

УДК 621.514

## Расчет процесса нагнетания маслозаполненного холодильного винтового компрессора

*Д-р техн. наук, проф. Носков А.Н. dn.noskoff@rambler.ru*

**Зверев Д.И.** *kayff007@mail.ru,*

**Тарасенков Д.С.** *d.tarasenkov@mail.ru*

*Университет ИТМО*

*Институт холода и биотехнологий*

*191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9*

*Приведена методика расчета процесса нагнетания винтового компрессора, учитывающая особенности холодильного маслозаполненного компрессора. Рассматривается два этапа процесса нагнетания при давлении внутреннего сжатия ниже давления нагнетания. Определены зависимости для расчета давления в парной полости винтового компрессора на этих этапах. Рассмотрена работа компрессора в составе среднетемпературной холодильной машины на хладагентах R717 и R404a, а в составе нижней ветви каскадной холодильной машины на хладагентах R23 и R744. Приведены зависимости индикаторного КПД компрессора, относительного сопротивления в процессе нагнетания, относительной потери работы компрессора в процессе нагнетания, относительной потери работы компрессора в процессе натекания хладагента в парную полость из камеры нагнетания от геометрической степени сжатия. В режиме среднетемпературной холодильной машины энергетическая эффективность работы винтового компрессора на хладагенте R717 выше, чем на R404a, а в составе нижней ветви каскадной холодильной машины энергетическая эффективность работы на хладагенте R744 выше, чем на R23 при всех геометрических степенях сжатия.*

*Ключевые слова:* холодильный винтовой компрессор, процесс нагнетания, потери работы компрессора в процессе нагнетания

---

## Calculation of expulsion process of wet screw refrigeration compressor

**Noskov A.N.** *dn.noskoff@rambler.ru*

**Zverev D.I.** *kayff007@mail.ru,*

**Tarasenkov D.S.** *d.tarasenkov@mail.ru*

*University of ITMO.*

*Institute of Refrigeration and Biotechnologies*

*9, Lomonosov Street, St Petersburg, 191002*

*Calculation method for the pressurization of screw compressor, which considers features of oil-filled refrigeration compressor is given. Two stages of process when internal pressure is lower than discharge pressure is considered. Depending for calculation pressure in working space of these stages is identified. Considered compressor operation composed of medium-temperature chiller at refrigerant R717 and R404a, and composed of lower branch cascade chiller at refrigerant R23 and R744. Provides efficiency indicators, relative resistance in discharge process, relative energy loss in inflow process from discharge port depending on volume ratio. In medium-temperature chiller mode energy efficiency of screw compressor on refrigerant*

*R717 above then on R404a, and in lower branch cascade chiller on refrigerant R744 refrigerant R23 of all volume ratios.*

**Key words:** wet screw refrigeration compressor, discharge process calculation, energy loss of compressor in discharge process

Процессы сжатия и нагнетания оказывают существенное влияние на площадь индикаторной диаграммы компрессора, а, следовательно, и на энергетические показатели его работы.

Процесс сжатия в холодильном винтовом маслозаполненном компрессоре (ВКМ) протекает в два этапа. Первый этап происходит с момента отсечения парной полости от окна всасывания до момента соединения этой полости с окном нагнетания. Вторым этапом происходит с момента соединения парной полости с окном нагнетания, до момента достижения давлением в этой полости давления в камере нагнетания. Далее следует процесс нагнетания (выталкивания), который продолжается до полного сокращения парной полости.

Как показывает анализ индикаторных диаграмм действительного рабочего процесса холодильного ВКМ, характер протекания второго этапа процесса сжатия и процесса нагнетания в значительной мере определяется соотношением давления в парной полости в момент ее соединения с окном и давления  $p_a$  и давления нагнетания  $p_n$  [1]. Режим работы ВКМ, при котором  $p_a < p_n$  схематично изображен на рис. 1.

На втором этапе сжатия  $a - в$  (рис. 1) происходит натекание рабочего вещества в парную полость через раскрывающееся окно нагнетания. Этот процесс происходит от угла поворота ведущего (ВЦ) винта, соответствующего соединению полости с окном нагнетания, т.е. угла сжатия  $\varphi_{1c}$ , до угла, на котором происходит выравнивание давлений в парной полости и в окне нагнетания –  $\varphi_в$ . Затем происходит выталкивание рабочего вещества из парной полости в камеру нагнетания. Этот процесс происходит на угле поворота ВЦ винта от  $\varphi_в$  до  $\varphi_c$ .

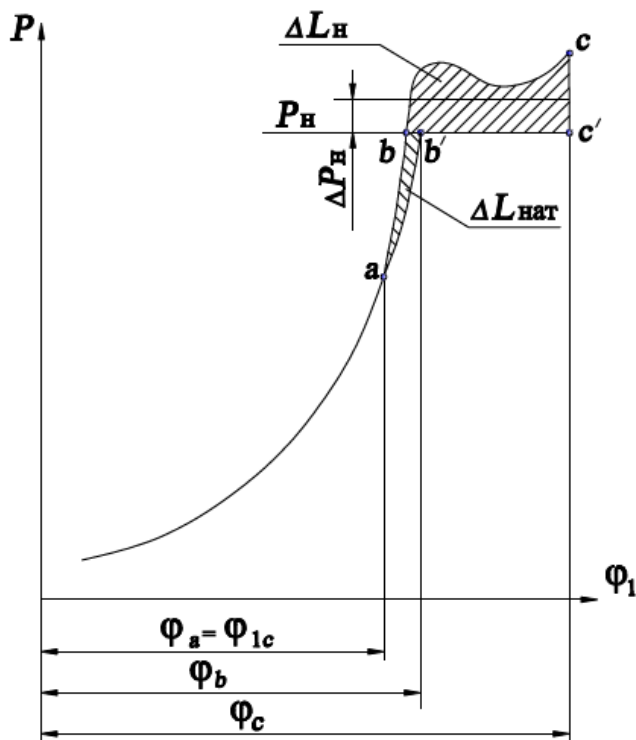


Рис. 1. Схема процесса сжатия и нагнетания

Процесс выталкивания сопровождается потерями давления, т.е. среднее по углу поворота давление в рассматриваемой парной полости будет больше давления нагнетания на величину  $\Delta p_n$ .

Метод определения изменения параметров рабочего вещества ВКМ на первом этапе процесса сжатия приведен в работе [2].

Рассмотрим второй этап процесса сжатия в ВКМ.

Масса пара, поступившего в парную полость из камеры нагнетания за рассматриваемый отрезок времени

$$dG_{нат} = \mu_{нат} \cdot c_{нат} \cdot F_{он}(\phi_1) \cdot \rho_n \cdot dt,$$

где  $\mu_{нат}$  - коэффициент расхода при натекании рабочего вещества в парную полость (ПП) через нагнетательное окно;  $F_{он}(\phi_1)$  - текущее значение суммарной площади цилиндрической и торцевой части окна нагнетания в функции угла поворота ВЦ винта;  $\rho_n$  - плотность пара в камере нагнетания.

В качестве модельной принималась скорость потока пара при адиабатном течении, которая определяется выражением

$$c_{нат} = \sqrt{\frac{2}{k-1}} \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_n} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p}{P_n}\right)^{\frac{k-1}{k}}},$$

где  $k$  - показатель изоэнтропы,  $R$  - газовая постоянная,  $T_n$  - температура пара на нагнетании;  $p$  - величина текущего давления.

Среднее значение коэффициента расхода при натекании пара в ПП из окна нагнетания в зависимости от числа Рейнольдса определяется по формуле

$$\mu_{нат} = 0,146 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{Re + 0,24 \cdot 10^3} + 0,1.$$

Расчет изменения параметров состояния хладагента на этом этапе производится по тем же зависимостям, что и на первом этапе процесса сжатия [2], но с учетом натекающего из окна нагнетания пара.

Рассмотрим процесс выталкивания компримируемой среды  $v-c$  (рис. 1).

После того, как давление в парной полости достигнет давления в камере нагнетания, начнется собственно выталкивание пара через нагнетательное окно, при этом давление в парной полости будет выше давления нагнетания на величину потерь.

Поскольку величина потерь в этом процессе влияет, прежде всего, на площадь индикаторной диаграммы рабочего процесса холодильного ВКМ и через нее на энергетические коэффициенты компрессора, потеря давления в процессе выталкивания оценивалась посредством коэффициента сопротивления  $\xi_n$ , определяемого по формуле

$$\Delta p_n = \xi_{выт} \cdot \frac{\rho_n \cdot c_{выт}^2}{2}, \tag{1}$$

где  $\rho_n$  - плотность пара хладагента по условиям нагнетания;  $c_{выт}$  - средняя скорость выталкивания смеси из полости в рассматриваемом процессе.

Значение  $c_{выт}$  может быть определено следующим образом.

Действительный объем рабочего вещества, вытесненный в камеру нагнетания из одной парной полости

$$V_{д.н} = \frac{\lambda \cdot w_n \cdot \rho_{вс}}{\rho_n},$$

где  $\lambda$  - коэффициент подачи компрессора;  $w_n$  - полезный объем парной полости;  $\rho_{вс}$  - удельная плотность пара по условиям всасывания.

С другой стороны

$$V_{д.н} = c_{выт} \cdot F_{он.ср} \cdot t_{выт}, \tag{2}$$

где  $c_{\text{выт}}$  - искомая средняя скорость выталкивания смеси в процессе  $v - c$ ;  $F_{\text{он.ср}}$  - средняя площадь окна нагнетания в этом процессе;  $t_{\text{выт}}$  - время процесса.

Среднюю площадь окна нагнетания процесса  $v - c$  определяем как

$$F_{\text{он.ср}} = \int_{\phi_в}^{\phi_с} F_{\text{он}}(\phi_1) \cdot d\phi_1 / (\phi_с - \phi_в).$$

Время процесса выталкивания

$$t_{\text{выт}} = \frac{\phi_с - \phi_в}{2 \cdot \pi \cdot n_1}.$$

Тогда уравнение (2.27) принимает вид:

$$V_{\text{д.н}} = c_{\text{выт}} \frac{\int_{\phi_в}^{\phi_с} F_{\text{он}}(\phi_1) d\phi_1}{2 \cdot \pi \cdot n_1} \tag{3}$$

где  $n_1$  - частота вращения ВЩ винта.

Сравнивая (2) и (3) получим:

$$c_{\text{выт}} = \lambda \cdot w_n \cdot \frac{\rho_{вс}}{\rho_n} \cdot \frac{2\pi n_1}{\int_{\phi_в}^{\phi_с} F_{\text{он}}(\phi_1) d\phi_1}.$$

В результате обработки индикаторных диаграмм рабочего процесса ВКМ получена зависимость  $\xi_{\text{выт}}$  от  $Re$

$$\xi_{\text{он}} = \frac{6,857 \cdot 10^6}{Re + 121,7 \cdot 10^3}.$$

По приведенному выше методу и методу представленному в работах [2,3] был произведен расчет рабочего процесса холодильного ВКМ, работающего на различных рабочих веществах, и построена расчетная индикаторная диаграмма винтового компрессора.

Были определены следующие величины, характеризующие работу компрессора, в зависимости от геометрической степени сжатия  $\varepsilon_{\Gamma}$ .

Индикаторный КПД компрессора

$$\eta_i = L_s / L_t,$$

где  $L_s$  - работа компрессора при изоэнтропном сжатии;  $L_t$  - индикаторная работа компрессора, определенная по площади индикаторной диаграммы.

Относительные потери давления в процессе нагнетания

$$\Delta \bar{p}_n = \Delta p_n / (p_n - p_{вс}),$$

где  $\Delta p_n$  - величина сопротивления нагнетательного окна в процессе нагнетания;  $p_n$  и  $p_g$  - величины давлений нагнетания и всасывания.

Относительной потери работы компрессора в процессе нагнетания

$$\Delta \bar{L}_n = \Delta L_n / L_i,$$

где  $\Delta L_n$  определялась по величине соответствующей площади (рис. 1).

Потеря работы компрессора из-за процесса натекания  $\Delta L_{нат}$  в случае, когда  $p_a < p_n$ , определялась как разница площади индикаторной диаграммы с учетом и без учета натечек из окна нагнетания (рис. 1).

Относительная потеря работы в этом процессе определялась по формуле

$$\Delta \bar{L}_{выт} = \Delta L_{выт} / L_i.$$

Расчеты были произведены для винтового компрессора имеющего следующие основные геометрические характеристики. Соотношение числа зубьев ведущего и ведомого винтов 4/6; внешний диаметр ведущего винта 215 мм; относительная длина винтов 1,4; ход ведущего вита 360 мм; полезный объем парной полости 1653,1 см<sup>3</sup>; частота вращения ведущего винта 49 с<sup>-1</sup>; профили зубьев винтов выполнены по [4].

Расчеты были проведены при работе компрессора на озонобезопасных хладагентах R717, R404a, R23 и R744.

Были выбраны следующие режимы работы компрессора [5,6].

Режим работы компрессора в составе среднетемпературной холодильной машины на хладагентах R717 и R404a: температура кипения – 15 °С, температура конденсации +30 °С. Аммиак и хладон R22 широко используются в промышленных холодильных установках. При работе ВКМ на этом температурном режиме был рассмотрен смесевый хладагент R404a, так как в настоящее время он находит применение в качестве альтернативы R22.

Режим работы компрессора в составе нижней ветви каскадной холодильной машины на хладагентах R23 и R744: температура кипения – 50 °С, температура конденсации – 10 °С.

При расчете термодинамических и теплофизических параметров хладагентов использовались работы [7...12].

Результаты расчетов приведены на рис. 2...5.

Выполненные расчеты показали, что в режиме среднетемпературной холодильной машины энергетическая эффективность работы винтового компрессора на хладагенте R717 выше, чем на R404a при всех геометрических степенях сжатия, прежде всего из-за большей потери давления при нагнетании хладагента R404a вследствие большей его плотности в процессе выталкивания.

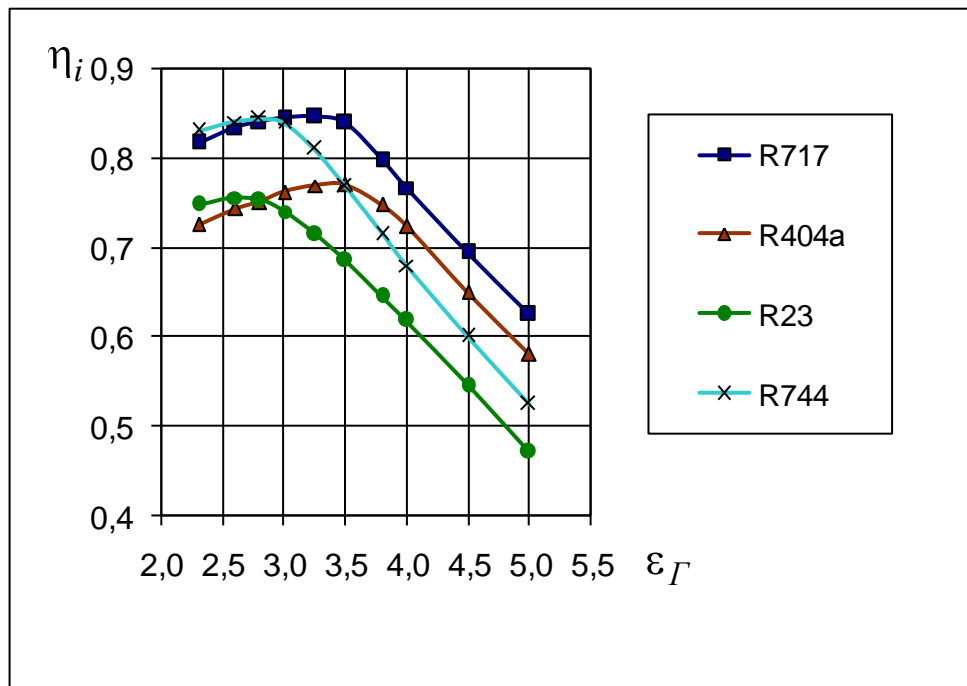


Рис. 2. Зависимость индикаторного КПД компрессора  $\eta_i$  от геометрической степени сжатия  $\epsilon_\Gamma$

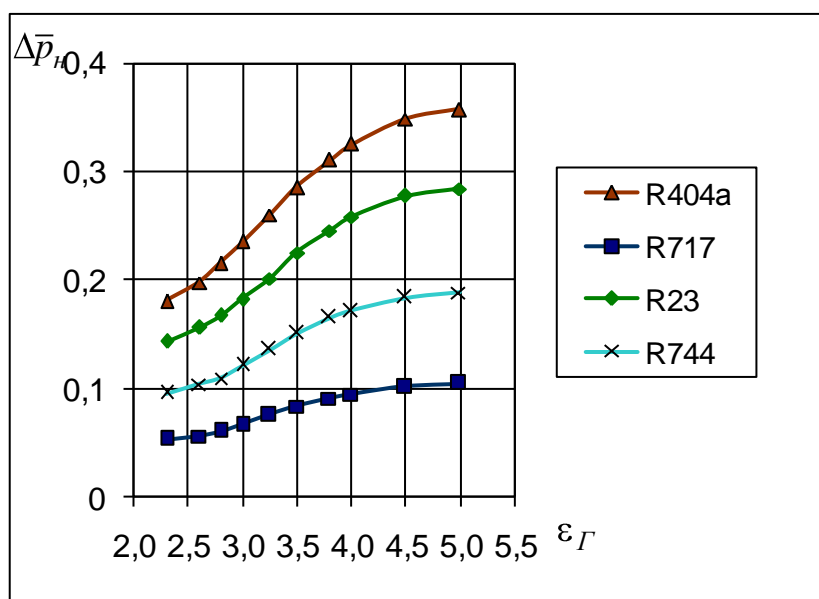


Рис. 3. Зависимость относительного сопротивления в процессе нагнетания  $\Delta \bar{p}_n$  от геометрической степени сжатия  $\epsilon_\Gamma$

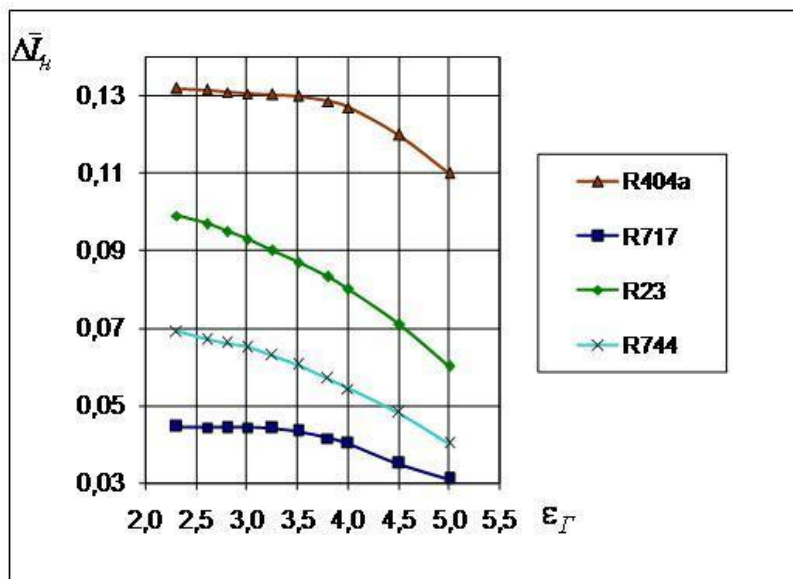


Рис. 4. Зависимость относительной потери работы компрессора в процессе нагнетания  $\Delta \bar{L}_k$  от геометрической степени сжатия  $\epsilon_{\Gamma}$

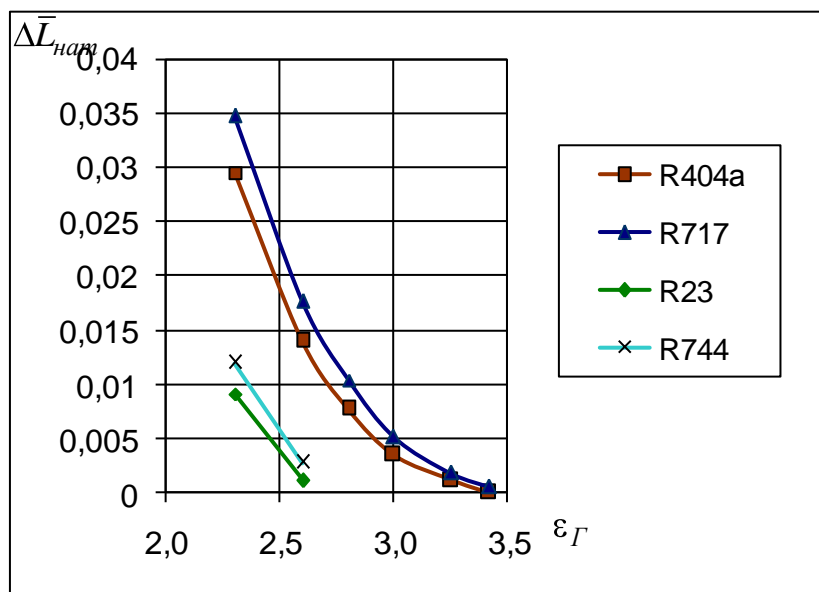


Рис. 5. Зависимость относительной потери работы компрессора в процессе натекания  $\Delta \bar{L}_{нат}$  от геометрической степени сжатия  $\epsilon_{\Gamma}$

В режиме работы компрессора в составе нижней ветви каскадной холодильной машины энергетическая эффективность работы винтового компрессора на хладагенте R744 выше, чем на R23 при всех геометрических степенях сжатия. Это



происходит из-за большего относительного сопротивления в процессе нагнетания хладагента R23 вследствие меньшего значения индикаторной работы компрессора и примерно равной абсолютной потери давления в процессе выталкивания.

Полученные данные позволяют более обосновано подойти к выбору озонобезопасных хладагентов при работе винтового компрессора на различных режимах.

### Список литературы

1. Носков А.Н. Расчет процесса сжатия холодильного винтового компрессора // Компрессорная техника и пневматика. –1997. – № 1–2. – С. 35-39.
2. Носков А. Н., Зимков А.А. Расчет процесса сжатия маслозаполненного холодильного винтового компрессора // Холодильная техника и кондиционирование. – №1. – 2013.
3. Носков А. Н., Зимков А.А. Расчет процесса всасывания маслозаполненного холодильного винтового компрессора // Холодильная техника и кондиционирование. – №1. – 2012.
4. Пат. 2109170 России, МКИ F 04 C 18/16. Зубчатое зацепление винтового компрессора / Носков А.Н. 1998. – Бюл. №11.
5. Бараненко А.В., Калюнов В.С., Румянцев Ю.Д. Практикум по холодильным установкам – СПб.: Профессия, 2001. -270 с.
6. Крупененков Н.Ф. К вопросу применения эффекта Ранка-Хильша (вихревая труба) на предприятиях по производству колбасных изделий // Процессы и аппараты пищевых производств. 2013. № 1. С. 23.
7. Бухарин Н.Н. Моделирование характеристик центробежных компрессоров. Л.: Машиностроение. 1983. –214 С.
8. Рыков А.В., Кудрявцева И.В., Рыков В.А. Асимметричное масштабное уравнение состояния хладона R23 // Вестник Международной академии холода. 2012. № 4. С. 26–28.
9. Кудрявцева И.В., Рыков В.А., Рыков С.В., Селина Е.Г., Курова Л.В. Методы расчета плотности и теплоты парообразования двуокиси углерода // Процессы и аппараты пищевых производств. 2013. № 1. С. 25.
10. Кудрявцева И.В., Камоцкий В.И., Рыков С.В., Рыков В.А. Расчет линии фазового равновесия диоксида углерода // Процессы и аппараты пищевых производств. 2013. № 2. С. 31.
11. Рыков С.В., Кудрявцева И.В., Демина Л.Ю. Единое уравнение состояния R717, учитывающее особенности критической области // Вестник Международной академии холода. 2009. № 4. С. 29–32.
12. Рыков С.В., Самолетов В.А., Рыков В.А. Линия насыщения аммиака // Вестник Международной академии холода. 2008. № 4. С. 20–21.