

Расчет процесса сжатия маслозаполненного холодильного винтового компрессора

Носков А.Н., Зимков А.А.

dn.noskoff@rambler.ru

*Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет
информационных технологий, механики и оптики
Институт холода и биотехнологий*

Приведена методика расчета процесса сжатия винтового компрессора, учитывающая особенности холодильного маслозаполненного компрессора. Приводится сравнение экспериментальных и расчетных характеристик компрессора.

Ключевые слова: холодильный винтовой компрессор, процесс сжатия

Процесс сжатия и оказывает существенное влияние на энергетические показатели работы холодильного винтового маслозаполненного компрессора (ВКМ). Идеальный процесс сжатия в винтовом компрессоре происходит по изоэнтропе и при постоянном количестве рабочего вещества в парной полости.

Наличие зазоров между рабочими органами компрессора приводит массообмену и соответствующему обмену энергией между сопряженными парными полостями (ПП), а также к тепло и массообмену между паром хладагента и маслофреоновым раствором.

Таким образом, при расчете процесса сжатия необходимости применять аппарат термодинамики тела переменной массы [1].

В области рабочих температур растворимость пара фреона в маслах относительно высокая, поэтому этот факт необходимо учитывать при расчете рабочего процесса.

Рассмотрим действительный элементарный рабочий процесс, происходящий в парной полости ВКМ, сжимающего фреон 22, в течение малого отрезка времени.

В процессе сжатия компримируемой среды происходит интенсивный тепло - и массообмен между холодильным агентом и маслофреоновым раствором.

Если считать, что дробление капель раствора и их перемешивание со сжимаемым хладагентом происходит интенсивно, можно сделать допущение о наличии равновесия между ними.

Будем считать, что равновесие между хладагентом и маслом объем имеет место в течение всего процесса сжатия, а занимаемый маслом объем пренебрежимо мал, по сравнению с объемом парной полости.

Воспользуемся первым законом термодинамики для тела переменной массы в дифференциальной форме:

$$dU = dL - dQ_{mp} - dZ_{\xi} + dZ_{нат} - dZ_{ум} + dQ_{тр}, \quad (1)$$

где dU - изменение полной внутренней энергии пара хладагента в элементарном процессе; dL - внешняя работа, затраченная на сжатие хладагента, заключенного в ПП; dQ_{mp} - теплота, воспринимаемая масляным раствором; dZ_{ξ} - энергия пара хладагента, абсорбируемого масляным раствором; $dZ_{нат}$, $dZ_{ум}$ - энергия хладагента натекающего в ПП и вытекающего из нее, соответственно, за рассматриваемый промежуток времени; $dQ_{тр}$ - количество теплоты, подводимой к хладагенту в результате трения винтов о паромасляную смесь.

С учетом того, что дифференциал удельной внутренней энергии хладагента $du = \frac{\partial u}{\partial T} dT + \frac{\partial u}{\partial v} dv$, где v - удельный объем, T - температура пара, рост температуры пара в элементарном процессе сжатия

$$dT = \frac{du - (\partial u / \partial v)}{(\partial u / \partial T)}. \quad (2)$$

Дифференциал изменения полной внутренней энергии пара хладагента

$$dU = (u \cdot G) = u \cdot dG + G \cdot du,$$

где G - текущее значение массы пара в ПП.

Определим слагаемые уравнения (1), причем для расчета параметров состояния пара хладагента воспользуемся зависимостями, приведенными в работе [2].

Внешнюю работу, затраченную на сжатие хладагента, можно определить по формуле

$$dL = - p \cdot dW,$$

где p - текущее значение давления в ПП; dW - изменение объема ПП за рассматриваемый промежуток времени.

Теплота, воспринимаемая маслом

$$dQ_m = c_{mp} \cdot G_{mp} \cdot dT,$$

где c_{mp} , G_{mp} - теплоемкость и масса масляного раствора в ПП.

Энергия пара хладагента, абсорбируемого масляным раствором

$$dZ_{\xi} = i \cdot G_{mp} \cdot \frac{d\xi_{mp}}{\xi_{mp}^2},$$

где i - энтальпия пара хладагента; $\xi_{mp}, d\xi_{mp}$ - текущее значение концентрации масляного раствора и изменение концентрации раствора за рассматриваемый промежуток времени, соответственно.

Для расчета энергообмена между рассматриваемой и сопряженными полостями служат следующие зависимости:

$$dZ_{нат} = \sum_k i_0 dG_{нат.k} ; dZ_{ум} = \sum_j i dG_{ум.j} ,$$

где i_0 - энтальпия пара хладагента в ПП, из которой происходит натекание в рассматриваемую парную полость; где i - текущее значение энтальпии хладагента в ПП; $dG_{нат.k}, dG_{ум.j}$ - количество хладагента, натекающего и вытекающего из ПП, соответственно, через одну из щелей за рассматриваемый промежуток времени.

Мощность трения винтов о паромасляную смесь определяется по формуле

$$N_{mp} = \sum N_{mp.ц} + \sum N_{mp.m} ,$$

где $\sum N_{mp.ц}$ - мощность трения цилиндрических поверхностей винтов о паромасляную смесь; $\sum N_{mp.m}$ - мощность трения торцевых поверхностей винтов о паромасляную смесь.

Для определения мощности трения винтов о паромасляную смесь использовались зависимости, приведённые в работе [3].

Расчёты показывают, что мощность трения роторов состоит в основном из трения наружной цилиндрической поверхности перьев зубьев ведомого винта и торцевых поверхностей ведомого и ведущего винтов на стороне всасывания и нагнетания.

Принимаем, что тепловой эквивалент мощности трения равномерно распределяется между паром и маслофреоновым раствором.

Количество теплоты, подводимой к хладагенту в результате трения винтов о паромасляную смесь

$$dQ_{mp} = \frac{N_{mp} \cdot \tau}{z_1} \cdot \frac{m}{m+1}$$

где τ - время элементарного процесса, z_1 - число заходов ведущего винта.

С учетом приведенных выше зависимостей получим выражение для расчета изменения температуры в элементарном рабочем процессе

$$dT = dT_W + dT_Q + dT_\xi + dT_{нат} + dT_{ум} + dT_{mp} \quad (3)$$

где $dT_W, dT_Q, dT_\xi, dT_{нат}, dT_{ум}, dT_{mp}$ изменение температуры в элементарном рабочем процессе в результате: сокращения объема парной полости; теплоты, воспринимаемой масляным раствором; энергии пара хладагента, абсорбируемой масляным раствором; энергии поступающей в ПП с

натекающим хладагентом; энергии уходящей из ПП с вытекающим из ПП хладагентом; теплоты, подводимой к хладагенту в результате трения винтов о паромасляную смесь.

Соответствующие слагаемые прироста температуры в выражении (3) определяются по следующим зависимостям:

$$dT_w = - \frac{[p + (\partial u / \partial v)]}{G \cdot (\partial u / \partial T)} \cdot dW; \quad dT_Q = - \frac{m \cdot di_{mp}}{(\partial u / \partial T)}; \quad dT_\xi = i \cdot m \cdot \frac{(\partial \xi / \xi_m^2)}{(\partial u / \partial T)};$$

$$dT_{нат} = \frac{(i_0 - u) \cdot \sum dG_{нат}}{G \cdot (\partial u / \partial T)}; \quad dT_{ym} = - \frac{p \cdot v \cdot \sum dG_{ym}}{G \cdot (\partial u / \partial T)}; \quad dT_{mp} = \frac{dQ_{mp}}{c_v \cdot G}.$$

где c_v, i_{mp} - изохорная теплоемкость и энтальпия маслофреонового раствора, соответственно.

Дифференцируя уравнение состояния $p \cdot v = z \cdot G \cdot R \cdot T$ получим

$$dp = \frac{zGRdT + zTRdT - pdW}{W},$$

где W и dW - текущее значение объема ПП и его изменение, соответственно; z - коэффициент сжимаемости; R - газовая постоянная.

Подставив в это выражение слагаемые роста температуры в элементарном рабочем процессе и изменения массы хладагента, получим формулу для определения роста давления в элементарном рабочем процессе

$$dp = dp_w + dp_Q + dp_\xi + dp_{нат} + dp_{ym} + dp_{mp} \quad (4)$$

Соответствующие слагаемые прироста давления в выражении (4) определяются по следующим зависимостям:

$$dp_w = - \left\{ z \cdot R \cdot \frac{[p + (\partial u / \partial v)]}{(\partial u / \partial T)} + p \right\} \cdot \frac{dW}{W} \quad dp_Q = - \frac{z \cdot G \cdot R}{W} \cdot \frac{m \cdot di_{mp}}{(\partial u / \partial T)};$$

$$dp_\xi = \frac{z \cdot G \cdot R \cdot m}{W} \cdot \left[\frac{i}{(\partial u / \partial T)} + T \right] \cdot \frac{d\xi_m}{\xi_m};$$

$$dp_{нат} = \frac{z \cdot R}{W} \cdot \left[\frac{(i_0 - u)}{(\partial u / \partial T)} + T \right] \cdot \sum dG_{нат};$$

$$dp_{ym} = - \frac{z \cdot R}{W} \cdot \left[\frac{p \cdot v}{(\partial u / \partial T)} + T \right] \cdot \sum dG_{ym}; \quad dp_{mp} = \frac{z \cdot R}{W \cdot c_v} \cdot dQ_{mp}$$

При расчете массообмена между сопряженными полостями использовался метод расчета протечек, приведенный в работе [4]. Методика расчета параметров масляного раствора приведена в работе [5].

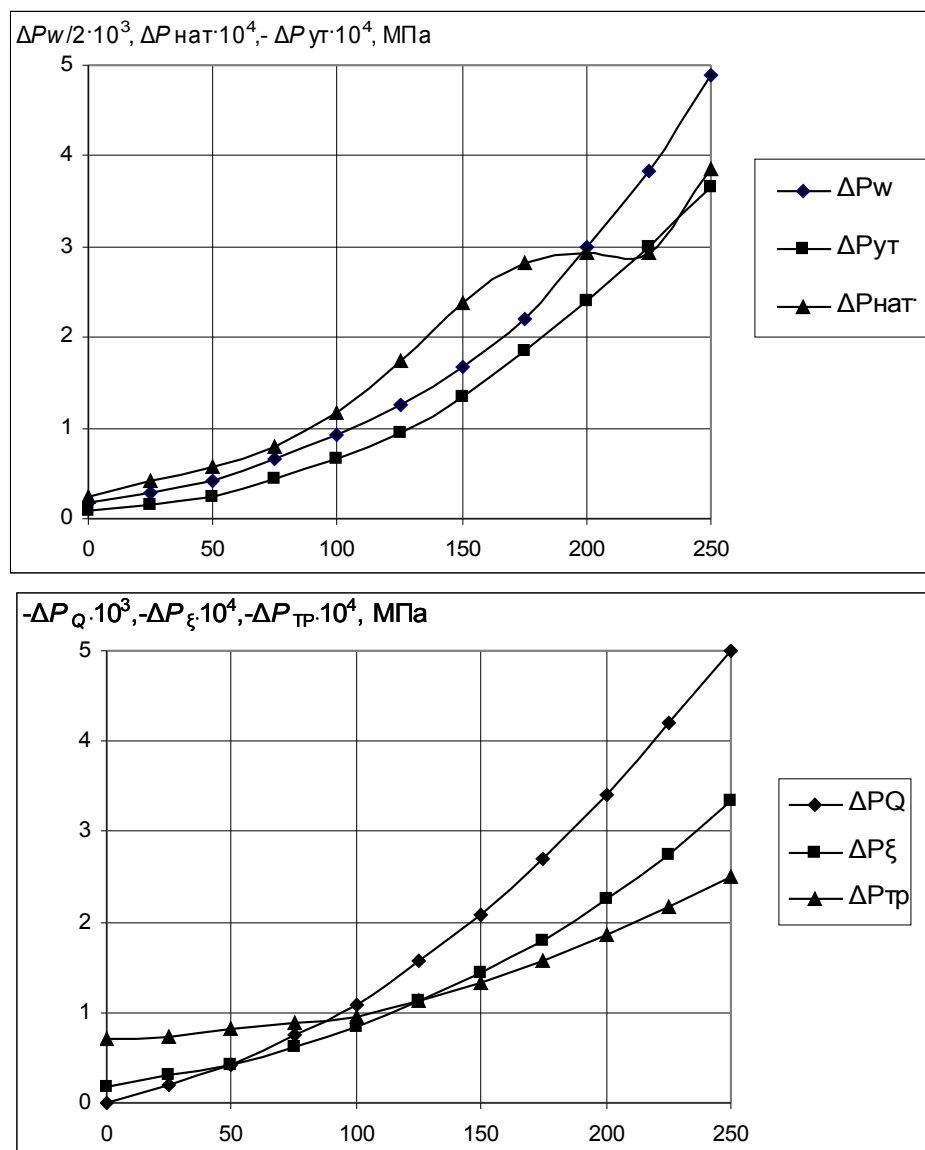


Рис. 1. Зависимость изменения давления на интервалах счета вследствие действия различных факторов от угла поворота ведущего винта φ_1

На кафедре холодильных машин и низкопотенциальной энергетики СПбГУНиПТ было проведено экспериментальное исследование холодильного ВКМ. В качестве экспериментального компрессора был использован холодильный маслозаполненный винтовой компрессор ВХ-130, разработанный в СКБК г. Казань совместно с ВНИИХолодмашем. Компрессор имеет следующие основные характеристики: соотношение числа зубьев ведущего и ведомого винтов 4/6; внешний диаметр ведущего винта 160 мм; относительная длина винтов 0,9; ход ведущего вита 192 мм; полезный объем парной полости 429 см³; частота вращения ведущего винта 49 с⁻¹. В компрессоре использованы винты типоразмерного ряда СКБК для маслозаполненных винтовых компрессоров.

Был произведен расчет изменения давления в ПП в результате действия приведенных выше факторов от угла поворота ведущего винта φ_1 . Расчет производился для экспериментального компрессора, работающего на фреоне 22 на режиме: температура кипения $t_0 = -15$ °С; температура конденсации $t_k = 30$ °С; температура на всасывании в компрессор $t_{\text{вс}} = 0$ °С.

На рис.1 представлены расчетные зависимости возрастания давления на элементарном участке в результате действия этих факторов.

Выполненные расчеты показали хорошую сходимость расчетных и экспериментальных данных при определении изменения давления в парной полости. Погрешность при расчете изменения давления в ПП не превышает 5% по сравнению с экспериментальными данными.

Список литературы

1. *Носков А.Н., Сакун И.А., Пекарев В.И.* Исследование рабочего процесса холодильного винтового компрессора сухого сжатия // Холодильная техника. -1985. -№6. -с. 20-24.
2. *Бухарин Н.Н.* Моделирование характеристик центробежных компрессоров. Л.: Машиностроение. 1983. -214 с.
3. *Дорфман Л.А.* Гидродинамическое сопротивление и теплопередача вращающихся тел. -М.: Физматгиз, 1960. -162 с.
4. *Верный А.Л.* Исследование и метод расчета винтовых маслозаполненных компрессоров // Процессы, технология и контроль в криогенном машиностроении. -Балашиха, 1978. -с. 72-82.
5. Зимков А.А. Расчет процесса всасывания маслозаполненного холодильного винтового компрессора/ А.А. Зимков., А. Н. Носков// Научный журнал СПб НИУ ИТМО [Электронный ресурс]. Санкт-Петербург: СПб НИУ ИТМО, 2012. - №1. – март. – Режим доступа: www.open-mechanics.com/journals

Calculation of compression process of wet screw refrigeration compressor

Noskov A.N., Zimkov A.A.
Institute of Refrigeration and Biotechnology

Calculation method for the compression of screw compressor, which takes into account peculiarities of oil-filled refrigeration compressor is given. Also is given experimental and calculated characteristics of the compressor.

Key words: wet screw refrigeration compressor, compression process