

Результаты испытаний маслозаполненного винтового компрессора малой производительности в высокотемпературных режимах

В.Н. ДОКУКИН, А.Л. ЕМЕЛЬЯНОВ, А.Н. НОСКОВ
Санкт-Петербургский государственный университет
низкотемпературных и пищевых технологий

The plots of main characteristics of oil-filled screw compressor VSK 31 61-15Y, intended for operation in a heat pump or air conditioning system in the range of evaporating temperatures $-10...-4^{\circ}\text{C}$ and condensing temperatures $49...63^{\circ}\text{C}$ are presented. The dependencies of real volumetric efficiency, performance, refrigerating and heat capacity from outside compression ratio of the compressor are obtained, confirming a possibility of effective use of compressor in the mentioned area.

Транспортные системы кондиционирования (СКВ), как правило, проектируются на базе автономных кондиционеров со встроенной парокompрессионной холодильной машиной. Транспортные СКВ работают в режимах вентиляции, охлаждения, осушки и нагрева приточного воздуха. Холодильная машина транспортной СКВ работает в высокотемпературном режиме с температурой кипения в диапазоне $-20...+10^{\circ}\text{C}$ и температурой конденсации до 65°C . Эксплуатационные характеристики кондиционеров в значительной степени зависят от типа компрессора. В кондиционерах пассажирских вагонов наиболее распространены маслозаполненные двухроторные винтовые компрессоры серии VSK производства компании Bitzer. Эти компрессоры не имеют аналогов в мире по своим массогабаритным показателям. Компрессоры герметичные, с горизонтальным цилиндрическим корпусом, низким уровнем вибрации и возможностью плавного инверторного регулирования холодопроизводительности в диапазоне частот питающего напряжения $20...70$ Гц.

Особенностями работы маслозаполненного винтового компрессора (ВКМ) в высокотемпературном режиме являются большая разность давлений нагнетания и всасывания и большая потребляемая мощность, что не всегда позволяет применить в качестве опор подшипники качения из-за больших величин реакций опор. Чем больше реакции опор ВКМ, тем больше эквивалентная динамическая нагрузка и меньше ресурс работы опорных подшипников качения. Кроме того, применение подшипников качения ограничено ресурсом его работы L_h (не более 60000 ч). Применение подшипников скольжения также имеет недостатки: повышаются балластные утечки, что снижает коэффициенты подачи λ и эффективный коэффициент полезного действия η_c . Это осо-

бенно характерно для компрессоров малой производительности [4].

В работе [2] были проведены расчеты реакций опор в маслозаполненном винтовом компрессоре с теоретической объемной производительностью $V_T = 0,06$ м³/с в одноступенчатых циклах на R717, R407C, R22 и R134a. Режимы работы компрессора: температуры кипения $t_0 = 5, 10, 15^{\circ}\text{C}$; температуры конденсации $t_k = 60, 70^{\circ}\text{C}$.

Величины реакций опор винтового компрессора определялись по методу, приведенному в [3]. Расчеты показали, что у ВКМ, использующих в качестве хладагента R717, R407C и R22, реакции опор винтов имеют большие значения, что затрудняет применение подшипников качения. Самые низкие величины реакций опор у ВКМ, работающих на R134a, что позволяет применить подшипники качения на всех режимах.

В Санкт-Петербургском государственном университете низкотемпературных и пищевых технологий проведены calorиметрические испытания винтового компрессора VSK3161 – 15Y в высокотемпературных режимах на хладагенте R134a.

Для проведения испытаний винтового компрессора был создан стенд, принципиальная схема и цикл работы которого приведены на рис. 1.

Для изменения частоты вращения встроенного асинхронного электродвигателя компрессора применялся частотный преобразователь с законом регулирования $u/f = \text{const}$ (где u – напряжение и f – частота тока питания).

Пар хладагента всасывается через электродвигатель (процесс 1 – 1'), сжимается в ВКМ (процесс 1 – 2), конденсируется в воздушном конденсаторе (процесс 2 – 3), дросселируется в регулирующем вентиле (процесс 3 – 4) и подается в испаритель (воздухоохладитель), где кипит

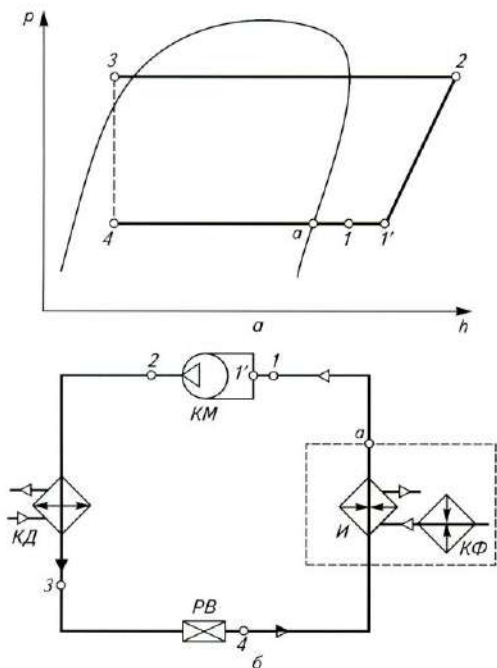


Рис. 1. Цикл (а) и схема (б) экспериментального стенда с винтовым компрессором:
 КМ – маслозаполненный холодильный винтовой компрессор VSK3161 – 15У; КД – воздушный конденсатор; РВ – регулирующий вентиль; И – испаритель (воздухоохладитель); КФ – электрокалорифер

(процесс 4 – а), после чего цикл повторяется. Для измерения и регистрации внешних и внутренних параметров, а также для контроля за режимами работы компрессора стенд укомплектован необходимой контрольно-измерительной аппаратурой.

Воздушный контур холодильной машины по испарителю был замкнут. Компенсацию явной нагрузки на испаритель холодильной машины обеспечивали нагреванием воздуха электрокалорифером, компенсацию скрытой нагрузки – водяным паром.

Холодопроизводительность холодильной машины с винтовым компрессором определяли калориметрическим методом по формуле

$$Q_0 = \sum_i N_i,$$

где $\sum_i N_i$ – суммарная электрическая мощность, потребляемая электрокалорифером и кипятильником, компенсирующая охлаждающее и осушающее действие воздухоохладителя.

Теплопроизводительность холодильной машины (теплового насоса) с винтовым компрессором определялась психрометрическим методом по формуле

$$Q_h = G_a (h_{a2} - h_{a1}),$$

где G_a – массовый расход воздуха через воздушный конденсатор;

h_{a1} и h_{a2} – энтальпии воздуха.

Основными задачами экспериментального исследования являлись:

- ✓ определение объемных и энергетических характеристик винтового компрессора при различных частотах вращения электродвигателя;

- ✓ оценка эффективности работы винтового компрессора VSK3161 – 15У в высокотемпературных режимах.

При исследовании ВКМ температура кипения хладагента изменялась в пределах $t_0 = -10...-4$ °С (давление кипения $p_0 = 0,2...0,25$ МПа), а конденсации $t_k = 49...63$ °С (давление конденсации $p_k = 1,28...1,79$ МПа). Наружная степень повышения давления изменялась в пределах $\pi_n = 5,08...8,94$, а частота вращения ведущего ротора n_1 имела два значения: 50 с⁻¹ и 60 с⁻¹.

Расчет параметров состояния хладагента R134a производили по зависимостям, приведенным в [7]. Массовый расход хладагента G_a определяли по тепловому балансу испарителя и конденсатора.

Действительная объемная производительность компрессора по условиям всасывания

$$V_d = G_a / v_1,$$

где v_1 – удельный объем пара на всасывании.

Коэффициент подачи компрессора

$$\lambda = V_d / V_T,$$

где V_T – теоретическая объемная производительность компрессора.

Потребляемую электрическую мощность N_3 вычисляли по формуле

$$N_3 = N_A + N_B + N_C,$$

где N_A, N_B, N_C – измеренная мощность в каждой фазе.

Результаты испытаний обрабатывались по зависимостям, приведенным в работе [4].

КПД электродвигателя $\eta_{э,д}$ определяли по следующей зависимости:

$$\eta_{э,д} = 1 - Q_{э,д} / N_3,$$

где $Q_{э,д}$ – теплота, подведенная в электродвигателе к всасываемому пару хладагента, $Q_{э,д} = G_a (h_{1'} - h_1)$;

$h_{1'}$, h_1 – энтальпия пара хладагента на входе в полость винтов и во всасывающем патрубке компрессора.

Температура пара на входе в полости винтов замерялась термопарой.

Величины холодопроизводительности Q_0 , теплопроизводительности Q_h , мощности изоэнтропного сжатия N_s , эффективной мощности N_e и коэффициента подачи λ определяли по зависимостям, приведенным в [3,4]. Величины безразмерных параметров определяли как:

эффективный КПД компрессора $\eta_e = N_e / N_s$;

электрический КПД $\eta_э = N_e / N_3$;

холодильный коэффициент $\epsilon_e = Q_0 / N_e$ и отопительный

коэффициент $\mu_e = Q_h / N_e$.

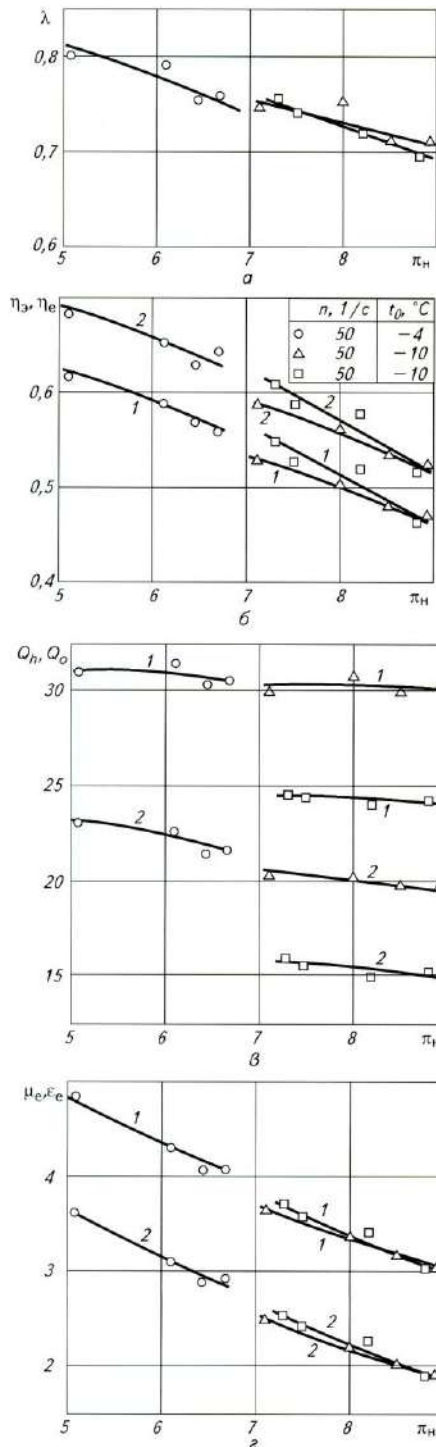


Рис.2. Зависимость характеристик компрессора от наружной степени сжатия π_n :
 а – коэффициент подачи; б – энергетические характеристики:
 1 – электрический КПД η_e ; 2 – эффективный КПД η_e ;
 в – холодопроизводительность Q_0 (2) и теплопроизводительность Q_h (1); г – холодильный ϵ_c (2) и отопительный μ_c (1) коэффициенты

Техническая характеристика компрессора VSK3161 – 15Y

Число заходов ведущего ротора	5
Наружный диаметр ведущего ротора, мм	78,9
Число заходов ведомого ротора	6
Наружный диаметр ведомого ротора, мм	59,2
Длина роторов, мм	112
Зазор на торце нагнетания, мм	0,02
Среднеквадратичная величина профильных зазоров, мм	0,02...0,03
Геометрическая степень сжатия	3
Теоретическая объемная производительность компрессора, м ³ /с:	
при частоте переменного тока 50 Гц	0,0128
при частоте переменного тока 60 Гц	0,0156
Профиль роторов – компании «Bitzer».	

На рис. 2 представлены зависимости коэффициента подачи λ , электрического КПД η_e , эффективного КПД η_e компрессора, а также Q_0 , Q_h , μ_c и ϵ_c от наружной степени сжатия $\pi_n = p_k / p_0$.

Из рис. 2 видно, что характеристики винтового маслозаполненного компрессора VSK3161 – 15Y в высокотемпературных режимах на хладагенте R134a имеют высокие значения, соизмеримые с аналогичными характеристиками винтовых маслозаполненных компрессоров более высокой производительности [7] и поршневых компрессоров близкой производительности [1]. Таким образом, маслозаполненный винтовой компрессор малой производительности VSK3161 – 15Y может эффективно применяться в составе кондиционера и теплового насоса.

Список литературы

1. Малахова М.А., Кашина Н.А. Разработка и исследование новых холодильных бессальниковых компрессоров холодопроизводительностью 5,8 – 35 кВт // Исследование, расчет и конструирование холодильных и компрессорных машин: Сб. науч. тр. ВНИИХолодмаша под ред. А.В. Быкова. – М., 1980.
2. Носков А.Н., Докукин В.Н. Особенности применения различных рабочих веществ в тепловых насосах с винтовым компрессором // Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке: Сб. науч. тр. III МНТК. – СПб., 2007.
3. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Под. ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987.
4. Холодильные машины / Под. ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006.
5. Холодильные компрессоры / А.В. Быков, Э.М. Бежанишвили, И.М. Катнинь и др. / Под ред. А.В. Быкова. – М.: Колос, 1992.
6. Язиков В.Н. Теоретические основы проектирования судовых систем кондиционирования воздуха. – Л.: Судостроение, 1967.
7. Tillner-Roth R, Baehr, H.D. An international standard formulation for the thermodynamic properties of 1,1,1,2-tetrafluoroethane (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and pressures up to 70 MPa. J. Phys. Chem. Ref. Data, 1994; 23.