

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ  
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, МЕХАНИКИ И ОПТИКИ

ИНСТИТУТ ХОЛОДА И БИОТЕХНОЛОГИЙ



Л.С. Тимофеевский, А.А. Малышев, А.А. Дзино,  
О.С. Малинина

**ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ  
ЭФФЕКТИВНОСТИ АБСОРБЦИОННЫХ  
ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН  
И ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОВ**

Учебно-методическое пособие



Санкт-Петербург  
2013

УДК 621.575

Повышение энергетической эффективности абсорбционных холодильных машин и термотрансформаторов: Учеб.-метод. пособие / Л.С. Тимофеевский, А.А. Малышев, А.А. Дзино, О.С. Малинина. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. – 22 с.

Приведены схема, действительный термодинамический цикл, принцип работы, методика расчета действительного цикла абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, результаты расчетов и основные выводы по работе.

Издание предназначено для студентов специальности 140504 очной и заочной форм обучения.

**Рецензент: доктор техн. наук, проф. А.Я. Эглит**

**Рекомендовано к печати редакционно-издательским советом Института холода и биотехнологий**



В 2009 году Университет стал победителем многоэтапного конкурса, в результате которого определены 12 ведущих университетов России, которым присвоена категория «Национальный исследовательский университет». Министерством образования и науки Российской Федерации была утверждена программа его развития на 2009–2018 годы. В 2011 году Университет получил наименование «Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики».

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2013  
© Тимофеевский Л.С., Малышев А.А., Дзино А.А., Малинина О.С., 2013

## ВВЕДЕНИЕ

Для нагрева крепкого и охлаждения слабого растворов необходимы большие затраты греющего источника тепла и охлаждающей воды [1]. Во избежание этого, а также с целью повышения эффективности абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин (АБХМ), они снабжаются теплообменниками растворов, в которых, проходя противотоком, крепкий и слабый растворы обмениваются теплом, благодаря чему величина теплового коэффициента ( $\zeta$ ), представляющая собой отношение полученного холода к теплоте, затраченной в генераторе, увеличивается на 25–30 %.

Роль теплообменников рассматривается не только с позиции повышения энергетической эффективности. Следует отметить, что в АБХМ появляется дополнительный фактор, влияющий на эффективность машины, а именно – количество раствора соли бромистого лития для заправки растворных теплообменников, генераторов и абсорберов. В дальнейших расчетах нужно учитывать высокую стоимость соли бромистого лития, так как этот фактор входит в расчет капитальных затрат на машину.

Нашей целью является оценка влияния теплообменников растворов на эффективность работы машины при учете указанных выше факторов.

Растворные теплообменники имеют конечные размеры, а следовательно, и конечную разность температур между горячим и холодным растворами. Чем больше эта разность температур, тем меньше капитальные затраты и тепловой коэффициент, и наоборот; следовательно, выбор разности температур в растворных теплообменниках АБХМ должен быть достаточно обоснован.

### **1. Схема и действительный цикл АБХМ с двухступенчатой генерацией пара рабочего вещества**

В данном учебном пособии рассматривается повышение эффективности АБХМ на примере абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой генерацией пара рабочего вещества (АБХМД) и с параллельным движением раствора через ступени генератора, имеющей два теплообменника растворов коробчатого типа. В основу расчетов положен принцип дискретного изме-

нения разности температур на холодной стороне растворного теплообменника ( $\Delta T = t_8 - t_2$ ), которая принята равной 15, 30 и 45 К. С целью упрощения анализа использована действительная схема машины без рециркуляции раствора через абсорбер. Она включает в себя ступени генератора затопленного типа при учете необратимых потерь в испарителе, абсорбере и в ступенях генератора. Схема и действительный цикл АБХМД с параллельным движением раствора через ступени генератора показаны на рис. 1 и 2.

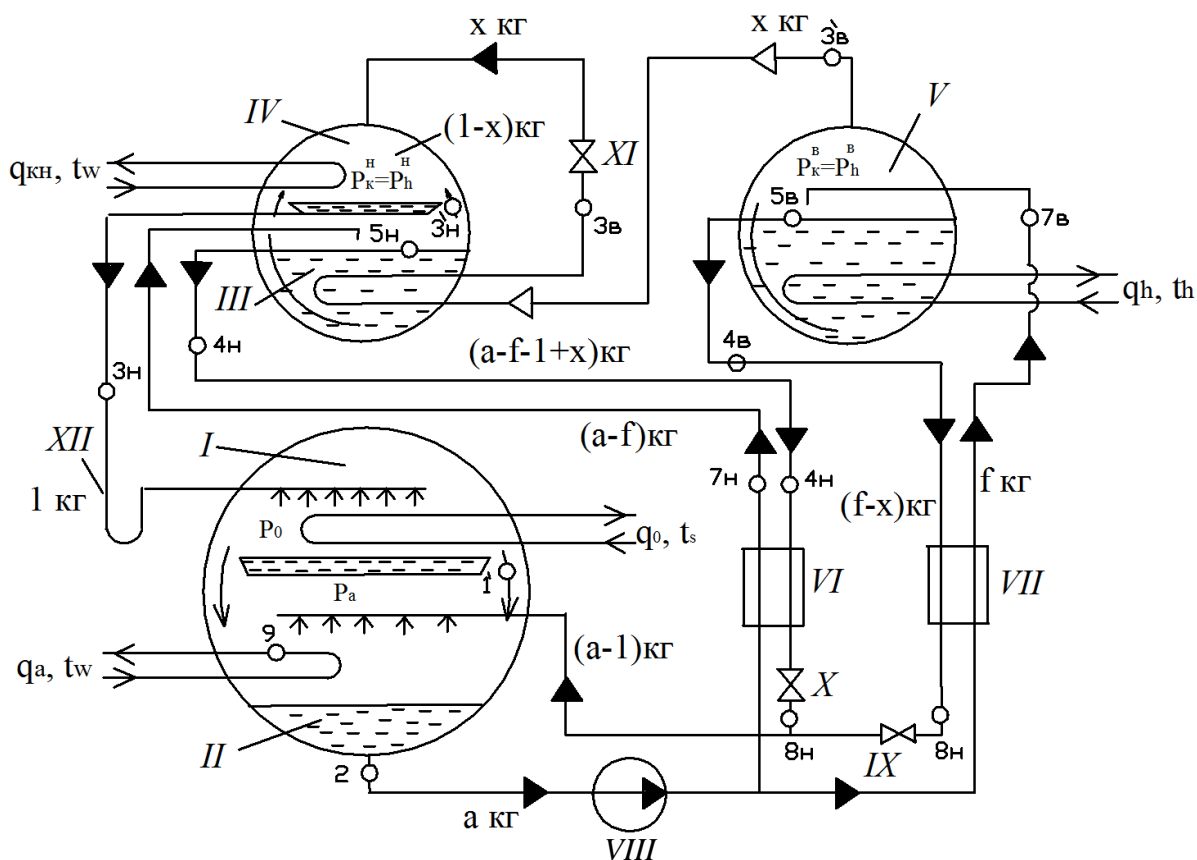


Рис. 1. Схема АБХМД с параллельным движением раствора через ступени генератора:

- I* – испаритель; *II* – абсорбер; *III* – генератор ступени низкого давления;
- IV* – конденсатор; *V* – генератор ступени высокого давления; *VI, VII* – теплообменники растворов ступеней низкого и высокого давлений;
- VIII* – насос слабого раствора; *IX, X, XI* – дроссельные вентили;
- XII* – гидрозатвор

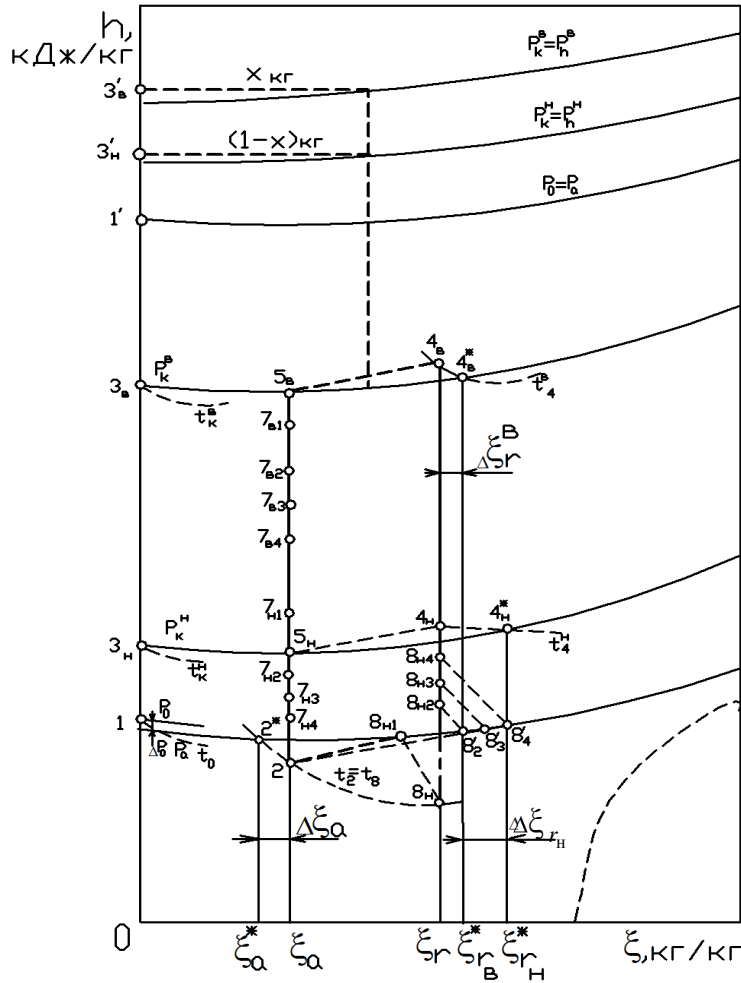


Рис. 2. Цикл в  $\xi$ - $h$ -диаграмме АБХМД с параллельным движением раствора через ступени генератора:

$\xi_a, \xi_r$  – концентрация слабого и крепкого раствора;  $P_0, P_a, P_k^H, P_k^B, P_h^H, P_h^B$  – давления кипения рабочего вещества, абсорбции, конденсации пара в ступенях низкого и высокого давлений генератора, кипения раствора в ступенях низкого и высокого давлений генератора

Цикл построен в диаграмме  $\xi - h$ , где  $\xi$  – концентрация;  $h$  – энтальпия рабочего вещества;  $\xi_r^*, \xi_a^*$  – теоретические концентрации крепкого и слабого растворов;  $\Delta\xi_a = \xi_a - \xi_a^*$  – недонасыщение раствора в абсорбере;  $\Delta\xi_{rH} = \xi_{rH}^* - \xi_r^*$  – недовыпаривание раствора в ступени

низкого давления генератора;  $\Delta\xi_{rB} = \xi_{rB}^* - \xi_r$  – недовыпаривание раствора в ступени высокого давления генератора;  $\Delta P = P_0 - P_a$  – гидравлическое сопротивление движению пара из испарителя в абсорбер.

## **2. Принцип действия и основные процессы действительного цикла АБХМД с параллельным движением раствора**

В испарителе за счет подвода теплоты  $q_0$  от охлаждаемого источника кипит вода при давлении  $P_0$ . При этом источник охлаждается до температуры  $t_s$ . Водяной пар, образовавшийся в испарителе, поступает в абсорбер II, где абсорбируется крепким раствором. При абсорбции пара концентрация раствора снижается. Теплота, выделяющаяся в процессе абсорбции в количестве  $q_a$ , отводится к источнику окружающей среды. Слабый раствор из абсорбера насосом VIII подается параллельно в ступени III, V низкого и высокого давления генератора через соответствующие растворные теплообменники VI, VII. В каждой ступени генератора раствор выпаривается от начальной концентрации  $\xi_a$  до конечной  $\xi_r$ . Потоки крепкого раствора, пройдя после ступени генератора соответствующие теплообменники VI, VII и дроссельные вентили XI, IX, объединяются в общий поток крепкого раствора, который поступает в абсорбер. В конденсаторе IV происходит конденсация пара, поступившего из ступени низкого давления генератора в количестве  $(1 - x)$  (кг), с последующим его смешением с конденсатом в количестве  $x$  (кг), образовавшимся при конденсации пара в процессе отвода теплоты к раствору в ступени низкого давления генератора, с образованием 1 (кг) рабочего вещества. Затем конденсат из конденсатора поступает через гидрозатвор XII в испаритель.

Узловые точки цикла: 1 – состояние кипения воды в испарителе; 2 – состояние слабого раствора на выходе из абсорбера; 3<sub>н</sub> – состояние воды на выходе из конденсатора; 3<sub>в</sub> – состояние конденсата на выходе из генератора высокого давления (ГВД); 4<sub>н</sub> – состояние раствора на входе из ГНД; 4<sub>в</sub> – состояние раствора на выходе из генератора высокого давления (ГВД); 5<sub>н</sub>, 5<sub>в</sub> – состояния раствора в начале процессов кипения в ГНД и ГВД; 7<sub>н</sub> – состояние слабого раствора

на выходе из теплообменника низкого давления (ТНД);  $7_{\text{в}}$  – состояние крепкого раствора на выходе из теплообменника высокого давления (ТВД);  $8_{\text{н}}$  – состояние крепкого раствора на выходе из ТВД в теоретическом цикле (при  $t_2 = t_8$ ). Основные процессы цикла:  $8_{\text{н}} - 8_{\text{н1}}$  – адиабатно-изобарная абсорбция;  $8_{\text{н1}} - 2$  – абсорбция с совмещенным тепломассопереносом;  $2 - 7_{\text{н}}$  – подогрев одной части потока слабого раствора в ТНД;  $2 - 7_{\text{в}}$  – подогрев другой части слабого раствора в ТВД;  $8_{\text{н4}} - 8_{\text{4}}$  – адиабатно-изобарная десорбция (при индексах 2, 3 и 4  $\Delta T$  принята 15, 30 и 45 К соответственно);  $5_{\text{н}} - 4_{\text{н}}$ ,  $5_{\text{в}} - 4_{\text{в}}$  – кипение раствора при совмещенном тепломассопереносе в ГНД и ГВД с образованием раствора концентрации  $\xi_r$  в каждой ступени;  $4_{\text{в}} - 8_{\text{н}}$ ,  $4_{\text{н}} - 8_{\text{н}}$  – охлаждение одной и другой частей крепкого раствора соответственно в ТВД и ТНД.

### 3. Методика расчета цикла АБХМД с параллельным движением раствора

1. Температура кипения воды в испарителе, °С

$$t_0 = t_{s2} - \Delta t_{\text{н}},$$

где  $\Delta t_{\text{н}}$  – недорекуперация теплоты на холодной стороне испарителя, °С.

2. Давление кипения в испарителе, кПа

$$P_0 = \varphi(t_0).$$

3. Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора, °С

$$t_{w3} = t_{w1} + \Delta t_w^{\text{М}},$$

где  $\Delta t_w^{\text{М}}$  – степень нагрева охлаждающей воды в машине, °С.

4. Температура конденсации, °С

$$t_{\text{к}} = t_{w4} + t_{\text{к}},$$

где  $\Delta t_{\text{к}}$  – недорекуперация теплоты на теплой стороне конденсатора, °С.

5. Давление конденсации, кПа

$$P_k = \varphi(t_k).$$

6. Давление в абсорбере, кПа

$$P_a = P_0 - \Delta p_{и-а},$$

где  $\Delta p_{и-а}$  – сопротивление движению пара из испарителя в абсорбер, кПа.

7. Давление в ступени генератора низкого давления, кПа

$$P_h^H = P_k.$$

8. Температура слабого раствора на выходе из абсорбера, °С

$$t_2 = t_{w1} + \Delta t_a,$$

где  $\Delta t_a$  – степень нагрева раствора в абсорбере, °С.

9. Энтальпия слабого раствора, кДж/кг

$$h_2 = \varphi(t_2, \xi_a).$$

10. Теоретическая концентрация слабого раствора, %

$$\xi_a^* = \varphi(P_a, t_2).$$

11. Действительная концентрация слабого раствора, %

$$\xi_a = \xi_a^* + \Delta \xi_a,$$

где  $\Delta \xi_a$  – недонасыщение раствора в абсорбере, %.

12. Значение действительной концентрации крепкого раствора принимается из условия недопущения кристаллизации раствора в теплообменнике низкого давления  $\xi_r$ .

Теоретическая концентрация крепкого раствора, %

$$\xi_r^* = \xi_r + \Delta \xi_{rH},$$

здесь  $\Delta \xi_{rH}$  – недовыпаривание раствора в ступени генератора низкого давления, %.



13. Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника ступени низкого давления, °С

$$t_{8H} = t_2 + \Delta t_{ТНД}.$$

14. Энтальпия крепкого раствора на выходе из теплообменника ступени низкого давления, кДж/кг

$$h_{8H} = \varphi (\xi_r, t_{8H}).$$

Температура раствора на выходе из ступени генератора высокого давления, °С

$$t_{4B} = t_h + \Delta t_h,$$

где  $\Delta t_h$  – недорекуперация теплоты на теплой стороне генератора высокого давления.

15. Энтальпия пара на выходе из испарителя, кДж/кг

$$h_{1'} = \varphi (t_0).$$

16. Кратность циркуляции раствора

$$a = \frac{\xi_r}{\xi_r - \xi_a}.$$

17. Температура крепкого раствора на выходе из генератора ступени низкого давления генератора, °С

$$t_{4H} = \varphi (\xi_r^*, P_h^H).$$

18. Давление конденсации рабочего тела в ступени генератора низкого давления и кипения раствора в ступени генератора высокого давления, кПа

$$P_k^B = P_h^B = \varphi (\xi_r^*, t_{4B}).$$

19. Температура конденсации рабочего тела в ступени генератора низкого давления, °С

$$t_{3B} = \varphi (P_k^B).$$

20. Энтальпия рабочего вещества на выходе из ступени генератора низкого давления, кДж/кг

$$h_{3В} = \varphi (t_{3В}).$$

21. Энтальпия рабочего вещества на выходе из конденсатора, кДж/кг

$$h_{3Н} = \varphi (t_{3КН}).$$

22. Температура начала процесса кипения раствора в генераторе высокого давления, °С

$$t_{5В} = \varphi (\xi_a, P_h^В).$$

23. Температура начала процесса кипения раствора в генераторе низкого давления, °С

$$t_{5Н} = \varphi (\xi_a, P_h^Н).$$

24. Энтальпия пара на выходе из генератора высокого давления, кДж/кг

$$h_{3'В} = \varphi \left( \frac{t_{5В} + t_{4В}}{2}, P_h^В \right).$$

25. Энтальпия пара на выходе из генератора низкого давления, кДж/кг

$$h_{3'Н} = \varphi \left( \frac{t_{5Н} + t_{4Н}}{2}, P_h^Н \right).$$

26. Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг

$$q_0 = h_{1'} - h_{3Н}.$$

27. Удельная тепловая нагрузка конденсатора, кДж/кг

$$q_k = (1 - x) h_{3'Н} + x h_{3В} - h_{3Н}.$$

28. Удельная тепловая нагрузка абсорбера, кДж/кг

$$q_a = h_{1'} + (a - 1) h_{8Н} - a h_2.$$

29. Количество пара рабочего вещества, выпариваемого в ступени высокого давления генератора

$$x = \frac{h_{3'Н} + (a - 1) h_{8Н} - ah_2}{h_{3'Н} + (a - 1) h_{8Н} - ah_2 + h_{3'В} - h_{3В}}$$

30. Удельная тепловая нагрузка ступени генератора высокого давления, кДж/кг

$$q_{ГВД} = x h_{3'Н} + (f - x) h_{4В} - f h_{7Н},$$

где  $f$  – количество слабого раствора, подаваемого из абсорбера в ступень высокого давления генератора

$$f = xa.$$

31. Удельная тепловая нагрузка ступени низкого давления генератора

$$q_{ГНД} = (1 - x) h_{3'Н} + (a - f - 1 + x) h_{4В} - (a - f) h_{7Н}.$$

32. Удельная тепловая нагрузка теплообменника ступени высокого давления, кДж/кг

$$q_{ТВД} = f (h_{7В} - h_2) = (f - x) (h_{4В} - h_{8Н}).$$

33. Удельная тепловая нагрузка теплообменника ступени низкого давления, кДж/кг

$$q_{ТНД} = (a - f) (h_{7Н} - h_2) - (a - f - 1 + x) (h_{4Н} - h_{8Н}).$$

34. Тепловой эквивалент работы насоса циркуляции раствора на подаче в генераторы, кДж/кг

$$q_H = q_{Н1} + q_{Н2},$$

где  $q_{н1}$  – тепловой эквивалент работы насоса циркуляции раствора на подаче в генератор ступени низкого давления:

$$q_{н1} = \nu_2 (a - f) (P_{к}^H - P_a),$$

здесь  $q_{н2}$  – тепловой эквивалент работы насоса циркуляции раствора на подаче в генератор ступени высокого давления:

$$q_{н2} = \nu_2 f (P_{к}^B - P_a).$$

### 35. Тепловой баланс холодильной машины

$$q_0 + q_{ГВД} + q_{н} = q_a + q_{к}.$$

### 36. Тепловой коэффициент

$$\zeta = \frac{q_0}{q_{ГВД}}.$$

### 37. Массовый расход рабочего вещества, кг/с:

$$D = \frac{Q_0}{q_0}.$$

### 38. Полные тепловые нагрузки аппаратов, кВт:

– абсорбера

$$Q_a = Dq_a;$$

– конденсатора

$$Q_{к} = Dq_{к};$$

– генератора ступени высокого давления

$$Q_{ГВД} = Dq_{ГВД};$$

– генератора ступени низкого давления

$$Q_{ГНД} = Dq_{ГНД};$$

– теплообменника ступени высокого давления

$$Q_{\text{ТВД}} = Dq_{\text{ТВД}};$$

– теплообменника ступени низкого давления

$$Q_{\text{ТНД}} = Dq_{\text{ТНД}};$$

39. Мощность, потребляемая насосом рециркуляции раствора на подаче в генераторы, кВт

$$N_{\text{Н}} = Dq_{\text{Н}}.$$

40. Средние логарифмические разности температур в аппаратах, °С:

– испаритель

$$\Theta = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{\ln \frac{t_{s1} - t_0}{t_{s2} - t_{s0}}};$$

– конденсатор

$$\Theta = \frac{t_{w4} - t_{w3}}{\ln \frac{t_{\text{кн}} - t_{w3}}{t_{\text{кн}} - t_{w4}}},$$

где  $t_{w3}, t_{w4}$  – значения температуры воды на входе и на выходе из конденсатора, °С;  $t_{\text{кн}}$  – температура конденсации ступени низкого давления, °С;

– абсорбер

$$\Theta = \frac{(t_{g_i} - t_{w2}) - (t_2 - t_{w1})}{\ln \frac{t_{g_i} - t_{w2}}{t_2 - t_{w1}}},$$

где  $t_{w1} - t_{w2}$  – значения температуры воды на входе и на выходе из абсорбера, °С;  $t_{g_i}$  – температура раствора в начале процесса абсорбции, °С;  $t_2$  – температура слабого раствора на выходе из абсорбера, °С;

– теплообменник ступени высокого давления

$$\Theta = \frac{(t_{4B} - t_{7Bi}) - (t_{8i} - t_2)}{\ln \frac{t_{4B} - t_{7Bi}}{t_{8i} - t_2}},$$

где  $t_{7B}$  – значение температуры слабого раствора на выходе из ТВД, °С;

– теплообменник ступени низкого давления

$$\Theta = \frac{(t_{8i} - t_2) - (t_{4H} - t_{7Hi})}{\ln \frac{t_{8i} - t_2}{t_{4H} - t_{7Hi}}},$$

где  $t_{7H}$  – значение температуры слабого раствора на выходе из ТНД, °С;

– генератор ступени высокого давления

$$\Theta = \frac{(t_{4B} - t_{7Bi})}{\ln \frac{t_h - t_{7Bi}}{t_h - t_{4B}}},$$

где  $t_h$  – значение температуры греющего пара, °С;

– генератор ступени низкого давления

$$\Theta = \frac{(t_{4H} - t_{7Hi})}{\ln \frac{t_{KB} - t_{7Hi}}{t_{KB} - t_{4H}}},$$

где  $t_{KB}$  – температура конденсации высокой ступени, °С.

#### 4. Результаты расчетов и основные выводы по работе

В расчетах приняты постоянными для всех режимов: холодопроизводительность ( $Q_0 = 1$  МВт); температура охлаждаемой и охлажденной воды  $t_{s1} = 12$  °С,  $t_{s2} = 7$  °С соответственно; температура охлаж-

дающей воды на входе в абсорбер ( $t_{w1} = 26 \text{ }^\circ\text{C}$ ); температура сухого насыщенного греющего пара ( $t_h = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ ); температура раствора на выходе из абсорбера ( $t_2 = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ ); температура раствора на выходе из генератора низкой ступени ( $t_{4н} = 92 \text{ }^\circ\text{C}$ ); температура раствора на выходе из генератора высокой ступени ( $t_{4в} = 167 \text{ }^\circ\text{C}$ ); давление кипения ( $P_0 = 0,76 \text{ кПа}$ ); давление конденсации низкой ступени ( $P_k^H = P_h^H = 6,66 \text{ кПа}$ ); давление конденсации высокой ступени ( $P_k^B = P_h^B = 106,64 \text{ кПа}$ ). Коэффициенты теплопередачи в аппаратах определялись по известным зависимостям [2; 3] и приняты в расчетах постоянными:  $k_{и} = 1500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – для испарителя;  $k_{ТНД} = 700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – в генераторе ступени низкого давления;  $k_k = 1200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – в конденсаторе;  $k_a = 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – в абсорбере;  $k_{ТВД} = 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – в теплообменнике ступени высокого давления;  $k_{ТНД} = 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – в теплообменнике ступени низкого давления;  $k_{ГВД} = 700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – в генераторе ступени высокого давления.

Как показали расчеты, при увеличении  $\Delta T$  на холодной стороне теплообменников растворов количество пара рабочего вещества, образующегося при выпаривании раствора в ГВД ( $x$ ) (см. рис. 2), увеличилось с 0,59 до 0,64, из-за чего изменилось и количество  $f$  (с 8,8 до 10,0) слабого раствора, подаваемого из абсорбера в ГВД. Вследствие этого увеличился тепловой поток в ГВД, определяемый по формуле

$$q = xh_{3'в} + (f - x) h_{4в} - fh_{7в},$$

где  $h_{3'в}$  – энтальпия перегретого пара на выходе из ГВД. Следовательно, происходит существенное снижение и величины теплового коэффициента (с 1,15 до 0,88), т. е. на 30 % (рис. 3).

При этом происходит также и снижение отношения площадей ТНД и ТВД к суммарной площади аппаратов ( $\Sigma F$ ) (рис. 4). Причем величина  $F_{ТВД/\Sigma F}$  существенно больше величины  $F_{ТНД/\Sigma F}$  из-за значительной тепловой нагрузки на ТВД. Суммарная величина ТВД и ТНД, отнесенная к суммарной площади аппаратов машины, снизилась в 1,8 раза из-за достаточно большого размера ТВД.

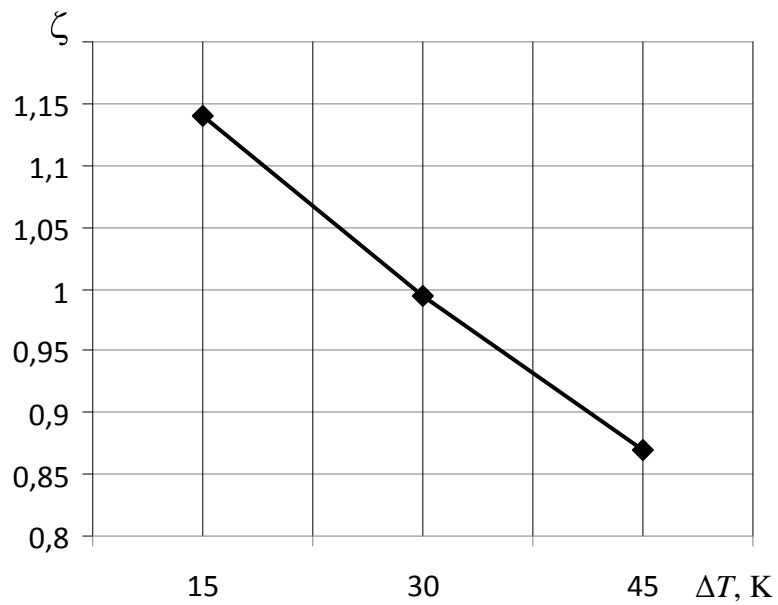


Рис. 3. График зависимости теплового коэффициента  $\zeta$  от  $\Delta T$

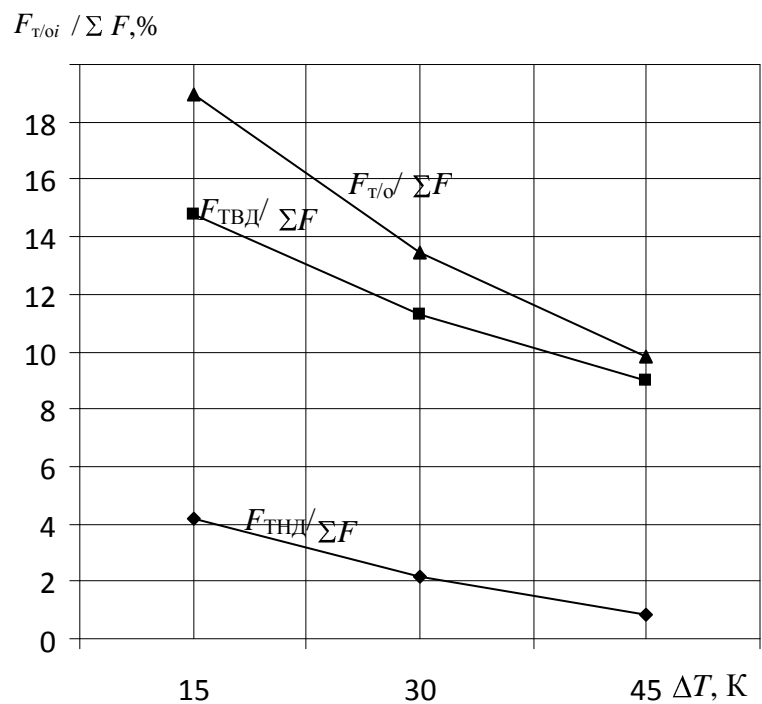


Рис. 4. Отношение площадей теплообменников к суммарной площади аппаратов машины в зависимости от  $\Delta T$



На рис. 5 показано, что доля объема бромистого лития на заправку ТВД ( $M_{ТВД}/\Sigma M$ ) составляет 40–50 % от объема раствора на заправку машины ( $\Sigma M$ ) и поэтому требует применения более компактного теплообменника, например, теплообменника пластинчатого типа.

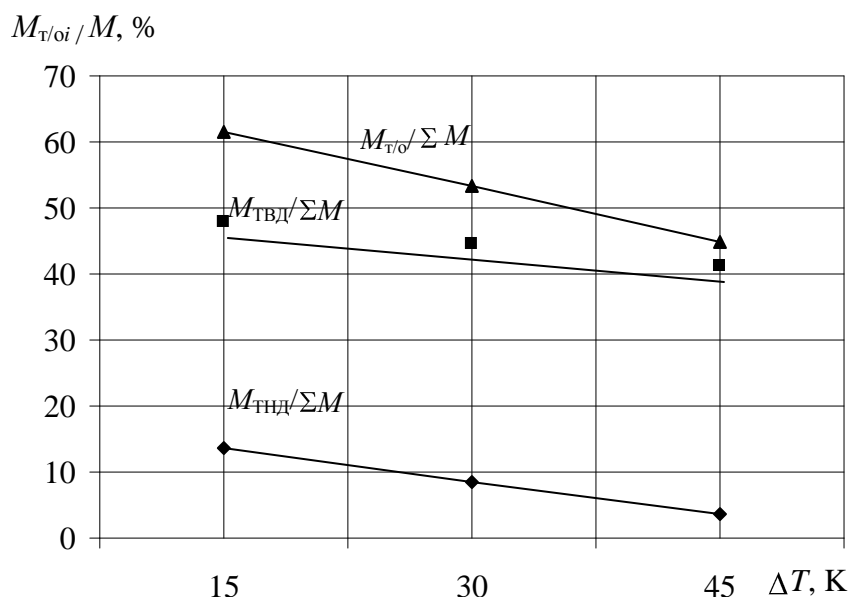


Рис. 5. Зависимость отношения массы бромистого лития для заправки теплообменников растворов ( $M_{ТНД}$  и  $M_{ТВД}$ ) к общей массе бромистого лития в машине ( $\Sigma M$ )

При увеличении разности температур на холодной стороне теплообменников растворов с 15 К до 45 К капитальные затраты на машину снижаются на 23 %, но существенно (на 32 %) увеличивается себестоимость холода из-за увеличения эксплуатационных расходов (на теплоту для обогрева ГВД).

На основании выполненных расчетов и их анализа можно сделать вывод, что величина  $\Delta T$  существенно влияет на эффективность АБХМД. На данном этапе исследований для принятых исходных данных вполне обоснованным является установление разности температур на холодной стороне теплообменников растворов около 15 К, однако окончательное решение должно приниматься на основании оптимизации с учетом стоимости сухой машины, количества бромистого лития на ее заправку, стоимости греющего источника (пар, горячая вода, продукты сгорания природного газа и др.), охлаждающей воды и других факторов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бадылькес И.С., Данилов Р.Л.** Абсорбционные холодильные машины. – М.: Пищепромиздат, 1966. – 356 с.
2. Абсорбционные преобразователи теплоты. Монография / А.В. Бараненко, Л.С. Тимофеевский, А.Г. Долотов, А.В. Попов. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2005. – 338 с.
3. Холодильные машины: Учеб. для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» / А.В. Бараненко, Н.Н. Бухарин, В.И. Пекарев, Л.С. Тимофеевский; под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	1
1. Схема и действительный цикл АБХМ с двухступенчатой генерацией пара рабочего вещества .....	3
2. Принцип действия и основные процессы действительного цикла АБХМД с параллельным движением раствора.....	6
3. Методика расчета цикла АБХМД с параллельным движением раствора .....	7
4. Результаты расчетов и основные выводы по работе .....	14
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	18

