

УДК 536.632:536.71

Влияние примесей масла на величину энтальпии рабочего тела в испарителе

Thermodynamic model of calculation of the enthalpy of real working substance in the evaporator is proposed. Data on phase equilibria of R134a/Castrol Icematic SW22 and data on heat capacity of the oil Castrol Icematic SW22 were used as an initial information. The enthalpy of the liquid phase of the solutions refrigerant-oil was calculated. Based on the obtained information logarithm p-h - diagrams for working substances with different concentration of oil, circulating over the contour of the refrigerating system were built.

Реальное рабочее тело (РРТ) в парокомпрессионных холодильных системах представляет собой смесь, состоящую из хладагента и масла. Хладагент, циркулируя по контуру холодильной машины, осуществляет термодинамический цикл, при реализации которого от объекта отводится (холодильной машиной) или подводится к нему (тепловым насосом) определенное количество энергии. От характеристик хладагента зависят конструктивные особенности холодильной машины и расход потребляемой энергии. Поэтому при выборе хладагента учитывают его теплофизические, физико-химические, токсикологические и экологические свойства.

Холодильные масла применяют для смазки труящихся деталей компрессора с целью уменьшения трения, снижения износа сопрягаемых деталей и уплотнения технологических зазоров. Кроме того, смазка способствует отводу части теплоты, эквивалентной работе сил трения, и удалению продуктов износа сопрягаемых деталей компрессора.

Унос масла из компрессора оказывает значительное влияние на работу холодильной системы. Еще Bambach [5] и Spauschus [12] в своих пионерских работах показали, что энергетические показатели холодильной машины должны зависеть от количества и сорта масла, циркулирующего вместе с хладагентом. Присутствие примесей масла в рабочем теле приводит к снижению холодопроизводительности, увеличению работы сжатия в компрессоре, снижению холодильного коэффициента [5, 11, 12] и уменьшению коэффициента теплопередачи в испарителе [15, 16]. Поэтому вопросы циркуляции масла по контуру холодильной системы имеют принципиальное значение [3, 8].

Для корректного учета влияния примесей масла на энергетическую эффективность термодинамического цикла холодильной машины необходимо располагать информацией об энталпии РРТ. Для этого, в свою оче-

редь, надо иметь данные как о концентрации рабочего тела перед дроссельным устройством, так и об изменениях концентрации жидкого раствора хладагент/масло (РХМ) в испарителе. Причем следует иметь в виду, что большинство косвенных методов исследования концентрации масла в различных узлах холодильной машины основано на использовании информации о теплофизических свойствах РХМ [8].

К сожалению, сложившаяся годами практика выбора рабочего тела, как правило, сводится к раздельной оценке целесообразности применения того или иного хладагента и компрессорного масла. При этом свойства РРТ не рассматриваются. Недостаточное внимание уделяется и решению основной практической задачи, связанной с расчетом калорических свойств реального рабочего тела. В последние годы опубликовано лишь несколько работ, в которых приведены результаты исследований калорических свойств РХМ [6, 7, 9], оценка влияния примесей масла на эффективность холодильного оборудования [6, 11] и на теплообмен [15, 16].

В настоящее время вряд ли можно рассчитывать на получение обширной и достоверной информации о термических и калорических свойствах РХМ лишь на основании информации о чистых компонентах. Тем более что используемые в практике масла являются жидкими многокомпонентными растворами с неопределенной структурой и молекулярной массой. Однако ограничить объем экспериментальных исследований до минимального уровня в настоящее время представляется возможным. Вывод о термодинамическом подобии РХМ в широком интервале концентрации [9, 14] открывает широкие возможности для разработки методов прогнозирования термических и калорических свойств. В частности, при наличии ограниченной экспериментальной информации о давлении насыщенных паров РХМ и теплоемкости масла можно рассчитать энталпию реального рабочего тела [9, 11] и разработать для него диаграмму давление – энталпия. Применение таких диаграмм позволяет осуществлять контроль за циркуляцией масла по контуру компрессорной системы, учитывать влияние примесей масла на энергетические характеристики холодильного оборудования, определять необходимый уровень перегрева рабочего тела и т.д.

Расчет энталпии рабочего тела в испарителе

Присутствие масла в хладагенте приводит к образованию смесей с сильно выраженным зеотропным поведением. Температура кипения масла обычно превышает 250 °С [7]. Это намного выше обычной температуры кипящего рабочего тела в испарителе. Следовательно, давление насыщенного пара масла при температуре кипения рабочего тела в испарителе очень мало [4]. Поэтому можно вполне обоснованно предположить, что паровая фаза РХМ состоит только из чистого хладагента. Следовательно, масло содержится только в жидкой фазе кипящего в испарителе РХМ.

Термодинамические свойства РХМ существенно отличаются от свойств идеальных жидких растворов. Поэтому при определении энталпии жидкой фазы РХМ необходимо располагать информацией об энталпии жидких фаз компонентов и энталпии смешения $h_{l,mix}$ (кДж/кг):

$$h_{l,mix} = h_r c_r + h_{oil} (1 - c_r) + \Delta H, \quad (1)$$

где h_r , h_{oil} – энталпии жидкой фазы хладагента и масла;

c_r – массовая концентрация хладагента;

ΔH – энталпия смешения.

Информация об энталпии хладагентов доступна [13]. Энталпия масла может быть рассчитана по экспериментальным данным теплоемкости, которые могут быть получены без каких-либо технических или экспериментальных проблем. Разработаны также методы прогнозирования теплоемкости чистых масел [10].

Как показывают проведенные исследования, зависимость теплоемкости масел c_p [кДж/(кг·К)], от температуры в диапазоне, представляющем интерес для холодильной техники, может быть аппроксимирована полиномом первой степени [1]:

$$c_p = A + B T. \quad (2)$$

В этом случае удельная энталпия чистого масла h_{oil} (кДж/кг) может быть рассчитана по формуле

$$h_{oil} = \int_{273 \text{ K}}^T (A + BT) + 200. \quad (3)$$

Следовательно, для получения информации о зависимости энталпии масла от температуры требуется минимальный объем экспериментальных данных.

Для определения теплоты смешения обычно используют наиболее доступную экспериментальную информацию – давление насыщенных паров РХМ. Кроме того, информация о фазовых равновесиях $P_s = f(T, c_r)$ может быть получена расчетными методами в рамках существующих прогностических моделей [9, 10]. В работе [1, 9] показано, что в качестве исходных экспериментальных данных для расчета фазовых равновесий РХМ достаточно располагать информацией о нормальной температуре кипения. В рамках предложенной в работах [1, 9] модели прогнозирования фазовых равновесий температурная зависимость давления насыщенных паров РХМ определенной концентрации ($c_r = \text{const}$) может быть представлена в виде

$$\ln p_s = \ln \bar{p}_c(c_r) - \alpha_R(c_r) \cdot \ln \left[\frac{\bar{T}_c(c_r)}{T} \right] - b \cdot \ln \left[\frac{\bar{T}_c(c_r)}{T} \right]^{2,64}, \quad (4)$$

где \bar{T}_c и \bar{p}_c – псевдокритические параметры РХМ;

α_R, b – коэффициенты, определяемые из экспериментальных данных.

Выбор уравнения (4) продиктован несколькими обстоятельствами. Во-первых, в этом уравнении содержится всего два коэффициента – α_R, b . Во-вторых, эти коэффициенты практически не зависят от интервала параметров, в котором содержится исходная информация, необходимая для их определения [9]. В-третьих, уравнение (4) позволяет описывать давление насыщенных паров практически во всем интервале температур существования жидкой фазы [9, 14]. Методика определения псевдокритических параметров РХМ и коэффициентов уравнения (4) подробно изложена в [1, 9, 14].

С учетом того что паровая фаза РХМ насыщена только парами хладагента, интегральная теплота смешения может быть определена по формуле [2, 9]:

$$\Delta H = -(1 - c_0) \frac{RT^2}{2\mu_R} \left[\frac{\partial \cdot \ln \left(\frac{p_s}{p_r^0} \right)}{\partial T} \right]_{c_0}. \quad (5)$$

В том случае, когда термодинамическая система находится в равновесии и состоит из насыщенной жидкости и насыщенного пара, полное значение удельной энталпии РПТ h_t (кДж/кг) может быть рассчитано из соотношения

$$h_t = \left(\frac{m_l}{m_l + m_v} \right) h_l + \left(\frac{m_v}{m_l + m_v} \right) h_v + \Delta H. \quad (6)$$

В испарителе термодинамическая система состоит из насыщенного жидкого раствора хладагента с маслом и насыщенного пара хладагента. При наличии информации о фазовых равновесиях и энталпии жидкой фазы РХМ можно рассчитать удельную энталпию рабочего тела в испарителе. В случае если хладагент является однокомпонентным, тогда

$$h_t = h_{l,mix}^S(T_s, p_s), \quad (7)$$

$$h_v = h_{v,mix}^S(T_s, p_s). \quad (8)$$

Поскольку давление насыщенного пара РХМ меньше, чем давление насыщенного пара чистого хладагента, следует иметь в виду, что

$$h_{v,mix}^S \neq h_{v,r}^S. \quad (9)$$

С учетом (7) и (8) полное значение удельной энталпии рабочего тела в испарителе может быть рассчитано из следующего соотношения:

$$h_t = (1 - X) h_{l,mix}^S + X h_{v,mix}^S, \quad (10)$$

где X – степень сухости пара двухфазной смеси,

$$X = m_v / (m_{l,mix} + m_v). \quad (11)$$

Термодинамические свойства РХМ R134a/Castrol Icematic SW22

Кривая расслоения раствора R134a/Castrol Icematic SW22 показана на рис.1.

В качестве исходной информации использовали данные по давлению насыщенных паров R134a/Castrol Icematic SW22 и теплоемкости масла Castrol Icematic SW22, приведенные в [1]. Полученные данные по давлению насыщенных паров РХМ различной концентрации были аппроксимированы уравнением (4).

Коэффициент b для различных концентраций РХМ в соответствии с предложенной методикой прогнозиро-

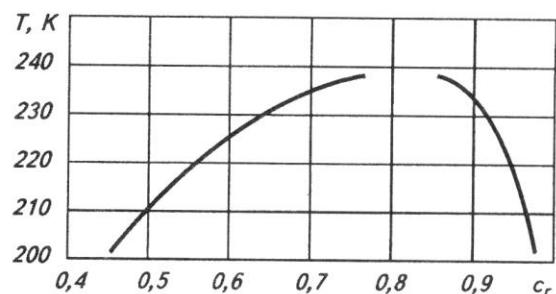


Рис. 1. Кривая расслоения R134a/Castrol Icematic SW22

вания фазовых равновесий [9] был принят равным значению, найденному при аппроксимации данных [13] по давлению насыщенных паров чистого хладагента R134a ($b = 5,3736$).

Зависимость псевдокритических параметров уравнения (4) для раствора R134a/Castrol Icematic SW22 от концентрации (в интервале $0,2 < c_r < 1,0$) может быть рассчитана по уравнениям:

$$T_c = 363,992 + \frac{449,008}{(1 + 2010,04c_r)^{0,5}}; \quad (12)$$

$$\bar{p}_c = \sqrt{\frac{0,6005 + 599,516c_r^2}{1 + 37,4561c_r^2 - 2,0251c_r^4}}; \quad (13)$$

$$\alpha_R = 7,377 + 0,02061 \cdot \ln(c_r) - 0,09071 \cdot \ln(c_r^2). \quad (14)$$

Зависимости давления насыщенных паров для раствора R134a/Castrol Icematic SW 22 от температуры и концентрации приведены на рис. 2 и 3.

Данные по теплоемкости Castrol Icematic SW22 были взяты из работы [1]. Полученные данные были аппроксимированы полиномом первой степени (2). Значе-

ния коэффициентов уравнения (2) для расчета теплоемкости масла Castrol Icematic SW22 [кДж/(кг·К)] равны: $A = 0,79284$; $B = 3,364 \cdot 10^{-3}$.

Зависимость энталпии жидкой фазы раствора R134a/Castrol Icematic SW22 от концентрации демонстрирует рис. 4.

Полученные данные по энталпии жидкой фазы раствора R134a/Castrol Icematic SW22 позволили рассчитать по формулам (7) – (11) энталпию рабочего тела в испарителе. На основе полученной информации были построены диаграммы $\ln p - h$ при фиксированных значениях концентрации масла c_g (перед дроссельным устройством), циркулирующего по контуру холодильной системы.

$$c_g = \frac{m_o}{m_{l,mix} + m_v} = \frac{m_o}{m_o + m_{l,r} + m_v}. \quad (15)$$

На рис. 5 и 6 представлены диаграммы $\ln p - h$ для рабочего тела R134a/Castrol Icematic SW22 при $c_g = 1$ и 3 %.

На приведенных диаграммах изображены изотермы для рабочего тела R134a/Castrol Icematic SW22, линии удельных объемов, а также пограничные кривые для чистого хладагента R134a и жидкости РХМ, которые для данных концентраций практически совпадают (в пределах погрешности определения плотности жидкого РХМ) между собой. Изотермы вблизи пограничной кривой пары R134a имеют существенную кривизну и отклоняются от изотерм для чистого хладагента. Причем степень отклонения возрастает с увеличением концентрации масла, циркулирующего по контуру компрессорной системы c_g . Поскольку в жидкой фазе РПТ всегда присутствуют примеси масла, пограничная кривая пары для реального рабочего тела отсутствует.

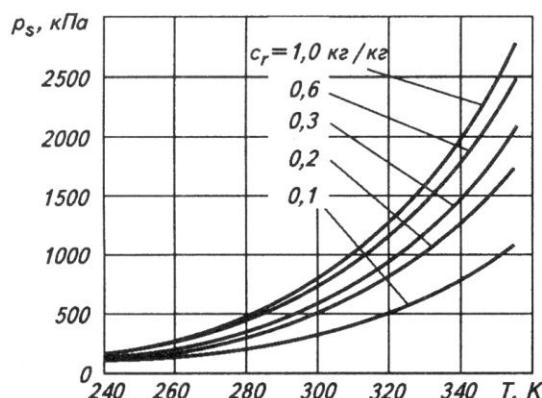


Рис. 2. Зависимость давления насыщенных паров R134a/Castrol Icematic SW 22 от температуры

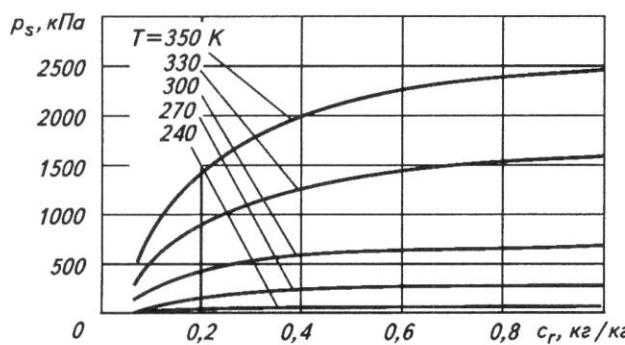


Рис. 3. Зависимость давления насыщенных паров R134a/Castrol Icematic SW 22 от концентрации

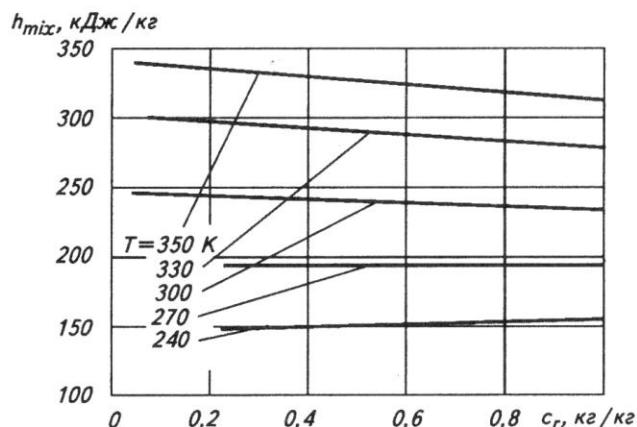


Рис. 4. Зависимость энталпии жидкой фазы раствора R134a/Castrol Icematic SW 22 от концентрации

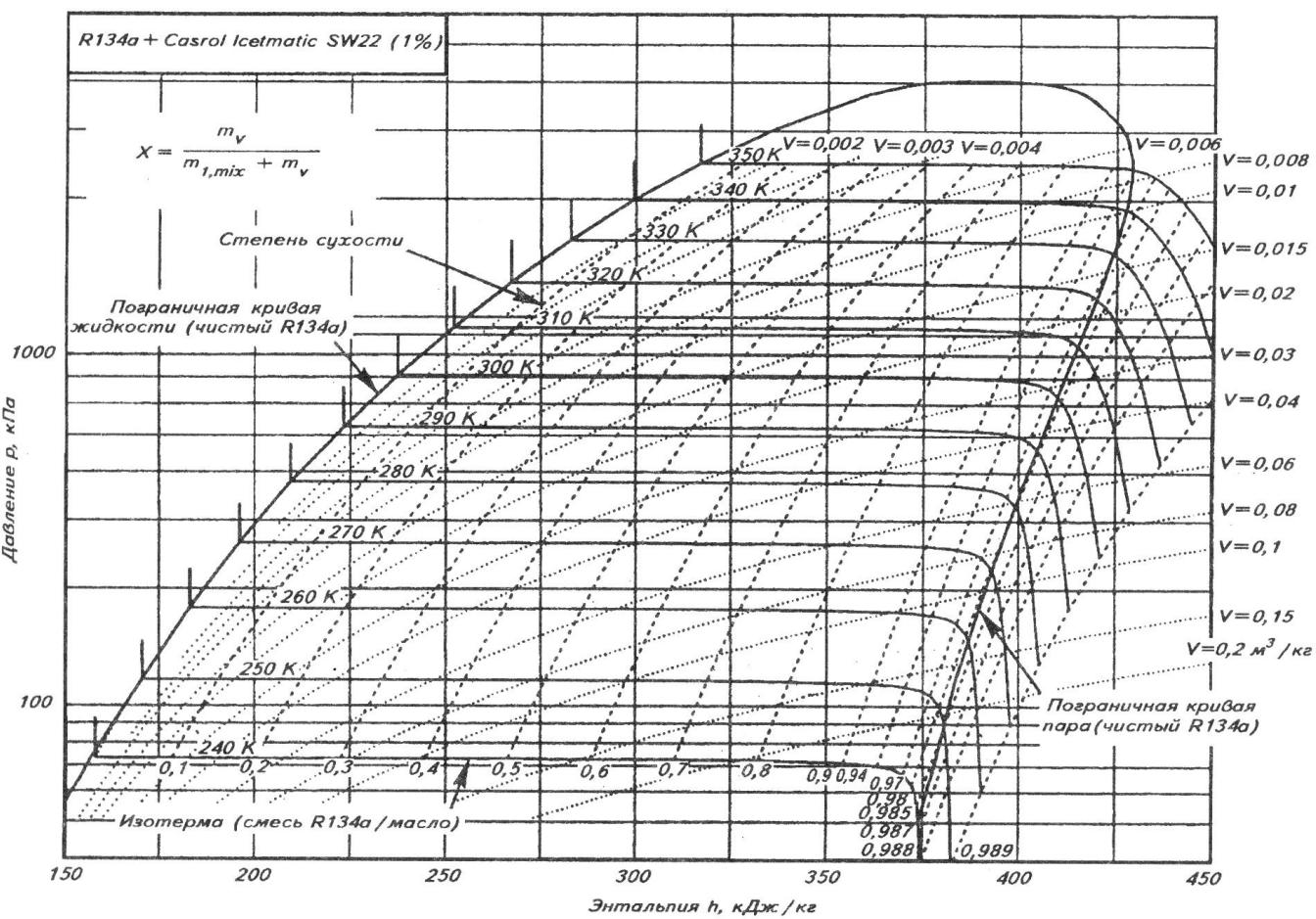


Рис. 5. Диаграмма $\ln p - h$ рабочего тела R134a/Castrol Icematic SW22 при $c_g = 1\%$

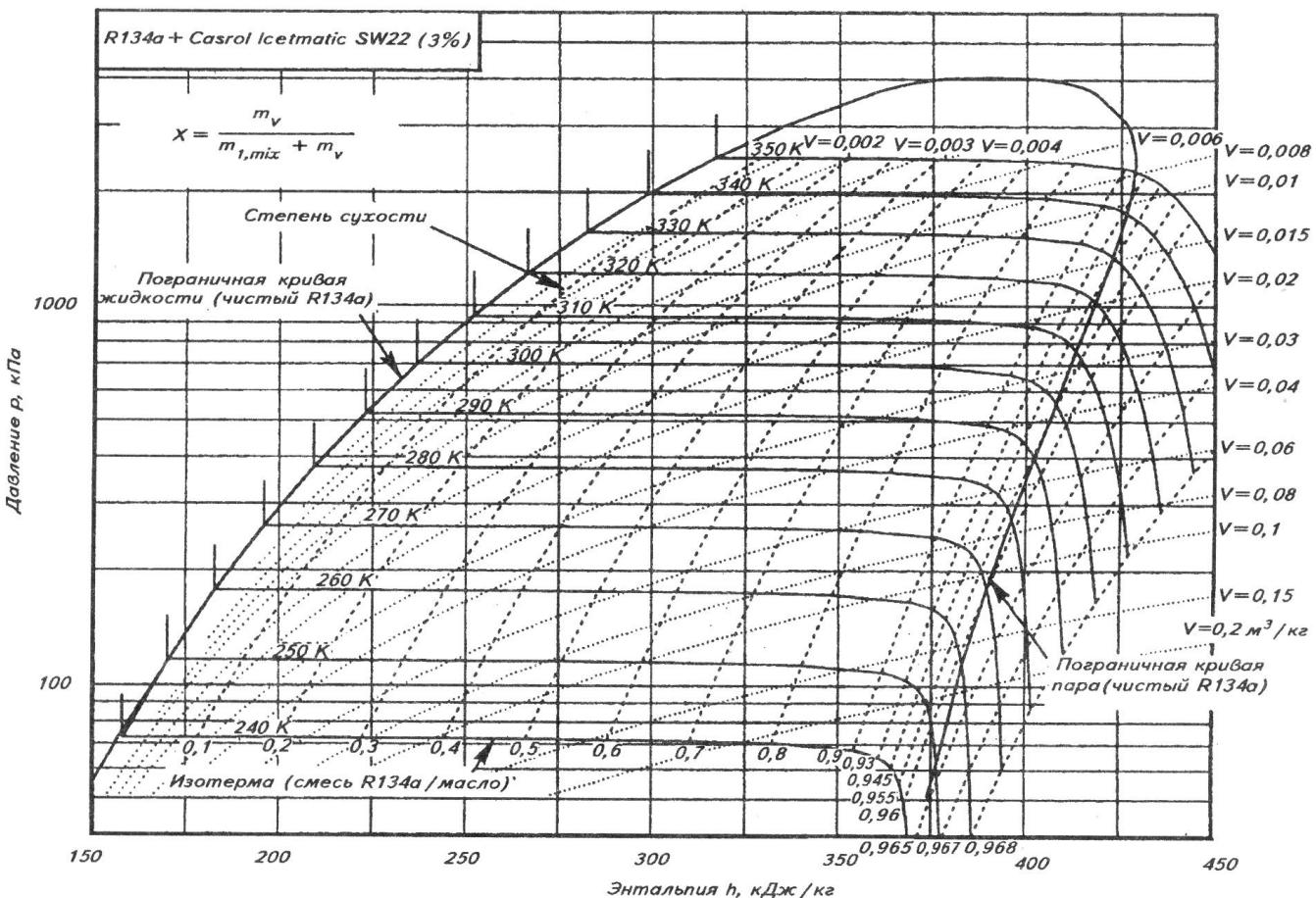


Рис. 6. Диаграмма $\ln p - h$ рабочего тела R134a/Castrol Icematic SW22 при $c_g = 3\%$

В целом полученные диаграммы подобны диаграммам, представленным в [7] для растворов хладагента R407C с маслами. Однако при построении диаграмм авторы [7] использовали несколько упрощенную модель расчета энталпии рабочего тела в испарителе. В этой модели был принят ряд допущений:

- ✓ не учитывалась селективная растворимость в масле компонентов R407C;
- ✓ при расчете энталпии РХМ не принималась во внимание теплота смешения хладагента с маслом;
- ✓ использовалась при расчете c_p корреляция Liley и Gamdill, не адаптированная к полиэфирным маслам;
- ✓ при моделировании фазовых равновесий наряду с экспериментальными данными применялся закон Рауля, справедливый только для идеальных растворов.

Указанные допущения, несомненно, увеличивают погрешность расчета калорических свойств рабочего тела. В настоящей работе подобных допущений не было.

С помощью предложенных диаграмм может быть рассчитано изменение энталпии рабочего тела в испарителе при различных концентрациях масла, циркулирующего по контуру холодильной установки.

Список литературы

1. Железный В.П. Термодинамічні властивості озона-неруйнівних холодаагентів та їх розчинів з мастилами (Експеримент, методи прогнозування, проблеми екології) : Дис...д-ра техн. наук: 05.14.06 – Одесса, 2002.
2. Мельцер Л.З., Дремлюх Т.С., Чернышев С.К. и др. Теплофизические свойства холодильных масел и их растворов с фреоном-22 // Теплофизические свойства веществ и материалов (ГСССД. Сер. Физические константы и свойства веществ). 1977. Вып. 11.
3. Andrade E.N., Skowron E., Goldschmidt V.W., Groll E.A. Oil concentration in Refrigerants: in situ measurement // Int. J. Refrig. 1999. Vol. 22.
4. ASHRAE Handbook for Refrigeration, Atlanta, GA, 1998.
5. Bambach, G. Gas Verhalten von Mineralöl – F12 // Kaltemaschinen Abhandlung. 1955, № 9.
6. Corr. S, Morrison J.D., Murphy F.T. An Evaluation of the Effects of Lubricants on the Thermodynamic Properties and Performance Mixtures in Refrigeration and Air Conditioning Cycles // Proc. 1996 Int. Refrig. Conf. Purdue Univ.- Purdue (USA). 1996.
7. Youbi-Idrissi M., Bonjour J., Marvillet C., Meunier F. Impact of Refrigerant-Oil Solubility on an Evaporator performances working with R-407C // Int. J. Refrig. 2003. Vol. 26.
8. Lebreton J-M., Vuillaume L., Morvan E., Lottin O. // Oil Concentration Measurement in Saturated Liquid Refrigerant Flowing Inside a Refrigeration Machine // Int. J. Appl. Therm. 2001. Vol.2.
9. Medvedev O.O., Zhelezny P.V., Zhelezny V.P. Prediction of Phase Equilibria and Thermodynamic Properties of Refrigerant/Oil solutions // Fluid Phase Equilibria. 2004. Vol. 215.
10. Mermond Y., Feidt M., Marvillet C. Proprietes thermodynamiques et physiques des melanges de Fluides frigorigemes et d'huiles // Int. J. Ref. 1999. Vol. 22.
11. Ovcharenko V.S., Zhelezny V.P., Lysenko O.V. et al. Estimation of possibility of usage of quasiazotropic mixture R134a/R152a in refrigerating engineering refrigerating engineering // Proc. 2000 Int. Refrig. Conf. at Purdue. Purdue (USA). 2000.
12. Spausches H.O. Thermodynamic Properties of Refrigerant-Oil Solutions // ASHRAE J. 1963. Part 2.
13. Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures (REFPROP, Version 6.0). – U.S. Department of Commerce. – Gaithersburg, Maryland, National Institute of Standards and Technology – NIST. 1998.
14. Zhelezny P.V., Zhelezny P.V., Skripov P.V. Determination of the pseudocritical parameters for refrigerant / oil solutions // Fluid Phase Equilibria. 2003, 212.
15. Zürcher O., Thom J.D., Favrat D. In-Tube Flow Boiling of R-407C and R407C/Oil Mixtures Part I: Microfin Tube // HVAC&R Research. Vol.4, No 4.
16. Zürcher O., Thom J.D., Favrat D. In-Tube Flow Boiling of R-407C and R407C/Oil Mixtures Part II: Plain Tube Results and Predictions // HVAC&R Research. Vol.4, No 4.