

УДК 620.9: 657.471

Братута Э.Г., Шерстюк В.Г., Харлампиди Д.Х.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ НА ЕЕ ЭФФЕКТИВНОСТЬ*Национальный технический университет «ХПИ»,
АОЗП НПП «Холод», ИПМаш НАН Украины*

Несмотря на достаточно продолжительную предысторию научно-технических исследований и практического опыта эксплуатации холодильных машин (ХМ), влияние гидродинамики процессов в основных блоках контура и его соединительных элементах на эффективность холодильного цикла в имеющихся научных публикациях не получило достаточного отражения.

Вместе с тем, в зависимости от технологической функции холодильной машины и особенностей компоновки основного оборудования, потребляющего холод, влияние указанного фактора может быть достаточно весомым. Это обусловлено тем, что длина трубопровода, соединяющего с одной стороны испаритель с компрессором, а с другой – с дросселирующим устройством и конденсатором, может быть значительной. В связи с этим возникает задача, связанная с установлением влияния длины и диаметра каналов соединительных трубопроводов на холодильный коэффициент установки.

Помимо чисто термодинамической оценки влияния гидравлических сопротивлений испарителя, конденсатора и элементов трубной обвязки на эффективность цикла ХМ, возникает и другая задача. Речь идет о возможности оптимального выбора диаметра канала трубных элементов, т.к. наличие большого диаметра приводит к росту материальных затрат, а при уменьшении диаметра возникают дополнительные потери энергии, связанные с прокачкой хладагента, что, естественно, скажется на холодопроизводительности ХМ.

В одной из недавних работ [1], базировавшейся на более раннем исследовании [2] применительно к работе теплового насоса (ТН), исследовано влияние гидродинамики тракта его обвязки на тепловую эффективность. По известным соображениям ряд выводов, полученных в этих работах, с качественной точки зрения можно распространить и на оценку эффективности холодильной машины.

Вычислительный эксперимент, выполненный в [1], показал, что необратимые потери давления в соединительных трубопроводах оказывают влияние на эффективность работы ТН. В работе [1] даны два цикла для трубопроводов разной длины с диаметром 15 мм, соединяющих испаритель с компрессорно-конденсационным блоком. Показано, что параметры цикла с ростом длины трубопровода изменяются. Авторами особенно выделяется роль падения давления на входе в компрессор, так как это приводит к уменьшению плотности хладагента, а, соответственно, и массового расхода в контуре циркуляции. Для количественной оценки влияния потерь давления авторы [1] рассмотрели ТН с хладагентом R22 при использовании атмосферного воздуха со средней температурой 21 °С в качестве низкопотенциального источника теплоты. Температура хладагента на входе в испаритель принималась равной 10 °С, а температура конденсации после охлаждения пара составляла 50 °С. В расчетном исследовании диаметр соединительных трубопроводов d_T принимался равным 12, 16 и 20 мм. Показано, что при $d_T = 15$ мм с увеличением длины трубопровода L_T с 2 до 15 м теплопроизводительность ТН соответ-

ственно уменьшается на 16,2 %. Кроме того, в этой же работе показано, что при увеличении длины соединительного трубопровода из-за роста потерь давления теплопроизводительность ТН уменьшается тем сильнее, чем меньше диаметр трубопровода. Так, при длине трубопровода 15 м и уменьшении его диаметра с 20 до 12 мм теплопроизводительность уменьшалась на 17,1 %.

На уменьшение холодопроизводительности ХМ и увеличение потребляемой ею энергии при росте потерь давления в соединительных трубопроводах указывается и в работе [3]. Здесь так же, как и в [1], отмечается, что особое влияние на холодопроизводительность оказывают потери давления в трубопроводах всасывания. Потери давления жидкостной магистрали можно рассматривать как незначительные. Авторы работы [3] потери давления оценивают по эквивалентному перепаду температур на фреоновой магистрали. При этом даются конкретные рекомендации для проектирования: снижение температуры насыщения, эквивалентное соответствующему падению давления, не должно превышать 1–2 К. Исходя из этого, в [3] даются рекомендации для оптимальных скоростей потока хладагента в трубопроводах холодильных машин для различных хладагентов: на линиях всасывания (от 5 до 40 м/с) и нагнетания (от 8 до 30 м/с). Последнее несколько противоречит правильному замечанию самих авторов [3] об особом влиянии потерь давления на линии всасывания.

Негативные последствия увеличения гидравлических сопротивлений во всасывающем трубопроводе рассматривались также в работе [4]. Здесь отмечается, что особо ощутимое воздействие на холодопроизводительность имеют потери давления в низкотемпературных одно- и многоступенчатых холодильных установках. Отмечается, что при расчете потерь давления в двухфазном потоке необходимо учитывать не только потерю давления, расходуемую на преодоление сил трения среды о стенку канала, но и дополнительные потери давления, связанные с рассеиванием энергии при взаимодействии фаз. По оценкам авторов [4] эта составляющая потерь давления колеблется от 10 до 20 % от общего его уровня.

В работе [5] дается физическая модель и количественные оценки влияния потерь давления на линии всасывания и нагнетания в холодильной машине. Показано, что, если, к примеру, потеря давления при всасывании хладагента в компрессор составляет 0,1 бар, то при температуре испарения порядка -15°C потеря холодопроизводительности составит 9,2 %, а мощность на валу компрессора (при заданной холодопроизводительности) должна быть увеличенной почти на 7 %, что в основном обусловлено увеличением степени сжатия на 3,5 %.

Выполненный в [5] при тех же исходных данных расчет показал, что потеря давления в нагнетательной линии порядка 0,2 бар (при температуре конденсации 30°C) приводит к потере холодопроизводительности на 1,3 % и увеличению требуемой мощности на валу компрессора на 2,8 % при увеличении степени сжатия на 1,66 %.

По поводу потерь давления в жидкостном трубопроводе (речь идет о потере давления в трубопроводе, соединяющем конденсатор с регулирующим вентилем) в [5] нет количественной оценки. Отмечается лишь отрицательный эффект снижения расхода через регулирующий вентиль из-за уменьшения давления на входе. Указанное снижение расхода может усиливаться благодаря возможному самопроизвольному парообразованию, возникающему при существенной потере давления.

О допустимых потерях давления в трубной обвязке ХМ упоминается и в работе [6]. Авторы считают, что, к примеру, для аммиачных и пропановых парокомпрессионных машин допустимая потеря давления во всасывающей магистрали не должна превышать величины, эквивалентной снижению температуры насыщения на 1°C , т.е. дей-

ствительному снижению холодопроизводительности на 4 %. В этой работе приводятся также рекомендации для допустимых скоростей движения хладагентов на стороне всасывания и нагнетания, уровень которых практически совпадает с рекомендуемым в работе [3].

В завершении этого обзора известных нам результатов следует сослаться на работу [7], в которой приведена зависимость изменения коэффициента преобразования энергии (КОП) ТН от падения давления $\Delta P_{и}$ в испарителе. Из приведенных графиков, построенных для хладагентов R123 и R115, следует, что падение КОП линейно зависит от $\Delta P_{и}$ и, к примеру, при увеличении $\Delta P_{и}$ от 0 до 40 кПа КОП уменьшается более, чем на 20 %.

Из приведенного обзора можно сделать несколько выводов. Первый состоит в том, что гидравлические сопротивления в линии трубопроводной обвязки как холодильных машин, так и тепловых насосов оказывает существенное влияние на эффективность этих объектов теплоэнергетики.

Второй вывод состоит в том, что имеющиеся в литературе сведения по рассматриваемой задаче носят отрывочный характер и не отражают достаточную полноту решения задачи в ее комплексной и многопараметрической постановке.

Третий вывод, основанный на первых двух, определяет актуальность исследований, устанавливающих взаимосвязь эффективности холодильных машин и тепловых насосов и гидравлических сопротивлений в их трубопроводной сети, а также в трубных элементах конденсатора и испарителя.

Очевидно, что в рамках одной статьи не представляется возможным дать весь желаемый объем информации. Поэтому, используя разработанную нами математическую модель комплексной оценки работы ХМ и ТН, рассмотрим простейшую одноступенчатую схему холодильной машины с заданной холодопроизводительностью Q_0 , температурами испарения $t_{и}$, конденсации $t_{к}$ и степенью переохлаждения в конденсаторе $\Delta t_{к}$.

В указанной постановке, когда основным результатом анализа является определение изменения холодильного коэффициента в функции гидравлических сопротивлений трубной обвязки, возникает необходимость в привлечении, по сути, всего объема математического описания холодильной установки. При этом, кроме процессов в соединительных элементах, необходимо учитывать и реальные процессы в компрессоре, дросселе, испарителе и конденсаторе.

Рассматриваемая схема ХМ и ее теоретический цикл в T–S координатах показаны на рис. 1. При заданной холодопроизводительности Q_0 расход хладагента

$$M = \frac{Q_0}{q_x}, \quad (1)$$

где q_x – удельная холодопроизводительность.

Одним из существенных и принципиальных недостатков как работ [1–7], так и других публикаций, посвященных анализу работы ХМ и ТН, является допущение о том, что теплота q_x при наличии падения давлений $\Delta P_{и}$ в испарителе (в фактически неизобарном процессе) равна разности энтальпий. В соответствии с предложенной нами энтропийной методикой расчета [8]

$$q_x = (T_6 - 0,5\Delta T_6)(S'_7 - S'_6), \quad (2)$$

где T и S – абсолютная температура и энтропия в точке 6 цикла; $\Delta T_и$ – уменьшение температуры сухого насыщенного пара в точке 7, эквивалентное падению давления $\Delta P_и$; S'_7 – энтропия сухого насыщенного пара при $T'_7 = T_7 - \Delta T_и$.

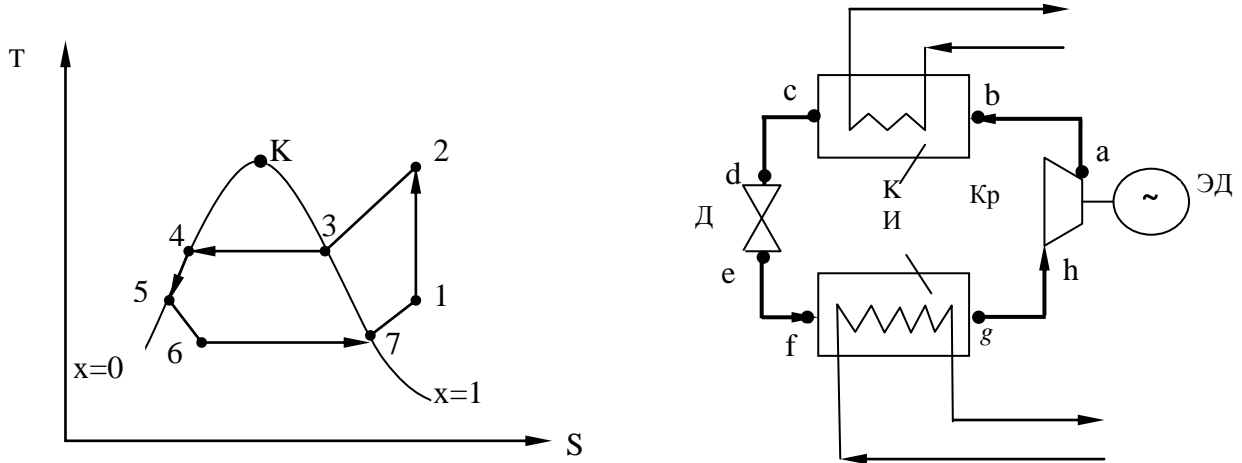


Рисунок 1 – Цикл и схема холодильной машины

К – конденсатор; Д – дроссель; И – испаритель; Кр – компрессор; ЭД – электродвигатель

При известных из теплового расчета испарителя длине $L_и$ и диаметре $d_и$ трубных элементов величина $\Delta P_и$ определялась как сумма потерь на трение $\Delta P_{ит}$, местные сопротивления $\Delta P_{им}$, потерь на ускорение потока $\Delta P_{иу}$ и потерь $\Delta P_{ист}$, определяемых влиянием статического напора столба жидкости.

В соответствии с [9]

$$\Delta P_{эд} = \xi n \frac{L_э (\rho v)^2}{d_э^2} \Psi_{эд}^2, \quad (3)$$

где ξ – коэффициент трения в однофазном потоке с массовой скоростью ρv , определяемый по известным сопротивлениям в функции критерия Рейнольдса; n – число трубных элементов; $\Psi_{тр}$ – коэффициент, учитывающий влияние паросодержания потока и определяемый по рекомендации работы [10].

В соответствии с [10]

$$\Delta \mathcal{E}_{эд} = \frac{(\rho v)^2}{2\rho''} \left\{ \left(\frac{\chi_7}{\varphi_7} \right)^2 - \left(\frac{\chi_6}{\varphi_6} \right)^2 + \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right) \left[\left(\frac{1-\chi_7}{1-\varphi_7} \right)^2 - \left(\frac{1-\chi_6}{1-\varphi_6} \right)^2 \right] \right\}, \quad (4)$$

где χ и φ – массовое и объемное паросодержание в процессе 6–7, а

$$\Delta \mathcal{E}_{эд} = \dot{V}_э g [\rho'(1-\bar{\varphi}) + \rho''\bar{\varphi}], \quad (5)$$

где $H_{и}$ – высота испарителя; $\bar{\varphi}$ – среднее по поверхности объемное паросодержание.

Не останавливаясь на деталях, фактически аналогично ведется расчет суммарных потерь давления ΔP_k в конденсаторе.

С учетом неизобарности процесса конденсации на участке 3–4 удельная теплота конденсации определяется как

$$q_{\text{е}} = (T_3 - 0,5\Delta T_{\text{е}})(S_3 - S'_4), \quad (6)$$

где ΔT_k – уменьшение температуры кипения хладагента, эквивалентное величине ΔP_k ; S'_4 – энтропия кипящего хладагента, соответствующая температуре $T_4' = T_4 - \Delta T_k$.

Индикаторная работа, затрачиваемая в компрессоре, определялась как

$$l_{\text{эп}} = \eta_i (i_1 - i_2). \quad (7)$$

Обобщение результатов многочисленных экспериментальных исследований позволило авторам работы [11] получить для определения индикаторного КПД η_i соотношение вида

$$\eta_i = 0,7 + 0,0732\pi - 0,011\pi^2 + 4,21 \cdot 10^{-4} \pi^3, \quad (8)$$

где $\pi = P_2/P_1$ – степень сжатия в компрессоре.

Холодильный коэффициент определяется из известного [6] выражения

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{е}}}{l_{\text{эп}}}. \quad (9)$$

В общем виде выражение для потерь давления в i -м элементе трубной обвязки на участках (см. схему на рис.1) ab , cd , и gh с учетом потерь на трение, местных сопротивлений, ускорения потока и нивелирного напора, можно записать как

$$\Delta E_i = \frac{(\rho v^2)_i}{2} \left[\xi_i C_i \frac{L_i}{d_i} + \xi_{i i} + 2\rho_i \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right)_i \right] + (\rho_1 - \rho_2)_i gh_i, \quad (10)$$

где ξ_i – коэффициент сопротивления трения; C_i – поправочный коэффициент на естественную шероховатость труб, значения которого принимались в соответствии с [1]; ξ_{mi} – коэффициент местного сопротивления; ρ_1 и ρ_2 – средние значения плотности хладагента на входе и выходе участка трубопровода; h_i – пьезометрическая высота участка; v – скорость потока, определяемая из уравнения неразрывности при среднем значении ρ на рассматриваемом участке.

При заданной температуре в испарителе сопротивление трубопроводной связи на участке ef (см. рис. 1) можно не рассматривать, так как оно входит в общий сброс давления в регулирующем органе. Кроме того, при расчете внешних характеристик ХМ принимается [12], что пропускная способность дроссельного устройства, обеспечивающего необходимый перепад давлений между конденсатором и испарителем, соответствует расходу хладагента через испаритель, что практически всегда обеспечивается в

условиях эксплуатации. Это позволяет исключить характеристику дросселирующего устройства из общей системы уравнений, описывающих работу ХМ.

Очевидно, что приведенные уравнения (1)–(10) дополняются известными соотношениями для коэффициентов ξ и ξ_m , соотношениями для плотности двухфазной среды, а также эмпирическими соотношениями для термодинамических свойств и теплофизических характеристик хладагентов [13, 14].

Не останавливаясь на технологии проведения численного эксперимента, включающего соответствующие итерационные процедуры, рассмотрим основные результаты анализа влияния неизобарности процессов в основных блоках и трубных связях ХМ на ее эффективность.

Анализ уравнений, образующих расчетную базу ХМ, показал, что можно выделить порядка двенадцати независимых факторов, взаимосвязанное влияние которых определяет эффективность общего процесса производства холода. В рамках настоящей статьи рассмотрим на первом этапе лишь влияние таких факторов, как длина и диаметр элементов трубной обвязки при использовании различных хладагентов. При этом заданными будем считать: холодопроизводительность $Q_0 = 10$ кВт, температуру испарения $t_n = -15^\circ\text{C}$, температуру конденсации $t_k = 30^\circ\text{C}$. Анализ ограничим, во-первых, установлением зависимости потерь давления ΔP_B во всасывающей, ΔP_H нагнетательной и $\Delta P_{ж}$ жидкостной линиях от диаметров d и длин L этих линий и, во-вторых – определением связи холодильного коэффициента ε с величинами ΔP , d и L в указанных трех линиях для различных хладагентов: R22, R134a, R717.

Ниже приведены графики, иллюстрирующие результаты расчетов.

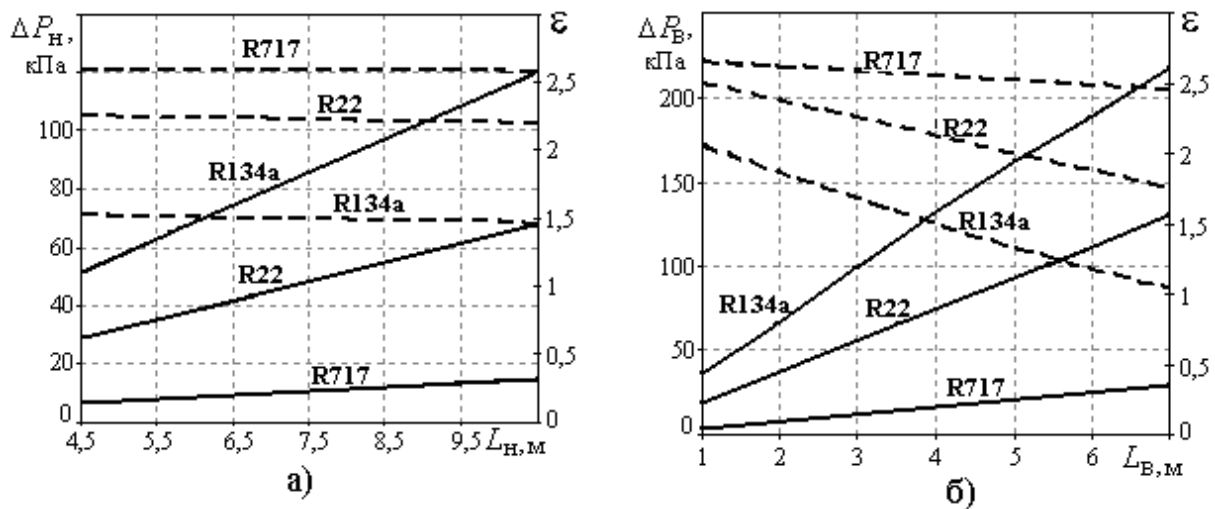


Рисунок 2 – Влияние длины соединительных линий на потери давления ΔP и холодильный коэффициент ε

а) линия нагнетания ($d_n=0,015$ м; $d_{ж}=0,012$ м; $L_{ж}=6,8$ м; $d_{вс}=0,012$ м; $L_{вс}=3,0$ м; $d_n=0,009$ м; $L_n=7,0$ м); б) линия всасывания ($d_{вс}=0,012$ м; $d_{ж}=0,012$ м; $L_{ж}=6,8$ м; $d_{наг}=0,015$ м; $L_{наг}=4,5$ м; $d_n=0,009$ м; $L_n=7,0$ м).

————— — $\Delta P = f(L)$; - - - - - — $\varepsilon = f(L)$

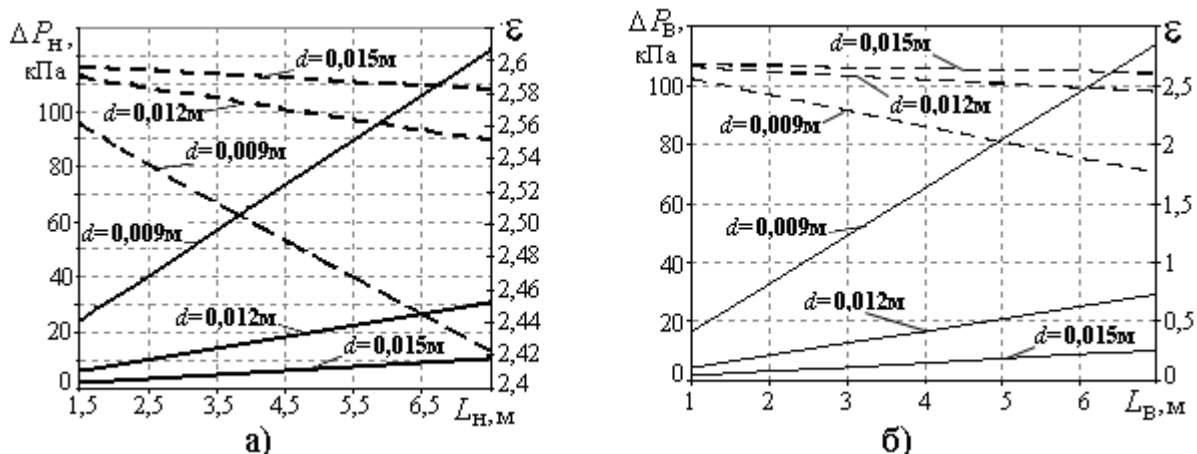


Рисунок 3 – Влияние диаметров соединительных линий на потери давления ΔP и холодильный коэффициент ϵ для хладагента R717

а) линия нагнетания ($d_b=0,012$ м; $L_b=3,0$ м; $d_{ж}=0,012$ м; $L_{ж}=6,8$ м; $d_n=0,009$ м; $L_n=7,0$ м); б) линия всасывания ($d_n=0,015$ м; $L_n=4,5$ м; $d_{ж}=0,012$ м; $L_{ж}=6,8$ м; $d_b=0,009$ м; $L_b=7,0$ м)

————— – $\Delta P = f(L)$; - - - - - – $\epsilon = f(L)$

Расчет показал, что потери давления в жидкостной линии $\Delta P_{ж}$ практически не оказывают влияния на эффективность ХМ. Поэтому на рис. 4 приводятся лишь величины $\Delta P_{ж}$ в функции длины $L_{ж}$ для различных хладагентов, а на рис. 5 даны зависимости от варьруемых диаметров $d_{ж}$ этой линии для R717.

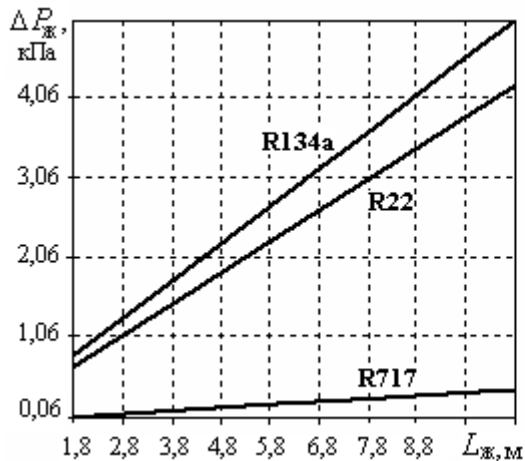


Рисунок 4 – Потери давления в жидкостной линии $\Delta P_{ж} = f(L_{ж})$ при: $d_{ж}=0,012$ м; $d_b=0,012$ м; $L_b=3,0$ м; $d_n=0,015$ м; $L_n=4,5$ м; $d_n=0,009$ м; $L_n=7,0$ м

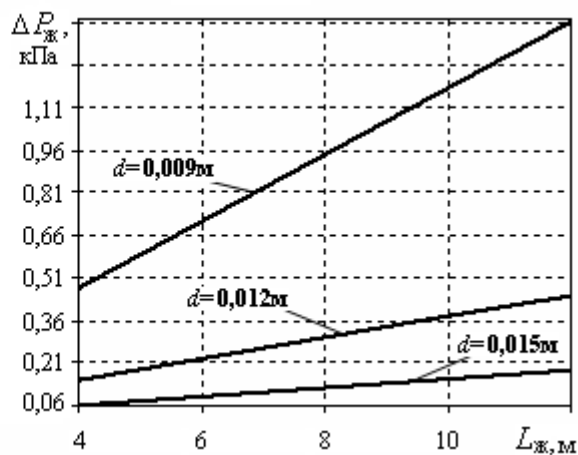


Рисунок 5 – Потери давления в жидкостной линии $\Delta P_{жл} = f(L_{жл})$ для R717 при: $d_n=0,015$ м; $L_n=4,5$ м; $d_b=0,012$ м; $L_b=3,0$ м; $d_n=0,009$ м; $L_n=7,0$ м

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы.

1. Сформированная система уравнений, описывающая термодинамические и гидродинамические процессы в одноступенчатой парокомпрессионной установке, позволила впервые комплексно проанализировать влияние потерь давления в элементах трубной обвязки и неизобарности испарения и конденсации хладагента на эффектив-

ность ХМ.

2. Сравнительная количественная оценка степени влияния потерь давления в трубных элементах, связывающих основные блоки холодильной машины, показала, что указанное влияние существенно зависит от вида хладагента. Так, при прочих равных условиях потеря давления при использовании аммиака (R717) оказывается почти в 7 раз ниже, чем при использовании R134a. Соответственно, холодильный коэффициент для R717 в 1,7 раза выше, чем для R134a. Это обстоятельство еще раз подтверждает преимущество холодильных станций, на которых аммиак используется в качестве хладагента.

3. Для одного и того же хладагента, к примеру, для R717 зависимость потерь давления ΔP и холодильного коэффициента ϵ , найденных при прочих равных условиях для обвязки, выполненной из труб различного диаметра, имеет нелинейный характер. Так, на нагнетательной линии уменьшение диаметра трубы в 1,7 раза приводит к увеличению ΔP в 12 раз, при этом холодильный коэффициент ϵ уменьшается на 6%. Аналогичное изменение d на линии всасывания вызывает изменение ΔP в 9 раз, в то время, как величина ϵ уменьшается почти в 1,5 раза.

4. Разработанная методика расчета может без существенных изменений в структуре системы уравнений быть использованной при решении целого ряда оптимизационных задач, связанных с повышением эффективности как холодильных машин, так и теплонасосных установок.

Обозначения

q_x – удельная холодопроизводительность, кДж/кг; χ и φ – массовое и объемное паросодержания; P – абсолютное давление, кПа; q_k – удельная теплота конденсации, кДж/кг; ρ – плотность, кг/м³; v – скорость, м/с; d – диаметр, м; L – длина, м.

Индексы: и – испаритель; к – конденсатор; кр – компрессор; н – нагнетательная линия; в – всасывающая линия; ж – жидкостная линия.

Литература

1. Володин В.И., Здитовецкая С.В. Влияние гидродинамики тракта обвязки теплового насоса на его тепловую эффективность //Труды БГТУ. Сер.Ш. Химия и технология неорганических веществ. – 2005. – Вып. XIII. – С. 166–169.
2. Володин В.И. Комплексный подход к расчету параметров компрессионной холодильной машины // Холодильная техника. – 1998. – №2. – С. 8–10.
3. Нимич Г.В., Михайлов В.А., Бондарь Е.С. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха. – К.: Аванпост Прим, 2003. – 626 с.
4. Холодильные установки / Чумак И.Г., Чепурненко В.П., Чуклин С.Г. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 344 с.
5. Учебник по холодильной технике / В. Маяке, Ю. Эккерт, Ж.-Л. Кошпен. – М.: Московский университет, 1998. – 1138 с.
6. Курьлев Е.С., Герасимов Н.А. Холодильные установки. – Л.: Машиностроение, 1970. – 672 с.
7. Domansk P.A., Didiou D.A. Performance of R22 alternative refrigerants in a system with cross-flow and counter-flow heat exchangers. NISTIR 5945, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, 1997. – 32 p.
8. Братута Э.Г., Харлампиди Д.Х., Шерстюк В.Г. Влияние неизобарности про-

цессов конденсации и испарения на энергетические показатели холодильных машин и тепловых насосов // Вестник НТУ «ХПИ». Новые решения в современных технологиях. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006.

9. Chwla J.M., Thaw E.A. // Kaltetechnik-Klinatisierung. – 1967. Bd.19. – №10. – pp.28–32.

10. Теплообменные аппараты холодильных установок / Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. и др. – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.

11. Ларкин Д.К., Проценко В.П. Применение ЭВМ для расчета коэффициента преобразования теплонасосных установок с поршневым компрессором // Промышленная энергетика. – 1988. – №7. – С. 39–41.

12. Быков А.В., Кальнинь И.М., Крузе А.С. Холодильные машины и тепловые насосы. – М.: Агропромиздат, 1988. – 287 с.

13. Теплофизические основы получения искусственного холода: Справочник. Холодильная техника / Под ред. А.В. Быкова. – М.: Пищепром, 1980. – 232 с.

14. Перельштейн И.И. Термодинамические свойства важнейших рабочих веществ холодильных машин // Труды ВНИИХИ. – 1976. – 51 с.

УДК 620.9: 657.471

Братуга Е.Г., Шерстюк В.Г., Харлампіди Д.Х.

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ОПІРУ З'ЄДНУЮЧИХ ТРУБОПРОВІДІВ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ НА ЇЇ ЕФЕКТИВНІСТЬ

На підставі зформованої системи рівнянь, яка описує термодинамічні та гідродинамічні процеси в холодильній парокompресійній одноступеневій машині, виконано чисельний експеримент щодо впливу опіру трубопровідної обв'язки на холодильний коефіцієнт при використанні хладагентів R22, R124a і R717.