

А. Ф. Сарманаева, Т. Н. Мустафин, Г. Н. Чекушкин,  
А. К. Шагиева

## АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА РАБОТУ САМОДЕЙСТВУЮЩИХ КОЛЬЦЕВЫХ КЛАПАНОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Ключевые слова: поршневой компрессор, самодействующий кольцевой клапан, анализ работы.

Одними из наиболее ответственных узлов поршневых компрессоров являются нагнетательные и всасывающие клапаны. Их эффективность определяет эффективность компрессорных систем в целом. Анализ влияния нескольких факторов на рабочий процесс клапанов представлен в данной статье. Комплексные методы исследования могут помочь создать оптимальные компрессорные системы.

Keywords: piston compressor, self-acting ring valve, analysis of the working process.

One of the main units of piston compressors are its discharge and suction valves. Its efficacy will determine efficiency of compressor units. Analysis of influence of several factors to working process of valves is presented in this paper. Complex methods of investigation can help create optimal compressors units.

В настоящее время поршневые компрессоры, несмотря на известные недостатки относительно повышенной металлоемкости, неуравновешенности механизма движения, увеличенных потерь на трение, малой быстроходности обеспечивают неплохие характеристики компрессорных агрегатов [1, 2, 3, 4]. Наиболее ответственными узлами поршневых компрессоров являются самодействующие клапаны. Они определяют энергетическое совершенство, динамические параметры и собственно ресурс изделия. Для оценки показателей ступени на стадии проектной разработки новых конструкций и совершенствовании существующих машин, как предложено, например, в работах [5; 6; 7, 8] важно использование методики комплексного анализа, позволяющей оценить показатели ступени.

В рабочих камерах с самодействующими клапанами и другими уплотняющими элементами термодинамические процессы протекают с переменной массой рабочего тела. Описание этих процессов выполняется с учетом ряда допущений на основе, предложенной в работе [9] методики. За основу принимается закон сохранения энергии для реальных газов. Дифференциальные уравнения изменения давления и температуры газа по углу поворота вала выглядят следующим образом:

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{v}{V \cdot c_p} \cdot \left( \left( \sum_{k=1}^n \frac{\Delta i_{nk}}{\omega} \frac{dm_{nk}}{dt} \right) \cdot \frac{dQ}{\omega \cdot dt} \cdot \left( \frac{\partial s}{\partial v} \right)_T - c_p \cdot \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_T \cdot \left( \frac{dv}{d\varphi} \cdot \frac{v}{\omega} \cdot \left( \sum_{k=1}^n \frac{dm_{nk}}{dt} \right) - \sum_{l=1}^n \frac{dm_{yl}}{dt} \right) \right) \cdot \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_T \cdot v \cdot \left( \frac{\partial i}{\partial v} \right)_T \cdot \left( \frac{\partial s}{\partial v} \right)_T - 1$$

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{v}{V \cdot c_p} \cdot \left( \left( \sum_{k=1}^n \frac{\Delta i_{nk}}{\omega} \frac{dm_{nk}}{dt} \right) \cdot \frac{dQ}{\omega \cdot dt} \cdot \left[ \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_T \cdot v \cdot \left( \frac{\partial i}{\partial v} \right)_T \right] \cdot \left( \frac{dv}{d\varphi} \cdot \frac{v}{\omega} \cdot \left( \sum_{k=1}^n \frac{dm_{nk}}{dt} \right) - \sum_{l=1}^n \frac{dm_{yl}}{dt} \right) \right) \cdot \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_T \cdot v \cdot \left( \frac{\partial i}{\partial v} \right)_T \cdot \left( \frac{\partial s}{\partial v} \right)_T - 1$$

где:  $p$ ,  $T$ ,  $s$ ,  $c_p$ ,  $v$  - давление, температура, энтропия, изобарная теплоемкость, удельный объем газа;  $V$  - текущий объем рабочей полости;  $\Delta i_{nk} = i - i_{nk}$  - разница энтальпий притекающего газа и газа в рабочей полости;  $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$  - угловая скорость коленвала;  $\frac{dm_{xx}}{dt}$  - мгновенный массовый расход через клапана или щели

в поршневых кольцах;  $\frac{dQ}{dt}$  - тепловой поток, подводимый к газу в результате теплообмена со стенками.

Индекс « $n$ » в системе уравнений относится к параметрам входящего в рабочую полость газа, а индекс « $y$ » к параметрам газа утекающего из рабочей полости.

Зависимости  $i$ ,  $s$ ,  $v$  от параметров состояния  $p$ ,  $T$  отыскиваются как полиномы термодинамических свойств или из диаграммы состояния конкретного рабочего тела.

Процессы всасывания и нагнетания осуществляются через переменное во времени определяющее (минимальное) сечение. Следовательно, исходная система уравнений может быть решена в условиях реальной геометрии клапана, с учетом динамики определяющего сечения между пластиной и седлом. Уравнение движения пластины (2) записано в классическом виде, и имеет форму зависимости, представленной в работе [10]:

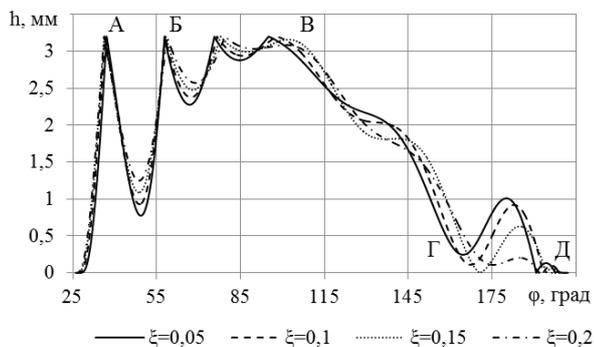
$$\frac{d^2h}{d\varphi^2} = \frac{1}{m_n \cdot \omega^2} \cdot (\rho \cdot f_c \cdot (p_2 - p_1) - C \cdot (h + h_0) - \tau \cdot Z - G)$$

где:  $\rho$  - коэффициент давления потока (получен аппроксимацией экспериментальных данных [5]);  $f_c$  - площадь проходного сечения седла клапана;  $p_1$ ,  $p_2$  - давление полости в которую и из которой происходит истечение;  $C$  - жесткость пружины;  $h$ ,  $h_0$  - текущая высота и предварительный натяг пружины;  $G$  - проекция силы тяжести пластины;  $\tau = 2 \cdot \xi \cdot \sqrt{C \cdot m_n}$  - коэффициент демпфирования пластины, где  $\xi = 0,05 \div 0,2$  - коэффициент, определенный для кольцевых клапанов [1];  $Z$  - мгновенная скорость движения пластины. В момент удара об ограничитель хода и седло мгновенная скорость движения пластины  $Z$  меняет свой знак на противоположный и восстанавливается с меньшим значением в соответствии с коэффициентом восстановления  $K_v$ .

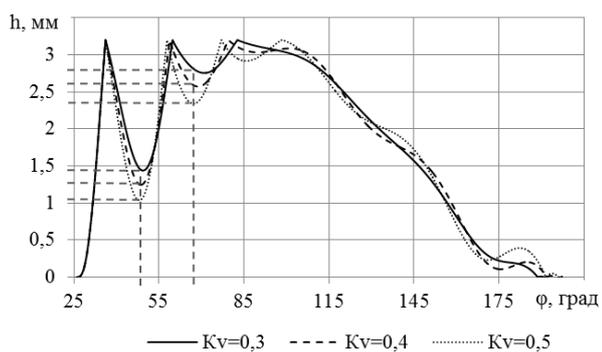
Совместное решение уравнений позволяет анализировать основные показатели по форме диаграммы хода пластин всасывающего и

нагнетательного клапанов. Поток газа через уплотняющие элементы камеры (поршневые кольца, дросселирующие объекты) при расчете определялся по методике С.Е. Захаренко, которую в настоящее время принимают как исходную в большинстве моделей объемных машин. Структурное оформление методики аналогично процедуре, использованной в работе [9].

На основе результатов моделирования на первом этапе оценивается влияние на работу клапана ряда параметров: жесткости пружин, коэффициента демпфирования (рис.1); коэффициента восстановления скорости (рис.2); коэффициента давления потока (рис.3), заимствованного для анализа из различных источников. Форма диаграмм хода при различной жесткости пружин изменяется наименьшим образом и поэтому не приводится в данной работе. Все ниже представленные диаграммы на рисунках 1-3 соответствуют расчетному режиму при  $n=410$  об/мин,  $p_n=300$  кПа для компрессора с диаметром цилиндра  $D=0,2$  м, радиусом кривошипа  $Rcr=0,075$  м, длиной шатуна  $Lsh=0,375$  м.



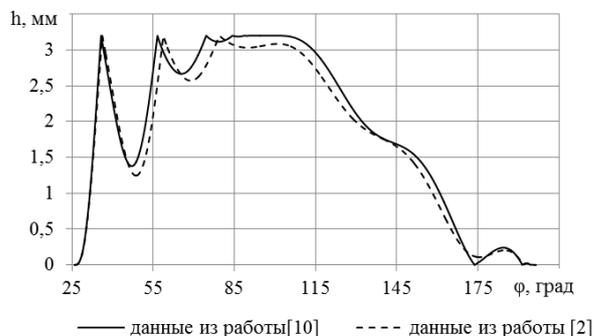
**Рис. 1 - Диаграмма хода всасывающего клапана при различных коэффициентах демпфирования  $\tau$  ( $\xi = 0,05 \div 0,2$ )**



**Рис. 2 - Диаграмма хода всасывающего клапана при различных коэффициентах восстановления скорости  $K_v$**

Коэффициент демпфирования потока  $\tau$  (рис. 1) у граничных значений рекомендуемого диапазона  $\xi$  существенно видоизменяет диаграмму хода. Так на участке А-Б в момент первого отскока пластины от ограничителя движения наблюдаются расхождения по амплитуде. На участке Б-В количество повторных соударений различно. Максимальная разность

диаграмм хода проявляется на интервале Г-Д в период посадки пластины на седло. Это объясняется тем, что закрытие клапана происходит с меньшим по величине перепадом давления, при котором на диаграмму движения наиболее полно накладывается влияние коэффициента демпфирования.



**Рис. 3- Диаграмма хода всасывающего клапана при различных коэффициентах давления потока  $\rho$**

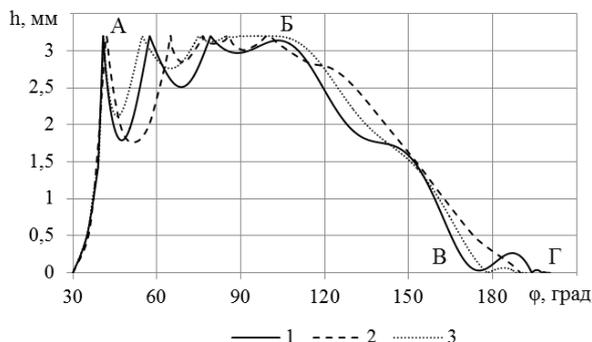
На рисунке 2 различие текущих значений высоты подъема для фиксированных значений угла поворота обусловлено величиной сообщаемого пластине ускорения. Соответственно большую амплитуду в этом случае имеет диаграмма хода с большим значением коэффициента восстановления скорости  $K_v$ .

Рисунок 3 имеет рассогласование диаграмм в связи с тем, что исходные зависимости коэффициента давления потока  $\rho$  источников [10] и [2] отличаются. На некоторых интервалах эти отличия достигают 25%.

Для оценки результатов теоретического метода расчета, при внесении в него имеющихся рекомендаций по выше рассмотренным величинам, на рисунке 4 приведен случай работы клапана с параметрами, соответствующими экспериментальным данным для  $n=410$  об/мин,  $p_n=300$  кПа. Теоретическая кривая (1) получена при следующих значениях: коэффициент восстановления скорости  $K_v$  был принят равным 0,5; коэффициент демпфирования  $\tau$  определялся при  $\xi=0,2$ ; коэффициент давления потока  $\rho$  взят из источника [10]. Теоретическая кривая (3) получена при следующих значениях: коэффициент восстановления скорости  $K_v$  был принят равным 0,6; коэффициент демпфирования  $\tau$  определялся при  $\xi=0,3$ ; коэффициент давления потока  $\rho$  взят из источника [10].

Форма диаграмм (1) и (2) рисунка 4 с характерными расхождениями совпадает. На участке А-Б после отскока пластины от ограничителя хода отличия амплитуды и частоты колебаний можно объяснить недостаточно точно принятой зависимостью коэффициента давления потока  $\rho$  и коэффициента восстановления скорости  $K_v$ . На движение пластины к седлу участка Б-В могла повлиять совокупность трех выше рассмотренных параметров, а собственно

посадка пластины на участке В-Г, вероятно, искажена из-за неверного коэффициента демпфирования  $\tau$ . Выше изложенное учтено при построении кривой (3). Однако ряд величин в ней несколько завышены по отношению к рекомендуемым, тем самым компенсируя некоторые расхождения в заданных и действительных коэффициентах давления потока.



**Рис. 4 - Теоретическая (1, 3) и экспериментальная (2) диаграммы хода всасывающего клапана**

Проведенный анализ влияния отдельных факторов на работу самодействующих кольцевых клапанов указывает на то, что имеющиеся в литературных источниках достаточно широкие диапазоны рекомендаций по выбору рассмотренных параметров приводят к существенному расхождению результатов натурных экспериментов и численного эксперимента. Это определяет необходимость выработки более строгих рекомендаций по выбору

коэффициента демпфирования  $\tau$ , коэффициента восстановления скорости  $K_v$  и коэффициента давления потока  $\rho$  для каждого конкретного случая. Для получения рекомендаций по расчету индикаторной мощности необходимы дополнительные исследования обратного течения газа через клапан в соответствии с формой проточной части, как это рассмотрено в работе [5].

### Литература

1. П.И. Пластинин, Поршневые компрессоры: в 2 т. Т.1: Теория и расчет. Колос, Москва, 2008. 455 с.
2. П.И. Пластинин, Поршневые компрессоры: в 2 т. Т.2: Основы проектирования. Конструкции. Колос, Москва, 2008. 711 с.
3. А.В. Быков, Э.М. Бежанишвили, И.М. Калнинь, Г.А. Канышев, Л.Г. Каплан, Е.Д. Коноваленко, А.С. Крузе, В.С. Крылов, А.С. Нуждин, Е.С. Питонов, В.И. Сапронов, Д.Л. Славуцкий, В.И. Смыслов, А.В. Таланов, Б.Л. Цирлин, В.С. Щербаков, И.Ф. Яцунов, Холодильные компрессоры. Колос, Москва, 1992. 304 с.
4. С.Л. Мещанов, Компрессорная техника и пневматика, 5, 21-22 (2008)
5. И.Г. Хисамеев, Г.Н. Чекушкин, А.Ф. Сарманаева, Вестник Казанского технологического университета, 17, 194-198 (2011)
6. А.Ф. Сарманаева, Т.Н. Мустафин, Г.Н. Чекушкин, Вестник Казанского технологического университета, 15, 15, 214-216 (2012)
7. Пат. РФ 2471088 (2012)
8. Пат. РФ 2505706 (2014)
9. Т. Н. Мустафин, Дисс. канд. техн. наук, КНИТУ, Казань, 2011. 170 с.
10. Г.Н. Чекушкин, Дисс. канд. техн. наук, ЛПИ им. М. И. Калинина, Ленинград, 1966. 236 с.

© А. Ф. Сарманаева – асп. каф. холодильной техники и технологий КНИТУ, ale4ka1987@mail.ru; Т. Н. Мустафин – канд. техн. наук, доцент той же кафедры, mustimur@rambler.ru; Г. Н. Чекушкин – канд. техн. наук, проф. той же кафедры; А. К. Шагиева – магистр той же кафедры.