

УДК 628.54.625.01.04

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОДАЧИ В ГЕРМЕТИЧНЫХ  
КОМПРЕССОРАХ ОБЪЕМНОГО СЖАТИЯ МЕТОДОМ  
МАТЕМАТИЧЕСКОГО ЭКСПЕРИМЕНТА****КУЛИЕВ Г.М.***Азербайджанский Технический Университет*

Известно, что холодильные компрессоры отличаются от компрессоров общего назначения условиями работы, хотя их конструкции практически одинаковы. Герметичные холодильные компрессоры работают в более жестких условиях, чем компрессоры бессальникового и открытого типов. Эти компрессоры используются в малых холодильных агрегатах бытовой холодильной техники. Рабочий процесс этих компрессоров характеризуется не только изменением давлений нагнетания и всасывания в широком диапазоне из-за изменения внешних условий работы холодильной машины, но и трудностью обеспечения соответствующего охлаждения и контроля над изменением их основных параметров.

В АзТУ разработаны и реализованы на ЭВМ математические модели для расчета комплекса процессов, протекающих в замкнутых системах холодильного агрегата бытового кондиционера и теплового насоса, основным элементом которого является герметичный ротационный компрессор. Однако, для расчета параметров в переменных режимах и на различных хладагентах, необходимо было разработать и реализовать на ЭВМ самостоятельные математические модели, позволяющие исследовать процессы не только в герметичном ротационном, но и в других типах компрессоров объемного сжатия.

Очевидно, что наилучшее исследование процессов, протекающих в компрессоре может быть проведено при математическом описании его рабочего процесса в составе стенда по теплотехническому испытанию, как это было сделано в работах [1,2]. Однако, в этом случае, из-за весьма сложных процессов не только в компрессоре, но и в вспомогательных и измерительных приборах, задача становится практически неразрешимой. Поэтому необходимо было искать более простых решений.

Наиболее привлекательным оказался стенд по испытанию компрессоров на воздухопроизводительность. Методика испытания на таком стенде проста и такому испытанию подвергаются не только холодильные, но и компрессоры общего назначения с объемными сжатиями.

Для расчета и исследования сложных термо- и гидрогазодинамических процессов в системах герметичных компрессоров объемного сжатия ( поршневых и ротационных ) разработаны и реализованы на ЭВМ математические модели, рассматривающие процессы в динамике и с учетом разнообразных факторов. Некоторые результаты выполненных исследований даны в [4,5]. Наибольший интерес представляет определение коэффициента подачи в переменных температурных режимах, типа  $\lambda=f(t_0, t)$  или  $\lambda=f(P_{км2}/ P_{км1})$ .

В трубопроводах давление определялось совместным решением уравнения движения и сплошности потока, приведенного в гиперболический вид, температура потока определялась из уравнения энергии, а температура стенки трубопровода из уравнения теплового баланса [3].

Плотность потока воздуха определялась уравнением Клапейрона-Менделеева,

$$P = \rho R T \quad (1)$$

а хладонов вириальным уравнением Боголюбова-Майера, коэффициенты которого для различных хладонов определены И. П. Перельштейном [3].

Математическое описание процессов, протекающих в рабочих полостях компрессоров, проведено с использованием термодинамических соотношений для тела переменной массы. При этом давление потока определялось по уравнению состояния, а плотность как отношение массы сжимаемого рабочего тела к его объему.

Согласно методу термодинамики тела переменной массы уравнение первого закона термодинамики в дифференциальной форме было записано в виде

$$dQ + dE_1 = dU + dL + dE_2 \quad (2)$$

В уравнениях (1) и (2) :

$P$  - давление;  $T$  - температура;  $\rho$  - плотность;  $R$  - газовая постоянная;  $dQ$  - тепло, сообщаемое рабочему телу извне;  $dE_1$  - количество тепловой энергии, поступающей в рабочее пространство (через впускной клапан, притечек через щели);  $dU$  - изменение внутренней энергии рабочего тела;  $dL$  - внешняя работа над рабочим телом;  $dE_2$  - количество энергии, потерянное из рабочего пространства (через нагнетательный клапан, утечки через щели).

В рассматриваемых нами герметичном ротационном и поршневом компрессорах применяются лепестковые клапаны. При замене их клапаном, нагруженным спиральной пружиной, перемещение клапанов определялись уравнением, приведенным в работе [3].

Следует отметить, что по указанному уравнению определялись перемещения обоих (нагнетательного и всасывающего) клапанов в поршневом компрессоре, а в ротационном только нагнетательного. Ротационный компрессор имеет всасывающее отверстие, закон изменения сечения которого определен в виде  $S_{вс} = f(\varphi)$ .

Адекватность разработанных моделей была установлена сопоставлением результатов математического и физического экспериментов при работе компрессоров на воздухе. Вычислительные эксперименты были проведены на ЭВМ ИВМ-286 и ИВМ-486. На математической модели, разработанной на базе стенда по определению воздухопроизводительности ротационного компрессора с катящимся ротором, проведены вычислительные эксперименты по исследованию работы компрессора при его работе на воздухе и R22. При этом объемная производительность компрессора определялась как сумма расхода через жиклер в ресивере за цикл, по формулам

$$G = \sum_{\tau=0}^{\tau=\tau_1} (\mu \cdot f)_{отв} \cdot W_{рес} \cdot \rho_{рес} \cdot \Delta\tau, \text{ кг} \quad (3)$$

и

$$V = \frac{1}{\tau_{ц}} \cdot \frac{G \cdot R \cdot T_{ок}}{P_0}, \quad \text{л/мин} \quad (4)$$

Где,  $G$  - масса рабочего тела, выходящего из ресивера;  $V$  - объемная производительность компрессора;  $(\mu \cdot f)_{отв}$  - эффективное проходное сечение отверстия жиклера;  $W_{рес}$  - скорость потока, выходящего из ресивера;  $\rho_{рес}$  - плотность рабочего тела в ресивере;  $P_0, T_{ок}$  - давление и температура среды в которую выходит поток из ресивера;  $R$  - газовая постоянная рабочего тела;  $\Delta\tau$  - расчетный шаг по времени;  $\tau_{ц}$  - время одного цикла.

При математическом эксперименте на воздухе определены влияния объема надклапанной полости, диаметра всасывающего отверстия и высоты подъема пластины клапана на объемную производительность компрессора.

Математические эксперименты при работе компрессора на R22 проведены и с целью определения коэффициента подачи компрессора в различных температурных режимах и получения зависимостей типа  $\lambda = f(t_0, t_k)$ . Объектом исследования в обоих

случаях, был принят герметичный ротационный компрессор с катящимся ротором бытового кондиционера БК-1500 (БК-1800)

Действительная объемная производительность компрессора, приведенная к условиям всасывания, определялась следующим образом. Сначала был определен оптимальный диаметр жиклера в ресивере, который соответствовал объемной производительности компрессора при номинальном режиме, т.е. при давлении в ресивере, соответствующем температуре  $54,4^{\circ}\text{C}$  (давление конденсации) и давлению окружающей среды (давление всасывания), соответствующем  $7,2^{\circ}\text{C}$ . Затем, давление в ресивере сохранялось постоянным и изменялись давления (температуры) всасывания. При постоянном диаметре жиклера, определялась объемная производительность компрессора, на каждом принятом режиме. Полученные данные сопоставлены с данными, приведенными в работе [6].

На рис.1 представлены зависимости  $\lambda=f(t_0)$  при различных значениях  $t_k$ . Для сравнения на рис. даны, также, экспериментальные зависимости приведенные в работе [6]. Как видно, при сохранении идентичных условий, расчетная и экспериментальная зависимости практически совпадают. Это показывает, что разработанная нами методика, достаточно точно описывает процессы, протекающие в ротационном компрессоре с катящимся ротором.

Анализ расчетных индикаторных диаграмм, полученных при работе компрессора на R-22, показывает, что во всех индикаторных диаграммах изменение давления в полостях сжатия, клапанной коробки, верхней и нижней полостях кожуха и в ресивере имеют идентичный характер с изменением аналогичных параметров при работе компрессора на воздухе, за исключением давления в полости всасывания [4].

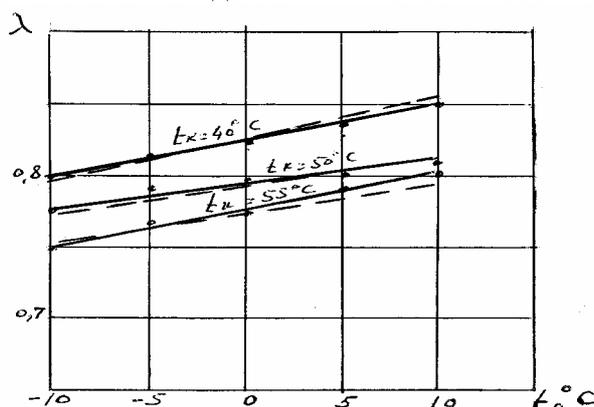


Рис.1 Изменения коэффициента подачи ротационного компрессора по температуре кипения, при различных температурах конденсации.

----- расчетная;  
 \_\_\_\_\_ экспериментальная.

В процессе всасывания, в течение всего цикла, сильное изменение давления не происходит, т. е. максимальная разность давлений не превышает 25% , тогда как при работе компрессора на воздухе такая разность превышала 60-70 % . Это, по-видимому, объясняется тем, что при работе компрессора на воздухе, воздух выпускается непосредственно в атмосферу, а при работе на хладоне - в среду с давлением всасывания, т. е. в более плотную среду. Кроме того, при работе компрессора на R-22 создается как бы замкнутая система, где амплитуда колебаний всасываемого потока уменьшается, вследствие чего наполнение полости увеличивается.

Условия работы герметичного поршневого компрессора холодильного агрегата бытового холодильника, который работает в широком диапазоне изменении давления и температуры, сильно отличается от условия работы ротационного компрессора в составе бытового кондиционера, работающего практически при постоянной степени сжатия.

Поэтому, при расчетном исследовании работы герметичного поршневого компрессора в составе стенда по определению воздухопроизводительности и работах компрессора на воздухе и R-12 рассмотрены более широкие диапазоны изменения давления и температуры. Как и в случае с ротационным компрессором, определение коэффициента подачи поршневого компрессора сводилось к определению действительной объемной производительности, приведенной к условиям всасывания в компрессор, по формулам (3) и (4).

В отличие от ротационного компрессора, работа поршневого компрессора на воздухе, происходит без особых возбужденных волновых ситуаций в системе. Пластина всасывающего клапана мало вибрирует, а небольшая вибрация нагнетательного клапана происходит лишь после закрытия этого клапана. Очевидно, этому способствуют по две полости с довольно большими объемами, как со стороны всасывания, так и со стороны нагнетания, которые весьма активно играют роль гасителей [5].

На рис.2 представлена расчетная индикаторная диаграмма компрессора ХКВ-6 при работе его на R-12. Как видно, изменение давлений во всех полостях происходит аналогично с процессами при работе компрессора на воздухе. Вибрация пластин почти отсутствуют по причинам указанным для ротационного компрессора.

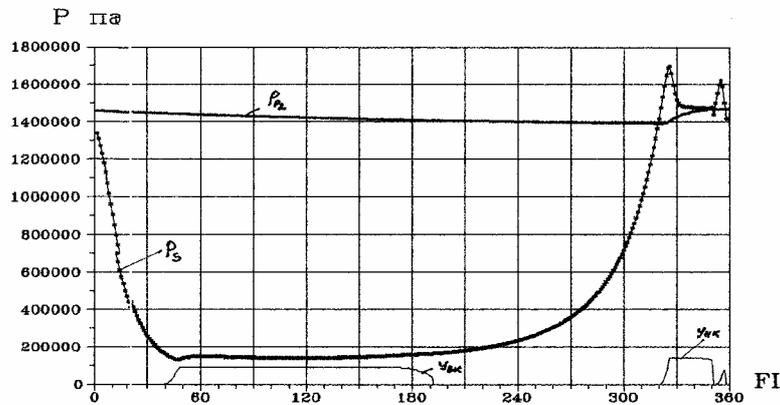


Рис.2 Расчетная индикаторная диаграмма при работе компрессора на R-12.

$P_s$  - давление в цилиндре,  $P_{p2}$  - давление в надклапанной полости нагнетательного клапана;  $y_{BK}$ ,  $y_{HK}$  - графики движения всасывающего и нагнетательного клапанов соответственно.

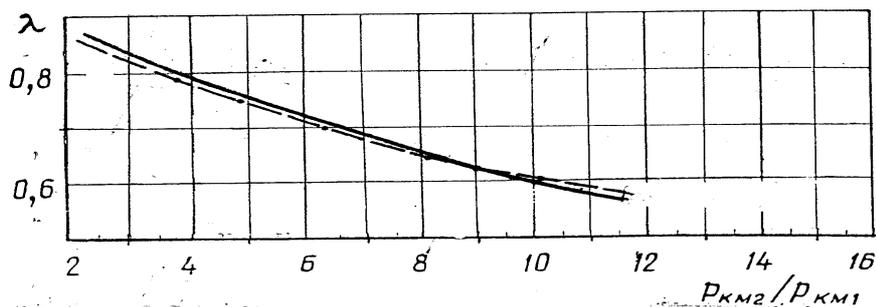


Рис.3.Обобщенные зависимости коэффициента подачи для герметичных поршневых компрессоров.

..... расчетная;  
 \_\_\_\_\_ экспериментальная.

Для выявления характера изменения коэффициента подачи были определены его значения при различных температурах кипения и конденсации R-12. Полученные данные должны быть сопоставлены с результатами экспериментальных исследований. В работе [7] представлены изменение коэффициента подачи герметичных компрессоров с вред-

ными объемами  $1 \div 1.5$  %, определенные экспериментальными исследованиями. Нами проведены расчеты с использованием данных герметичного поршневого компрессора ФГ-100 (примерно одинакового ряда с компрессорами ХКВ-6, ХКВ-8) и сопоставлены с данными, приведенными в [7]. Результаты представлены на рис.3.

Как видно, на всех принятых режимах расчетное и экспериментальное значения коэффициента подачи идентичны. Максимальное отклонение не превышает 35% .

Таким образом, с достаточным основанием можем утверждать, что разработанные нами методики расчета коэффициента подачи успешно могут применяться в расчетных исследованиях по прогнозированию существующих конструкций компрессоров объемного сжатия.

- 
1. Н.А.Керимов, Г.М.Кулиев, О.М.Эйбатов. Действительные процессы в холодильной машине бытового кондиционера. Холодильная техника, №8, 1988.
  2. Г.М.Кулиев, О.М.Эйбатов. Моделирование процессов в агрегате бытового кондиционера с тепловым насосом. Холодильная техника, №1, 1994.
  3. Г.М.Кулиев. Методика сквозного математического расчета нестационарных процессов в замкнутых системах малых холодильных машин (на английском языке). Известия А.Н. Азерб. республики. том XIX, № (3-4), 1999 .
  4. Н.А.Керимов, Г.М.Кулиев, Ф.М.Керимов. Метод оптимизации параметров ротационных компрессоров бытовых кондиционеров. Холодильная техника, №11, 1990.
  5. Г.М.Кулиев, А.Б.Бахшиев. Моделирование процессов, протекающих в герметичных поршневых компрессорах холодильных машин. Ученые записки АзТУ, том V, № 4, 1996, г. Баку.
  6. П.Г.Семенов, Г.И.Волгин. Герметичные ротационные компрессоры для автономных кондиционеров. Холод.техника, 1986, №1.
  7. Б.В.Якобсон. Малые холодильные машины, М., Пищевая промышленность, 1977.

## **HƏSMİ SIXIMLI HERMETİK KOMPRESSORLARDA VERİŞ ƏMSALININ RİYAZİ SINAQLA TƏ'YİNİ**

**QULIYEV H.M.**

Məqalədə hermetik proşenli və rotasion kompressorlarda veriş əmsalının soyuducu maşının iş rejimindən asılı olaraq dəyişmə xarakterinin tə'yini üçün riyazi sınağın nəticələri şərh olunur. Alınmış asılılıqlar ədəbiyyatlarda verilənlərlə yaxşı uzlaşır.

## **DEFINATION FEED COFFICIENT OF THE HERMETIC COMPRESSORS WITH VOLUMETICAL COMPRESSION BY MATHEMATICAL EXPERIMENT METHOD**

**QULIYEV H.M.**

State on article results of the computing experiment for definition of change character feed coefficient of the hermetic rotor and reciprocating compressors depend on refrigerator machine regime. The depends turn out co-ordinate with literature dates good