

К ВОПРОСУ ИЗМЕРЕНИЯ ПАРОЖИДКОСТНОГО ФРОНТА В ДЕФЛЕГМАТОРЕ АБСОРБЦИОННО-ДИФфуЗИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ (АДХМ)

Хобин В.А., Титлова О.А.

1. Традиционным и наиболее широко распространенным источником производства холода являются компрессорные холодильные машины (КХМ). Их существенные недостатки: а) применение озоноразрушающих хладагентов, который используют 85% КХМ Украины; б) безальтернативный источник энергии – переменное напряжение промышленной частоты с ГОСТированными характеристиками; в) низкий ресурс работы компрессора КХМ в условиях нестабильных характеристик питающего напряжения, его высокая стоимость и необходимость замены при ремонте.

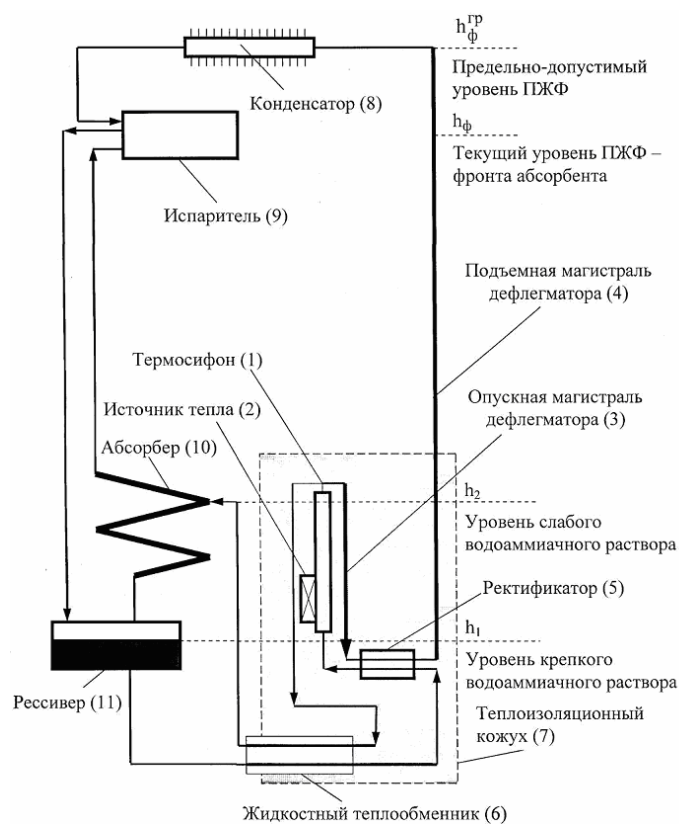


Рис. 1 Схема АДХМ

Альтернативой КХМ являются абсорбционно-диффузионные холодильные машины (АДХМ). Их рабочее тело – водоаммиачный раствор (ВАР), давление которого создается инертным газом, экологически безопасен. Отсутствие компрессора повышает ресурс и надежность его работы, делает работу АДХМ бесшумной. Весьма важно, что источниками тепловой энергии АДХМ могут являться как электрическая энергия, в том числе, низкого качества, например, генерируемая простейшими ветро- и гидроэнергетическими установками, электроэнергия бортовой сети автомобилей, так и неэлектрические источники – природный газ, биогаз, дизельное топливо и т.д. [1].

Недостатком АДХМ является больший удельный расход энергии по сравнению с КХМ. Снижение этого показателя является актуальной задачей. Этому посвящены большое количество работ, связанных с совершенствованием конструкции АДХМ, оптимизации выбора его рабочего тела, давления заправки, режимов работы и, в последнее время, -

разработке эффективных систем автоматического управления (САУ) этими режимами [2, 3].

2. АДХМ (ее схема представлена на рис. 1) включает в себя: перекачивающий термосифон 1, источник тепла 2, дефлегматор с опускной 3 и подъемной 4 ветвями, горизонтальный ректификатор 5, жидкостный теплообменник (ЖТО) 6, теплоизоляционный кожух 7, конденсатор 8, испаритель 9, абсорбер 10, ресивер крепкого ВАР 11 [4]. Сущность ее работы (с акцентом на рассматриваемую здесь проблему) можно отразить следующими фазами.

Генерация парообразного аммиака из крепкого ВАР. При подводе достаточного количества тепла к нижней части термосифона, аммиак, находящийся в крепком ВАР, закипает. Образующиеся пузырьки включают пары аммиака (преимущественно) и воды. Пузырьки, обладая подъемной силой, поднимаются в верхнюю часть термосифона, обедняя аммиаком ВАР и увлекая за собой частицы его жидкой фазы. С течением времени по всей высоте термосифона до уровня h_2 формируется парожидкостный столб, состоящий из пузырьков пара и частиц жидкости. В верхней части термосифона, выше уровня h_2 , жидкость отделяется от пара, ее избыток сливается в верхнюю часть абсорбера, а пар поступает в опускной участок дефлегматора.

Очистка парообразного аммиака от паров воды. Ее сущность состоит в охлаждение движущихся по дефлегматору паров аммиака и воды с целью конденсации последних за счет более низкой температуры конденсации аммиака. Охлаждение идет последовательно, начиная с опускного участка дефлегматора - за счет отвода тепла через его стенку, в ректификаторе - за счет отвода тепла к крепкому ВАР, в подъемном участке дефлегматора - за счет отвода тепла через его стенку (с различной интенсивностью, в зависимости от наличия вокруг нее и эффективности теплоизоляции).

Конденсат воды стекает в ректификатор. Парожидкостной фронт (ПЖФ) определяет границу раздела смеси паров и паров чистого аммиака. Высота подъема ПЖФ будет пропорциональна расходу энергии, подводимой к термосифону.

Производство холода. В конденсаторе, за счет потерь тепла через его ребренную стенку, температура паров аммиака дополнительно снижается, и они переходят в жидкое состояние. Жидкий аммиак стекает в испаритель, где находится парогазовая водородоаммиачная смесь (ПГС), содержащая преимущественно водород. При контакте происходит интенсивное испарение жидкого аммиака в ПГС при низком парциальном давлении и соответственно при низкой температуре (от -35 °С до -15 °С). В результате этого происходит охлаждение поверхности испарителя и связанных с ним холодильных камер.

Энергетическая эффективность АДХМ зависит от многих факторов. Рассмотрим тот из них, который обуславливает актуальность сформулированной задачи и связан с работой подъемного участка дефлегматора. В нем должна быть завершена очистка паров аммиака от воды. Это означает, что уровень ПЖФ должен находиться в пределах этого участка, не превышая его максимальную высоту h_{ϕ}^{rp} .

В условиях интенсивного подвода тепла к термосифону, прежде всего в режимах выхода АДХМ с холостого хода на рабочую нагрузку, и/или высокой температуре окружающей среды, когда эффективность работы дефлегматора снижается, уровень ПЖФ может превышать h_{ϕ}^{rp} . При этом пары воды будут попадать в конденсатор и далее в испаритель. Это приведет к росту температуры испарения и нарушит заданный режим работы АДХМ. Такая ситуация требует дополнительной генерации пара и, следовательно, существенно снижает энергетическую эффективность АДХМ.

В условиях слабого подвода тепла к термосифону, прежде всего в режимах длительного хранения продуктов при редких открываниях двери, и/или низкой температуре окружающей среды, когда эффективность работы дефлегматора повышается, уровень ПЖФ будет значительно ниже h_{ϕ}^{rp} . В этом случае пары аммиака будут переохлаждаться,

что приведет к их частичной конденсации в дефлегматоре, уменьшению подачи в конденсатор и испаритель. Это также снизит энергетическую эффективность АДХМ.

3. Максимум энергетической эффективности АДХМ по этому фактору достигается, когда уровень ПЖФ максимально близко приближается к $h_{\phi}^{гр}$, но не превышает этого уровня. Именно это обстоятельство обусловило разработку для АДХМ систем гарантирующего управления (СГУ), которые призваны обеспечить их работу именно в таких режимах [2]. Реализация СГУ АДХМ или других систем управления, обеспечивающих высокую энергетическую эффективность эксплуатации холодильных машин, требует получения в реальном времени достоверной информации о текущем значении уровня ПЖФ. Однако прямое измерение этого уровня (за счет введения внутрь дефлегматора каких-либо технических средств измерения) по понятным причинам невозможно.

Наиболее простые технические решения этой задачи связаны с измерением температур внешней поверхности дефлегматора. В частности, было бы возможно за счет специальной распределенной конструкции чувствительного элемента определить среднее значение температуры $\theta_{\text{пд}}^{\text{ср}}$ по всей высоте дефлегматора и, дополнительно измерив температуры $\theta_{\text{пд}}^{\text{кв}}$ и $\theta_{\text{пд}}^{\text{ка}}$ его поверхности в точках расположенных заведомо ниже и выше ПЖФ, соответствующих температурам конденсации паров воды (принимаяем $\theta^{\text{кв}} = 120^{\circ}\text{C}$) и аммиака (принимаяем $\theta^{\text{ка}} = 50^{\circ}\text{C}$), вычислить текущее значение уровня ПЖФ:

$$h_{\phi} = \frac{\theta_{\text{пд}}^{\text{ср}} - \theta_{\text{пд}}^{\text{ка}}}{\theta_{\text{пд}}^{\text{кв}} - \theta_{\text{пд}}^{\text{ка}}} h_{\phi}^{\text{гр}}, \text{ где } \theta_{\text{пд}}^{\text{ср}} = \frac{1}{h_{\phi}^{\text{гр}}} \int_0^{h_{\phi}^{\text{гр}}} \theta_{\text{пд}}(h) dh. \quad (1)$$

Погрешности такого метода измерения связаны с двумя основными факторами: а) с перетоками тепла вдоль корпуса дефлегматора в окрестности ПЖФ и, как следствие, несоответствию максимального градиента теплового поля расположению ПЖФ; б) инерционностью дефлегматора как среды распространения тепла и, как следствие, отставанию по фазе температур наружной поверхности дефлегматора от температур парожидкостной среды внутри него. Оценить величину этих погрешностей экспериментальным путем невозможно.

4. Альтернативой экспериментальным методам оценки указанных погрешностей являются методы на основе математических моделей. Дефлегматор, как тепловой объект, относится к классу объектов с распределенными параметрами. Его модель, в общем виде, определяется уравнением теплопроводности в частных производных [5]:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_d c_d \theta_{\text{пд}}) = \frac{\partial}{\partial h} (\lambda_d \frac{\partial \theta_{\text{пд}}}{\partial h}) + Q(h), \quad (2)$$

где ρ_d, c_d, λ_d - плотность, теплоемкость и коэффициент теплопроводности конструкционного материала дефлегматора; $Q(h)$ - плотность тепловых источников по высоте подъемной части дефлегматора; t - время.

Аналитический путь решения (2) достаточно сложен, особенно для случая, когда источник тепла, подводимого к стенке дефлегматора, перемещается. Кроме того, целесообразно исходно разрабатывать такую модель, которую впоследствии можно было бы непосредственно использовать при моделировании САУ АДХМ. Поэтому математическая модель динамики температурного поля на поверхности дефлегматора строилась в виде ячеистой модели. При этом дефлегматор рассматривался состоящим из набора ячеек малой длины с сосредоточенными параметрами, получающих тепло от парожидкостной смеси, обменивающихся им между собой и рассеивающих его в окружающую среду. В этом случае температура $\theta_{\text{пд}i}(t)$ каждой i -ой ячейки будет определяться их начальными значе-

ниями $\theta_{\text{пд}i}(t=0)$, суммарным тепловым потоком к ней $\Delta Q_i = Q_{1i} + Q_{2i} + Q_{3i}$ и временем t от момента изменения $\Delta Q_i(t)$:

$$\theta_{\text{пд}i}(t) = \theta_{\text{пд}i}(t=0) + \frac{1}{m_{\text{д}i} c_{\text{д}i}} \int_0^t \Delta Q_i(t) dt, \quad (3)$$

где $Q_{1i} = \alpha_i S_{\text{вн}} (\theta_{\text{см}} - \theta_{\text{пд}i})$ - тепловой поток от паровой водоаммиачной смеси к стенке дефлегматора при конденсации;

$Q_{2i} = -k_i (\theta_{\text{пд}i} - \theta_{\text{ос}}) \Delta h$ - тепловой поток в окружающую среду от стенки дефлегматора;

$Q_{3i} = \frac{\lambda}{\Delta h} F_c (\theta_{\text{пд}(i-1)} - 2\theta_{\text{пд}i} + \theta_{\text{пд}(i+1)})$ - тепловой поток вдоль корпуса дефлегматора (аксиальный);

$k_i = \alpha_{\Sigma i} \cdot \pi \cdot d_n$ - линейный коэффициент теплопередачи на i -ом участке от стенки к наружному воздуху, где:

$$\alpha_{\Sigma i} = \alpha_{\text{кон}i} + \alpha_{\text{луч}i} = [1.67 + 3.6 \cdot 10^{-3} \cdot (\frac{\theta_{\text{пд}i} + \theta_{\text{ос}}}{2}) \cdot (\theta_{\text{пд}i} - \theta_{\text{ос}})^{\frac{1}{3}}] + 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot 0.92 \cdot (\frac{(273 + \theta_{\text{пд}i})^4 - (273 + \theta_{\text{ос}})^4}{\theta_{\text{пд}i} - \theta_{\text{ос}}}).$$

Для расчета коэффициента конвективного теплообмена $\alpha_{\text{кон}i}$ использовалась справочная обобщающая эмпирическая формула [6], а для расчета коэффициента лучистого теплообмена $\alpha_{\text{луч}i}$ - формула Стефана-Больцмана [5], в которой: 0.92 – степень черноты материала поверхности трубы; $5.67 \cdot 10^{-8}$ - постоянная Стефана – Больцмана.

$$F_c = \frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_{\text{вн}}^2) - \text{площадь сечения корпуса (трубы) дефлегматора};$$

$$S_{\text{вн}} = \pi d_{\text{вн}} \Delta h - \text{площадь внутренней поверхности трубы дефлегматора};$$

$$\alpha_i = a \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot g \cdot (\rho' - \rho'') \cdot 10^6}{\Delta h \cdot (\theta_{\text{см}} - \theta_{\text{пд}i}) \cdot \nu}} - \text{коэффициент теплоотдачи при конденсации на } i\text{-ом}$$

участке [5];

a – константа, характеризующая ориентацию трубы в пространстве, в данном случае, для вертикальной трубы;

$$\theta_{\text{пд}i}(t=0) - \text{начальное значение температуры } i\text{-ой ячейки};$$

$$m_{\text{д}i}, c_{\text{д}i} - \text{масса и теплоемкость } i\text{-ой ячейки стенки дефлегматора};$$

g - тепло парообразования водоаммиачной смеси; g - ускорение свободного падения;

ρ', ρ'', ν - соответственно плотность жидкости, плотность и коэффициент кинематической вязкости водоаммиачного пара;

$\Delta h = h/n$, где h , n , Δh - соответственно высота, число и шаг разбиения дефлегматора при переходе к ячеистой модели;

$$d_{\text{вн}}, d_n - \text{соответственно внутренний и наружный диаметры трубы дефлегматора};$$

$\theta_{\text{пд}(i-1)}, \theta_{\text{пд}i}, \theta_{\text{пд}(i+1)}, \theta_{\text{см}}, \theta_{\text{ос}}$ - соответственно температуры стенки трубы дефлегматора на $(i-1)$, i -ом и $(i+1)$ участках, температура водоаммиачной паровой смеси на i -ом участке, температура наружного воздуха;

$$\lambda - \text{коэффициент теплопроводности материала стенки трубы дефлегматора (стали)}$$

[7].

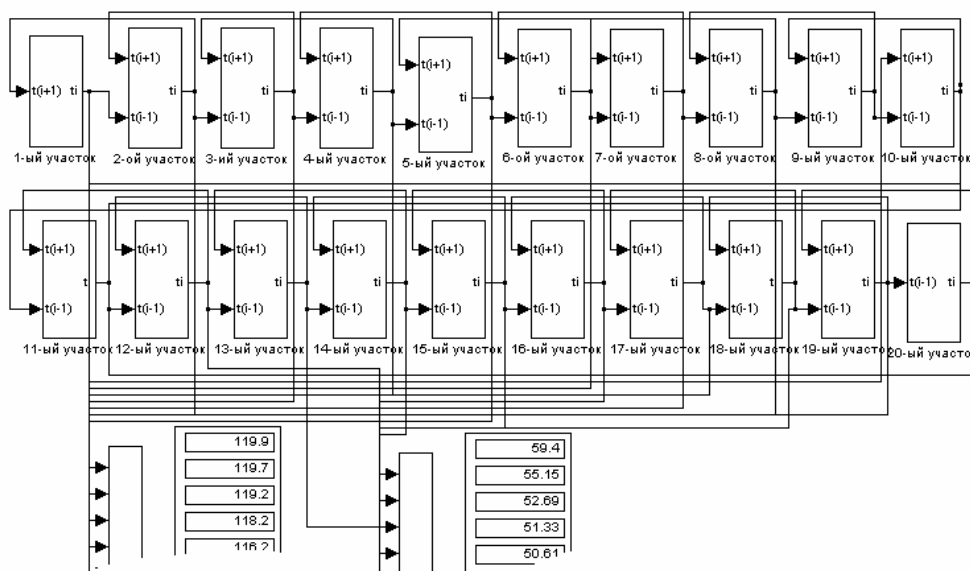
Подчеркнем, что в рассматриваемой модели принципиально не детализируются процессы конденсации и испарения внутри дефлегматора. Вместо этого задается конкретное стационарное или нестационарное, в определенной мере идеализированное, температурное поле парожидкостной смеси.

При моделировании были приняты следующие допущения:

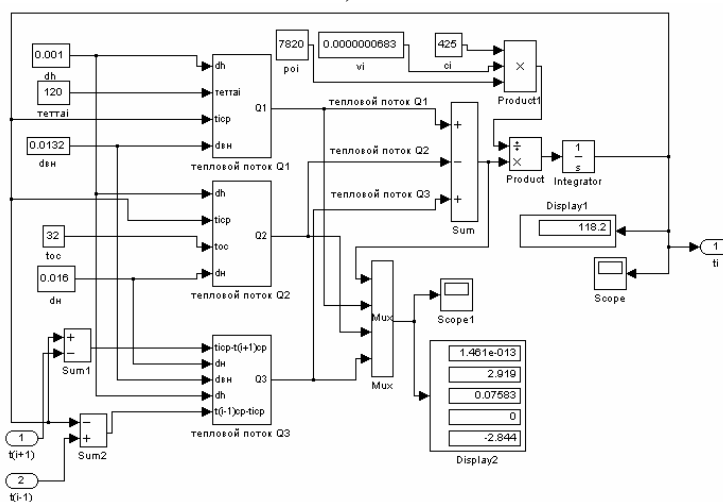
- 1) на участке Δh дефлегматора температура, концентрация парового потока и температура стенки неизменны по высоте;
- 2) в объеме участка дефлегматора высотой Δh имеет место идеальное перемешивание смеси.

В качестве примера рассмотрим АДХМ «АШ-160», выпускаемую Васильковским заводом холодильников (ВЗХ), для которой $d_n = 0.016$ м, $d_{вн} = 0.0146$ м, $a = 0.943$ и $\lambda = 46.5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ [4].

Фрагмент реализации модели в среде имитационного моделирования Simulink и ее основной подсистемы приведен на рис. 2.



а)



б)

Рис.2 Фрагмент схемы моделирования участка дефлегматора, состоящего из 20 ячеек (а), схема моделирования одной из ячеек (б)

5. Результаты машинных экспериментов с моделью, показывающие ее работу, в том числе - в динамике, представлены на рис. 3 – 5. Они отличаются характером задавае-

мого температурного поля парожидкостной смеси (ПЖС) внутри дефлегматора. Все рассматриваемые виды этих полей идеализированы, но они позволяют хорошо проиллюстрировать и, следовательно, понять те проблемы, которые возникнут при практическом решении задачи оценки высоты подъема ПЖФ по температурному полю поверхности дефлегматора.

Рис. 3 иллюстрирует характер распределения температур вдоль поверхности дефлегматора при стационарном температурном поле ПЖС с резко выраженной границей ПЖФ:

$$\theta_{\text{пжс}}(\Delta h) = \begin{cases} 120^\circ\text{C}, & \Delta h_\phi < 0 \\ 50^\circ\text{C}, & \Delta h_\phi > 0 \end{cases} \quad (4)$$

$\Delta h_\phi = 0$ -соответствует уровню ПЖФ.

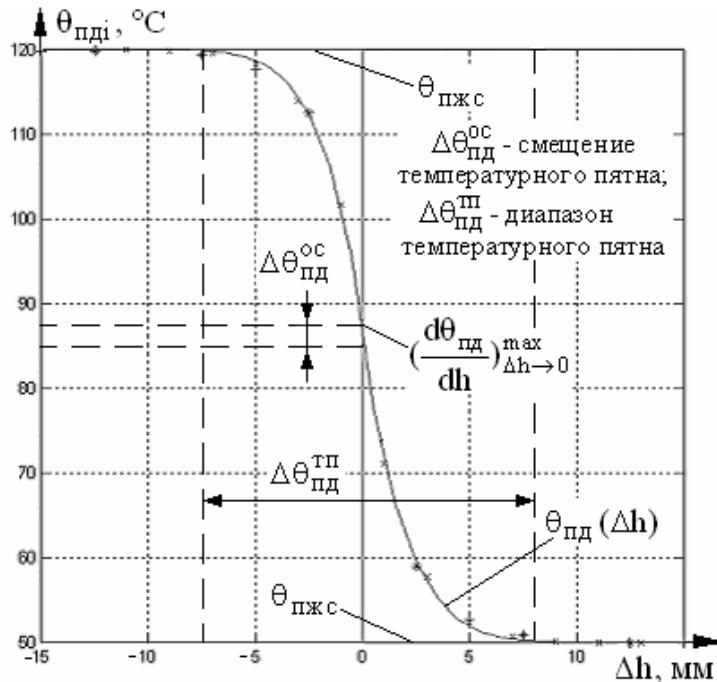


Рис.3 Установившееся температурное поле участка поверхности дефлегматора в окрестности стационарного ПЖФ (рассчитано по модели (3) с шагом разбиения ячеек 1, 2, 5 и 10 мм)

Такое вырожденное стационарное температурное поле ПЖС «порождает» (за счет аксиальных перетоков тепла) распределенное вдоль поверхности дефлегматора стационарно температурное поле – «температурное пятно» $\Delta\theta_{\text{пд}}^{\text{tp}}$. Важно отметить, что в стационарном случае результаты расчета теплового поля для ячеек модели большего размера полностью соответствуют тепловому полю с «мелкими» ячейками. При этом ширина температурного пятна равна 15...20 мм, что составляет 3 – 4 % от высоты открытой подъемной части дефлегматора.

Отметим также, что максимальный градиент теплового поля $(d\theta_{\text{пд}}/dh)^{\text{max}}$, соответствующий границе ПЖФ ($\Delta h_\phi = 0$) смещен примерно на $\Delta\theta_{\text{пд}}^{\text{oc}} = 2...3^\circ\text{C}$ (примерно 5% от диапазона температурного поля ПЖС) в сторону больших температур.

Рис. 4 иллюстрирует динамику изменения температурного поля дефлегматора, когда ПЖФ с резко выраженной границей движется со скоростью 10 мм/с, а модель дефлегматора имеет разрешение по его длине $\Delta h = 1$ мм. В этом случае, по сути дела, мы получаем набор переходных характеристик дефлегматора в его разных точках, которые свидетельствуют о значительном относительном запаздывании, которое необходимо будет учитывать.

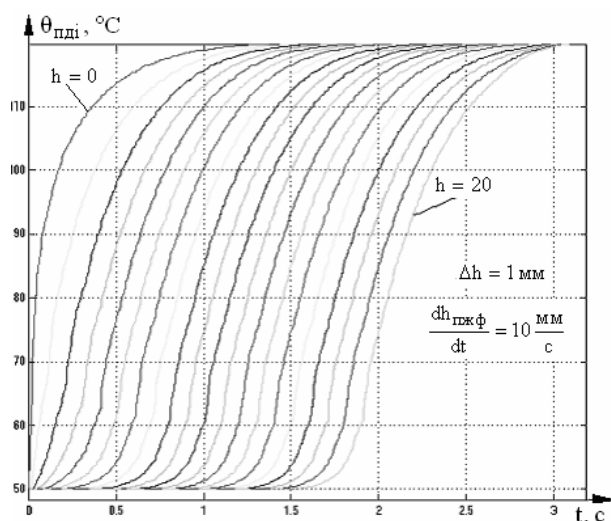


Рис.4 Динамика изменения температурного поля участка поверхности дефлегматора при перемещении ПЖФ с постоянной скоростью 10 мм/с

Рис. 5 иллюстрирует динамику изменения температурного поля дефлегматора, если температура ПЖС не имеет резкой границы и изменяется по гармоническому закону $\theta_{см} = A \cdot \omega t = 35 \cdot 0.6t$, а сам ПЖФ движется со скоростью 10 мм/с.

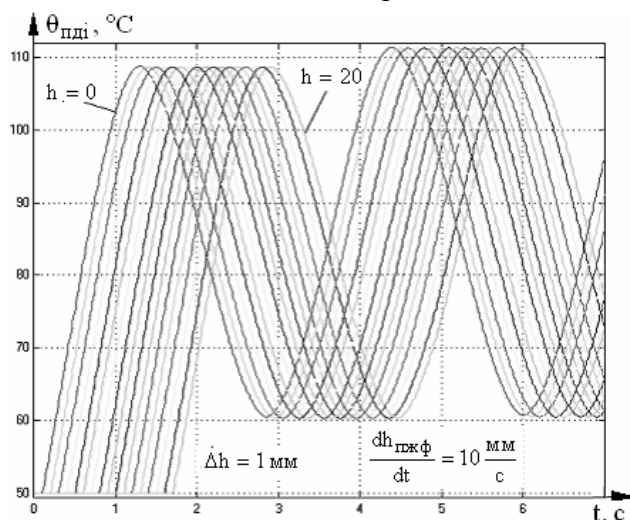


Рис.5 Динамика изменения температурного поля участка поверхности дефлегматора при изменении температуры ПЖС на входе в дефлегматор в виде гармонической функции $\theta_{пжс}(t) = 85^\circ\text{C} + 35 \sin 2t$ и скоростью перемещения 10 мм/с

Как уже отмечалось, результаты расчета распределения температур вдоль поверхности дефлегматора в стационарном случае, т.е. в случае, когда уровень ПЖФ не меняется во времени, не зависят от выбранного шага Δh модели. Но в нестационарном случае такого совпадения не будет. Рис. 6 иллюстрирует это несовпадение для переходных характеристик моделей с различным Δh , приведенными к одной точке поверхности дефлегматора.

6. Результаты проведенных исследований позволяют сделать следующий вывод.

Математическая модель распределения тепла вдоль поверхности дефлегматора с распределенными параметрами достаточно просто реализуется численными методами в виде ячеистой модели. Это дает основания разрабатывать систему измерения температуры ПЖС внутри дефлегматора на основе этой модели, решая ее в реальном времени в форме обратной задачи. Исходные данные для ее решения – измеренные значения температур в выбранных точках поверхности дефлегматора. Расстояние между этими точками должно

быть уточнено в ходе экспериментов с реальными АДХМ, где должна быть использована такая система измерения. Эти эксперименты позволят оценить характер распределения температур в окрестности ПЖФ, и, возможно, конкретизировать его характеристики. Все это позволит по температуре ПЖС определять положение ПЖФ. При проведении таких экспериментов, расстояние между датчиками температуры не должно превышать 5 мм. Следует также отметить, что для таких расстояний при расчете температур ПЖС необходимо компенсировать динамическую составляющую погрешностей измерений.

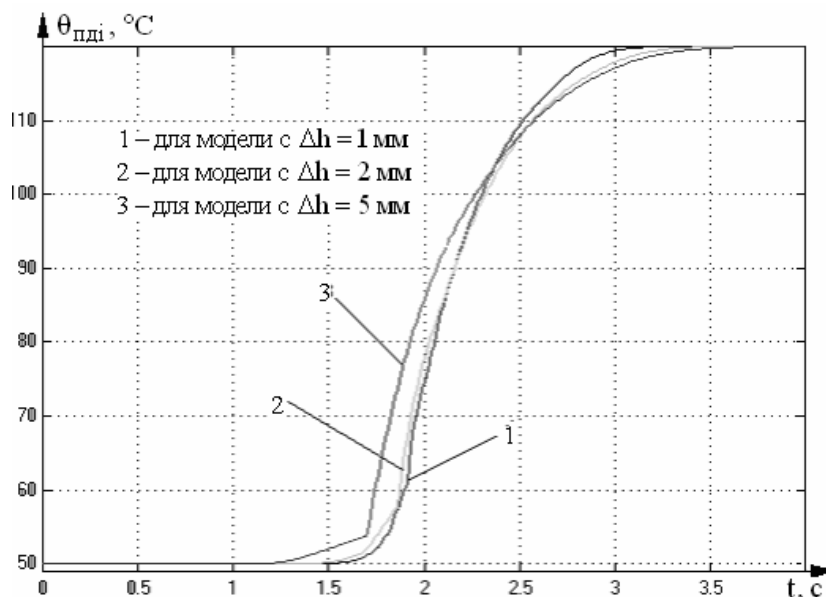


Рис.6 Результаты моделирования при измерении температуры на 20 мм

A question of the attempt to increase energy work efficiency of absorption-diffusion refrigeration to the account of optimal working body assessment to the constructional elements is considered. It was shown that working body assessment could be controlled by deflegmator rising lot side temperature. However during such control realization it is necessary to take into account the heat acsial flows, which can distort the results of measurings and, as a result, to lead to inadequate operate influence forming.

1. Захаров Н.Д., Тюхай Д.С., Титлов А.С., Васылив О.Б., Халайджи В.Н. Проблемы энергосбережения в бытовой абсорбционной холодильной технике //Холодильная техника и технология. – 1999. – № 62. – С. 108 – 119.

2. Хобин В.А., Мазур А.В. Повышение эффективности и ресурса эксплуатации абсорбционных холодильных машин средствами гарантирующего управления //Системный анализ, управление и информационные технологии: Сб. науч. тр. 12-ой Международ. конф. по автомат. упр-нию «Автоматика – 2005» / Харьков: НТУ «ХПИ», 2005. – № 55. – С. 19 – 24.

3. Titlova O.A., Hobin V.A., Mazur A.V. Automatic control system` development, minimizing energy consumption of absorption refrigeration vehicles // Energy Challenges of the 21st Century: Science, Technology, Economy, Society: Book of abstract. – Odessa: OSAR. – 2007. – P. 120 – 121.

4. Бабакин Б.С., Выгодин В.А. Бытовые холодильники и морозильники. (Справочник) / 3-е изд., испр. и доп. – Рязань, "Узоречье", 2005. – 860 с.

5. Крейт Ф., Блэк У. Основы теплопередачи: Пер с англ. – М.: Мир., 1983. – 512 с.

6. Дульнев Г.Н. Тепло- и массообмен в радиоэлектронной аппаратуре. – М.: Высш. шк., 1984. – 247 с.

7. Богданов С.И., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ // Изд. 3-е перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.