

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МАЛОГО ПОРШНЕВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

Воронцов А.Г., Дегтяренко И.В.

Донецкий государственный технический университет, кафедра АТ

E-mail: vag@fcita.donetsk.ua

Abstract

Vorontsov A., Degtyarenko I. Mathematical model of the small piston refrigerant compressor. This article contains the description of mathematical model of dynamics of the small piston refrigerant compressor. It takes into account: the influence of clearances in basic mating; a modification of gas force depending on coordinates and the piston driving direction (indicator diagram); a modification of electric drive moment depending on angular velocity of a curl rotation.

На сегодняшний день актуальной является задача диагностики технического состояния машин возвратно-поступательного действия (МВПД) и, в частности, холодильных поршневых компрессоров. Одним из наиболее перспективных методов диагностики технического состояния МВПД является виброакустический метод [1]. Он требует проведения исследований динамических явлений в кинематических парах механизма с целью определения параметров виброакустического сигнала объекта и построения диагностической модели.

Для решения указанной задачи проведено теоретическое исследование, в основу которого положена математическая модель динамики поршневого компрессора.

Расчетная схема динамики кривошипно-ползунового механизма приведена на рис. 1. На схеме показан учитываемый в процессе моделирования зазор Δ_1 в сопряжении поршень – гильза цилиндра; F_g – газовая сила; F_1 – сила, действующая на ползун; R – радиус кривошипа. X и Y – оси декартовой системы координат.

Уравнения движения механизма составим в форме уравнений Лагранжа 2-го рода [2,3], выбрав в качестве обобщенной координаты угол поворота кривошипа φ , отсчитываемый от положительного направления оси X системы координат OXY:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q, \quad (2)$$

где T – кинетическая энергия механизма;

Q – обобщенная сила.

Кинетическая энергия КПМ находится как сумма кинетических энергий всех элементов механизма: кривошипа, ползуна и кулисы.

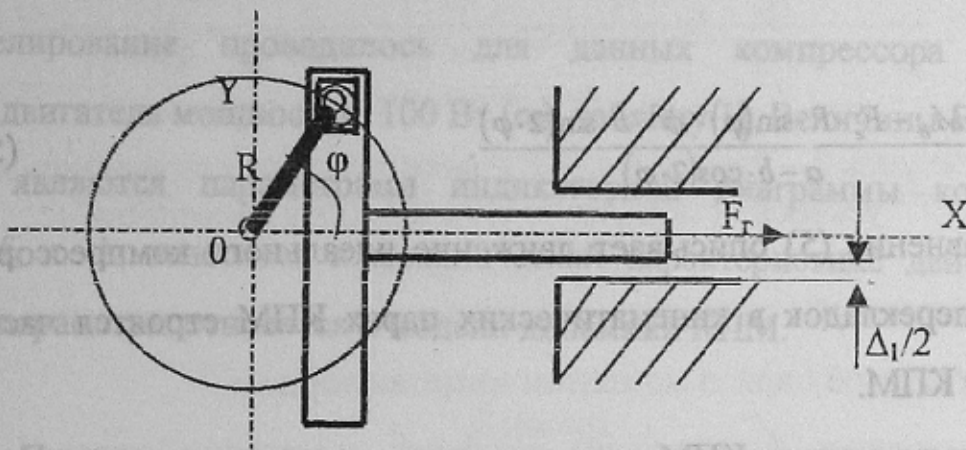


Рисунок 1 – Расчетная схема кривошипно-ползунового механизма

Выражение для нахождения кинетической энергии КПМ [2] имеет вид:

$$T = \frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left[J_{кр} + \left(m_2 + \frac{m_3}{2} \right) \cdot R^2 - \frac{m_3}{2} \cdot R^2 \cdot \cos(2\varphi) \right]. \quad (1)$$

где $J_{кр}$ – момент инерции кривошипа относительно оси O (сюда также входят моменты инерции вала и ротора);

m_2 – масса ползуна;

m_3 – масса кулисы и поршня.

Для нахождения обобщенной силы Q , вычисляется сумма мощностей активных сил и приравнивается мощности обобщенной силы:

$$M_o \cdot \omega + F_z \cdot v_{пор} = Q \cdot \omega. \quad (2)$$

где F_z – газовая сила;

M_δ – электромагнитный момент двигателя;

Учитывая, что $v_{пор}^* = -\omega^* \cdot R \cdot \sin(\varphi)$, имеем:

$$Q = M_\delta - F_z \cdot R \cdot \sin(\varphi) \quad (3)$$

Подставляя уравнения (1) и (3) в выражение (2), получаем:

$$\ddot{\varphi}(a - b \cdot \cos(2 \cdot \varphi)) + \dot{\varphi}^2 \cdot b \cdot \sin(2 \cdot \varphi) = M_\delta - F_z \cdot \sin(\varphi); \quad (4)$$

где $a = J_{кр} + \left(m_2 + \frac{m_3}{2}\right) \cdot R^2$,

$$b = \frac{m_3}{2} \cdot R^2.$$

Для удобства моделирования в уравнении (4) выразим угловое ускорение $\ddot{\varphi}$.

$$\ddot{\varphi} = \frac{M_\delta - F_z \cdot R \cdot \sin(\varphi) - \dot{\varphi}^2 \cdot b \cdot \sin(2 \cdot \varphi)}{a - b \cdot \cos(2 \cdot \varphi)}. \quad (5)$$

Уравнение (5) описывает движение идеального компрессора. Для учета влияния переключений в кинематических парах КПМ строятся частные модели динамики КПМ.

Частная модель КПМ при пролете зазора Δ_1 характеризуется тем, что в перемещении поршня появляется Y составляющая. При этом уравнение, описывающее поведение КПМ, принимает следующий вид:

$$\ddot{\varphi} = \frac{M_\delta + F_z \cdot R \cdot \sin(\varphi)}{J_{кр} + (m_2 + m_3) \cdot R^2}. \quad (8)$$

Расчет динамических характеристик поршневого компрессора проведен на основе комплексной математической модели. Переход к частной модели осуществляется для зазора Δ_1 при смене направления движения ползуна. В качестве начального приближения для построения итерационной схемы вычисления используются результаты динамического расчета идеального компрессора.

Газовая сила (F_z) определяется по индикаторной диаграмме [4] компрессора. В процессе моделирования применена стандартная

аппроксимация индикаторной диаграммы трапецией.

Движущий момент определяется по механической характеристике асинхронного однофазного двигателя, рабочий участок которой аппроксимирован прямой

$$M_o = k_1 \cdot s; \tag{9}$$

где k_1 – тангенс угла наклона аппроксимирующей прямой.

$$s = \frac{2\pi \cdot f_c - \omega}{2\pi \cdot f_c} - \text{скольжение.}$$

Математическая модель компрессора была реализована при помощи моделирующего программного пакета SIMULINK 2.0, входящего в состав математического программного приложения MATLAB 5.2.

Моделирование проводилось для данных компрессора ХКВ-6.23, имеющего двигатель мощностью 100 Вт (см. таблицу 1). Величины $F_{г_max}$, $F_{г_min}$, X_2 и X_3 являются параметрами индикаторной диаграммы компрессора, величины f_c и k_1 относятся к механической характеристике двигателя, все остальные параметры относятся к модели динамики КПМ.

Таблица.1 – Параметры модели компрессора

Радиус кривошипа, R	7.5 мм.	Макс. газовая сила, $F_{г_max}$	370 Па.
Масса кривошипа, m_1	40 гр.	X_2	5 мм.
Масса ползуна, m_2	29.5 гр.	Мин. газовая сила, $F_{г_min}$	-40 Па.
Масса поршня, m_3	73 гр.	X_3	13 мм.
Диаметр поршня, D_p	23 мм.	Масса вала	200 гр.
Зазор Δ_1	0.02 мм	Масса ротора	800 гр.
Частота сети, f_c	50 Гц.	K_1	10.124

Решение системы дифференциальных уравнений производилось методом Рунге-Кутта 4-го порядка с шагом интегрирования $t_{и}=0.00001$ с. Ниже приведены графики временных зависимостей углового ускорения кривошипа и ускорения движения поршня при номинальных значениях зазоров.

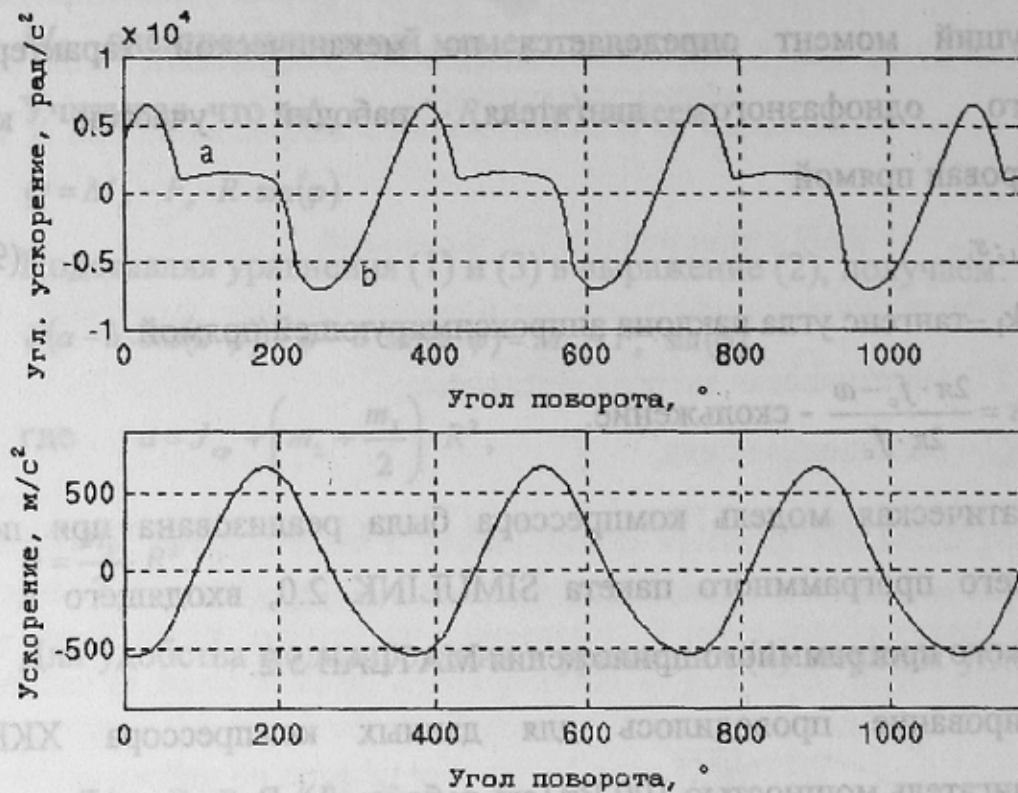


Рисунок 2 – Зависимости углового ускорения кривошипа и ускорения поршня от угла поворота кривошипа

Несинусоидальный характер изменения углового ускорения обусловлен действием газовой силы и моментом инерции поршня.

На рисунке 3 показаны графики изменения углового ускорения кривошипа при пролете зазора поршень-гильза.

Характер изменения динамических процессов в компрессоре (углового ускорения кривошипа и ускорения движения поршня) однозначно связан с параметрами технического состояния компрессора (размерами зазоров в сопряжениях, массами, моментами инерции, размерами деталей, величиной газовой силы, моментом двигателя). В свою очередь динамические процессы являются источниками возникновения вибраций, которые могут быть измерены. Тем самым созданы предпосылки для создания системы анализа технического состояния компрессоров по параметрам виброакустических сигналов. Зная характер изменения динамических процессов, можно оценить их спектральный состав, а затем выделять эти компоненты в виброакустическом сигнале.

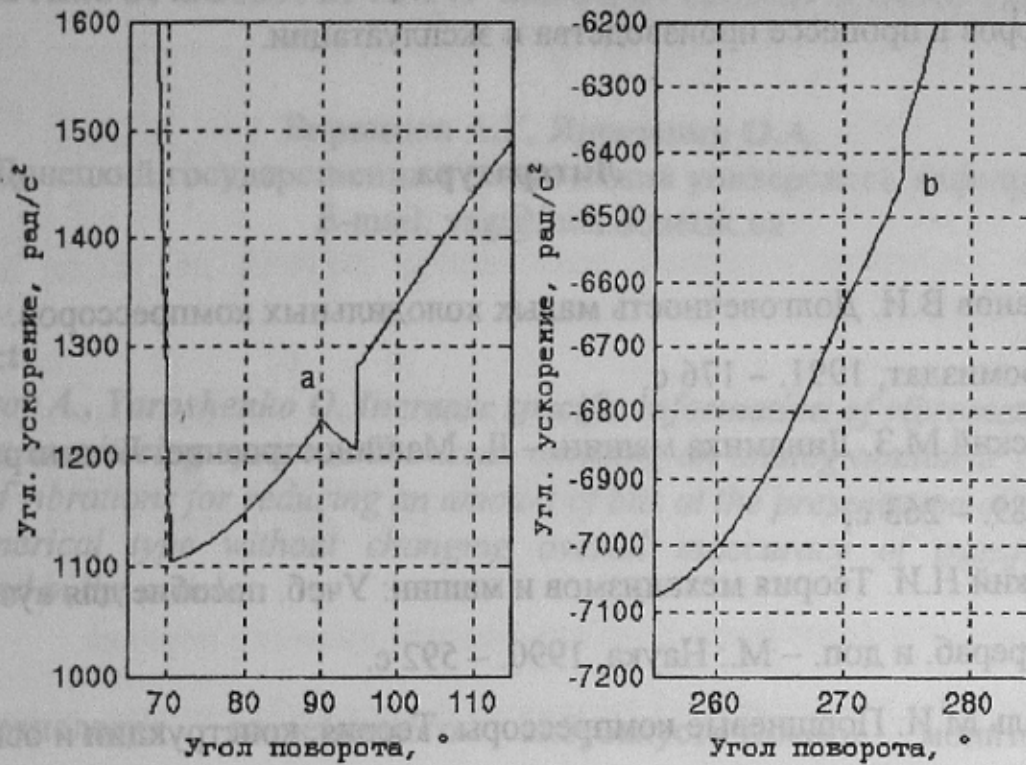


Рисунок 3 – Изменение углового ускорения кривошипа при пролете зазора

Выводы

1. Разработана математическая модель динамики малого поршневого компрессора, в которой учтено: влияние зазора в сопряжении поршень – гильза цилиндра; изменение газовой силы в зависимости от координат и направления движения поршня; изменение момента электропривода в зависимости от угловой скорости вращения ротора.

2. Математическая модель динамики компрессора позволяет увязать параметры технического состояния (давления, зазоры, размеры, массы, моменты инерции) с параметрами динамических процессов, и, следовательно, с параметрами вибраций, которые возбуждаются последними и могут быть измерены.

3. Реализация модели на пакете MATLAB позволяет создать простой и эффективный инструмент как для дальнейших исследований, так и для

построения системы автоматизированного контроля технического состояния компрессоров в процессе производства и эксплуатации.

Литература

1. Милованов В.И. Долговечность малых холодильных компрессоров. – М.: Агропромиздат, 1991. – 176 с.
2. Козловский М.З. Динамика машин. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1989. – 263 с.
3. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд. Перераб. и доп. – М.: Наука, 1990. – 592 с.
4. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. – Л.: «Машиностроение», 1969. – 744 с.