

Разработка метода математического эксперимента для исследования и оптимизации параметров процессов в системе герметичного поршневого двухцилиндрового компрессора

Д-р техн. наук Г. М. КУЛИЕВ, канд. техн. наук А. Б. БАХШИЕВ, С. ГАЗАНФАРИ

Азербайджанский технический университет

AZ1073, г. Баку, пр. Гусейн Джавида, 25

The paper considers peculiarities of a simulator developed to investigate processes in a system of a two-cylinder hermetic reciprocating compressor when it operates on an open cycle with R22. Some results of computing experiments that are in good agreement with literature data are presented.

Key words: compressor, refrigerant, boiling temperature, condensation.

Ключевые слова: компрессор, хладагент, температура кипения, конденсация.

Как известно, для создания холодильного оборудования, отвечающего требованиям мировых стандартов, необходимо повысить уровень научно-исследовательских работ с применением новейшего оборудования, методов исследования и обработки их результатов.

В Азербайджанском техническом университете разработана и применена компьютерная методика проведения математического эксперимента над процессами, протекающими в холодильном агрегате бытового кондиционера, имеющего ротационный компрессор и работающего в режимах холод–тепло, в динамике, включая усовершенствованную математическую модель, учитывающую волновой неустановившийся характер потока хладагента в трубопроводах, гидравлические сопротивления, переменность физических характеристик среды, фазовые превращения, тепло- и массообмен, влияние подвижных элементов, сужений и расширений каналов. Модель позволяет вести расчетное исследование по времени и координате, тем самым превращая систему как бы в «прозрачную» [1].

В связи с тем что компрессоры широко применяются не только в системах кондиционирования, но и других холодильных системах, они могут использоваться как компрессорные агрегаты различного назначения. Разработанная нами методика позволяет провести расчет параметров потока в системах малых герметичных объемных компрессоров при их работе по незамкнутому циклу.

В этом случае модель имитирует работу компрессора на стенде по определению воздухопроизводительности [2]. Исследования работы малых герметичных компрессоров (ХГРВ-1,75 и ХКВ-6) показали, что такая методика вполне эффективна.

Проведенные исследования и накопленный опыт позволили разработать и применить на современном компьютере методику расчетного исследования параметров процессов, протекающих в системе герметичного двухцилиндрового поршневого компрессора ПГ-5, работающего на хладоне-22. Технические данные и характеристики компрессора приведены в [3].

Выбор такого компрессора связан с тем, что он имеет относительно большую холодопроизводительность (5,8 кВт при «стандартном» режиме). Проточная часть компрессора аналогична проточной части средних и крупных компрессоров, а многоцилиндровость позволяет учесть смещение процессов в зависимости от угла между коленами вала. Расчетная схема компрессора показана на рис. 1.

В разработанной модели давление в трубопроводах системы определяется из общих уравнений газовой динамики (уравнений движения и сплошности), приведенных в модельном виде [4]:

$$\frac{\partial q}{\partial \tau} + b \frac{\partial q}{\partial x} = -f(w); \quad (1)$$

$$\frac{\partial \ell}{\partial \tau} - c \frac{\partial \ell}{\partial x} = f(w), \quad (2)$$

где $q = \Phi + w$, $\ell = \Phi - w$, $b = a + w$, $c = a - w$,
 $f(w) = \frac{\xi}{4R} w|w|$;

$$d\Phi = \frac{1}{a\rho} dp.$$

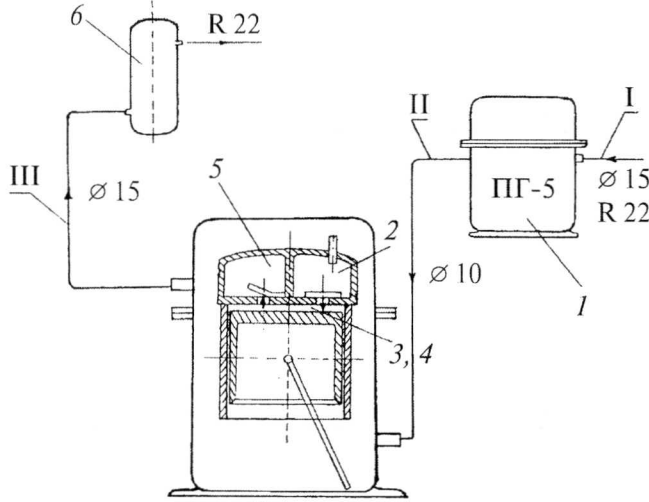


Рис. 1. Расчетная схема компрессора:

- 1 — полость герметичного кожуха;
 2, 5 — надклапанные полости
 всасывающего и нагнетательного клапанов;
 3, 4 — полости цилиндра (всасывания и сжатия);
 6 — ресивер; I, II, III — трубопроводы

Температура потока хладагента и температура стенки трубопроводов определялись из уравнений энергии и теплового баланса:

$$\rho w f \frac{\partial i}{\partial x} + \rho f \frac{\partial i}{\partial \tau} = \alpha_b h_b (\theta_{ст} - T); \quad (3)$$

$$\alpha_n h_n (T_n - \theta_{ст}) - g_m c_m \frac{\partial \theta_{ст}}{\partial \tau} = \alpha_b h_b (\theta_{ст} - T). \quad (4)$$

Данные уравнения аппроксимированы по явной разностной схеме:

$$\frac{q_{k,j+1} - q_{k,j}}{\Delta \tau} + b_{k,j} \frac{q_{k,j} - q_{k-1,j}}{\Delta x} = -f(w_{k,j}); \quad (5)$$

$$\frac{\ell_{k,j+1} - \ell_{k,j}}{\Delta \tau} - c_{k,j} \frac{\ell_{k+1,j} - \ell_{k,j}}{\Delta x} = f(w_{k,j}); \quad (6)$$

$$\Phi_{k,j+1} = \Phi_{k,j} + \frac{P_{k,j+1} - P_{k,j}}{(a\rho)_{k,j}}; \quad (7)$$

$$(\rho f w)_{k,j} \frac{i_{k,j} - i_{k-1,j}}{\Delta x} + (\rho f)_{k,j} \frac{i_{k,j+1} - i_{k,j}}{\Delta \tau} =$$

$$= (\alpha_b h_b)_{k,j} (\theta_{k,j} - T_{k,j}); \quad (8)$$

$$g_m c_m \frac{\theta_{k,j+1} - \theta_{k,j}}{\Delta \tau} =$$

$$= (\alpha_b h_b)_{k,j} (\theta_{k,j} - T_{k,j}) - (\alpha_n h_n)_{k,j} (T_n - \theta_{k,j}). \quad (9)$$

Устойчивость расчетов и сходимость решений обеспечивались соблюдением условия Куранта

$$\frac{\Delta \tau}{\Delta x} a \leq \frac{1}{2}. \quad (10)$$

В соотношениях (1)–(10): w — скорость потока, м/с; Φ — функция для приведения уравнений газовой динамики в форму модельных уравнений, м/с; a — скорость звука, м/с; b, c — скорости распространения импульса давления по трубопроводу в прямом и обратном направлениях; P — давление рабочего тела в потоке, Па; ρ — плотность рабочего тела, кг/м³; R — внутренний радиус трубы, м; ξ — коэффициент гидравлического сопротивления; i — энтальпия, Дж/кг; α_b — коэффициент теплоотдачи от стенки канала к потоку хладагента, Вт/(м²·К); α_n — коэффициент теплоотдачи от обдуваемой среды к стенке канала, Вт/(м²·К); $\theta_{ст}, T$ — температура стенки канала и температура рабочего тела, К; h_n, h_b — удельные наружная и внутренние поверхности канала м²/м; g_m — масса материала канала, отнесенная к единице длины канала, кг/м; c_m — удельная массовая теплоемкость материала канала, Дж/(кг·К); τ — время, с; x — координата, м; k и j — номера шагов по длине трубопровода и по времени.

Для определения параметров в полостях системы использованы уравнения граничных условий компрессора и различных полостей.

Уравнения граничных условий компрессора состоят из уравнения движения поршня, изменения объемов полостей всасывания и сжатия, уравнений движения всасывающего и нагнетательного клапанов и др. Эти уравнения составлены аналогично уравнениям, приведенным в работе [1].

При определении параметров рабочего тела в полостях системы были использованы также уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы, уравнение массового баланса и уравнение состояния.

Уравнение первого закона термодинамики в дифференциальной форме имеет вид

$$dQ + dE_1 = dU + dL + dE_2, \quad (11)$$

где dQ — тепло, сообщаемое рабочему телу извне;

dE_1 — количество тепловой энергии, поступающей в рабочее пространство через выпускной клапан и перетечкой 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 или утечкой через щели.

$$dM = dM_{\text{вх}} - dM_{\text{вых}}, \quad (12)$$

где dM — изменение массы хладагента в рабочей полости;

$dM_{\text{вх}}$ — масса рабочего тела, поступающего в рабочую полость;

$dM_{\text{вых}}$ — масса рабочего тела, вытесненная из рабочей полости.

Уравнение состояния (уравнение Боголюбова–Майера)

$$Z = 1 + \sum_{i=1}^r \left(\sum_{j=1}^S \frac{b_{i,j}}{\tau_j} \right) \rho^i, \quad (13)$$

где

$$Z = \frac{P \cdot 10^{-6}}{R\rho T},$$

здесь P — давление, Па;

$$R = 8,31437/\mu;$$

μ — молекулярная масса, г/моль;

ρ — плотность, г/см³;

$$\tau = T/T_{\text{кр}};$$

T — температура, К;

$T_{\text{кр}}$ — критическая температура, К;

$b_{i,j}$ — вириальный коэффициент, зависящий от температуры.

Отдельные составляющие уравнений (11) и (12) вычисляются по аналогичным уравнениям, приведенным в работе [1]; вириальные коэффициенты уравнения (13), а также термодинамические, теплофизические, тепло- и массообменные характеристики и газодинамические сопротивления определены по формулам, приведенным в источнике [5].

Итоговым расчетным параметром в модели является объемный расход через жиклер в ресивере (см. рис. 1). Диаметр жиклера определяется из условия равенства действительной объемной холодопроизводительности компрессора расходу потока через жиклер.

$$G = \sum_{i=1}^n \mu f_{\text{ж}} w_{\text{ж}} \rho_{\text{р}} \Delta \tau, \text{ кг/с}, \quad (14)$$

где $\mu f_{\text{ж}}$ — эффективное проходное сечение жиклера, м²;

$w_{\text{ж}}$ — скорость потока, выходящего из ресивера, м/с;

$\rho_{\text{р}}$ — плотность рабочего тела в ресивере, кг/м³;

$\Delta \tau$ — шаг расчета по времени, с.

Действительная объемная производительность компрессора

$$V_{\text{д}} = \frac{GRT_0}{\tau_{\text{ц}}P_0}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (15)$$

где P_0 , T_0 — давление и температура среды, в которую выходит поток хладагента, Па, К;

R — газовая постоянная рабочего тела, Дж/(кг·К);

$\tau_{\text{ц}}$ — время одного цикла, с.

На рис. 2 показаны расчетная индикаторная диаграмма компрессора при его работе в «стандартном» режиме ($t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t = 30^\circ\text{C}$), а также графики изменения давления в герметичном кожухе, в надклапанных полостях всасывающего и нагнетательного клапанов и в ресивере.

Как видно из рис. 2, индикаторная диаграмма имеет теоретически представляемый вид. Однако открытие всасывающего и нагнетательного клапанов задерживается, поэтому закрытие нагнетательного клапана происходит в процессе всасывания, т. е. в следующем цикле. По-видимому, это связано с особенностью кривошипно-шатунного механизма (неравномерностью движения поршня) и малым значением показателя политропы расширения и сжатия для хладагента-22, что практически приближает эти процессы к изотермическому.

Следует отметить, что оптимизацией проходных сечений клапанов и параметров пружин нетрудно сместить моменты открытия и закрытия клапанов в желаемую сторону.

На рис. 3 показан график изменения давления вдоль трубки III (см. рис. 1), соединяющей полости компрессора с ресивером. Как видно, интенсивность волнения давления невелика.

P , МПа

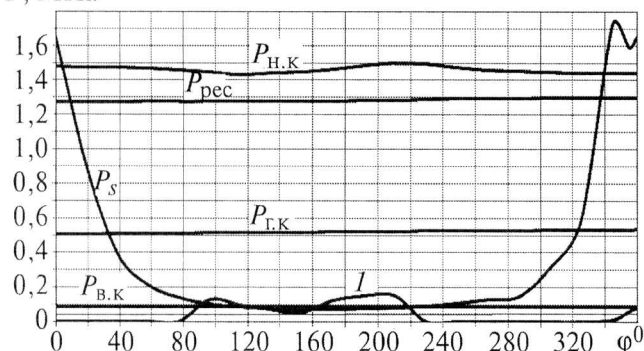


Рис. 2. Расчетная индикаторная диаграмма компрессора:
 $P_{\text{г.к.}}$, $P_{\text{в.к.}}$, $P_{\text{н.к.}}$, $P_{\text{рес}}$ — кривые давления в герметичном кожухе, в надклапанных полостях всасывающего и нагнетательного клапанов и в ресивере; I — график движения пластины всасывающего и нагнетательного клапанов

P , МПа

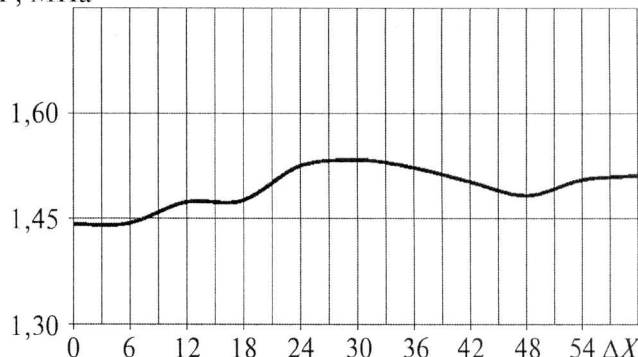


Рис. 3. Изменение давления вдоль трубки III
при $\varphi = 354^\circ$

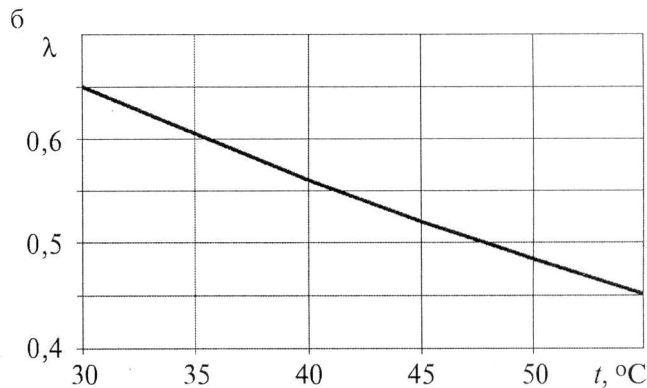
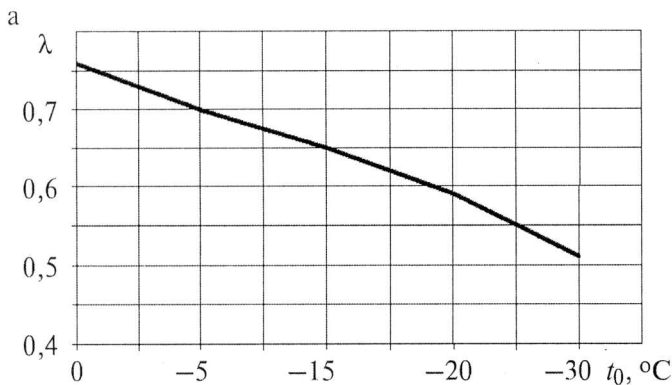


Рис. 4. Изменение коэффициента подачи в зависимости от режимов работы компрессора:
 а — $\lambda = f(t_0)$ при $t = 30^\circ\text{C}$; б — $\lambda = f(t)$ при $t_0 = -15^\circ\text{C}$

Нами были проведены расчеты действительной объемной производительности компрессора в различных режимах (в пределах $t_0 = -30 \dots 0^\circ\text{C}$ и $t = 30 \dots 55^\circ\text{C}$) и определены значения коэффициента подачи компрессора.

На рис. 4, а и б показаны графики изменения коэффициента подачи в зависимости от температуры кипения и конденсации.

Полученные результаты хорошо согласуются с теоретическими данными, представленными в источнике [4].

Список литературы

1. Керимов Н. А., Кулиев Г. М., Эйбатов О. М. Действительные процессы в холодильной машине бытового кондиционера // Холодильная техника. 1988. № 8.

2. Керимов Н. А., Кулиев Г. М., Керимов Ф. М. Метод оптимизации параметров ротационных компрессоров бытовых кондиционеров // Холодильная техника. 1990. № 11.

3. Холодильные компрессоры: Справ. — М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1981.

4. Керимов Н. А. Основы гидрогазодинамики: Учеб. пособие. — Баку: АзГУ, 2001.

5. Теплофизические основы получения искусственного холода. Холодильная техника: Справ. — М.: Пищ. пром-сть, 1980.