = 0$.

Раскладывая функцию скорости изменения объема в гармонический ряд, получаем в общем виде:

$$\theta = \theta_0 - \sum_{m=2}^{\infty} \theta_m \cos(m\omega t) + \theta_1 \sin(\omega t), \quad (27)$$

где $\theta_0 = \frac{\omega Fr}{\pi}$ - среднее значение;

$$\left. \begin{aligned} \theta_m &= \frac{2Fr}{\pi} \cdot \frac{\cos^2 \frac{m\pi}{2}}{m^2 - 1} \text{ при } m = 2, 3, \dots \\ \theta_1 &= \frac{\omega Fr}{2} \text{ при } m = 1 \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Графики функций $V = f(\omega \cdot t)$ и $\theta = f(\omega \cdot t)$ изображены на рис. 2.

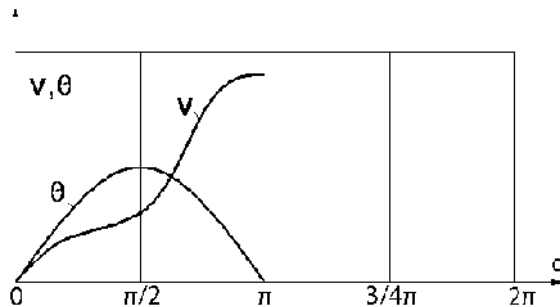


Рисунок 2 - Изменение объема V и объемной скорости θ поршня в зависимости от угла поворота кривошипа α для компрессора с цилиндром одинарного действия

Для одного цилиндра двухстороннего действия или двух цилиндров одностороннего действия со смещением кривошипа на угол 180° , всасывающих из одного трубопровода

$$\left. \begin{aligned} V &= F_n r \left[1 + \frac{\lambda}{4} - \cos(\omega t) - \frac{\lambda}{4} \cos(2\omega t) \right] \text{ при } 0 \leq \omega t \leq \pi \\ V &= F_n r \left[1 + \frac{\lambda}{4} + \cos(\omega t) + \frac{\lambda}{4} \cos(2\omega t) \right] \text{ при } \pi \leq \omega t \leq 2\pi \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

Разложив функцию изменения объема в гармонический ряд Фурье, получим

$$V = V_0 - \sum_{m=2}^{\infty} V_1 \sin(m\omega t), \quad (30)$$

где $V_0 = F_n r$ - среднее значение объема цилиндра;

$$V_1 = \frac{4Frm}{\pi(m^2 - 1)} \cos^2 \frac{m\pi}{2} \text{ при } m=2,4,6... \quad (31)$$

Зависимость скорости изменения объема от времени

$$\theta = \frac{dV}{dt},$$

при этом

$$\left. \begin{aligned} \theta &= \omega F_n r \sin \omega t \text{ при } 0 \leq \omega t \leq \pi \\ \theta &= -\omega F_n r \sin \omega t \text{ при } \pi \leq \omega t \leq 2\pi \end{aligned} \right\}$$

Разложив функцию объемной скорости поршня в гармонический ряд Фурье [16], получим

$$\theta = \theta_0 - \sum_{m=2}^{\infty} \theta_m \cos(m\omega t),$$

где $\theta_0 = \frac{2F_n r}{\pi}$ - среднее значение объемной скорости;

$$\theta_m = \frac{4F_n r \omega}{\pi(m^2 - 1)} \cdot \cos^2 \frac{m\pi}{2} \text{ при } m=2,4,6...$$

Графики функций $V = f(\omega \cdot t)$ и $\theta = f(\omega \cdot t)$ для цилиндров двойного действия изображены на рис. 3.

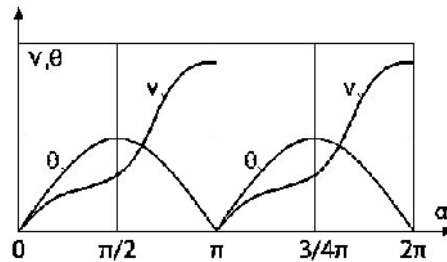


Рисунок 3 - Изменение объема V и объемной скорости θ поршня в зависимости от угла поворота кривошипа α для цилиндра двойного действия

Определение показателя максимального наполнения цилиндра в условиях резонансных колебаний давления газов во всасывающей системе

Учитывая, что привод стационарных поршневых компрессоров нерегулируем, получение максимального эффекта от резонансной интенсификации производительности достигается путем подбора всасывающего трубопровода определенной длины. Наибольший прирост производительности может быть получен, когда момент закрытия всасывающего клапана совпадает с моментом достижения амплитуды

колебания давления максимального значения. При отрицательной фазе колебания давления производительность компрессора может быть значительно снижена, что может быть связано с наступлением резонанса по другой гармонике или со сдвигом фазы колебания давления по отношению к мертвой точке.

Отсюда становится очевидным необходимость определения показателя, который дал бы возможность установить, по какой из гармоник производительность компрессора будет иметь максимальное значение. Для двигателей внутреннего сгорания такой критерий установлен О. Лутц и В. Майер [5]. Влияние среднего объема цилиндра на условие наилучшего наполнения его показал В. Боднер [6]. В работе [3,4] подобный критерий получен применительно к поршневым компрессорам с цилиндрами простого и двойного действия. Авторы, используя адиабатический закон изменения параметров газа в волне колебательного процесса, установили критерий наилучшего наполнения цилиндра газом, представив его как баланс между количеством вещества, которое в момент резонанса притекает в цилиндр или вытекает из него, причем этот критерий определяется только параметрами компрессора (конструкция цилиндров, номер гармоники, величины, составляющие скорость поршня).

Взяв отношение массового расхода, который поступает в цилиндр при наличии колебания, к тому расходу, который может поступить в условиях стационарного режима, получен коэффициент наполнения цилиндра, вследствие изменения давления в конце всасывания за счет резонанса и который количественно характеризует критерий наилучшего наполнения цилиндра:

$$\lambda_n = 1 + \frac{d(\Delta M)}{\rho_0 \frac{dV_0}{dt}}. \quad (32)$$

Для компрессора с одним цилиндром I ступени одинарного действия коэффициент наполнения определяется по формуле

$$\lambda_H = 1 - \frac{1}{K} \sum_{m=2} \frac{n - m^2}{(m^2 - 1)^2} \cos^4 \frac{m\pi}{2} \cos^2 \varphi_m - \frac{\pi^2}{16^k} \left[(K - 1) \sin \varphi_1 \cos \varphi_1 + \frac{8}{\pi} \cos^2 \varphi_1 \right], \quad (33)$$

где m - порядок гармоники.

Для компрессора с цилиндрами двойного действия или с двумя цилиндрами одинарного действия, всасывающими газ из одного трубопровода, со смещением по фазе на 180° , коэффициент наполнения определяется по формуле

$$\lambda_H = 1 - 2 \sum_{M=2}^{\infty} \left(1 - \frac{m^2}{K}\right) \frac{\cos^2 \varphi_m}{(m^2 - 1)^2} \cos^4 \frac{m\pi}{2}. \quad (34)$$

Величина m определяется из формулы (при $m = 1, 2, 3, \dots$):

$$tg\phi_m = \frac{m^2\omega_K^2 - \omega_o^2}{2\delta m\omega_K}, \quad (35)$$

где ω_K - частота вращения вала компрессора в рад/с; $2\delta = K \frac{dV_0}{dtV_0}$,
 причем V_0 - средний за оборот объем цилиндра, присоединенный к
 всасывающему трубопроводу; $\frac{dV_0}{dt}$ - средняя объемная скорость поршня,
 полученная разложением в гармонический ряд объемной скорости
 поршня $\theta = \frac{dV}{dt}$:

$$tV_0 = \frac{F_{\Pi}r}{2}i; \frac{dV_0}{dt} = \frac{\omega_K F_{\Pi}ri}{\pi}. \quad (36)$$

Здесь i - число цилиндров.
 При резонансе

$$\omega_0 = m\omega_K. \quad (37)$$

Подставляя (36) в уравнения (34) и (35), получим для одного цилиндра

$$\left. \begin{aligned} \lambda_H &= 1 - \frac{\pi}{2K} \quad (\text{при } m = 1) \\ \lambda_H &= 1 - \frac{1}{K} \frac{K - m^2}{m^2 - 1} \cos^4 \frac{m\pi}{2} \quad (\text{при } m = 2, 3, \dots) \end{aligned} \right\}, \quad (38)$$

для двух цилиндров (при $m = 2, 3, \dots$)

$$\lambda_H = 1 - \frac{2}{(m^2 - 1)^2} \left(1 - \frac{m^2}{K}\right) \cos^4 \frac{m\pi}{2}. \quad (39)$$

Из анализа (38) и (39) следуют важные выводы, заключающиеся в том, что при одном цилиндре одинарного действия главной гармоникой возмущающего импульса является первая и резонанс по ней приводит к отрицательному результату - снижению производительности более чем на 20%. Для всасывающей системы с цилиндром двойного действия главной гармоникой является вторая, резонанс по которой приводит к увеличению производительности теоретически на 41% [3]. Количественная сторона наполнения цилиндров при наличии колебательного процесса во всасывающем трубопроводе показана на рис. 4 б. Авторы уточняют, что числовые значения η , приведенные на рис. 4, являются приблизительными, так как не учитывают влияние вредного пространства и затухание колебаний [4]. Главный смысл представленных на рисунке 4 теоретических графиков состоит в том, что они дают наглядную картину относительного влияния спектра резонирующих гармоник на наполнение цилиндров газом.

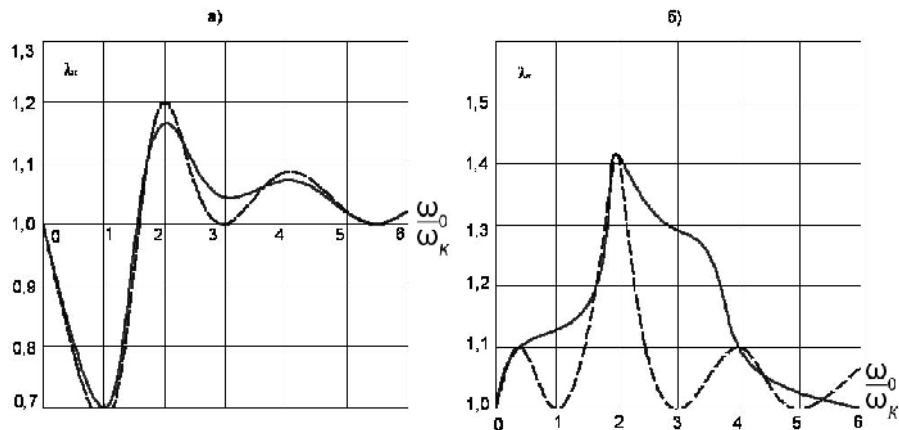


Рисунок 4 - Коэффициент наполнения цилиндра λ_n

в зависимости от отношения $\frac{\omega_0}{\omega_K} = m$:

а) на всасывающую систему воздействует один цилиндр одинарного действия; б) цилиндр двойного действия.
Сплошные линии – суммарное действие всех гармоник, штриховые – влияние только резонирующей гармоники [3]

Следует отметить, что в работе [11] сделаны ошибочные выводы о порядке резонирующих гармоник, влияющих положительно на прибавку производительности в режимах резонансной интенсификации работы поршневых компрессоров. Интенсификация процессов, проведенное на компрессорах ЗИФ ШВКС-5, ВП-50/8М, 4МВ10-100/8 и др. [14], показали, что главной гармоникой, резонанс по которой способствовал увеличению производительности на 10-18%, является вторая. Резонансы по другим гармоникам не оказали практического влияния на наполнение цилиндра газом и на производительность компрессора.

Определение оптимальной резонансной длины всасывающего трубопровода поршневых компрессоров с цилиндрами двойного действия

Как следует из вышеприведенных уравнений, определение условий наступления резонансных колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе сводится к достаточно точному расчету частот собственных (свободных) колебаний газа в трубопроводе и нахождению резонансной длины его. Частота собственных колебаний газа зависит от формы трубопровода, его длины и диаметра, величины и расположения емкостей, находящихся в установке, в том числе и переменного объема цилиндра, присоединяемого к трубопроводу в процессе всасывания. На значение частоты собственных колебаний оказывает влияние скорость звука в газе, зависящая от температуры газа и его плотности.

Для всасывающей системы поршневого компрессора, изображенной на рис. 1, резонансную длину всасывающего трубопровода рекомендуют определять исходя из уравнений, полученных И.А. Боднером [6] для всасывающих систем двигателей внутреннего сгорания с учетом среднего объема цилиндра V_0 :

$$ctg \frac{\omega_0 L}{C_{зв}} = \frac{\omega_0 V_0}{C_{зв} S_{mp}} ; \quad (40)$$

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

$$ctg \frac{\omega_0}{C_{зв}} L = 0, \quad (41)$$

где ω_0 - частота собственных колебаний столба газа во всасывающей системе, $\frac{рад}{с}$; L - длина трубопровода, м; S_{mp} - площадь сечения трубопровода, м².

Усреднение объема цилиндра, величина которого в период всасывания изменяется от нуля до максимального значения, приводит к удовлетворительным результатам в определении резонансных длин в случае, когда объем цилиндра пренебрежимо мал по сравнению с объемом трубопровода, настроенного на резонанс. Это имеет место для нагнетательных и всасывающих систем двигателей внутреннего сгорания, применительно к которым получены формулы (40) и (41).

Для поршневых компрессоров, как показывают вычисления, объем трубопровода, настроенного на резонанс по главной гармонике, превышает объем цилиндра всего в 1,5-2 раза и это обстоятельство играет решающую роль в определении точного значения резонансной длины трубопровода всасывающей системы.

Найдем аналитическую связь между переменным объемом цилиндра и колебаниями давления газа в трубопроводе.

Для определения давления в трубопроводе в функции времени и координаты X можно применить способ Фурье [10], для чего следует воспользоваться волновым уравнением (11).

Применительно к рассматриваемой задаче частное решение уравнения (11) представляется в виде произведения двух функций, одна из которых зависит только от t , а другая только от X :

$$p(x, t) = T(t)X(x),$$

где $X(x)$ - собственная функция, соответствующая собственным значениям аргумента, т. е.

$$X(x) = \sin \frac{\omega_0}{C_{зв}} x.$$

Характер зависимости p от t определяется из граничного условия (18). Для конца трубы ($X = L$) выражение (3) будет иметь вид

$$P(L, t) = T(t) \sin \frac{\omega_0}{C_{зв}} L. \quad (42)$$

Дифференцируя (3) по dx и подставляя $X = L$, получим

$$\frac{dP}{dX_{X=L}} = T(t) \frac{\omega_0}{C_{зв}} \cos \frac{\omega_0}{C_{зв}} L.$$

или, заменяя $T(t)$ из (4), окончательно получим

$$\frac{dP}{dX_{X=L}} = \frac{\omega_0}{C_{36}} \operatorname{ctg} \frac{\omega_0}{C_{36}} L p. \quad (43)$$

Подставляя выражение (43) в уравнение (18) и делая перестановку слагаемых, получим другое выражение дифференциального уравнения:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 p}{dt^2} + \left(2a + \frac{1+K}{V} \frac{dV}{dt}\right) \frac{dp}{dt} + \left(\frac{K}{V} \frac{d^2 V}{dt^2} + \frac{2aK}{V} \frac{dV}{dt} + \right. \\ \left. + \frac{C_{36} S_{mp} \omega_0}{V} \operatorname{ctg} \frac{\omega_0}{C_{pd}} L\right) p = 0. \end{aligned} \quad (44)$$

По аналогии с механическими колебаниями коэффициент при p представляет квадрат собственной частоты газового столба во всасывающей системе ω_0 с учетом изменяющегося объема цилиндра:

$$\frac{K}{V} \frac{d^2 V}{dt^2} + \frac{2aK}{V} \frac{dV}{dt} + \frac{C_{36} S_{mp} \omega_0}{V} \operatorname{ctg} \frac{\omega_0}{C_{36}} L = \omega_0^2. \quad (45)$$

При известном законе движения поршня уравнение (45) переходит в трансцендентное уравнение, корни которого находятся графическим путем.

На рис. 5 приведены зависимости ω_0 от изменяющегося объема цилиндра компрессора ВП-50/8М за время всасывания, определенные 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.

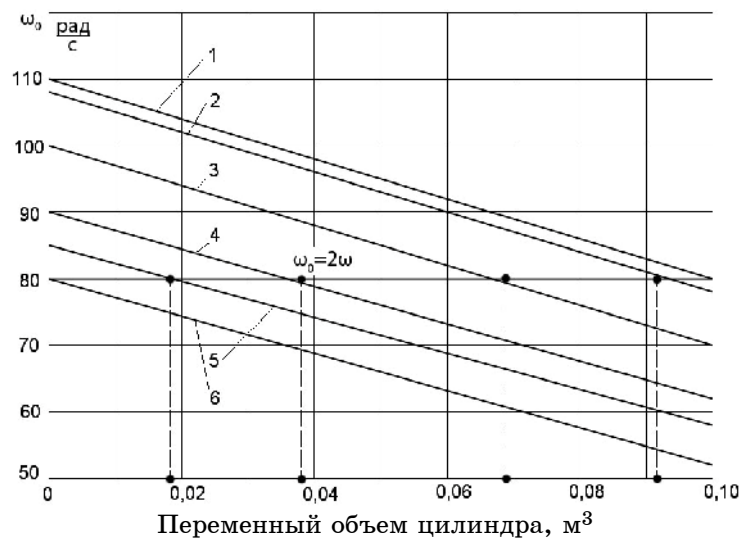


Рисунок 5 - Зависимость частоты собственных колебаний ω_0 всасывающей системы компрессора ВП-50/8М от изменяющегося объема цилиндра при различных длинах всасывающего трубопровода L , м:
1 - 4,92; 2 - 5,0; 4 - 6,0; 5 - 6,5; 6 - 7,0

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

Изменяющийся объем цилиндра, как следует из рис. 5, влияя на собственную частоту колебаний газового столба, определяет зону резонансных длин всасывающего трубопровода. При этих длинах наблюдают наиболее интенсивные колебания давления. Но эффект повышения производительности будет зависеть не только от амплитуды колебания, но также от фазы наступления максимального давления в трубопроводе по отношению к мертвой точке положения поршня, когда закрываются всасывающие клапаны, и сопротивления самих клапанов. Совместное влияние всех трех факторов рассмотрено в работе [13]. Здесь следует указать, что одна из резонансных длин будет оптимальной, при которой максимальное давление в волне колебательного процесса совпадет с моментом закрытия всасывающего клапана при нахождении поршня в мертвой точке. При таких условиях производительность будет иметь наибольшее значение.

На основании формулы (45) можно получить уравнение, дающее возможность определить теоретическое значение оптимальной резонансной длины всасывающего трубопровода для поршневого компрессора с цилиндром двойного действия с учетом его изменяющегося объема в период всасывания [13]:

$$L_{рез.опт} = 7,5 \frac{C_{зв}}{n} - 2,24 \left(\frac{D_1}{d_{mp}} \right)^2 r, \quad (46)$$

где n - частота вращения вала компрессора, $мин^{-1}$;

D_1 - диаметр цилиндра первой ступени, м;

r - радиус кривошипа, м.

Сравнение опытных значений оптимальных резонансных длин компрессоров ВП-5018М; ВП-2018М; 4ВМ10-100/8; 55В; 5Г-10018 с теоретическими, определенными по формуле (46) показало, что расхождение в значениях не превышает 7-10%, в то время как расчет резонансных длин по формулам (1) и (2) дает отклонение от действительных длин 25-37%. Это означает, что система с такими всасывающими трубопроводами на деле оказывается далеко от резонансной. В этом заключается, на наш взгляд, одна из главных причин, почему резонансная интенсификация как эффективный способ повышения производительности компрессоров не нашла практического применения.

ВЫВОДЫ

1. Резонансная интенсификация поршневых компрессоров с цилиндрами двойного действия в первой ступени (а именно такие имеют наиболее широкое распространение в промышленности) является эффективным способом повышения производительности. Эффект достигается без капитальных и эксплуатационных затрат путем модернизации всасывающей системы. Теоретически показано, что увеличение производительности может составить 41%.

2. Положительное влияние резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе на производительность поршневого компрессора может осуществляться как для цилиндра простого, так и цилиндра двойного действия. Наибольшее значение коэффициент наполнения имеет

место при резонансе второй гармоники, являющейся главной для цилиндра двойного действия. Для цилиндра одностороннего действия главной является первая гармоника, резонанс по которой приводит к отрицательному результату в прибавке его производительности, так как коэффициент наполнения меньше единицы.

3. Определение значений оптимальных резонансных длин для компрессоров с цилиндрами двухстороннего действия в I ступени по формуле (46), учитывающей переменный объем цилиндра и коэффициент затухания всасывающей системы, дает возможность использования резонансной интенсификации производительности как для действующего компрессора, так и на стадии проектирования его. Необходимо указать, что величина оптимальной длины всасывающего трубопровода зависит от температуры всасываемого газа. Для воздушных компрессоров следует ориентироваться на летнюю температуру, так как работа компрессора в зимний период переводит режим его эксплуатации в наиболее оптимальную по экономичности зону всасывающей системы - в зарезонансную - отличающуюся наименьшим удельным расходом энергии и повышенной производительностью [12-14].

SUMMARY

THE THEORETICAL BASIS OF RESONANCE INTENSIFICATION OF PERFORMANCE OF RECIPROCATING COMPRESSORS

U.A. Rutkovskiy,

Donbass State Technical University, Alchevsk, Ukraine

Regularities between the thermodynamic and gas dynamic processes caused by the resonant oscillations of gas pressure in the suction system of reciprocating compressor cylinders with single and double action are under consideration. The criteria of the best cylinder filling gas are defined and an analytical formula for determining the optimal value of the resonant length of the suction pipe, at which the maximum compressor capacity in the mode of resonant intensification of its work is given in the article.

Key words: *piston compressor, the suction line, pressure fluctuations, resonance, filling ratio, the optimal parameters of the suction system.*

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том I. Теория и расчет. – М.: Колос, 2000. – 456 с.
2. Френкель М.И. Поршневые компрессоры / Френкель М.И. – М.: Машиностроение, 1969. – 742 с.
3. Видякин Ю.А. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах / Ю.А. Видякин, Т.Ф. Кондратьева, Ф.П. Петрова, Платонов. - Л.: Машиностроение, 1972. – 224 с.
4. Кондратьева Т.Ф. Теоретические положения акустического наддува поршневых компрессоров / Т.Ф. Кондратьева, Ф.П. Петрова // Труды НИИХиммаша. - М.: Машиностроение, 1965. - №48.
5. Lutz O. Resonanzerscheinung in brennungskraftmaschinen / O. Lutz, W. Maier. - Stuttgart, 1934.
6. Боднер В. Акустический метод повышения мощности двигателей внутреннего сгорания / В. Боднер // Известия военно-электротехнической академии РККА им. Буденного. - 1939. – Т. XVIII.
7. Гринь Н.П. Поршневые воздушные компрессорные машины нового поколения для ВРУ, реализующих циклы среднего и высокого давлений / Н.П. Гринь, Ю.Б. Наталуха, А.В. Смирнов // Технические газы. – №6. – С. 26-30.
8. Хачатурян С.А. Волновые процессы в компрессорных установках / С.А. Хачатурян. - М.: Машиностроение, 1983. – 220 с.
9. Штокало И.З. Линейные и дифференциальные уравнения с переменными коэффициентами. – Киев: Изд-во НАН Украины, 1960.
10. Ризун В.И. Модифицированный метод вспомогательных функций и его применение / В.И. Ризун. – Киев: ЦБНТИ УССР, 1991. – 331 с.

11. Алексеев В.В. Теоретические исследования резонансного наддува поршневых компрессоров / В.В. Алексеев // Известие вузов. Геология и разведка. – 1972. - №2. - С. 166 – 173
12. Рутковский Ю.А. Использование резонансного наддува для повышения эффективности поршневых компрессоров / Ю.А. Рутковский // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2008. - №2. – С. 87-92.
13. Рутковский Ю.А. Резонансные волновые процессы во всасывающих системах поршневых компрессоров / Ю. А. Рутковский // Технические газы. – 2010. - №2. - С. 20-29.
14. Рутковский Ю.А. Производительность поршневых компрессоров при использовании резонансного наддува / Ю.А. Рутковский // Компрессорное и энергетическое машиностроение. - 2008-2009. – №4 (14), №10. - С. 38-47.
15. Чарный И. Н. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах / И. Н. Чарный. - М.: Недра, 1975. - 296 с.
16. Рутковский Ю.А. Резонансные газодинамические процессы во всасывающих системах и их влияние на коэффициент подачи и производительность поршневых компрессоров / Ю.А. Рутковский // Промислова гідравліка і пневматика. – 2010. - №3(29). - С.21-29.
17. Дж. В. Стретт (Лорд Рэлей). Теория звука. Том II. - М.: Гос-е изд-во технико-теоретической литературы, 1955. - 476 с.
18. Ржевкин С. Н. Курс лекций по теории звука / С.Н. Ржевкин. - М.: Наука, 1978. – 687 с.
19. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. - М.: Наука, 1974. - 831 с.

Поступила в редакцию 12 мая 2011 г.