

УДК 621.575

Гелиохолодильные абсорбционные бромистолитиевые машины для кондиционирования и получения воды

Канд. техн. наук О. С. МАЛИНИНА¹, д-р техн. наук А. В. БАРАНЕНКО²

¹holmash_malinina@mail.ru, ²baranenko@mail.ifmo.ru

Университет ИТМО

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Выполнен анализ влияния температуры греющего источника на эффективность термодинамических циклов при различных схемных решениях абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ) в зависимости от значений относительной влажности воздуха. Для выполнения расчетов выбраны схемы и циклы одноступенчатой и каскадной АБХМ. В качестве альтернативного (возобновляемого) источника теплоты выбрана энергия Солнца. Расчеты были сделаны при следующих исходных данных: температура наружного воздуха $t_{н.в.} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$; относительная влажность воздуха была принята равной $\varphi = 30, 50, 70\%$; температура греющего источника варьировалась $t_h = (90 \div 70)\text{ }^{\circ}\text{C}$. Получены значения температуры греющего источника, при которых могут осуществляться процессы кондиционирования воздуха и получения влаги из воздуха. Показано, что применение каскадной схемы позволяет понизить температуру теплоносителя в среднем на $15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Ключевые слова: низкопотенциальная энергетика, солнечная энергия, гелиоустановка, солнечный коллектор, АБХМ, греющий источник, относительная влажность воздуха.

Lithium bromide absorption refrigerating machines charged with helium for air conditioning and condensation water

Ph. D. O. S. MALININA¹, D. Sc. A. V. BARANENKO²

¹holmash_malinina@mail.ru, ²baranenko@mail.ifmo.ru

ITMO University

191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

The article deals with the analysis of heat source temperature influence on thermodynamic cycle efficiency for different circuit design of lithium bromide absorption refrigerating machine depending on relative air humidity. Cascade and single-stage circuits and cycles are chosen for calculations. Sun energy has been chosen as an alternative (renewable) heat source. Calculation are made at outdoor air temperature $t_{н.в.} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, relative humidity $\varphi = 30, 50, 70\%$, heat source temperature $t_h = (90 \div 70)\text{ }^{\circ}\text{C}$. Heat source temperature values allowing air conditioning and condensation process taking place are obtained. Cascade circuit is shown to allow reducing heat transfer medium temperature by $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ on the average.

Keywords: low-grade energetics, Solar energy, solar plant, solar collector, lithium bromide absorption refrigerating machines, heat source, relative air humidity.

Солнечная радиация является источником чистой возобновляемой энергии. Ее используют для выработки электроэнергии [1], для отопления и горячего водоснабжения [2–7], для опреснения морской воды и дистилляции воды практически из любого источника [8], для обеспечения движения транспортных средств [9], в системах кондиционирования воздуха и охлаждения [10–14], в солнечных печах для приготовления пищи [15]. Солнечная энергия также может применяться для конденсации влаги из воздуха [16].

В работе [17] представлены результаты разработки системы кондиционирования воздуха для офисных и жилых помещений, в которых использованы абсорбционные холодильные машины с применением солнечной энергии. Отличительной особенностью установки является применение рабочей пары бромистый литий — метанол.

Ежегодно земной поверхности достигает $7,5 \cdot 10^{17}$ кВт·ч/год солнечной энергии. На интенсивность солнечного излучения влияют географическая широта местности, время года и суток. При этом два первых параметра определяют продолжительность дневной части суток. Среднегодовое суммарное солнечное излучение, падающее на горизонтальную поверхность, приблизительно составляет в Центральной Европе, Канаде и Средней Азии $1000\text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^2$, в Средиземноморье — $1700\text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^2$, в пустынных регионах Африки, Австралии, Ближнего Востока — $2200\text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^2$.

Поэтому особенно эффективно применение гелиохолодильных машин в южных районах, где относительно интенсивна и достаточно продолжительна солнечная радиация для получения греющего источника для целей кондиционирования и получения воды из воздуха.

В данной статье проводится анализ влияния температуры греющего источника и параметров влажного воздуха на эффективность термодинамических циклов абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ) на солнечной энергии для кондиционирования и конденсации влаги из воздуха.

Расчеты выполнялись при следующих исходных данных: температура наружного воздуха $t_{н.в.} = 30\text{ }^\circ\text{C}$; относительная влажность воздуха была принята равной $\phi = 30, 50, 70\%$; температура греющего источника варьировалась $t_h = (90 \div 70)\text{ }^\circ\text{C}$; необратимые потери действительного цикла АБХМ выбраны согласно рекомендациям, представленным в литературе [18–20]. Они составили: недорекупация теплоты на теплой стороне конденсатора $\Delta t_k = 5\text{ }^\circ\text{C}$, на теплой стороне генератора $\Delta t_r = 5\text{ }^\circ\text{C}$, на холодной стороне абсорбера $\Delta t_a = 5\text{ }^\circ\text{C}$, на холодной стороне теплообменника растворов $\Delta t_{т/о} = 15\text{ }^\circ\text{C}$, гидравлическое сопротивление прохождению пара между испарителем и абсорбером $\Delta p = 0,1333\text{ кПа}$, недодыпаривание крепкого раствора в генераторе $\Delta \xi_r = 2,5\%$, недонасыщение слабого раствора в абсорбере $\Delta \xi_a = 1,5\%$

Принято, что во всех рассматриваемых циклах зона дегазации водного раствора бромистого лития (разность между концентрациями раствора на выходе из генератора и абсорбера) составляет 4%.

Расчеты выполнены по программному комплексу АВХМД, созданному при помощи компилятора GFortran [21]. Термодинамические свойства водяного пара, воды и водного раствора бромистого лития [22, 23], определяли по уравнениям [18].

Отвод теплоты в абсорбере и конденсаторе осуществляется водой замкнутого водооборотного цикла с охлаждением ее в вентиляторной градирне (рис. 1, 2).

Как известно, с повышением относительной влажности воздуха эффективность градирни снижается. При заданных параметрах наружного воздуха температура охлаждающей воды на выходе из данного типа градирни составляет $t_{w2} = 25; 27; 29\text{ }^\circ\text{C}$ при $\phi = 30; 50; 70\%$ соответственно.

Для того, чтобы влага конденсировалась из воздуха, температура поверхности охладителя XI (см. рис. 1, 2) должна быть ниже точки росы воздуха $t_{т.р.}$, которая при принятых параметрах имеет следующие значения: $t_{т.р} = 10; 18,5; 24\text{ }^\circ\text{C}$ при $\phi = 30; 50; 70\%$ соответственно.

Таким образом, при повышении относительной влажности наружного воздуха конденсация влаги из воздуха может быть обеспечена при более высоких температурах кипения t_0 хладагента (воды) в испарителе. При этом, в силу менее эффективной работы градирни, будет выше и температура конденсации хладагента (воды) в конденсаторе t_k . Температуры t_0 и t_k определяют минимальную температуру греющего источника, при которой может быть осуществлен термодинамический цикл АБХМ.

Солнечные системы нагрева теплоносителя позволяют обеспечить его температуры в достаточно широком диапазоне. Более высокие температуры теплоносителя могут быть достигнуты в сложных конструкциях с большой площадью приемников солнечных лучей, с их концентраторами и т. д. Это существенно удорожает стоимость оборудования для нагрева теплоносителя. Схемы нагрева с аккумуляторами теплоносителя создают возможность работы гелиохолодильных машин в течение времени, превышающем световой день или даже круглосуточно. В данном случае при более низкой температуре теплоносителя холодильная машина может работать большую продолжительность времени. Названные факторы

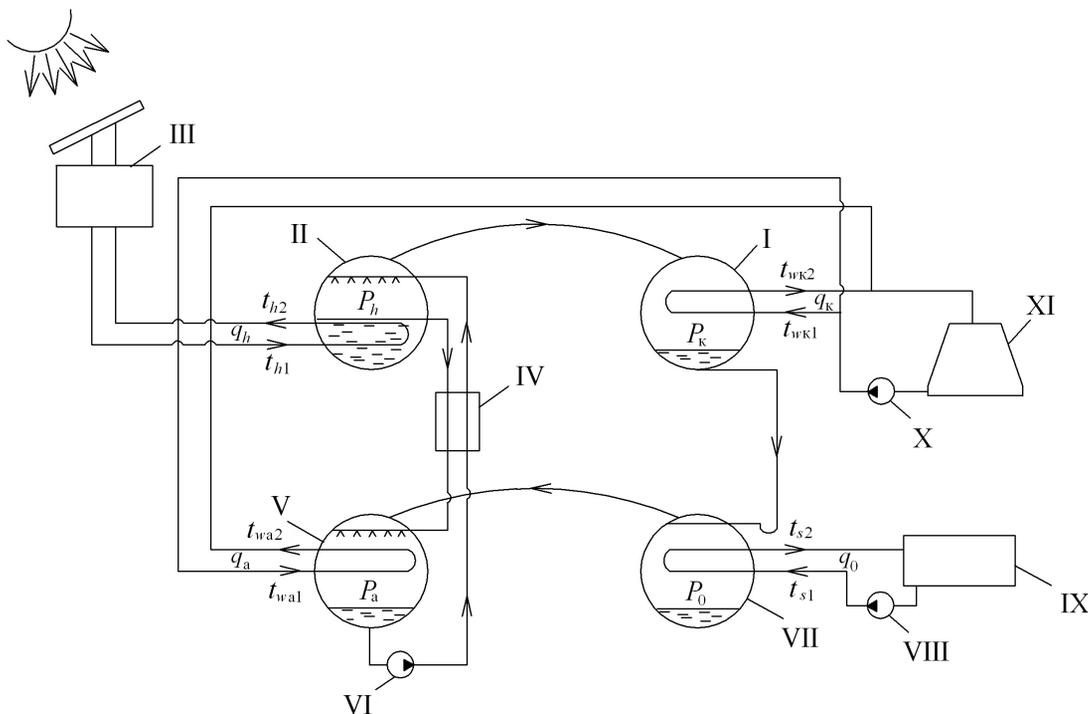


Рис. 1. Схема одноступенчатой абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины:
 I — конденсатор; II — генератор; III — бак-аккумулятор;
 IV — теплообменник растворов; V — абсорбер; VII — испаритель;
 VI, VIII, X — насосы; IX — теплообменник; XI — градирня

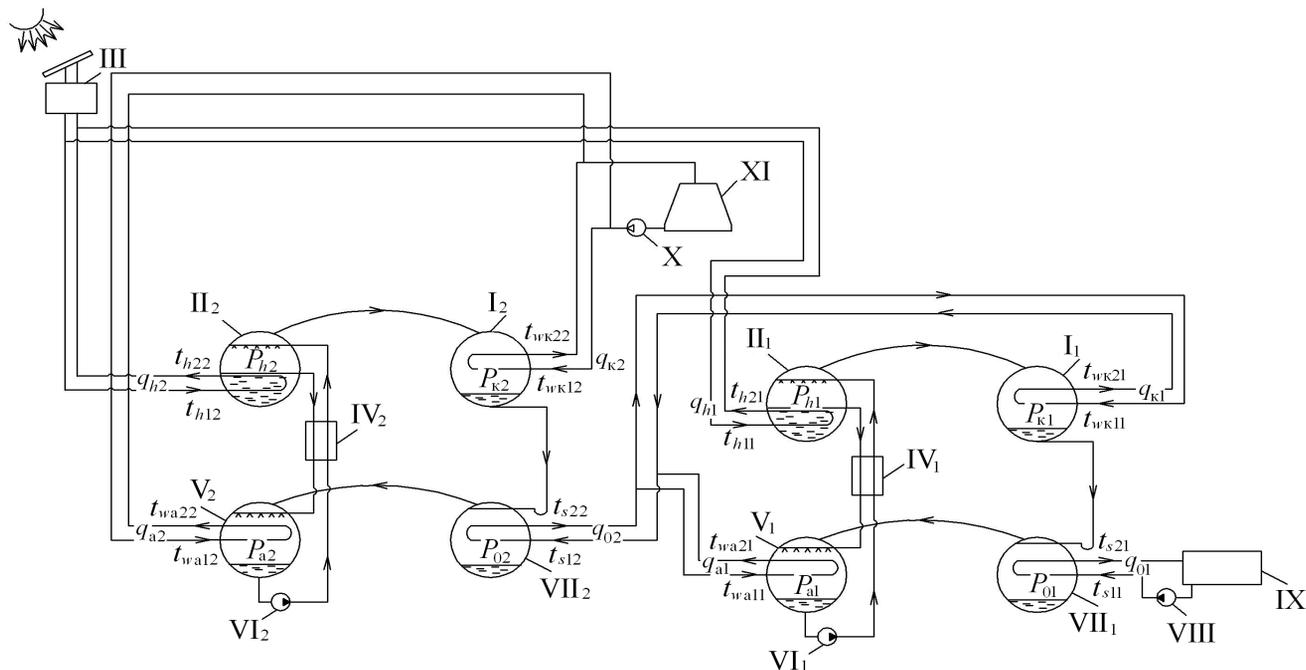


Рис. 2. Схема каскадной абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины при параллельной подаче греющего источника в генераторы первой и второй ступени.

Первая ступень: I_1 — конденсатор; II_1 — генератор; III — бак-аккумулятор; IV_1 — растворный теплообменник; V_1 — абсорбер; VI_1 — насос; VII_1 — испаритель.

Вторая ступень: I_2 — конденсатор; II_2 — генератор; III — бак-аккумулятор; IV_2 — растворный теплообменник; V_2 — абсорбер; VI_2 — насос; VII_2 — испаритель; $VIII$, X — насосы, IX — теплообменник, XI — градирня

Таблица 1

Результаты расчета циклов одноступенчатой АБХМ при различных значениях внешних параметров

Параметры	ϕ , %	Температура греющего источника t_h , °C			
		90,0	85,0	80,0	75,0
Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор t_{wk1} , °C	30	25,0	25,0	25,0	25,0
	50	27,0	27,0	27,0	27,0
	70	29,0	29,0	29,0	29,0
Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора t_{wk2} , °C	30	30,0	30,0	30,0	30,0
	50	31,0	31,0	31,0	31,0
	70	32,0	32,0	32,0	32,0
Температура конденсации t_k , °C	30	35,0	35,0	35,0	35,0
	50	36,0	36,0	36,0	36,0
	70	37,0	37,0	37,0	37,0
Температура кипения t_0 , °C	30	4,1	7,4	10,7	13,5
	50	6,5	9,9	13,6	15,8
	70	8,8	12,2	16,6	18,1
Температура охлажденной воды, t_{s2} , °C	30	9,1	12,4	15,7	18,5
	50	11,5	14,9	18,6	20,8
	70	13,8	17,2	21,6	23,1
Температура охлаждаемой воды, t_{s1} , °C	30	14,1	17,4	20,7	23,5
	50	16,5	19,9	23,6	25,8
	70	18,8	22,2	26,6	28,1
Тепловой коэффициент, ζ	30	0,732	0,751	0,769	0,786
	50	0,738	0,756	0,775	0,790
	70	0,742	0,761	0,782	0,794

определяют необходимость обеспечения работы гелио-холодильных абсорбционных машин при минимально возможной температуре теплоносителя.

Для выполнения расчетов выбраны схемы и циклы одноступенчатой и каскадной АБХМ. При одинаковой температуре кипения хладагента работа абсорбционной машины по каскадному циклу может осуществляться при более низкой температуре греющей среды, что, как отмечено ранее, важно для гелиоохлаждающих машин. Однако термодинамическая эффективность машины, работающей по каскадному циклу, ниже, чем у машины с одноступенчатым циклом.

На рис. 1 представлена схема одноступенчатой АБХМ. Охлаждающая вода замкнутого водооборотного цикла, охлаждаемая в градирне XI для отвода теплоты конденсации и абсорбции, подается в конденсатор I и абсорбер V параллельно. Греющая среда генератора (теплоноситель — вода) нагревается в солнечных коллекторах. Испаритель машины VII работает на охлаждение воздушного теплообменника IX, в котором осуществляется конденсация влаги из воздуха. Принцип действия и процессы работы бромистолитиевой холодильной машины изложены в литературе [18]. Результаты расчета циклов одноступенчатой АБХМ приведены в табл. 1.

Выполненные расчеты (табл. 1) свидетельствуют о следующем:

— при принятых условиях при росте относительной влажности воздуха от 30 до 70% температура охлаждающей воды на выходе из градирни возрастает на 4 °C;

— для осуществления конденсации влаги из сухого воздуха $t_{t.p} = 10$ °C (относительная влажность воздуха в районе 30%) в одноступенчатой абсорбционной хо-

Таблица 2

Результаты расчета циклов каскадной АБХМ при параллельной и последовательной подаче греющего источника

Параметры	φ, %	Температура греющего источника $t_{г2}, °C$					
		80	75	70			
Вторая ступень							
Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{вк12}, °C$	30	—	25,0	25,0			
	50	27,0	27,0	27,0			
	70	29,0	29,0	29,0			
Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора $t_{вк22}, °C$	30	—	30,0	30,0			
	50	31,0	31,0	31,0			
	70	32,0	32,0	32,0			
Температура конденсации $t_{к2}, °C$	30	—	35,0	35,0			
	50	36,0	36,0	36,0			
	70	37,0	37,0	37,0			
Температура кипения $t_{02}, °C$	30	—	13,5	16,2			
	50	13,6	15,8	18,4			
	70	16,6	18,1	20,8			
Первая ступень							
Температура воды на входе в конденсатор $t_{вк11}, °C$	30	—	18,5	21,2			
	50	18,6	20,8	23,4			
	70	21,6	23,1	25,8			
Температура воды на выходе из конденсатора $t_{вк21}, °C$	30	—	23,5	26,2			
	50	23,6	25,8	28,4			
	70	26,6	28,1	30,8			
Температура конденсации $t_{к1}, °C$	30	—	28,5	31,2			
	50	28,6	30,8	33,4			
	70	31,6	33,1	35,8			
Вид подачи греющего источника	φ, %	Параллельная подача			Последовательная подача		
		Температура греющего источника $t_{г1}, °C$					
		80	75	70	80	75	70
Температура кипения $t_{01}, °C$	30	—	3,9	7,8	—	6,7	13,2
	50	1,0	7,2	13,9	4,0	10,1	16,5
	70	5,4	10,7	17,4	8,4	13,4	19,9
Температура охлажденной воды, $t_{с21}, °C$	30	—	8,9	12,8	—	11,7	18,2
	50	6,0	12,2	18,9	9,0	15,1	21,5
	70	10,4	15,7	22,4	13,4	18,4	24,9
Температура охлаждаемой воды, $t_{с11}, °C$	30	—	13,9	17,8	—	16,7	23,2
	50	11,0	17,2	23,9	14,0	20,1	26,5
	70	15,4	20,7	27,4	18,4	23,4	29,9
Тепловой коэффициент $ζ_1$	30	—	0,385	0,392	—	0,389	0,401
	50	0,377	0,387	0,399	0,382	0,392	0,404
	70	0,382	0,390	0,402	0,386	0,395	0,408

лодильной машине температура теплоносителя должна быть выше 90 °C;

— при температуре греющего источника 90 °C машина может работать на конденсацию водяного пара, находящегося в воздухе, при относительной влажности воздуха от 50% и выше. При φ приблизительно равной 70% для осуществления рассматриваемого процесса достаточна температура греющего источника 80–85 °C.

Для применения одноступенчатой абсорбционной гелиохолодильной бромистолитиевой машины в системах кондиционирования воздуха, при принятой схеме и температуре наружного воздуха 30 °C, температура греющего источника должна составлять не менее 85 °C.

На рис. 2 (см. стр. 40) показана схема каскадной АБХМ с параллельной подачей греющего источника в генераторы первой П₁ и второй П₂ ступени. Испаритель

второй ступени VII₂ охлаждает абсорбер V₁ и конденсатор I₁ первой ступени с параллельной подачей охлаждающей воды в аппараты.

В работе были так же проведены расчеты каскадной АБХМ с подачей греющего источника последовательно: в генератор второй ступени, затем в генератор первой ступени. Принцип действия соответствует принципу работы выше указанных холодильных машин.

Результаты расчета циклов каскадной АБХМ при параллельной и последовательной подаче греющего источника приведены в табл. 2.

Анализ расчета действительных циклов каскадных АБХМ показал следующее.

Применение каскадной схемы позволяет понизить температуру охлаждающей воды первой ступени в среднем 3,5; 6,0; 8,0 °C соответственно при температуре

теплоносителя 70; 75; 80 °С. Поэтому при одинаковых значениях температуры теплоносителя в каскадных машинах достигаются более низкие температуры охлаждения. Эта разница составляет для каскадных машин с параллельной подачей теплоносителя в генераторы первой и второй ступени от 2,4 до 12 °С в зависимости от температуры теплоносителя и относительной влажности воздуха.

При температуре теплоносителя 80 °С каскадная машина может работать на конденсацию влаги из воздуха во всем рассмотренном диапазоне относительной влажности воздуха от 30 до 70%.

Температура теплоносителя 75 °С обеспечит конденсацию влаги из воздуха при его относительной влажности от 50% и выше в машинах с параллельной подачей теплоносителя и от 70% при последовательной подаче теплоносителя.

В системах кондиционирования воздуха каскадные машины могут работать при температуре теплоносителя 75–80 °С практически во всем диапазоне относительной влажности воздуха 30–70%. При температуре теплоносителя 70 °С каскадные машины могут быть применены для целей кондиционирования только относительно сухого воздуха, с его относительной влажностью в районе 30%.

Применение каскадных циклов позволяет понизить температуру теплоносителя в сравнении с одноступенчатыми циклами в среднем на 15 °С. Однако их термодинамическая эффективность практически в два раза ниже. Тепловой коэффициент каскадных машин, при принятых параметрах исследований, составляет 0,38–0,4, в то время как для одноступенчатых машин — 0,73–0,8.

Окончательное решение о применении той или иной схемы абсорбционных гелиохолодильных бромистолитиевых машин для конденсации влаги из воздуха и кондиционирования воздуха может быть принято на основе всестороннего технико-экономического анализа.

Список условных обозначений

t	— температура, °С;
t_0	— температура кипения, °С;
t_k	— температура конденсации, °С;
Δt	— недорекуперация теплоты, °С;
P	— давление, кПа;
q	— удельная тепловая нагрузка на аппарат, кДж/кг;
q_0	— удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг;
φ	— относительная влажность воздуха, %;
ζ	— тепловой коэффициент;
ξ	— концентрация раствора, %;
$\Delta \xi$	— зона дегазации, %;
$\Delta \xi_a$	— недонасыщение слабого раствора, %;
$\Delta \xi_r$	— недовыпаривание крепкого раствора, %;
Δp	— гидравлическое сопротивление, кПа.

Индексы

н.в	— наружный воздух;
т.р	— точка росы;
к	— конденсатор;
г	— генератор;

a	— абсорбер;
т/о	— теплообменник растворов;
a	— слабый раствор;
r	— крепкий раствор;
h1	— греющий источник на входе в генератор;
h2	— греющий источник на выходе из генератора;
wa1	— охлаждающая вода на входе в абсорбер;
wa2	— охлаждающая вода на выходе из абсорбера;
wk1	— охлаждающая вода на входе в конденсатор;
wk2	— охлаждающая вода на выходе из конденсатора;
s1	— охлаждаемая вода на входе в испаритель;
s2	— охлажденная вода на выходе из испарителя;
1	— первая ступень;
2	— вторая ступень.

Список литературы (References)

- Nahr, C. Solar electricity for Mali. *Sun & Wind Energy*. 2013. No 9+10, p. 18–20.
- Berner, J. Megawatt arrays for more heat. *Sun & Wind Energy*. 2008. No 8.
- Caredda, F. V., Mandas, N. Solare termico e acqua calda sanitaria. *RCI*. 2010. No 9.
- Meyer, J. P. Solar heating on a grand scale. *Sun & Wind Energy*. 2008. No 5.
- Ulbjerg, F. Large — scale solar heating. *Hot & Cool*. 2008. № 3.
- Banse, S. Upswing for hot air. *Sun & Wind Energy*. 2010. No 12, p. 62–64.
- Berner, J. Manufacturer founds air collector associations. *Sun & Wind Energy*. 2009. № 7.
- Berner, J. Drinking from the sea. *Sun, Wind Energy*. 2009. № 10, 70–73.
- Dany, C. «Fuel stations» for everyone. *Sun, Wind Energy*. 2013. № 1+2, 74–77.
- Weber, C., Berger, M., Mehling, F., Heinrich, A., Nunez, T. Solar cooling with water-ammonia absorption chillers and concentrating solar collector — Operational experience. *International journal of refrigeration*. 2014. No 39.
- Ayadi, O., Aprile, M., 2012. Motta M. Solar cooling systems utilizing concentrating solar collectors: an overview. *Energy Proced.* No 30, p. 875–883.
- Balaras, C. A., Grossman, G., Henning, H. M., Infante Ferreira, C. A., Podesser, E., Wang, L., Wiemken, E., 2007. Solar air conditioning in Europe: an overview. *Renew. Sustain. Energy Rev.* No 11, p. 299–314.
- Cabrera, F. J, Fernandez-Garcia, A., Silva, R. M. P., Perez-Garcia, M., 2013. Use of parabolic trough collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications. *Renew. Sustain. Energy Rev.* No 20, p. 103–118.
- Wiemken, E., Henning, H.-M., 2005. Solar assisted cooling at the University Hospital Klinikum Freiburg. In: Proc. 1st Int. Conf. Solar Air-conditioning, Staffelstein, Germany, pp. 178–182.
- Осадчий Г. Б. Солнечная энергия, ее производные и технологии их использования (Введение в энергетику ВИЭ). — Омск, 2010. 572 с. [Osadchii G. B. Solar energy, its derivatives and technologies of their use (Introduction to power of RES). — Omsk, 2010. 572 p. (in Russian)]
- Семенов И. Е. Автономная установка для конденсации пресной воды из атмосферного воздуха // Водоснаб-

- жение и санитарная техника. 2008. № 5. С. 65–68. 15. [Semenov I. E. Autonomous installation for condensation of fresh water from atmospheric air. *Vodosnabzhenie i sanitarnaya tekhnika*. 2008. No 5. p. 65–68. (in Russian)]
17. *Мирмов И. Н., Мирмов Н. И.* Использование солнечной энергии и вторичных источников теплоты для получения холода // Холодильная техника. 2011. № 9. [Mirmov I. N., Mirmov N. I. Use of solar energy and secondary sources of warmth for receiving cold. *Kholodil'naya tekhnika*. 2011. No 9. (in Russian)]
18. *Бараненко А. В.* Абсорбционные преобразователи теплоты / Л. С. Тимофеевский, А. Г. Долотов, А. В. Попов / Монография. — СПб.: СПбГУНиПТ, 2005. 338 с. [Baranenko A. V. Absorbing converters of warmth / L. S. Timofeevskii, A. G. Dolotov, A. V. Popov / Monograph. — SPb.: SPbGUNIPT, 2005. 338 p. (in Russian)]
19. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Ч. 1. Расчет циклов, термодинамических и теплофизических свойств рабочих веществ: Учеб. пособие / Л. С. Тимофеевский, В. И. Пекарев, Н. Н. Бухарин и др. Под ред. Л. С. Тимофеевского. — СПб.: СПбГУНиПТ, 2006. 260 с. [Thermal and constructive calculations of refrigerators, thermal pumps and thermotransformers. Part 1. Calculation of cycles, thermodynamic and heatphysical properties of working substances: Manual / L. S. Timofeevskii, V. I. Pekarev, N. N. Bukharin et al. — SPb.: SPbGUNIPT, 2006. 260 p. (in Russian)]
20. *Бараненко А. В.* Холодильные машины: Учебник. / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев, Л. С. Тимофеевский / — СПб.: Политехника, 2006. 944 с. [Baranenko A. V. Refrigerators: Textbook. / A. V. Baranenko, N. N. Bukharin, V. I. Pekarev, L. S. Timofeevskii / — SPb.: Politekhnik, 2006. 944 p. (in Russian)]
21. *Тимофеевский Л. С., Малинина О. С.* Математическая модель абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой генерацией пара рабочего вещества // Вестник Международной академии холода. 2011. № 2. С. 37–40. [Timofeevskii L. S., Malinina O. S. Mathematical model of absorption bromide refrigeration unit of two — stage steam generation. *Vestnik Mezhduнародnoi akademii kholoda*. 2011. No 2. p. 37–40. (in Russian)]
22. *Ривкин С. А., Александров А. А.* Термодинамические свойства воды и водяного пара. — М.: Энергия, 1980. 424 с. [Rivkin S. A., Aleksandrov A. A. Thermodynamic properties of water and water vapor. — Moscow: Energiya, 1980. 424 p. (in Russian)]
23. Alefeld G. Bestimmung der termophysikalischen daten des stoffpaares wasser-lithiumbromid. Technischen Universität. — München, 1991, 25 p.

Статья поступила в редакцию 16.06.2015



Международная академия холода объявляет конкурсный прием

25 мая 2016 г.

состоится 23-е Общее годовое собрание Международной академии холода, посвященное 85-летию Института холода и биотехнологий Университета ИТМО (бывший ЛТИХП) по адресу: Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Согласно Уставу, право выдвижения предоставляется: президиумам национальных и региональных отделений МАХ, международным организациям, высшим учебным заведениям, ученым и специалистам.

Кандидаты представляют в Секретариат МАХ следующие документы:

Для индивидуальных членов:

- заявление на имя Президента МАХ академика А.В. БАРАНЕНКО об участии в конкурсе с указанием: искомого академического звания и секции МАХ; места работы и занимаемой должности; гражданства; даты рождения (число, месяц, год); служебного и домашнего адресов; телефона, факса (с кодом страны и города), e-mail и сайта организации;
- ходатайство о приеме от члена МАХ или других Академий (форма произвольная);
- три фотографии размером 3×4 см (черно-белые или цветные);
- краткая информация о научно-производственной деятельности кандидата, перечень основных научных трудов, предполагаемое направление личного участия в деятельности МАХ.

Для юридических лиц (коллективные члены):

- заявление руководителя организации на имя Президента МАХ академика А.В. БАРАНЕНКО с просьбой о вступлении;
- краткая характеристика основных направлений деятельности организации;
- почтовый адрес, телефон, факс, e-mail и сайт организации.

Документы отправляются по почте (с пометкой «На конкурс») или доставляются непосредственно по адресу: 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, офис 1119, главному ученому секретарю МАХ Лаптеву Ю.А.

Документы принимаются до 31 апреля 2016 г

Для справок:

Тел./факс: (812) 571-69-12

E-mail: max_iar@irbt-itmo.ru, max_iar@gunipt.spb.ru, laptev_yua@mail.ru