

# Результаты испытаний холодильного маслозаполненного винтового компрессора малой производительности с новым профилем зубьев в высокотемпературных режимах

В. Н. ДОКУКИН, д-р техн. наук А. Н. НОСКОВ

Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий  
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Д. Ю. МУШТУКОВ

ФГУП «Конструкторское бюро "АРСЕНАЛ" им. М. В. Фрунзе»  
195009, Санкт-Петербург, ул. Комсомола, 1–3

*The results of testing are presented for a low output oil-flooded screw compressor with a new profile of teeth that works on R134 as a conditioner and a heat pump. Experimental dependences of volume and energy coefficients of the compressor, refrigerating and heating factors are given as functions of external degree of pressure rise.*

**Key words:** screw compressor, R134 refrigerant, screw effective power, cooling efficiency.

**Ключевые слова:** винтовой компрессор, хладагент R134а, эффективная мощность компрессора, холодопроизводительность.

За последние годы применение винтовых компрессоров в холодильной технике значительно расширилось как у нас в стране, так и за рубежом. Эта тенденция обусловлена высокой энергетической эффективностью винтовых компрессоров в сочетании с простотой обслуживания, надежностью в работе, компактностью конструкции.

Винтовые компрессоры широко применяются в составе кондиционеров и тепловых насосов для охлаждения, осушки и нагрева приточного воздуха в высокотемпературных режимах.

Характерной особенностью рабочего процесса винтового компрессора является внутренний теплообмен между сопряженными рабочими полостями, который существенно влияет на объемные и энергетические показатели его работы. На величину теплообмена большое влияние оказывают величины зазоров между профильными поверхностями винтов и их сопротивление протечкам пара рабочего вещества, а также длина линий контактов между винтами и величина треугольной щели [1]. Эти параметры в значительной степени зависят от геометрических параметров винтов, типа профиля зубьев и числа заходов ведущего и ведомого винтов [2].

Несмотря на различные холодопроизводительность и режимы работы винтовых компрессоров, в нашей стране они долгое время изготавливались по типоразмерному ряду [3] с соотношением числа зубьев на ведущем и ведомом винтах  $z_1/z_2 = 4/6$  при одинаковых наружных диаметрах.

В последние годы многие зарубежные фирмы начали выпуск винтовых компрессоров с новыми профилями зубьев роторов и с соотношением числа заходов на ведущем и ведомом винтах  $4/5, 5/6, 5/7, 6/8$ , причем кромки зубьев состоят из множества участков [4]. Они обладают более высокими технико-экономическими показателями по сравнению с разработанными ранее профилями. Именно успехи в разработке новых типов профилей позволили значительно расширить область применения холодильных винтовых компрессоров в сторону малой производительности.

Разработчиками холодильных винтовых компрессоров и фирмами, их производящими, большое внимание уделяется изысканию более эффективного профиля винтов. В настоящее время при разработке холодильных винтовых компрессоров используют профили, которые наибо-

лее эффективны в конкретных условиях эксплуатации. Поэтому перспективным направлением является разработка маслозаполненных винтовых компрессоров малой производительности с новым, более эффективным профилем зубьев винтов и иным, отличным от типоразмерного ряда, соотношением числа зубьев на ведущем и ведомом винтах.

В ФГУП «Конструкторское бюро "АРСЕНАЛ" им. М. В. Фрунзе» был спроектирован и изготовлен маслозаполненный винтовой компрессор малой производительности с новым профилем зубьев и соотношением числа зубьев  $z_1/z_2 = 6/8$ . Кривые, описывающие профиль винтов, приведены в [5]. Привод компрессора осуществляется за ведомый (8-заходный) ротор. Технические характеристики винтового компрессора приведены в таблице. Винтовая пара компрессора показана на рис. 1.

В Санкт-Петербургском государственном университете низкотемпературных и пищевых технологий проведены испытания винтового компрессора на хладагенте R134a в высокотемпературных режимах. Для проведения испытаний винтового компрессора был создан стенд, принципиальная схема и цикл работы которого показаны на рис. 2, 3. На рис. 4 представлен общий вид стенда.

Пар рабочего вещества в процессе I-II (см. рис. 2) сжимается компрессором 1 и нагнетается в маслоотделитель 2. После маслоотделителя (V-III) горячий пар охлаждается в газоохладителе 5. После него происходит разделение рабочего вещества, большая его часть дросселируется (III-VI) в регулирующем вентиле 4, а меньшая конденсируется (III-IV) в теплообменнике 3, сливается в ресивер 6 и дросселируется (IV-V) в регулирующем

вентиле 7. Пар и жидкость рабочего вещества подаются в смеситель 14, в результате смешения потоков состояния VI и IV образуется пар состояния I. Из смесителя холодный пар низкого давления, пройдя расходомер 15,

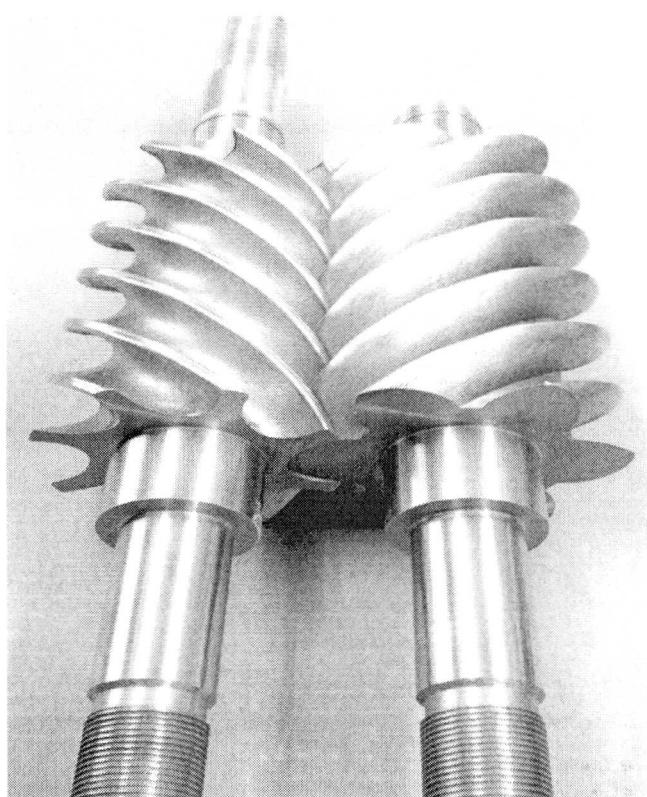


Рис. 1. Винтовая пара компрессора

#### Технические характеристики компрессора

Число заходов ведущего ротора	6
Наружный диаметр ведущего ротора, мм	80
Диаметр начальной окружности ведущего ротора, мм	54
Ход ведущего ротора, мм	144
Число заходов ведомого ротора	8
Наружный диаметр ведомого ротора, мм	73,6
Диаметр начальной окружности ведомого ротора, мм	72
Длина роторов, мм	125
Зазор на торце нагнетания, мм	0,03
Среднеквадратичная величина профильных зазоров, мм	0,03...0,06
Геометрическая степень сжатия	3,6
Угол всасывания, град:	
ведущего ротора	295
ведомого ротора	253,8
Теоретическая объемная производительность при частоте вращения ведомого винта $n_2 = 50 \text{ c}^{-1}, \text{ м}^3/\text{с}$	0,0226

поступает в компрессор. Масло из маслоделителя направляется в маслоохладитель 9, откуда сливается в масляный ресивер 10 и масляным насосом 11 через масляный расходомер 13 направляется в компрессор. Такая схема позволяет поддерживать и регулировать давление всасывания, давление нагнетания и температуру всасывания регулирующими вентилями 4, 7 и 8. Тиристорный преобразователь 16, изменяя частоту вращения вентиля-

тора маслоохладителя, позволяет изменять температуру масла, а байпасный вентиль 12 дает возможность регулировать количество масла, подаваемого в компрессор. Частотный преобразователь 17 позволяет изменять и измерять частоту вращения вала и мощность электродвигателя компрессора. Следует отметить, что при испытании компрессора в режиме теплового насоса регулирующий вентиль 7 закрыт и жидкий хладагент не впрыскивается в смеситель.

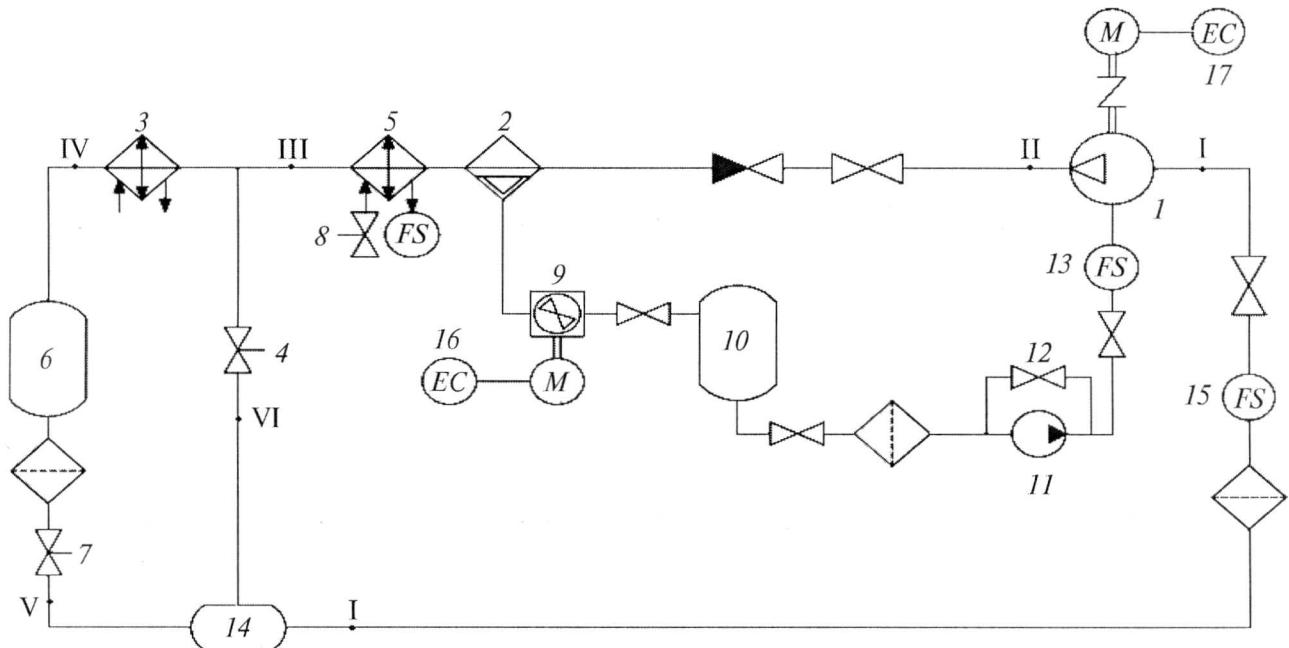


Рис. 2. Принципиальная схема стенда

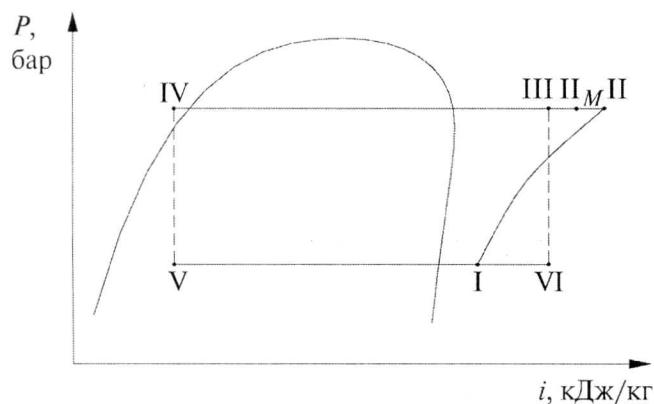


Рис. 3. Термодинамический цикл

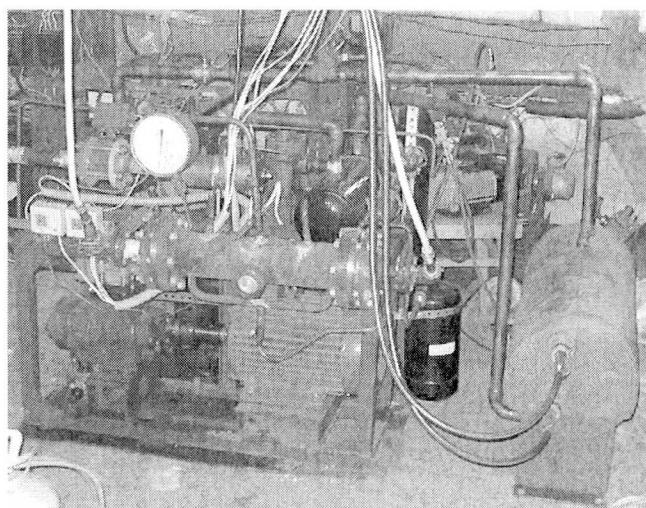


Рис. 4. Общий вид стенда

При исследовании компрессора температура кипения хладагента изменялась в пределах  $t_0 = -10\ldots 5^\circ\text{C}$  (давление кипения  $P_0 = 0,2\ldots 0,35 \text{ МПа}$ ), а конденсации — в пределах  $t_k = 27\ldots 60^\circ\text{C}$  (давление конденсации  $P_k = 0,7\ldots 1,7 \text{ МПа}$ ). Наружная степень повышения давления изменялась в пределах  $\pi_h = 3,5\ldots 6,6$ , а частота вращения ведомого ротора — в пределах  $n_2 = 30\ldots 50 \text{ с}^{-1}$ .

Расчет параметров состояния хладагента R134a производился по зависимостям, приведенным в [6].

Объемный расход хладагента при всасывании в компрессор  $V_d$  определяли с помощью вихревого газового расходомера ВРСГ-2×1. Также расход определяли по тепловому балансу газоохладителя. Величины холодопроизводительности  $Q_0$ , теплопроизводительности  $Q_h$ , мощности изоэнтропного сжатия  $N_s$  и коэффициента подачи  $\lambda$  определяли по зависимостям, приведенным в [7]. Величины безразмерных параметров определяли по следующим зависимостям: эффективный КПД компрессора —  $\eta_e = N_s/N_e$ ; холодильный коэффициент —  $\varepsilon_e = Q_0/N_e$ ; отопительный коэффициент —  $\mu_e = Q_h/N_e$ .

Эффективную мощность компрессора  $N_e$  определяли по формуле

$$N_e = N_s \eta_{\text{эл.дв.}},$$

где  $\eta_{\text{эл.дв.}}$  — КПД электродвигателя.

Величины холодопроизводительности  $Q_0$  изменялись в следующих диапазонах: при  $t_0 = -10^\circ\text{C}$  —

от  $Q_0 = 10 \text{ кВт}$  ( $n_2 = 30 \text{ с}^{-1}$ ,  $\pi_h = 6$ ) до  $Q_0 = 22,6 \text{ кВт}$  ( $n_2 = 50 \text{ с}^{-1}$ ,  $\pi_h = 4,5$ ); при  $t_0 = 5^\circ\text{C}$  — от  $Q_0 = 16,5 \text{ кВт}$  ( $n_2 = 30 \text{ с}^{-1}$ ,  $\pi_h = 4,8$ ) до  $Q_0 = 37,5 \text{ кВт}$  ( $n_2 = 50 \text{ с}^{-1}$ ,  $\pi_h = 3,5$ ).

Величины теплопроизводительности  $Q_h$  изменялись в таких диапазонах: при  $t_0 = -10^\circ\text{C}$  — от  $Q_h = 14 \text{ кВт}$  ( $n_2 = 30 \text{ с}^{-1}$ ,  $\pi_h = 6$ ) до  $Q_h = 31,5 \text{ кВт}$  ( $n_2 = 50 \text{ с}^{-1}$ ,  $\pi_h = 4,5$ ); при  $t_0 = 5^\circ\text{C}$  — от  $Q_h = 21 \text{ кВт}$  ( $n_2 = 30 \text{ с}^{-1}$ ,  $\pi_h = 4,8$ ) до  $Q_h = 49 \text{ кВт}$  ( $n_2 = 50 \text{ с}^{-1}$ ,  $\pi_h = 3,5$ ).

На рис. 5–8 показаны кривые характеристики винтового маслозаполненного компрессора на хладагенте R134a в высокотемпературных режимах; зависимости коэффициента подачи  $\lambda$  компрессора, эффективного КПД  $\eta_e$  компрессора, холодильного коэффициента  $\varepsilon_e$  и отопительного коэффициента  $\mu_e$  от наружной степени сжатия  $\pi_h = P_k/P_0$ .

Из графиков (см. рис. 5–8) видно, что характеристики винтового маслозаполненного компрессора на хладагенте R134a в высокотемпературных режимах имеют высокие значения, соизмеримые с аналогичными характеристиками винтовых маслозаполненных компрессоров более высокой производительности [8] и поршневых компрессоров близкой производительности [9]. Таким образом, маслозаполненный винтовой компрессор малой производительности с новым профилем зубьев винтов может эффективно применяться в составе холодильных машин, кондиционеров и тепловых насосов.

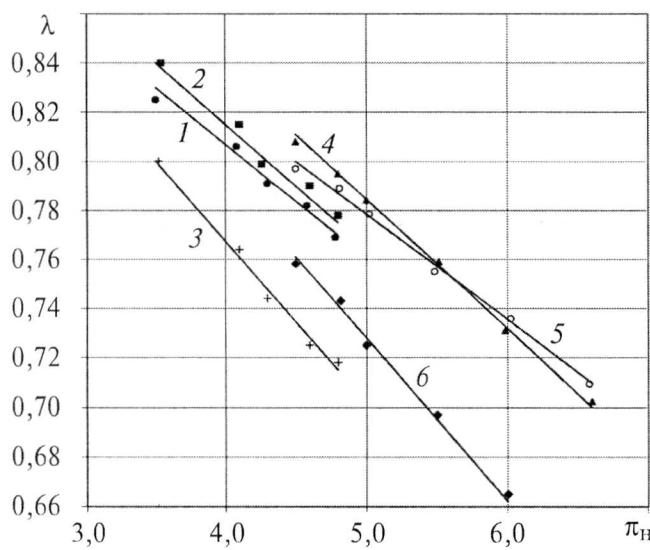


Рис. 5. Зависимость коэффициента подачи  $\lambda$  компрессора от наружной степени сжатия  $\pi_h$ :

- 1 —  $t_0 = 5^\circ\text{C}, n_2 = 50 \text{ с}^{-1}$ ;
- 2 —  $t_0 = 5^\circ\text{C}, n_2 = 40 \text{ с}^{-1}$ ;
- 3 —  $t_0 = 5^\circ\text{C}, n_2 = 30 \text{ с}^{-1}$ ;
- 4 —  $t_0 = -10^\circ\text{C}, n_2 = 50 \text{ с}^{-1}$ ;
- 5 —  $t_0 = -10^\circ\text{C}, n_2 = 40 \text{ с}^{-1}$ ;
- 6 —  $t_0 = -10^\circ\text{C}, n_2 = 30 \text{ с}^{-1}$

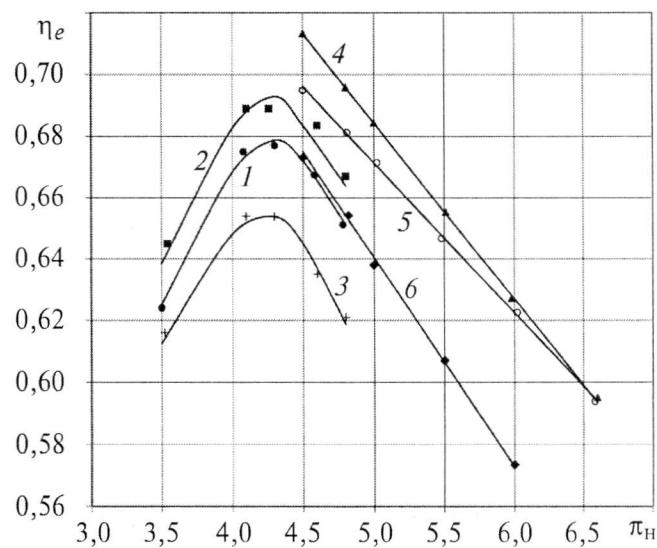


Рис. 6. Зависимость эффективного КПД  $\eta_e$  компрессора от наружной степени сжатия  $\pi_h$ :

- 1 —  $t_0 = 5^\circ\text{C}, n_2 = 50 \text{ с}^{-1}$ ;
- 2 —  $t_0 = 5^\circ\text{C}, n_2 = 40 \text{ с}^{-1}$ ;
- 3 —  $t_0 = 5^\circ\text{C}, n_2 = 30 \text{ с}^{-1}$ ;
- 4 —  $t_0 = -10^\circ\text{C}, n_2 = 50 \text{ с}^{-1}$ ;
- 5 —  $t_0 = -10^\circ\text{C}, n_2 = 40 \text{ с}^{-1}$ ;
- 6 —  $t_0 = -10^\circ\text{C}, n_2 = 30 \text{ с}^{-1}$

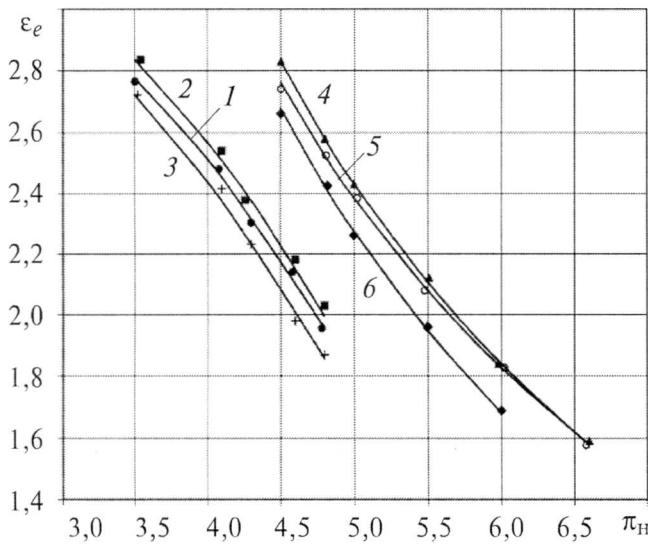


Рис. 7. Зависимость холодильного коэффициента  $\varepsilon_e$  от наружной степени сжатия  $\pi_H$ :

- 1 —  $t_0 = 5^\circ C, n_2 = 50 c^{-1}$ ;
- 2 —  $t_0 = 5^\circ C, n_2 = 40 c^{-1}$ ;
- 3 —  $t_0 = 5^\circ C, n_2 = 30 c^{-1}$ ;
- 4 —  $t_0 = -10^\circ C, n_2 = 50 c^{-1}$ ;
- 5 —  $t_0 = -10^\circ C, n_2 = 40 c^{-1}$ ;
- 6 —  $t_0 = -10^\circ C, n_2 = 30 c^{-1}$

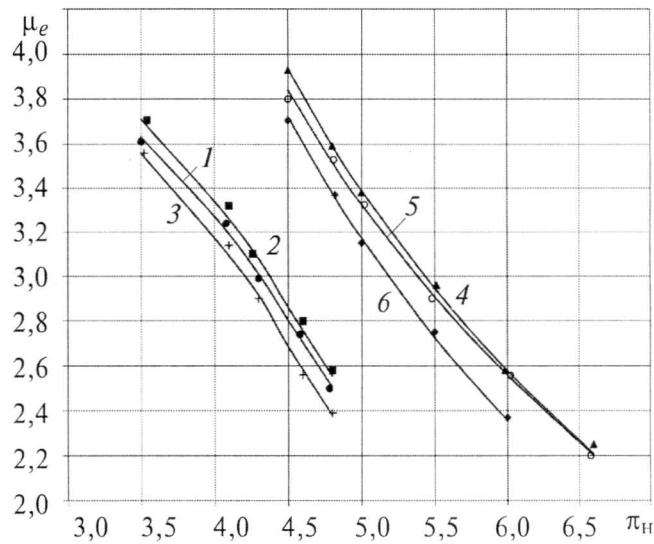


Рис. 8. Зависимость отопительного коэффициента  $\mu_e$  от наружной степени сжатия  $\pi_H$ :

- 1 —  $t_0 = 5^\circ C, n_2 = 50 c^{-1}$ ;
- 2 —  $t_0 = 5^\circ C, n_2 = 40 c^{-1}$ ;
- 3 —  $t_0 = 5^\circ C, n_2 = 30 c^{-1}$ ;
- 4 —  $t_0 = -10^\circ C, n_2 = 50 c^{-1}$ ;
- 5 —  $t_0 = -10^\circ C, n_2 = 40 c^{-1}$ ;
- 6 —  $t_0 = -10^\circ C, n_2 = 30 c^{-1}$

## Список литературы

1. Сакун И. А. Винтовые компрессоры. — Л.: Машиностроение, 1970.
2. Носков А. Н., Петухов В. В. Оценка эффективности теоретического профиля винтового компрессора // Вестник Международной академии холода. 2004. № 4.
3. Винтовые компрессорные машины: Справ. / П. Е. Амосов, Н. И. Бобриков, А. И. Шварц, А. Л. Верный. — Л.: Машиностроение, 1977.
4. Онучин М. Ф., Давыдов В. А. Новые профили зубьев роторов винтовых компрессоров // Экспресс-информация. Сер. ХМ-5 (зарубежный опыт). — М.: ЦНТИХимнефтемаш, 1986. № 3.
5. Пат. 2109170 Россия, МКИ F 04 C 18/16. Зубчатое зацепление винтового компрессора.

6. 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.

7. Холодильные машины / Под ред. Л. С. Тимофеевского. — СПб.: Политехника, 2006.

8. Холодильные компрессоры / А. В. Быков, Э. М. Бежанишвили, И. М. Калнинь и др.; Под ред. А. В. Быкова. — М.: Колос, 1992.

9. 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. научн. тр. ВНИИхолодмаша; Под ред. А. В. Быкова. — М., 1980.