

На правах рукописи

УДК 621.56/.59

**Тищенко Игорь Валерьевич**

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА И ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОВЫХ ПОДВЕСОВ ПОРШНЕЙ ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ**

Специальность 05.04.03 – Машины, аппараты и процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения

**Автореферат**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва – 2009

Диссертация выполнена в Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана

Научный руководитель: доктор технических наук,  
профессор Пешти Ю.В.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,  
профессор Иванов Б.А.  
  
кандидат технических наук,  
профессор Стрельцов А.Н.

Ведущее предприятие: ОАО «ВНИИхолодмаш-Холдинг»

Защита диссертации состоится “ 2 “ декабря 2009 г.  
в 14 час. 30 мин. на заседании диссертационного совета Д212.141.16 при  
Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана  
по адресу: 107005, г. Москва, Лефортовская набережная, д.1., корпус фа-  
культета «Энергомашиностроение».

Ваш отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью,  
просим высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э.  
Баумана

Автореферат разослан “ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2009 г.

Ученый секретарь  
диссертационного Совета Д212.141.16  
кандидат технических наук, доцент

Колосов М.А.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Тенденция развития техники XXI века: энергосбережение и улучшение экологической обстановки на Земле, в том числе, путем сокращения выделения теплоты машин и агрегатов в окружающую среду.

В связи с этим требуется, чтобы, например, поршневые компрессоры были экономичными и выделяли меньше теплоты в окружающую среду и, кроме того, имели повышенный ресурс работы.

Одним из перспективных направлений совершенствования компрессоров холодильных машин является повышение их механического коэффициента полезного действия  $\eta_{мех}$ .

Это важно, в основном, для бескрейцкопфных компрессоров холодильных пароконденсационных машин малой мощности (от 1 до 20 кВт), в которых  $\eta_{мех}$  составляет часто 80-85%.

В связи с этим перспективным является замена поршневых колец в таком компрессоре газостатическим подвесом поршня в цилиндре.

Такое конструктивное решение позволит получить существенные преимущества по сравнению с обычным поршневым холодильным компрессором, а именно:

1. Экономичность – общий КПД компрессора повышается на 5–10 %.
2. Малое загрязнение продуктами крекинга смазки окружающей среды в разомкнутых технологических циклах, работающих на безвредных для окружающей среды газах.
3. Малый шум и низкий уровень вибраций.
4. Смазка поршневой группы хладагентом, циркулирующим в технологическом цикле холодильной установки, в которой работает компрессор.
5. Снижение расхода жидкостной смазки за счет меньшего смазывания поршневой группы.
6. Долговечность (за счет устранения поршневых колец).
7. Возможность полного отказа от масла, что позволит решить проблему сочетаемости масел и хладагентов и упростит ретрофит (замену хладагента).

Данная работа посвящена методам расчета и исследования газового подвеса и рассматриваются методы, позволяющие прогнозировать момент наступления неустойчивости газового подвеса поршня.

**Цель работы** – разработка метода расчета и исследование основных характеристик (несущей способности, жесткости, и предельной частоты колебаний поршня на газовом слое) в газостатическом подвесе поршня бескрейцкопфного холодильного компрессора.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать физическую и математическую модели работы газового подвеса поршня бескрейцкопфного компрессора.
2. Разработать методику расчета дифференциальных и интегральных характеристик газового подвеса (давления, несущей способности, жесткости смазочного слоя и др.).
3. Провести анализ возможных конструктивных схем подвеса.

4. Найти оптимальную или рациональную область использования газового подвеса.

5. Разработать метод расчета устойчивости работы газового подвеса («пневмомолот»).

6. Провести экспериментальные исследования, подтверждающие корректность решения поставленной задачи.

7. Внедрить результаты теоретического исследования в народное хозяйство России.

Методы исследования. Использовались теоретические методы исследования основных характеристик газового подвеса поршня. При выводе теоретических зависимостей применялись уравнения Навье-Стокса, неразрывности, энергии, Рейнольдса, математические итерационные методы. Для подтверждения теоретических выводов проводились сравнения теоретических исследований с полученными экспериментальными данными.

#### Научная новизна.

- Для решения уравнений для определения устойчивости газового подвеса применен метод простой итерации;
- Впервые:
  - рассчитаны и представлены основные характеристики газостатического подвеса поршня холодильного компрессора с учетом переменности коэффициента расхода газа через дроссели и с учетом перекоса поршня в цилиндре;
  - разработана методика для учета перекоса поршня в цилиндре;
  - для конечно-разностной аппроксимации системы уравнений динамической неустойчивости газового подвеса поршня реализован метод простых итераций;
  - разработана методика расчета и прогнозирования устойчивости газового подвеса поршня;
  - разработана методика моделирования газовых подвесов поршней с разными типами дросселей и с разными типами наддува газа с использованием безразмерных коэффициентов;
  - определена рациональная область параметров газового подвеса;
  - проведено моделирование газового подвеса на различных рабочих веществах.

#### Практическая значимость и реализация результатов работы.

1. Применение газовых подвесов поршней в поршневых компрессорах холодильных машин приведет к уменьшению потерь на трение поршня и поршневых колец о стенки цилиндра, вследствие чего увеличатся общий КПД компрессора, холодильный коэффициент. При этом есть возможность так подобрать параметры подвеса, что холодопроизводительность останется неизменной по сравнению с машиной с поршневыми кольцами.

2. Разработанный метод позволяет рассчитывать газовые подвесы поршневых компрессоров с различными типами наддува с высокой достоверностью результатов расчета.

3. Даны рекомендации по возможным конструктивным решениям для поршневых компрессоров с газовым подвесом.

4. Создан экспериментальный стенд, позволяющий определять мощность компрессора с газовым подвесом.

Рекомендации к внедрению. Разработанные методики расчета рекомендуются для проектирования перспективных компрессоров с газовым подвесом поршня.

Достоверность полученных данных обеспечивалась применением аттестованных измерительных средств и апробированных методик измерения, хорошей повторяемостью полученных результатов измерений, определением и анализом погрешности измерений.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на конференциях:

- одиннадцатой международной научно-технической конференции студентов и аспирантов, МЭИ, 2005;

- двенадцатой международной научно-технической конференции студентов и аспирантов, МЭИ, 2006;

а также на заседании кафедры «Холодильной, криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения» МГТУ имени Н.Э. Баумана.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 5 работ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из перечня основных условных обозначений, введения, пяти глав, заключения, списка используемой литературы, включающего наименование работ отечественных и зарубежных авторов и приложений. Общий объем диссертации 213 с., в т.ч. 129 с. машинописного текста, 84 рис., 13 таблиц и 5 приложений на 36 с.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность работы. Сформулированы цель и задачи исследования, научная новизна и практическая ценность работы.

В первой главе произведен анализ основных возможных типов газовых подвесов. Рассматривались возможные конструкции подвеса для бескрейцкопфных компрессоров, их достоинства и недостатки. Как показал литературно-патентный обзор, возможны две схемы наддува: наружная и внутренняя. Анализ показал, что для определения преимущества одной из схем необходимо провести расчеты основных характеристик газового слоя и сравнить их. Необходимое условие работы газового подвеса – отсутствие касания поршня о цилиндр и отсутствие заклинивания поршня в цилиндре компрессора. Все рассмотренные методики расчета содержат грубые допущения, не носят универсального характера и поэтому недостаточны для прямого использования. Во всех работах не учитывается переменность коэффициента расхода газа через дроссели и перекося поршня в цилиндре. Кроме этого в литературе отсутствуют методики, позволяющие определить частоту «пневмомолота» для газового подвеса поршня компрессора, т.е. предел его устойчивой работы.

На основании проведенного литературного обзора была сформулирована цель работы, а также задачи, которые необходимо решить для ее достижения.

Во второй главе описывается математическая модель работы газового подвеса поршня компрессора. Для получения профиля давления решается система из

уравнения Рейнольдса (полученное из уравнения Навье-Стокса – уравнения механики ламинарных потоков сжимаемого вязкого газа при малых числах Рейнольдса совместно с уравнением неразрывности) при следующих допущениях:

1. режим течения по рабочему зазору ламинарный, силами инерции пренебрегаем;
2. режим течения газа по рабочему зазору изотермический при средней температуре гильзы цилиндра и боковой поверхности поршня;
3. течение газа стационарное;
4. шероховатость рабочих поверхностей мала и не влияет на течение газа в рабочем зазоре;
5. течение газовой смазки принимается сплошным;
6. вязкость смазки сохраняет свое неизменное значение во всей области течения, а также по высоте зазора, т.е. принимаем  $\mu_t = \text{const}$ ;
7. давления газа в полостях всасывания и нагнетания имеют постоянное значение.
8. теплофизические свойства сжимаемого газа постоянны во всех процессах ( $\lambda_{mn} = \text{const}$ ,  $c_p = \text{const}$ );
9. коленчатый вал компрессора вращается равномерно.

В безразмерном виде в цилиндрических координатах стационарное уравнение Рейнольдса имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( \overline{pH}^3 \frac{\partial \overline{p}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left( \overline{pH}^3 \frac{\partial \overline{p}}{\partial \zeta} \right) = 0, \text{ где } \zeta = \frac{z}{L_n}, \overline{H} = \frac{H}{H_0}, \overline{p} = \frac{p}{p_s}, \quad (1)$$

$p$  – текущее давление газа в слое смазки, Па,

$p_s$  – давление наддуваемого в зазор между поршнем и цилиндром газа, Па

$z$  – координата по высоте поршня, м,

$L_n$  – высота поршня, м,

$H$  – радиальный зазор между цилиндром компрессора и поршнем, м,

$H_0$  – радиальный зазор между цилиндром компрессора и поршнем при их концентричном положении, м.

Это уравнение может быть решено численными методами с граничными условиями, соответствующими данному типу газового подвеса, при этом уравнение (1) аппроксимируется через конечно-разностные аналоги по пятиточечному шаблону итерационно. Также давление по окружности может считаться приблизительно изменяющимся по закону косинуса и тогда из данного уравнения, баланса расходов и условия равновесия поршня в зазоре вытекает система уравнений. Такое допущение использовалось ранее для симметричных опор.

Высота зазора между поршнем и цилиндром определяется исходя из геометрии подшипника, представленной на рис. 1.

$$H = H_0 + e \cos \theta \quad (2)$$

или в безразмерной форме

$$\overline{H} = 1 + \varepsilon \cos \theta, \quad (3)$$

$$\overline{H}_H = 1 - \varepsilon, \quad (4)$$

$$\overline{H}_\theta = 1 + \varepsilon, \quad (5)$$

$$\text{где } \bar{H} = \frac{H}{H_0}; \quad \varepsilon = \frac{e}{H_0},$$

$e$  – эксцентриситет положения поршня в цилиндре, м.

Особенностью расчета давления газового слоя в данном случае является то, что коэффициент расхода газа через дроссели переменный и учитывается перекокс поршня в цилиндре. Рассматриваются схемы с наружным и внутренним наддувом (рис.2), с одним и двумя рядами дросселей, с дросселями типа кольцевое сопло и с карманами. Расчеты показывают, что наиболее предпочтительной является схема с внутренним двухрядным наддувом и дросселями типа кольцевое сопло (рис.3).

Впервые представлено решение для различных углов поворота коленчатого вала и различных эксцентриситетов системы уравнений

$$G_{m31} = G_{m\partial p1} - \Delta G_{m3}, \quad (6)$$

$$G_{m32} = G_{m\partial p2} + \Delta G_{m3}, \quad (7)$$

$$M_z = M_z, \quad (8)$$

$$P_c = |P_N|, \quad (9)$$

где

$$G_{m31} = \frac{\pi D_n p_s^2 \left( \bar{p}_{m1}^{-2} - \bar{p}_\psi^{-2} \right) K_{om}}{24 \mu_t N_{\partial p} R T_{3,cp} Z_\varepsilon} A_{m1}(\beta, \varepsilon); \quad G_{m32} = \frac{\pi D_n p_s^2 \left( \bar{p}_{m2}^{-2} - \bar{p}_\kappa^{-2} \right) K_{om}}{24 \mu_t N_{\partial p} R T_{3,cp} Z_\varepsilon} A_{m2}(\beta, \varepsilon)$$

;

$$\Delta G_{m3} = \frac{\pi D_n p_s^2 \left( \bar{p}_{m1}^{-2} - \bar{p}_{m2}^{-2} \right) K_{om}}{24 \mu_t N_{\partial p} R T_{3,cp} Z_\varepsilon} A_{m3}(\beta, \varepsilon); \quad G_{m\partial pi} = \frac{\pi d_{\partial p} \xi_{\partial p mi} p_s \Phi_{mi}}{\sqrt{R T_s Z_s}} B_{mi}(\beta, \varepsilon);$$

$$\bar{p}_{mi} = \frac{p_{mi}}{p_s}, \quad \bar{p}_\kappa = \frac{p_\kappa}{p_s}, \quad \Phi_{mi} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left( \bar{p}_{mi}^{-2/k} - \bar{p}_{mi}^{-(k+1)/k} \right)} - \text{при докритическом ис-}$$

$$\text{течении газа } (\bar{p}_{mi} > \bar{p}_{kp}); \quad \Phi_{mi} = \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{k-1}} - \text{при закритическом истечении}$$

$$\text{газа } (\bar{p}_{mi} < \bar{p}_{kp});$$

$G_{mzi}$  – текущий массовый расход газа через рабочий зазор при повороте кривошипа коленчатого вала на угол  $\alpha$ , кг/с;

$G_{m\partial pi}$  – массовый расход газовой смазки через  $i$ -й ряд дросселей, кг/с;

(где  $i$  – номер ряда дросселей;  $i = 1$  – ряд дросселей со стороны рабочей полости цилиндра,  $i = 2$  – со стороны картера);

$\Delta G_{m3}$  – перетечки газа между рядами дросселей;

$D_n$  – диаметр поршня, м;

$K_{om}$  – коэффициент, учитывающий окружные перетечки газа;

$M_{zm}$  – суммарный момент газомеханической реакции, Н\*м;

$M_z$  – восстанавливающий момент, Н\*м;

$P_N$  – нормальная составляющая суммарных поршневых сил, Н;

$N_{dp}$  – число дросселей в ряду;

$P_c$  – несущая способность газового смазочного слоя, Н;

$p_k$  – давление газа в картере, Па;

$R$  – газовая постоянная, Дж/(кг·К);

$T_{3.cp}$  – средняя температура газа в рабочем зазоре, К;

$T_s$  – температура наддуваемого газа, К;

$Z_2$  – коэффициент сжимаемости газа при средней температуре в зазоре подвеса;

$Z_s$  – коэффициент сжимаемости газа при температуре наддува;

$\mu_t$  – динамическая (абсолютная) вязкость газа при средней температуре газа в зазоре подвеса, Па·с;

$\xi_{dpmi}$  – коэффициент расхода дросселя;

$A_{mi}(\beta, \varepsilon)$ ,  $B_{mi}(\beta, \varepsilon)$  – функции, зависящие от угла перекоса поршня и эксцентриситета его положения в цилиндре.

Для рассчитываемого эксцентриситета из системы уравнений (6) – (9) находятся профили распределения давления во всех сечениях подвеса, расходы в зазоре и через дроссели, после чего определяются основные интегральные характеристики подвеса.

Несущая способность газового подвеса рассчитывается в безразмерном виде

$$C_w = P_c / P_{u0} \quad (10)$$

где  $P_{u0} = (p_s - p_k) L_n D_n$ ,

$$P_c = 0,25\pi D_n p_s \left[ (\bar{p}_{ncp1} - \bar{p}_{вср1}) l_1 + (\bar{p}_{ncp2} - \bar{p}_{вср2}) l_2 + (\bar{p}_{ncp3} - \bar{p}_{вср3}) (L_n - l_1 - l_2) \right],$$

$$\bar{p}_{mcp1} = \frac{2}{3} \frac{\bar{p}_{m1} - \bar{p}_c}{\bar{p}_{m1} - \bar{p}_c}, \quad \bar{p}_{mcp2} = \frac{2}{3} \frac{\bar{p}_{m2} - \bar{p}_k}{\bar{p}_{m2} - \bar{p}_k}, \quad \bar{p}_{mcp3} = \frac{2}{3} \frac{\bar{p}_{m1} - \bar{p}_{m2}}{\bar{p}_{m1} - \bar{p}_{m2}}$$

Далее рассчитывается безразмерный коэффициент радиальной жесткости

$$\bar{K}_c = \frac{dC_w}{d\varepsilon}$$

По значениям несущей способности подвеса определяется равновесное положение поршня для каждого угла поворота коленчатого вала компрессора, т.е. положение при котором несущая способность уравновешивает нормальную составляющую суммарной силы, действующей на поршень

$$C_w(\varepsilon_p) = |C_n|,$$

$$\text{где } C_n = N / P_{u0} \quad (11)$$

Также рассчитываются расход газа на наддув, утечки газа в картер.



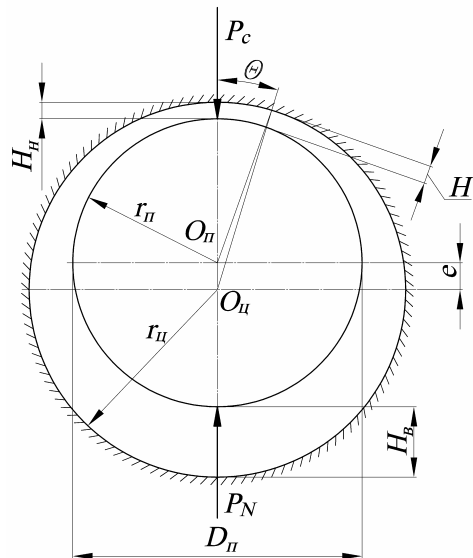


Рис. 1. Геометрия радиального газового подвеса поршня в цилиндре компрессора

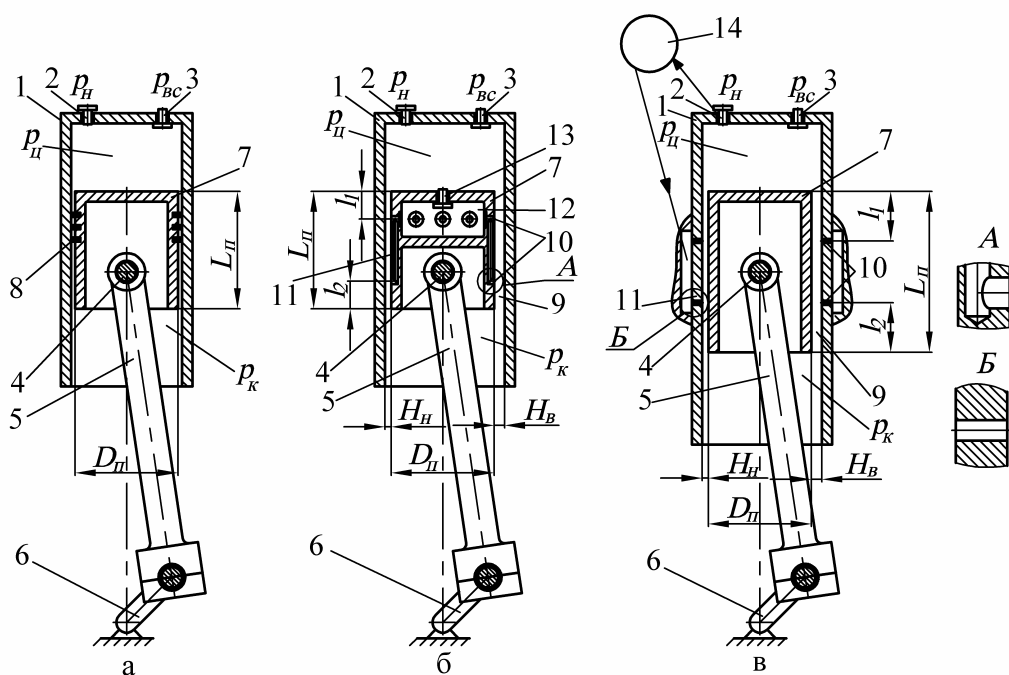


Рис. 2. Конструктивная схема поршневой группы бескрейцкопфного компрессора пароконденсационной холодильной установки: а – с тронковым поршнем и поршневыми кольцами; б, в – с тронковым поршнем и его газовым подвесом в цилиндре компрессора; 1 – цилиндр; 2 – нагнетательный клапан; 3 – всасывающий клапан; 4 – поршневой палец; 5 – шатун; 6 – кривошип коленчатого вала; 7 – поршень; 8 – поршневое кольцо; 9 – рабочий зазор; 10 – дроссели; 11 – каналы, сообщающие дроссели с источником газа для наддува (б – камерой, в – ресивером); 12 – камера в поршне; 13 – клапан в поршне; 14 – ресивер

Относительные утечки газа в картер

$$\bar{G}_{ym} = G_{ym} / G_{xa}, \quad (12)$$

где  $G_{ym} = M_{ym} n_0 / 60$ ,  $M_{ym} = \sum_{u=0}^f \frac{(G_{m.з2(u)} + G_{m.з2(u+1)}) N_{др}}{2} \Delta \tau_u$ ,

$$\Delta \tau_u = \Delta \alpha_u * \pi / (\omega_0 * 180),$$

$G_{ym}$  – утечки газа в картер компрессора, кг/с;

$M_{ym}$  – масса газа, утекающего в картер из рабочего зазора при  $\varepsilon = 0$  за оборот коленчатого вала, кг;

$\Delta \alpha_u$  – шаг по углу поворота коленчатого вала, град;

$\Delta \tau_u$  – время поворота коленчатого вала на угол  $\Delta \alpha_u$ , с;

Относительный расход газа на газовый подвес для двухрядного наддува

$$\bar{G}_{zn} = G_{zn} / G_{xa}, \quad (13)$$

где  $G_{zn} = (M_{др1} + M_{др2}) n_0 / 60$ ,  $M_{др.i} = \sum_{u=0}^f \frac{(G_{m.дрi(u)} + G_{m.дрi(u+1)}) N_{др}}{2} \Delta \tau_u$ ,

$G_{zn}$  – расход газа на газовый подвес, кг/с;

$M_{дрi}$  – масса газа, вытекающего через дроссели в зазор из каждого ряда при  $\varepsilon = 0$  за оборот коленчатого вала, кг.

Также рассчитывается собственная частота колебаний поршня на газовом слое и устанавливается не совпадает ли она с частотой вынуждающей силы  $P_N$ , действующей на поршень со стороны механизма движения.

Частота собственных колебаний поршня на газовом смазочном слое для каждого угла поворота коленчатого вала будет разной. Демпфирование газового смазочного слоя можно не учитывать ввиду его малости.

Частота собственных колебаний поршня на газовом смазочном слое определяется как

$$\omega_{ск} = \sqrt{\frac{K_c}{m_{пор}}}, \quad (14)$$

где  $K_c$  – коэффициент радиальной жесткости газового смазочного слоя, Н/м;

$m_{пор}$  – масса поршня, кг.

В диссертации показано, что частота собственных колебаний поршня на газовом смазочном слое на порядок больше вынуждающей частоты колебаний (частоты вращения коленчатого вала) и, следовательно, резонанс не наступает.

По разработанной методике была составлена программа для ПЭВМ на алгоритмическом языке Delphi по расчету основных интегральных характеристик газового подвеса поршня холодильного компрессора.

Также в работе рассмотрена работа газового подвеса в области параметрического резонанса – самовозбуждающихся колебаний типа «пневмомолота». Данное явление очень опасно, ввиду резкого увеличения амплитуды колебаний поршня.

Для решения этой задачи необходимо найти решение системы дифференци-

альных уравнений состоящей из уравнения Рейнольдса и уравнений движения по осям  $X$  и  $Z$ .

Система уравнений в безразмерном виде

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\bar{p}}{H^3} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \left( \frac{R_n}{L_n} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \zeta} \left( \frac{\bar{p}}{H^3} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \zeta} \right) = \sigma \frac{\partial (\bar{p}H)}{\partial \tau}, \quad (15)$$

где  $\bar{p} = p/p_s$ ,  $\bar{H} = H/H_0$ ,  $\zeta = z/L_n$ ,  $\tau = t/t_x$ ;  $\lambda_{пор} = (R_n/L_n)^2$ ,

$$\sigma = \frac{12\mu R_n^2}{p_s H_0^2 t_x}, \quad t_x = 2\pi/\omega.$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 X}{d\tau^2} = & \frac{2R_n p_s L_n t_x^2}{m_n H_0} \left( \int_0^{l_1} \int_0^{L_n} p \cos \theta d\theta d\zeta + \int_0^{l_2} \int_0^{L_n} p \cos \theta d\theta d\zeta + \right. \\ & \left. \frac{L_n - l_1 - l_2}{2\pi} \int_0^{L_n} p \cos \theta d\theta d\zeta \right) + \frac{(N + G_{m.x}) t_x^2}{m_n H_0} \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 Y}{d\tau^2} = & \frac{2R_n p_s L_n t_x^2}{m_n H_0} \left( \int_0^{l_1} \int_0^{L_n} p \sin \theta d\theta d\zeta + \int_0^{l_2} \int_0^{L_n} p \sin \theta d\theta d\zeta + \right. \\ & \left. \frac{L_n - l_1 - l_2}{2\pi} \int_0^{L_n} p \sin \theta d\theta d\zeta \right) \end{aligned} \quad (17)$$

где  $X = x/H_0$ ;  $Y = y/H_0$ .

Совокупность уравнений (15) – (17) дает полное математическое описание процесса движения поршня в цилиндре на газовом слое.

Задача о движении поршня решается в два этапа:

1. Определяются стационарные решения (положения равновесия).
2. Исследуют устойчивость стационарных решений (устойчивость положений равновесия).

Задача была решена с помощью метода малых возмущений с последующим применением численных методов для определения области устойчивости. Данная система уравнений достаточно сложна для решения.

Рассматривалось движение поршня выведенного из положения равновесия. Переменные координаты центра поршня выражались через малые возмущения равновесных координат.

$$X(\tau) = X_0 + \delta X(\tau), Y(\tau) = Y_0 + \delta Y(\tau), \bar{p}(\theta, \zeta, \tau) = \bar{p}_p(\theta, \zeta) + \delta \bar{p}(\theta, \zeta, \tau),$$

$$\bar{H}(\theta, \tau) = \bar{H}_p(\theta) + \delta \bar{H}(\theta, \tau), \delta \bar{H}(\theta, \tau) = -\delta X(\tau) \cos \theta - \delta Y(\tau) \sin \theta$$

$$\delta X(\tau) = X_1 e^{b\tau}; \quad \delta Y(\tau) = Y_1 e^{b\tau}; \quad \delta \bar{H} = -(X_1 \cos \theta + Y_1 \sin \theta) e^{b\tau};$$

$$\delta \bar{p} = (p_1 X_1 + p_2 Y_1) e^{b\tau};$$

$b = a + i\Omega$ , так как  $e^{i\Omega\tau} = \cos\Omega\tau + i\sin\Omega\tau$  – периодическая функция.

Систему уравнений (15) – (17) невозможно решить аналитически и она решена численно, подбором  $b$  методом проб. Искомая величина  $b$  в общем случае представляет собой комплексное число  $b = a + i\Omega$ . Знак его действительной части  $a$  определяет вид траектории движения центра поршня. Если  $a > 0$ , то спираль разворачивается, т.е. движение неустойчиво, при  $a < 0$  спираль свертывается и движение устойчиво. На пороге устойчивости  $a = 0$  и поэтому необходимо было только найти методом проб мнимую величину  $b_p = i\Omega$ . Подстановка пробного значения  $\Omega$  в уравнения (17) – (19) дает возможность вычислить неизвестные. Поскольку эти уравнения имеют комплексные коэффициенты, то функции  $p_1$  и  $p_2$  тоже комплексные:  $p_1 = p_{1R} + ip_{1N}$ ;  $p_2 = p_{2R} + ip_{2N}$ .

В итоге получается следующая система уравнений:

$$\begin{aligned} p_{1R}''\theta + f_{0\zeta} p_{1R}''\zeta + f_{1\theta} p_{1R}'\theta + f_{1\zeta} p_{1R}'\zeta + f_{3\theta} p_{1R} + f_{3\zeta} p_{1R} + f_5 = \\ = -\Omega f_{11} p_{1N} \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} p_{1N}''\theta + f_{0\zeta} p_{1N}''\zeta + f_{1\theta} p_{1N}'\theta + f_{1\zeta} p_{1N}'\zeta + f_{3\theta} p_{1N} + f_{3\zeta} p_{1N} = \\ = -\Omega f_{13} + \Omega f_{11} p_{1R} \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} p_{2R}''\theta + f_{0\zeta} p_{2R}''\zeta + f_{2\theta} p_{2R}'\theta + f_{2\zeta} p_{2R}'\zeta + f_{4\theta} p_{2R} + f_{4\zeta} p_{2R} + f_6 = \\ = -\Omega f_{12} p_{2N} \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} p_{2N}''\theta + f_{0\zeta} p_{2N}''\zeta + f_{2\theta} p_{2N}'\theta + f_{2\zeta} p_{2N}'\zeta + f_{4\theta} p_{2N} + f_{4\zeta} p_{2N} = \\ = \Omega f_{14} + \Omega f_{12} p_{2R} \end{aligned} \quad (23)$$

$$\Omega^4 + B(J_R + K_R)\Omega^2 + B^2(J_R K_R - J_N K_N - I_R L_R + I_N L_N) = 0 \quad (24)$$

$$\Omega^2 B(J_N + K_N) + B^2(J_R K_N + J_N K_R - I_R L_N - I_N L_R) = 0, \quad (25)$$

где

$$\lambda_{nop} = (R_n/L_n)^2; f_{0\zeta} = \lambda_{nop}; f_{1\theta} = f_{2\theta} = \frac{2\bar{p}'_{p\theta}}{p_p}; f_{1\zeta} = f_{2\zeta} = \frac{2\bar{p}'_{p\zeta}}{p_p} \lambda_{nop};$$

$$f_{3\theta} = f_{4\theta} = \frac{\bar{p}''_{p\theta}}{p_p}; f_{3\zeta} = f_{4\zeta} = \frac{\bar{p}''_{p\zeta}}{p_p} \lambda_{nop}; f_{5\theta} = -3(\bar{p}''_{p\theta}) \cos\theta;$$

$$f_{5\zeta} = -3(\bar{p}''_{p\zeta}) \lambda_{nop} \cos\theta; f_{6\theta} = -3(\bar{p}''_{p\theta}) \sin\theta; f_{6\zeta} = -3(\bar{p}''_{p\zeta}) \lambda_{nop} \sin\theta;$$

$$f_{7\theta} = -\frac{3(\bar{p}'_{p\theta})^2}{p_p} \cos\theta; f_{7\zeta} = -\frac{3(\bar{p}'_{p\zeta})^2}{p_p} \lambda_{nop} \cos\theta;$$

$$f_{8\theta} = -\frac{3(\bar{p}'_{p\theta})^2}{p_p} \sin\theta; f_{8\zeta} = -\frac{3(\bar{p}'_{p\zeta})^2}{p_p} \lambda_{nop} \sin\theta;$$

$$f_9 = -3\bar{p}'_{p\theta} \sin\theta; f_{10} = -3\bar{p}'_{p\theta} \cos\theta; f_{11} = f_{12} = \frac{\Lambda}{p_p}; f_{13} = -\Lambda \cos\theta;$$

$$f_{14} = -\Lambda \sin \theta; \quad \Lambda = \frac{3\mu R_n^2 \omega}{\pi p_s H_0^2}; \quad f_5 = f_{5\theta} + f_{5\zeta} + f_{7\theta} + f_{7\zeta} + f_9;$$

$$f_6 = f_{6\theta} + f_{6\zeta} + f_{8\theta} + f_{8\zeta} + f_{10}.$$

$$A_{11} = B \int_0^{2\pi} \int_0^1 p_1 \cos \theta d\theta d\zeta; \quad A_{12} = B \int_0^{2\pi} \int_0^1 p_2 \cos \theta d\theta d\zeta;$$

$$A_{21} = B \int_0^{2\pi} \int_0^1 p_1 \sin \theta d\theta d\zeta; \quad A_{22} = B \int_0^{2\pi} \int_0^1 p_2 \sin \theta d\theta d\zeta;$$

$$A_{11} = B(J_R + iJ_N); \quad A_{12} = B(L_R + iL_N); \quad A_{21} = B(I_R + iI_N); \quad A_{22} = B(K_R + iK_N).$$

В результате получается

$$\Omega = \frac{\omega_{nm}}{\omega_{ck}}, \quad \omega_{nm} = \Omega \omega_{ck} \quad (26)$$

На рис. 3 приведены результаты расчета циклической частоты колебаний поршня при пневмомолоте.

Запас по частоте пневмомолота достаточно невелик и составляет примерно 1,5 – 1,7 по отношению к собственной частоте колебаний поршня на газовом слое. Были рассмотрены и другие соотношения параметров подвеса, которые тоже дали запас 1,4 – 2 по циклической частоте возникновения пневмомолота. В связи с этим можно сделать вывод, что чем выше жесткость подвеса, тем больше вероятность достижения пневмомолота. Большая вероятность пневмомолота существует для подвеса с дросселями с карманами. Поэтому следует проводить расчет данной величины, чтобы убедиться в устойчивости подвеса, иначе возрастет амплитуда колебаний поршня и произойдет касание цилиндра.

Часть газа, сжимаемого в компрессоре, используется для подвеса поршня.

Мощность, затрачиваемая на сжатие газа, идущего на газовый подвес  $N_{zn}$ :

$$N_{zn} = \frac{k}{k-1} Z_{vc} G_{zn} RT_{vc} \left[ \left( \frac{p_n}{p_{vc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (27)$$

Потери мощности вследствие утечек газа в картер компрессора из зазора между поршнем и цилиндром.

$$N_{ym} = \frac{k}{k-1} Z_{vc} G_{ym} RT_{vc} \left[ \left( \frac{p_n}{p_{vc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (28)$$

Мощность трения механизма движения компрессора с поршневыми кольцами рассчитывалась по следующей формуле

$$N_{тр.мд.пк} = (1 + K_{м.д.}) N_{тр.кол}, \quad (29)$$

где  $K_{м.д.}$  – коэффициент, учитывающий трение в механизме движения компрессора.  $K_{м.д.} = 0,8 \dots 1,2$ .

Мощность трения механизма движения компрессора с газовым подвесом поршня рассчитывалась по следующей формуле

$$N_{тр.м.д.зн} = N_{тр.м.д.нк} - N_{тр.нк} \quad (30)$$

Механический КПД компрессора с поршневыми кольцами рассчитывался по следующей формуле

$$\eta_{мех.нк} = \frac{1}{1 + \frac{N_{тр.м.д.нк}}{N_{инд}}}; \quad (31)$$

где  $N_{инд}$  – индикаторная мощность компрессора, Вт.

Механический КПД компрессора с газовым подвесом поршня определяется как

$$\eta_{мех.зн} = \frac{1}{1 + \frac{N_{тр.м.д.зн}}{N_{инд}}}; \quad (32)$$

Эффективная мощность компрессора с поршневыми кольцами

$$N_{е.нк} = N_{инд} + N_{тр.м.д.нк} \quad (33)$$

Эффективная мощность компрессора с газовым подвесом поршня:

$$N_{е.зн} = N_{инд} + N_{тр.м.д.зн} \quad (34)$$

Экономия энергии

$$\eta_{эк} = \left(1 - \frac{N_{е.зн}}{N_{е.нк}}\right) * 100 \quad (35)$$

На рис. 4 и 5 представлены результаты расчета изоэнтропного и механического КПД компрессоров с поршневыми кольцами и с газовым подвесом.

Согласно расчетам изоэнтропный и механический КПД компрессора с газовым подвесом на 5-10 % больше, чем у компрессора с поршневыми кольцами.

Такое же соотношение было получено и для холодильного коэффициента компрессора  $\varepsilon_x$ .

$$\varepsilon_x = \frac{Q}{N_e} \quad (36)$$

Величина коэффициента подачи компрессора с поршневыми кольцами при степенях сжатия до 3 практически такая же, как у компрессора с газовым подвесом. При степенях сжатия больше 3 величина коэффициента подачи компрессора с поршневыми кольцами больше, чем у компрессора с газовым подвесом на 1 – 4 %. В связи с этим необходима компенсация расхода газа для сохранения холодопроизводительности. Несмотря на введение дополнительного количества газа, все равно будет экономия энергии в 5 – 10 %. При равных расходах энергии холодопроизводительность компрессора с газовым подвесом будет больше, чем у компрессора с поршневыми кольцами. При этом можно подобрать параметры подвеса так, что холодопроизводительность компрессора с газовым подвесом будет такая же, как у компрессора с поршневыми кольцами.

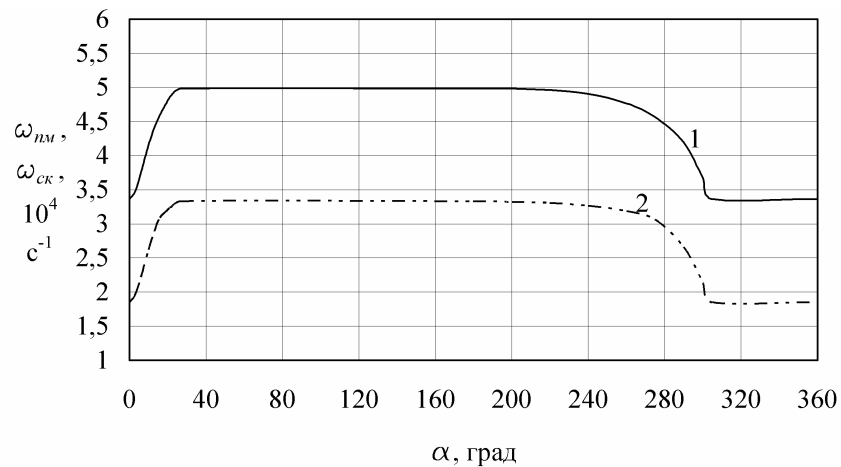


Рис. 3. Зависимость собственной частоты колебаний поршня на газовом смазочном слое и частоты колебаний при пневмомолоте от угла поворота коленчатого вала поршня (хладагент R22;  $p_k = 0,3$  МПа;  $d_{dp} = 0,4$  мм;  $N_{dp} = 8$ ;  $D_n = 50$  мм;  $L_n = 100$  мм;  $L_n/l_i = 3$ ;  $\varepsilon = 0,5$ ;  $p_s = 1,2$  МПа;  $H_0 = 20$  мкм): 1 – частота возникновения пневмомолота; 2 – частота собственных колебаний поршня

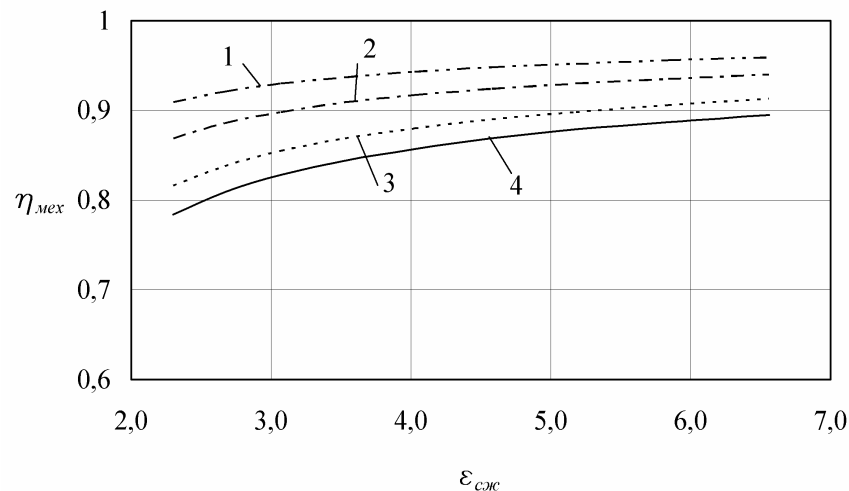
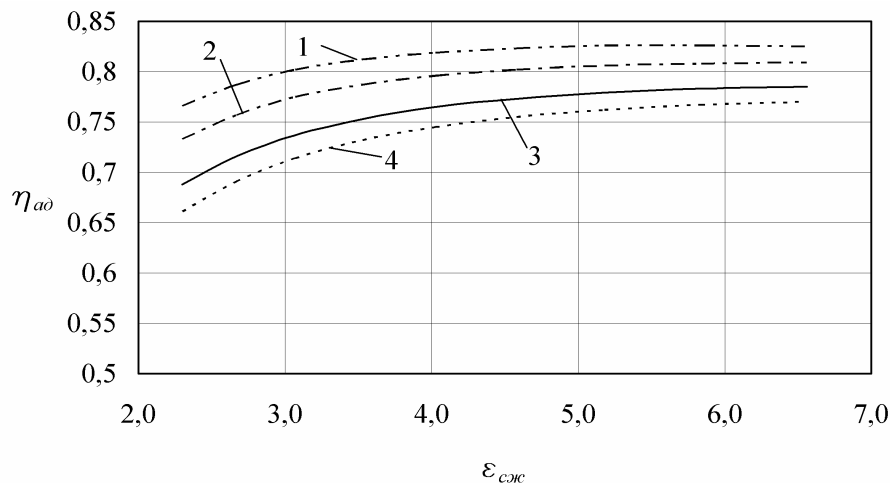


Рис. 4. Зависимость изэнтропного КПД компрессора от степени повышения давления в компрессоре (хладагент R22;  $p_k = 0,3$  МПа;  $d_{dp} = 0,4$  мм;  $N_{dp} = 8$ ;  $D_n = 50$  мм;  $L_n = 100$  мм;  $L_n/l_i = 3$ ;  $\varepsilon = 0,5$ ;  $p_s = 1,2$  МПа;  $H_0 = 20$  мкм;  $Q = 4$  кВт;  $f_{mp.кол} = 0,2$ ): 1 –  $\eta_{ad}$  при  $K_{m.d} = 0,8$  для компрессора с газовым подвесом; 2 –  $\eta_{ad}$  при  $K_{m.d} = 1,2$  для компрессора с газовым подвесом; 3 –  $\eta_{ad}$  при  $K_{m.d} = 0,8$  для компрессора с поршневыми кольцами; 4 –  $\eta_{ad}$  при  $K_{m.d} = 1,2$  для компрессора с поршневыми кольцами

Рис. 5. Зависимость механического КПД компрессора от степени повышения давления в компрессоре (хладагент R22;  $p_k = 0,3$  МПа;  $d_{dp} = 0,4$  мм;  $N_{dp} = 8$ ;  $D_n = 50$  мм;  $L_n = 100$  мм;  $L_n/l_i = 3$ ;  $\varepsilon = 0,5$ ;  $p_s = 1,2$  МПа;  $H_0 = 20$  мкм;  $Q = 4$  кВт;  $f_{mp.кол} = 0,2$ ): 1 –  $\eta_{мех.зн}$  при  $K_{m.d} = 0,8$ ; 2 –  $\eta_{мех.зн}$  при  $K_{m.d} = 1,2$ ; 3 –  $\eta_{мех.нк}$  при  $K_{m.d} = 0,8$ ; 4 –  $\eta_{мех.зн}$  при  $K_{m.d} = 1,2$

В третьей главе проведены расчеты по оптимизации (определению рациональной области параметров подвеса) основных характеристик подвеса и энергетических характеристик компрессора.

Рассматривалось влияние параметров газового подвеса на следующие характеристики:

– газового смазочного слоя:

– относительную несущую способность, относительный коэффициент радиальной жесткости;

– экономичности:

относительный расход газа на газовый подвес  $\bar{G}_{gn}$ ; относительные утечки газа в картер  $\bar{G}_{ym}$ ; коэффициент подачи  $\lambda$ ; изотермический КПД  $\eta_{из}$ ;

адиабатный КПД  $\eta_{ад}$ ; холодильный коэффициент цикла  $\varepsilon_x$ .

В результате расчетов выяснилось:

рациональными по основным характеристикам газового слоя и экономичности компрессора являются следующие значения параметров подвеса:

$L_n/D_n = 2 \dots 2,5$ ;  $L_n/l_i = 2,5 \dots 3,5$ ;  $m_{dp} = 0,15 \dots 0,25$  при  $H_0 = \text{var}$ ;  $m_{dp} = 0,6 \dots 0,8$  при  $d_{dp} = \text{var}$ ;  $N_{dp} = 8 \dots 10$ ;  $H_0 = 20 \dots 30$  мкм;  $d_{dp} = 0,4 \dots 0,5$  мм;  $p_s = 1 \dots 1,2$  МПа.

Было выполнено моделирование газового подвеса на различных веществах (воздух, R22, R134a, R502, R507, R404A, R407C). Газовые подвесы на хладагентах R134a и R22 и воздухе по несущей способности, жесткости и расходу газа на подвес оказались более эффективными, что обусловлено их физическими свойствами (вязкостью, показателями адиабаты, коэффициентами сжимаемости, газовыми постоянными).

В четвертой главе дано описание разработанного экспериментального стенда, необходимого для исследования основных характеристик газового подвеса. Целью исследований являлось экспериментальное подтверждение достоверности расчета мощности компрессора с газовым подвесом, полученных расчетным путем. Схема разработанной экспериментальной установки приведена на рис. 6.

В главе приведена методика экспериментальных исследований. На рис. 7 и 8 приведены экспериментальные и расчетно-аналитические графики эффективной мощности в зависимости от степени повышения давления для компрессоров с поршневыми кольцами и с газовым подвесом.

Исследования подтвердили адекватность результатов, полученных экспериментально и с помощью расчетно-аналитического метода. Количественные расхождения расчетных и экспериментальных значений на расчетных режимах не превысили 5%.

В пятой главе приведены основные рекомендации по проектированию газовых подвесов, рекомендации по применению материалов для поршней компрессора, антифрикционных покрытий, показаны возможные конструкции узла шатунно-поршневой группы.



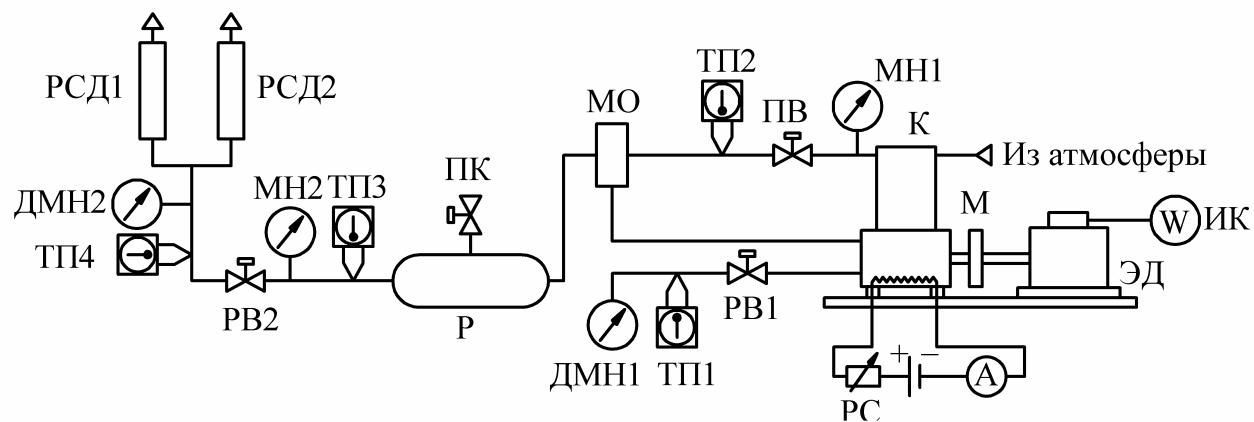


Рис. 6. Принципиальная схема экспериментального стенда. ИК – измерительный комплекс К-505; ЭД – электродвигатель; М – маховик компрессора; А – амперметр; РС – реостат; К – компрессор; МН1...МН2 – манометры; ДМН1...ДМН2 – дифференциальные манометры; ПВ – предохранительный клапан; ТП1...ТП4 – термопары; МО – маслоотделитель; ПК – предохранительный клапан; Р – ресивер; РВ1...РВ2 – регулирующие клапаны; РСД1...РСД2 – ротаметры

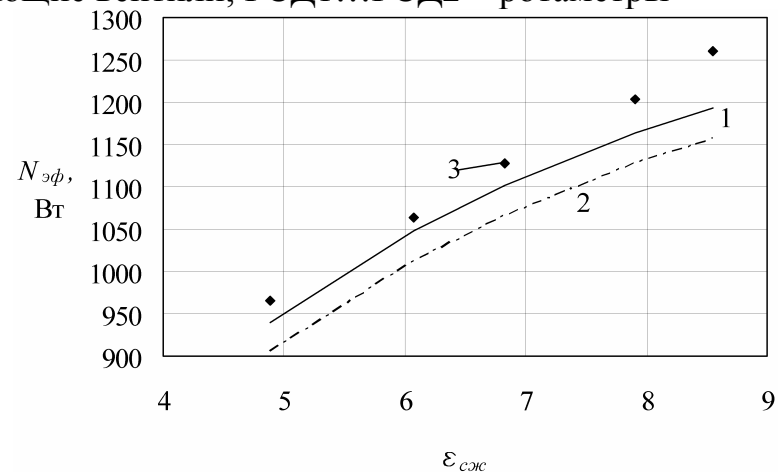
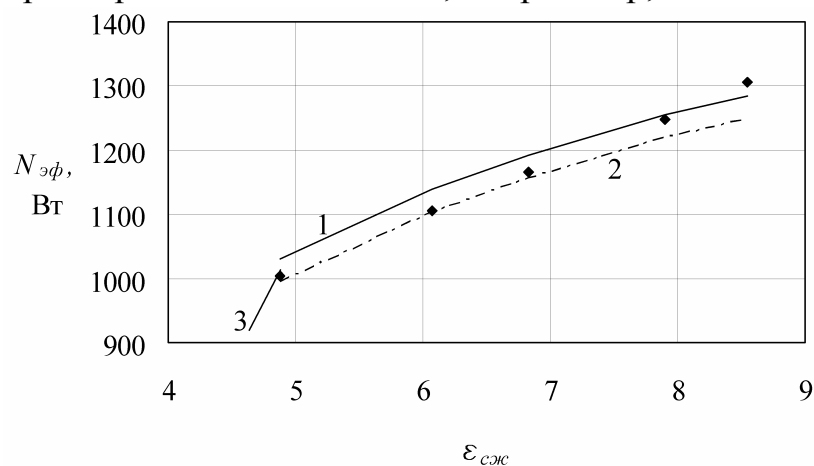


Рис. 7. Эффективная мощность компрессора с поршневыми кольцами (теоретическая и экспериментальная): 1 –  $N_{эф}$  при  $K_{м.δ} = 0,8$ ; 2 –  $N_{эф}$  при  $K_{м.δ} = 1,2$ ; 3 –  $N_{эф}$  экспериментальная

Рис. 8. Эффективная мощность компрессора с газовым подвесом (теоретическая и экспериментальная): 1 –  $N_{эф}$  при  $K_{м.δ} = 0,8$ ; 2 –  $N_{эф}$  при  $K_{м.δ} = 1,2$ ; 3 –  $N_{эф}$  экспериментальная

## Выводы

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

1. Разработан и апробирован метод расчета газового подвеса поршня компрессора для определения профиля давления в слое смазки и его основных характеристик. Новизна метода заключается в том, что

- впервые при решении задачи учтен перекося поршня в цилиндре;
- впервые принимается переменным коэффициент расхода газа через дроссели;
- получена зона рациональных параметров для работы газового подвеса;
- для конечно-разностной аппроксимации системы уравнений динамической неустойчивости газового подвеса поршня реализован метод простых итераций;
- впервые определена граница устойчивости газового подвеса;
- впервые определена частота собственных колебаний поршня на газовом слое для бескрейцкопфного компрессора.

2. Рассчитаны и представлены интегральные характеристики газового подвеса (несущая способность, жесткость газового слоя, расход газа, утечки газа в картер) для широкого диапазона исходных данных.

3. Рассчитаны и представлены энергетические характеристики холодильного компрессора с газовым подвесом поршня: механический, адиабатный изотермический КПД, коэффициент подачи.

4. Впервые произведено моделирование газового подвеса на различных рабочих веществах.

5. Впервые показано что можно создать компрессор, не уступающий по утечкам компрессору с поршневыми кольцами с такой же холодопроизводительностью.

Намечены и предложены дальнейшие пути использования таких компрессоров.

6. Проведены экспериментальные исследования, подтверждающие корректность решения поставленной задачи. Расхождение по эффективной мощности компрессора по сравнению с экспериментальной не более 5%. Максимальная экономия энергии компрессора с газовым подвесом составила 4%. Теоретическая экономия была 5-10 %.

7. Предложены рекомендации по проектированию газовых подвесов и приведены варианты возможных конструктивных решений. Результаты работы внедрены в учебный процесс кафедры «Холодильная, криогенная техника и системы кондиционирования» МГТУ им. Н.Э. Баумана, а именно: выпущено методическое издание Тищенко И.В. Расчет газового подвеса поршня холодильного компрессора: Методические указания к выполнению домашних заданий, курсовых и дипломных проектов по курсу «Объемные компрессорные и расширительные машины» / Под ред. Ю.В. Пешти. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 56с.: ил. Также результаты работы внедрены в опытно-конструкторскую работу предприятия ОАО НПО «Наука».

## ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ИЗЛОЖЕНЫ В РАБОТАХ

1. Тищенко И.В., Пешти Ю.В. Газовый подвес поршня в цилиндре холодильного компрессора // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2002. – Специальный выпуск. – С. 95-106.
2. Тищенко И.В., Пешти Ю.В. Анализ характеристик газового подвеса поршня в цилиндре холодильного компрессора // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2004. – Специальный выпуск. – С. 166-179.
3. Тищенко И.В., Пешти Ю.В. Разработка методики расчета газового подвеса поршня бескрейцкопфного поршневого компрессора // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: Тезисы докладов Международной конференции. - Москва, 2005. - Т.3. - С. 219-220.
4. Тищенко И.В., Пешти Ю.В. Разработка методики расчета газового подвеса поршня бескрейцкопфного поршневого компрессора // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: Тезисы докладов Международной конференции. - Москва, 2006. - Т.3. - С. 272-273.
5. Тищенко И.В. Расчет газового подвеса поршня холодильного компрессора: Методические указания к выполнению домашних заданий, курсовых и дипломных проектов по курсу «Объемные компрессорные и расширительные машины» / Под ред. Ю.В. Пешти. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 56с.: ил.