

УДК 621.514

Влияние компримируемой среды на силовые факторы, действующие в винтовом маслозаполненном компрессоре

В. Н. ДОКУКИН, *д-р техн наук* В. А. ПРОНИН
dockvn@mail.ru

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет ИТМО
Институт холода и биотехнологий
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

В статье рассматривается влияние свойств компримируемой среды на силы и моменты, действующие на рабочие органы винтового маслозаполненного компрессора (ВМК). Предлагается выбор конструктивного исполнения подшипниковых узлов на основании анализа сил и моментов. Проведенные расчеты помогут сделать выбор рабочего вещества в зависимости от особенности применения винтового маслозаполненного компрессора в высокотемпературном режиме.

Ключевые слова: винтовой маслозаполненный компрессор, хладагенты, силы и моменты.

Influence of the compressed environment on power factors, operating in the screw maslozapolnenny compressor

V. N. DOKUKIN, *D. Sc.* V. A. PRONIN

dockvn@mail.ru

University ITMO

Institute of Refrigeration and Biotechnologies
191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

In article influence of properties of the compressed environment on forces and the moments operating on working bodies of the screw maslozapolnenny compressor (SMC) is considered. It is offered to choose a design of bearing knots on the basis of the analysis of forces and the moments.

Keywords: oil-flooded screw compressor, refrigerants, forces and moments.

Выбор рабочих веществ для высокотемпературных режимов зачастую [1, 2] основывается на тех же критериях, которые применяются для выбора рабочих веществ пароконпрессорных холодильных машин:

— химическая стабильность и инертность к основным конструкционным материалам;

— значения рабочих давлений, разности и отношения давлений нагнетания и всасывания;

— высокая степень термодинамического совершенства, большая объемная производительность.

В настоящей статье рассматривается влияние свойств компримируемой среды на силы и моменты, действующие на рабочие органы винтового маслозаполненного компрессора (ВМК). Анализ сил и моментов позволяет, в свою очередь, выбрать конструктивное исполнение подшипниковых узлов.

В настоящее время применяются конструкции подшипников различные как по принципу работы, так

и по условиям применения. Наиболее широкое распространение получили гидродинамические подшипники скольжения и опоры качения.

Одной из задач при проектировании ВМК является минимизация рабочих зазоров между винтами, а также между винтами и корпусом, т.к. величина зазоров непосредственно связана с коэффициентом подачи компрессора [3–5], а, следовательно, с его эффективностью. В силу конструктивных особенностей радиальные зазоры в подшипниках качения меньше чем у опор скольжения, что делает их более предпочтительными при использовании в винтовых компрессорах. Однако применение подшипников качения ограничено силовыми и скоростными параметрами, действующими на них.

Для сравнительного анализа были выбраны хладагенты R717, R407C, R22 и R134a, основные свойства которых приведены в табл. 1.

Величины реакций на опорах винтового компрессора определялись по методу, приведенному в [6, 7].

Определение реакций на опоры ведущего (ВЩ) винта. Направление и точки приложения радиальных, осевых и окружных сил, действующих на профильные поверхности винтов, показаны на рис. 1. Осевые силы $P_{ij}^{(a)}$, радиальные силы $P_{ij}^{(r)}$ и силы, действующие на торец нагнетания $P_{ТНi}$, на боковой проекции показаны действующими в одной плоскости.

Суммарная осевая сила $\sum_j P_{ij}^{(a)}$, действующая

на профильные поверхности зубьев винта, создает крутящий момент относительно оси винта, причем сила, направленная в сторону всасывания, создает крутящий момент, направленный против вращения винта. Осевая сила, действующая на профильные поверхности винта в сторону нагнетания, создает крутящий момент, направленный в сторону вращения винта.

Среднее значение осевых сил за рабочий цикл ВЩ винта:

$$\sum_j P_{ij}^{(a)} = \left(\frac{2\pi}{H_i} \right) M_{i\text{cp}}$$

Основные свойства хладагентов R717, R407C, R22 и R134a

Хладагент	Химическая формула	Молярная масса, кг/кмоль	Нормальная температура, кипения, °С	Критическая температура, °С
R717	NH ₃	17,03	-33,5	132,4
R407C	CH ₂ F ₂ /CHF ₂ CF ₃ /CH ₂ FCF ₃	86,2	-36,7	87,3
R22	CHF ₂ Cl	86,47	-40,81	96,13
R134a	CF ₃ CH ₂ F	102,03	-26,1	101,1

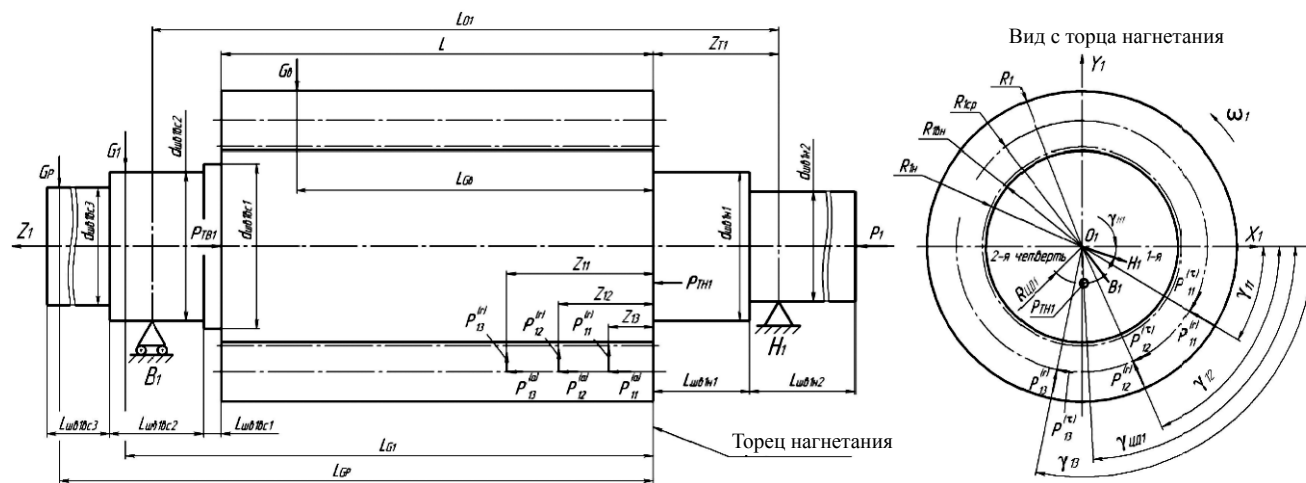


Рис. 1. Силы и моменты сил, действующие на ВЩ винт. Реакции опор

где H_i — ход винтовой линии; $i = 1$ для ВЩ винта; j — номер полости.

В этом случае, среднее значение осевых сил за рабочий цикл ВЩ винта

$$\sum_j P_{1j}^{(a)} = \left(\frac{2\pi}{H_1} \right) M_{1cp},$$

где M_{1cp} — среднее значение крутящего момента ВЩ винта

$$M_{1cp} = (1 + K_M) M_{кр},$$

здесь $K_M = 0,1$ для ассиметричного типа профиля.

Осевая сила, действующая на соответствующую полость винта, равна

$$P_{ij}^{(a)} = P_{ij}^{(r)} \frac{\sum_j P_{ij}^{(a)}}{\sum_j P_{ij}^{(r)}},$$

где $P_{ij}^{(r)}$ — радиальная сила, действующая на j -ю полость i -го винта;

$\sum_j P_{ij}^{(r)}$ — сумма радиальных сил, действующих

на все полости, находящиеся под давлением выше давления всасывания.

Окружная сила, действующая на соответствующую полость винта, равна

$$P_{ij}^{(v)} = P_{ij}^{(a)} \operatorname{ctg} \beta_{icp},$$

где β_{icp} — угол наклона винтовой линии, проходящей через центр давления, лежащей на цилиндре диаметром d_{icp}

$$\beta_{icp} = \arctg[\operatorname{tg} \beta_H (d_{icp}/d_{iH})] = \arctg[\operatorname{tg} \beta_H (d_{icp}/2R_H)].$$

На ВЩ винт действуют более значительные осевые и радиальные силы, чем на ведомый (ВМ) винт [6, 8, 9].

Рассмотрим плоскости $O_1 - P_{1j}^{(r,a)}$ (рис. 1). В плоскостях $O_1 - P_{1j}^{(r,a)}$, наклоненных к линии центров под углом γ_{1j} , действует радиальная сила $P_{1j}^{(r)}$ и осевая сила $P_{1j}^{(a)}$.

Уравнения моментов сил относительно опор ВЩ винта:

$$\begin{aligned} \sum M_{B1j} &= P_{1j}^{(r)} (L_{01} - z_{T1} - z_{1j}) - H_{1j}^{(r,a)} L_{01} - P_{1j}^{(a)} R_{1cp} = 0; \\ \sum M_{H1j} &= B_{1j}^{(r,a)} L_{01} - P_{1j}^{(r)} R_{1cp} - P_{1j}^{(a)} (z_{T1} + z_{1j}) = 0. \end{aligned}$$

где L_{01} — расстояние между опорными подшипниками ВЩ винта;

z_{T1} — расстояние от опорного подшипника на стороне нагнетания до торца нагнетания ВЩ винта.

Решая эти уравнения относительно реакции опор, получаем выражения для определения величин реакций

$$H_{1j}^{(r,a)} = \frac{P_{1j}^{(r)} (L_{01} - z_{T1} - z_{1j}) - P_{1j}^{(a)} R_{1cp}}{L_{01}};$$

$$B_{1j}^{(r,a)} = \frac{P_{1j}^{(r)} (z_{T1} + z_{1j}) + P_{1j}^{(a)} R_{1cp}}{L_{01}}.$$

Проекции этих реакций на оси x_1 и y_1 равны

$$H_{1j,x}^{(r,a)} = H_{1j}^{(r,a)} \cos \gamma_{1j}; \quad B_{1j,x}^{(r,a)} = B_{1j}^{(r,a)} \cos \gamma_{1j};$$

$$H_{1j,y}^{(r,a)} = H_{1j}^{(r,a)} \sin \gamma_{1j}; \quad B_{1j,y}^{(r,a)} = B_{1j}^{(r,a)} \sin \gamma_{1j}.$$

Рассмотрим плоскость $O_1 - P_{1j}^{(v)}$. В этой плоскости действует момент от окружной силы $P_{1j}^{(v)}$ и она перпендикулярна плоскости $O_1 - P_{1j}^{(r,a)}$.

Уравнение моментов сил относительно опор ВЦ винта:

$$\begin{aligned}\Sigma M_{B_{1j}} &= P_{1j}^{(v)}(L_{01} - z_{T1} - z_{1j}) - H_{1j}^{(v)}L_{01} = 0; \\ \Sigma M_{H_{1j}} &= B_{1j}^{(v)}L_{01} - P_{1j}^{(v)}(z_{T1} + z_{1j}) = 0.\end{aligned}$$

Решая данные уравнения относительно реакции опор, получим выражения для определения величин реакций

$$\begin{aligned}H_{1j}^{(v)} &= \frac{P_{1j}^{(v)}(L_{01} - z_{T1} - z_{1j})}{L_{01}}, \\ B_{1j}^{(v)} &= \frac{P_{1j}^{(v)}(z_{T1} + z_{1j})}{L_{01}}.\end{aligned}$$

Реакции на опорах ВЦ винта от действия силы $P_{ТН1}$ со стороны торцов нагнетания и всасывания соответственно равны

$$\begin{aligned}H_1^{(T)} &= -M_{ТН1} / L_{01}; \\ B_1^{(T)} &= -H_1^{(T)}.\end{aligned}$$

Определение реакций от действия сил тяжести ВЦ винта. Из-за конструктивных особенностей полугерметичных компрессоров, на валу ВЦ винта устанавливается ротор электродвигателя, следовательно, полная сила тяжести ВЦ винта равна

$$G_1 = G_B + G_P,$$

где G_B — вес ВЦ винта; G_P — вес ротора электродвигателя.

Определение веса ВЦ винта и координат его центра тяжести (см. рис. 1):

$$\begin{aligned}G_B &= [(\pi R_1^2 - z_1 f_{ln})L + \\ &+ V_{Н1шв1} + V_{Н1шв2} + V_{BC1шв1} + \\ &+ V_{BC1шв2} + V_{BC1шв3}] \gamma_{ст},\end{aligned}$$

где $\gamma_{ст}$ — плотность материала винта;

$V_{Н1шв1}$ и $V_{Н1шв2}$ — объемы шеек вала ВЦ винта на стороне нагнетания, начиная от торца нагнетания

$$\begin{aligned}V_{Н1шв1} &= 0,25\pi d_{шв1н1}^2 L_{шв1н1}, \\ V_{Н1шв2} &= 0,25\pi d_{шв1н2}^2 L_{шв1н2},\end{aligned}$$

здесь $d_{шв1н1}, d_{шв1н2}$ — диаметры шеек вала ВЦ винта на стороне нагнетания;

$L_{шв1н1}, L_{шв1н2}$ — соответствующие им длины шеек;

$V_{BC1шв1}, V_{BC1шв2}$ и $V_{BC1шв3}$ — объемы шеек вала ВЦ винта на стороне всасывания, начиная от торца всасывания

$$\begin{aligned}V_{BC1шв1} &= 0,25\pi d_{шв1вс1}^2 L_{шв1вс1}; \\ V_{BC1шв2} &= 0,25\pi d_{шв1вс2}^2 L_{шв1вс2}; \\ V_{BC1шв3} &= 0,25\pi d_{шв1вс3}^2 L_{шв1вс3},\end{aligned}$$

где $d_{шв1вс1}, d_{шв1вс2}, d_{шв1вс3}$ — диаметры шеек вала ВЦ винта на стороне всасывания; $L_{шв1вс1}, L_{шв1вс2}, L_{шв1вс3}$ — соответствующие им длины шеек.

Определение координат центра тяжести ВЦ винта. Считаем торец нагнетания — точкой отсчета координат по оси z_1 , а координаты, расположенные в сторону торца всасывания, — положительными.

$$x_1^{(G_B)} = 0;$$

$$\begin{aligned}z_1^{(G_B)} &= L_{G_B} = [(\pi R_1^2 - z_1 f_{ln})L^2 / 2 - V_{Н1шв1}L_{шв1н1} / 2 - \\ &- V_{Н1шв2}(L_{шв1н1} + L_{шв1н2} / 2) + V_{BC1шв1}(L + L_{шв1вс1} / 2) + \\ &+ V_{BC1шв2}(L + L_{шв1вс1} + L_{шв1вс2} / 2) + V_{BC1шв3}(L + L_{шв1вс1} + \\ &+ L_{шв1вс2} + L_{шв1вс3} / 2)] / [(\pi R_1^2 - z_1 f_{ln})L - V_{Н1шв1} - V_{Н1шв2} + \\ &+ V_{BC1шв1} + V_{BC1шв2} + V_{BC1шв3}].\end{aligned}$$

Определим координаты центра тяжести ротора электродвигателя. Считаем торец нагнетания — точкой отсчета координат по оси z_1 , а координаты, расположенные в сторону торца всасывания, — положительными.

$$x_1^{(G_P)} = 0; z_1^{(G_P)} = L_{G_P}.$$

Полная сила тяжести ВЦ винта

$$G_1 = G_B + G_P,$$

где G_P — вес ротора электродвигателя.

Определим координаты центра тяжести G_1 (отсчет от торца нагнетания):

$$z_1^{(G_1)} = L_{G_1} = \frac{G_B z_1^{(G_B)} + G_P z_1^{(G_P)}}{G_B + G_P}.$$

Проекция реакции от действия силы тяжести G_1 (см. рис. 1) на ось x_1 равны нулю, а на ось y_1 :

$$\begin{aligned}H_{1,y}^{(G)} &= -\frac{G_1(L_{G_1} + z_{T1} - L_{01})}{L_{01}} \\ B_{1,y}^{(G)} &= \frac{G_1(L_{G_1} + z_{T1})}{L_{01}}\end{aligned}$$

Сумма проекций всех реакций на оси x_1 и y_1 :

$$\begin{aligned}H_{1,x} &= \sum_j H_{1j,x}^{(r,a)} + \sum_j H_{1j,x}^{(v)} + H_{1,x}^{(T)}; \\ H_{1,y} &= \sum_j H_{1j,y}^{(r,a)} + \sum_j H_{1j,y}^{(v)} + H_{1,y}^{(T)} + H_{1,y}^{(G)}; \\ B_{1,x} &= \sum_j B_{1j,x}^{(r,a)} + \sum_j B_{1j,x}^{(v)} + B_{1,x}^{(T)}; \\ B_{1,y} &= \sum_j B_{1j,y}^{(r,a)} + \sum_j B_{1j,y}^{(v)} + B_{1,y}^{(T)} + B_{1,y}^{(G)}.\end{aligned}$$

Реакции на опорах винта:

$$H_1 = \sqrt{H_{1,x}^2 + H_{1,y}^2}; B_1 = \sqrt{B_{1,x}^2 + B_{1,y}^2}.$$

На основании проведенных расчетов можно дать оценку возможности использования опор качения в ВКМ малой производительности, работающих в высокотемпературном режиме в зависимости от компримируемых сред (рис. 2).

Чем больше реакции на опорах ВКМ, тем больше эквивалентная динамическая нагрузка и меньше ресурс работы опорных подшипников качения. Применение подшипников качения ограничено ресурсом его работы L_h . При L_h менее 50000 ч применяют подшипники скольжения, что в свою очередь снижает экономичность машины

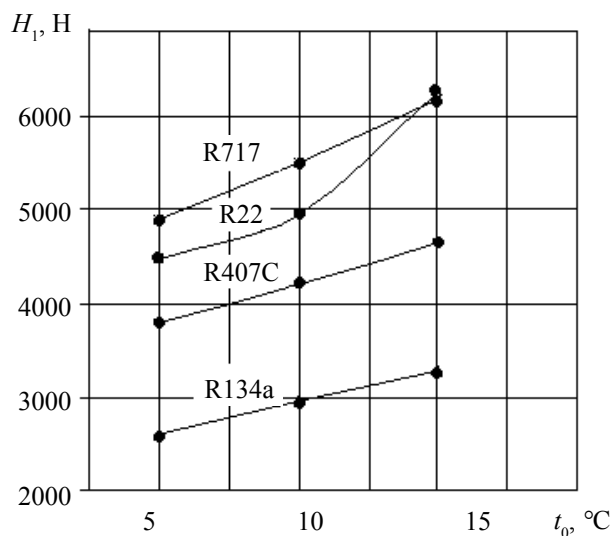


Рис. 2. Зависимость реакции H_1 на опоре ВЩ винта со стороны торца нагнетания от температуры кипения t_0 и вида рабочего вещества при температуре конденсации $t_k = 60^\circ\text{C}$

из-за снижения коэффициента подачи l и эффективного КПД η_e винтового компрессора [3].

Одним из недостатков ВКМ на R717 являются высокие реакции на опоре ВЩ винта со стороны торца нагнетания H_1 , что делает невозможным применение подшипников качения и снижает экономичность его использования.

Реакции H_1 на опоре ВЩ винта компрессора на R407C гораздо больше, чем у ВКМ на R717, поэтому на более легких режимах (при $t_0 = 5^\circ\text{C}$, $t_k = 60^\circ\text{C}$) возможно применение подшипников качения.

Большие реакции H_1 не позволяют использовать подшипники качения в ВКМ на R22.

Работа ВКМ на хладагенте R134a характеризуется самыми низкими реакциями H_1 , что делает возможным применение подшипников качения на всех режимах с целью повышения экономичности работы компрессора.

Проведенные расчеты помогут сделать выбор рабочего вещества в зависимости от особенности применения винтового маслозаполненного компрессора в высокотемпературном режиме. Из соображений наименьших реакций на опорах наиболее предпочтительным хладагентом представляется R134a.

Список литературы

1. Холодильные машины и тепловые насосы. Повышение эффективности: Справочник/Под ред. А. В. Быкова. — М.: Агропромиздат, 1988.
2. Кан К. Д. Рабочие вещества для компрессионных тепловых насосов // Холодильная техника. 1988. №5.
3. Холодильные компрессоры: Справочник/Под ред. А. В. Быкова. — М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1981.
4. Каньшиев Г. А., Чистяков Ф. М. Коэффициент подачи винтового фреонового маслозаполненного компрессора. // Холодильная техника. 1979. №12.
5. Пекарев В. И. Плотность рабочего вещества в разных полостях винтового компрессора при всасывании. // Вестник Международной академии холода. 2012. №2.
6. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин./Под ред. И. А. Сакуна. — Л.: Машиностроение, 1987.
7. Холодильные машины/Под ред. Л. С. Тимофеевского. — СПб.: Политехника, 2006.
8. Особенности применения различных рабочих веществ в тепловых насосах с винтовым компрессором. Сборник трудов III международной научно-технической конференции «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» — СПб, 2007.
9. Ануфриев А. В., Пекарев В. И. Моделирование рабочих процессов винтового компрессора при регулировании производительности. // Вестник Международной академии холода. 2011. №4.



Свидетельство о регистрации СМИ Эл № ФС 77-20452 от 22 марта 2005 года

ПЕРВАЯ В РОССИИ ИНТЕРНЕТ-ГАЗЕТА ПО ХОЛОДИЛЬНОЙ И БЛИЗКОЙ ЕЙ ТЕМАТИКЕ

- холодильные новости;
- бытовое, торговое и промышленное холодильное оборудование;
- холодильники;
- охладители жидкости (чиллеры);
- оснащение и строительство супермаркетов;
- холодильный транспорт;
- кондиционирование и вентиляция;
- искусственные и природные хладагенты;
- холодильные масла;
- качество пищевых продуктов;
- сервис холодильных систем;
- литература по холодильной и близкой ей тематике;
- модульная, баннерная, видео- и аудиореклама;
- выставки, конференции, семинары;
- обучающие курсы для холодильщиков и многое другое...

<http://www.holodilshchik.ru> (<http://холодильщик.рф>)
e-mail: info@holodilshchik.ru