太陽熱冷暖房システムに関する実験的研究*
(第3報, 吸収冷凍機の特性)

縄 田 豊**

Experimental Investigation of Solar Cooling and Heating Systems
(3rd Report, Characteristics of Refrigerating Absorption Machine)

Yutaka NAWATA

This paper presents the steady characteristics of a water-cooled lithium-bromide/water absorption chiller used for the solar cooling system installed in the Co-operative Research Center of the Yatsushiro National College of Technology. From the analysis of experimental results, the empirical equations of the heat transfer rates from the hot water, cooling water, and the chilled water are obtained by multiple regression analysis for the purposes of convenience for computer simulation of a solar cooling system. Further, it is shown that their heat transfer rates can be calculated by making use of the concentration-enthalpy diagram of a lithium bromide water solution, if the volumetric flow rates and the inlet temperatures of the hot water, cooling water, and the chilled water are given.

Key Words: Thermal Engineering Equipment, Refrigerating Machine, Absorption Chiller, Solar Cooling, Solar Energy

1. ま え が き

吸収冷凍機はビルの空気調和用として以前より使われているが、小形の太陽熱利用吸収冷凍機は第1次オイルショックより開発が始まり、現在多くの太陽熱冷暖房システムの冷凍機として用いられている。これらの吸収冷凍機は熱媒、冷水、冷却水の三つの外部流体の温度条件により冷凍出力は左右されるが、これに関する研究はほとんど見あたらない。これは従来の吸収冷凍機は蒸気駆動、温水駆動などにより安定した熱供給が得られ、使用中に温度が大きく変動することがなかったためである。しかし太陽エネルギーや排熱を利用する吸収冷凍機では外部流体の温度が変化するので、外部流体温度に対する特性を把握しておく必要がある。ところが吸収冷凍機の構造はLiBr水溶液が蒸発、凝縮を繰返す複雑な伝熱現象であり、これを簡単な数式で表すことは困難で、また伝熱学的に解明されているとはいえない。本研究は太陽熱冷暖房システムの吸収冷凍機の運転結果を基に吸収冷凍機の特性を明らかにしようとするもので、具体的には吸収冷凍機の三つの

回路である熱媒、冷水、冷却水の流量およびそれぞれの冷凍機入口温度の6個の変数が外部条件として与えられた場合の、冷凍機の熱媒加熱量、冷凍出力、冷却水放熱量の計算式を誘導することを目的としている。

主 な 記 号

A : 伝熱面積 m^2
 a : 溶液循環比
 COP : 冷凍機成績係数
 c : 比熱 $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
 D : 冷媒循環量 kg/s
 F : 分散比
 h : 溶液のエンタルピー kJ/kg
 h' : 蒸気のエンタルピー kJ/kg
 k : 熱通過係数 $\text{kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
 p : 圧力 Pa
 Q : 熱量 kW
 R : 重相関係数
 t : 温度 $^{\circ}\text{C}$
 W : 流量 m^3/h または m^3/s
 ξ : 溶液濃度 %
 ρ : 水の密度 kg/m^3

添 字

* 昭和61年11月3日 中国四国支部・九州支部合同大分地方講演会において講演、原稿受付 昭和61年4月14日。

** 正員、八代工業高等専門学校 (〒866 八代市平山新町2627)。

- a : 吸収器 C : 冷却水
 c : 凝縮器 e : 蒸発器
 g : 発生器 H : 熱媒
 h : 熱交換器 I : 入口
 L : 冷水 O : 出口

2. 実験方法

単効用吸収冷凍機の構造は図1に示すように吸収器, 蒸発器, 発生器, 凝縮器および溶液熱交換器からなるが, 本実験で測定した物理量は図1に示す熱媒, 冷水, 冷却水のそれぞれの冷凍機出入口温度と各流量である。実験に用いた吸収冷凍機は小形温水だきウォーターチラーとして開発された標準冷凍能力7kWの矢崎総業(株)製, WFC-600Sである。実験データは実際に太陽熱冷暖房システムが稼働している時に測定したもので, 蓄熱槽温度が80°C以上で蓄熱槽運転に, 75°C以下になると補助ボイラ運転になるように制御されている。データは1minおきにとった。その計測結果例を図2に示す。図2は補助ボイラでなく蓄熱槽からの熱媒で運転している場合である。各流量はほとんど一定であるが, 温度はかなり変化する。熱媒温度の変化は蓄熱槽温度の変化つまり日射量の変化によるものであり, 冷水温度の変化は負荷の変動によるもの, また冷却水温度の周期的変動は冷却塔ファンの発停によるものである。まず吸収冷凍機の定常特性を把握するため測定データを次のように整理した。ただし補助ボイラによる運転時は省いた。なぜならその時は熱媒入口温度がボイラの発停の繰返しによって大きく変動するからである。また運転開始から1hのデータを省き, そ

図1 吸収冷凍機の構成と測定量

れ以降15minのデータの平均をとって1個のデータとした。ただし冷却水を除き1minで1°C以上の変動のある時は除いた。このようにして整理したデータの最大, 最小, 平均値を表1に示す。熱媒流量, 冷水流量の影響を調べるため, それぞれの流量はインバータによるポンプの回転数制御により, 全開の場合の1/4の流量まで変化させて実験を行ったが, 冷却水流量の変化は冷却水配管系の汚れによる自然の変化である。

3. 実験式の導出

シミュレーション計算などで簡単に熱媒加熱量 Q_H , 冷凍出力 Q_L , 冷却水放熱量 Q_C を求める実験式を導出

表1 吸収冷凍機に関するデータの最大, 最小, 平均 (データ総数 $N=925$)

		Maximum	Minimum	Mean
Hot water	t_{HI} °C	97.9	76.0	86.4
	t_{HO} °C	93.0	71.3	82.5
	W_H m ³ /h	2.72	0.66	2.41
	Q_H kW	13.4	6.91	9.67
Chilled water	t_{LI} °C	25.8	4.3	12.9
	t_{LO} °C	24.5	3.2	10.2
	W_L m ³ /h	2.06	0.48	1.66
	Q_L kW	7.23	1.07	4.58
Cooling water	t_{CI} °C	35.5	29.0	31.2
	t_{CO} °C	39.4	32.1	35.2
	W_C m ³ /h	3.43	3.18	3.31
	Q_C kW	22.2	9.30	15.2

図2 冷凍機に関する諸量の計測結果例

するため、多変量解析の手段である重回帰分析を用いた。説明変数として熱媒冷凍機入口温度 t_{HI} 、冷水冷凍機入口温度 t_{LI} 、冷却水冷凍機入口温度 t_{CI} 、熱媒流量 W_H 、冷水流量 W_L 、冷却水流量 W_C の6個を用い、 Q_H 、 Q_L 、 Q_C の重回帰分析を行った。最良重回帰式の求め方は、まず6個の説明変数を使って重回帰式を求め、分散比と重相関係数と各説明変数の寄与率を計算する。そして寄与率の最も小さい変数を除いて同様に分散比、重相関係数と各寄与率を求める。これを繰返して分散比が小さくなるまで行う。こうして分散比の最も大きい場合が求まり、この時の重回帰式が最良重回帰式である。用いたデータは表1の925点のデータであるが、 t_{LI} が 14.1°C 以下の場合と、 14.1°C より大きい場合の663点と262点に分けた。これは t_{LI} が大きい時は非定常状態のデータが多く入ってくるためか、 t_{LI} が小さい時に比べて特性が著しく異なってきたためである。

3・1 熱媒加熱量 $t_{LI} \leq 14.1^{\circ}\text{C}$ における Q_H の重回帰分析の結果を表2に示す。各変数の下の値がその変数の寄与率で、 R が重相関係数、 F が分散比である。説明変数のうち W_L 、 t_{LI} 、 W_H 、 W_C の順で落ちてい

表2 Q_H の重回帰分析の結果 ($t_{LI} \leq 14.1^{\circ}\text{C}$, $N=663$)

t_{HI}	t_{LI}	t_{CI}	W_H	W_L	W_C	R	F
9358	92	2430	167	82	102	0.975	2143
8538	59	3689	79	**	178	0.972	2276
8009	**	3596	78	**	141	0.970	2602
7133	**	3754	**	**	139	0.966	3085
6336	**	5192	**	**	**	0.959	3771
266	**	**	**	**	**	0.535	266

図3 実験式による計算値と測定値の比較 (熱媒加熱量 Q_H)

き、説明変数が t_{HI} と t_{CI} の時に最も分散比が大きくなる。この時の重回帰式は次式で示される。

$$Q_H = 6.80 + 0.266t_{HI} - 0.646t_{CI} \dots\dots\dots (1)$$

$$(t_{LI} \leq 14.1^{\circ}\text{C}, F=3771, R=0.959)$$

したがって Q_H は t_{HI} と t_{CI} のみに依存し、冷水温度と各流量には関係しない。式(1)で求めた Q_H と実測値の Q_H を比較したのが図3である。同様に $t_{LI} > 14.1^{\circ}\text{C}$ のデータについて求めた式は次式である。

$$Q_H = 3.97 + 0.276t_{HI} - 0.603t_{CI} + 0.386W_H \dots\dots\dots (2)$$

$$(t_{LI} > 14.1^{\circ}\text{C}, F=631, R=0.938)$$

これらの実験式において流量 W の単位は m^3/h である。式(1)に比べて式(2)は重相関係数は小さくなり、また式に W_H が残ってくる。

3・2 冷凍出力 Q_L の重回帰分析の結果得られた最良重回帰式を以下に記す。

$$Q_L = -7.28 + 0.175t_{HI} + 0.467t_{LI} - 0.343t_{CI} + 1.16W_L \dots\dots\dots (3)$$

$$(t_{LI} \leq 14.1^{\circ}\text{C}, F=1436, R=0.950)$$

$$Q_L = -10.1 + 0.133t_{HI} + 0.765W_H + 1.28W_L \dots\dots\dots (4)$$

$$(t_{LI} > 14.1^{\circ}\text{C}, F=1536, R=0.897)$$

式(3)による計算値と実測値の比較を図4に示す。 $t_{LI} > 14.1^{\circ}\text{C}$ の式(4)の場合は R が0.9以下になり、他の式に比べるとそれほど有意性があるとはいえない。

3・3 冷凍機放出熱量 Q_C の重回帰分析の結果、得られた最良重回帰式を以下に記す。

$$Q_C = -11.4 + 0.486t_{HI} + 0.549t_{LI} - 0.913t_{CI} + 1.45W_H + 1.85W_L \dots\dots\dots (5)$$

$$(t_{LI} \leq 14.1^{\circ}\text{C}, F=2641, R=0.976)$$

$$Q_C = -11.9 + 0.441t_{HI} - 0.586t_{CI}$$

図4 実験式による計算値と測定値の比較 (冷凍出力 Q_L)

$$+2.23 W_H + 1.85 W_L \dots\dots\dots (6)$$

$$(t_{LI} > 14.1^\circ\text{C}, F=556, R=0.947)$$

式(5)による計算値と実測値の比較を図5に示す。

4. 基礎式

3章の吸収冷凍機に関する式は本実験に用いた冷凍機に関してのみ成り立つもので、一般性はない。そこで単効用吸収冷凍機に関する基礎式を用いて一般的にその特性を求めてみた。ただし定常状態の特性のみを考えるため、物質収支、濃度収支は成り立っていると考え、熱収支のみを考える。図6はデューリング線図上での吸収冷凍機のサイクルを示しており、各点の記号を図のように定義する。LiBr吸収冷凍機の設計に関する文献は少ないが、吸収冷凍機一般に関しては文献(3)が、非定常特性に関しては文献(4)が、始動、停止における特性に関しては文献(5)がある。以下に述べるエンタルピーに関する式は主に文献(3)より引用している。

4.1 蒸発器 冷水の出入口温度差より

$$Q_L = W_L \rho C (t_{LI} - t_{LO}) \dots\dots\dots (7)$$

D を蒸発器で毎秒蒸発する冷媒蒸気(水蒸気)量[kg/s]とすると、定常状態では蒸発器に入ってくる熱量は $Dh_c + Q_L$ であり、出ていく熱量は Dh'_e である。したがって次式が成り立つ。

$$Q_L = D(h'_e - h_c) \dots\dots\dots (8)$$

また冷水と冷媒の間の熱交換は、蒸発器内では冷媒の温度 t_e は一定と考えられるから

$$Q_L = k_e A_e (\Delta t_{e1} - \Delta t_{e2}) / \ln(\Delta t_{e1} / \Delta t_{e2}) \dots\dots\dots (9)$$

ただし、 $\Delta t_{e1} = t_{LI} - t_e$, $\Delta t_{e2} = t_{LO} - t_e$ である。

4.2 吸収器 本実験に用いた実際の吸収冷凍機

図5 実験式による計算値と測定値の比較
(冷凍機放出熱量 Q_c)

の冷却水回路は図1と異なり、冷却水は吸収器と凝縮器に並列に流れている。したがって吸収器と凝縮器を流れる冷却水の入口温度は同じで、出口温度が異なっている。吸収器出口冷却水温度を t_{ca} とすると、冷却水出入口温度差より

$$Q_{ca} = W_{ca} \rho C (t_{ca} - t_{ci}) \dots\dots\dots (10)$$

また吸収器に入ってくる熱量は $(a-1)Dh_{ai} + Dh'_e$ であり、出ていく熱量は $Q_{ca} + aDh_{ao}$ である。ただし a は後述するように式(21)で表されるものであり、 h_{ai} は濃溶液熱交換器出口エンタルピーであり、また濃溶液吸収器入口エンタルピーでもある。したがって次式が成立する。

$$Q_{ca} = D\{h'_e + (a-1)h_{ai} - ah_{ao}\} \dots\dots\dots (11)$$

冷却水とLiBr希溶液間の熱交換は向流形熱交換器と考え

$$Q_{ca} = k_a A_a (\Delta t_{a1} - \Delta t_{a2}) / \ln(\Delta t_{a1} / \Delta t_{a2}) \dots\dots\dots (12)$$

ただし、 $\Delta t_{a1} = t_{ao} - t_{ci}$, $\Delta t_{a2} = t_{ai} - t_{ca}$ である。

4.3 発生器 熱媒の出入口温度差より

$$Q_H = W_H \rho C (t_{HI} - t_{HO}) \dots\dots\dots (13)$$

発生器に入ってくる熱量は $Q_H + aDh_{gi}$ であり、出ていく熱量は $(a-1)Dh_{go} + Dh'_{go}$ である。ただし h_{gi} は希溶液熱交換器出口エンタルピーであり、また希溶液発生器入口エンタルピーでもある。したがって次式が成立する。

$$Q_H = D\{(a-1)h_{go} + h'_{go} - ah_{gi}\} \dots\dots\dots (14)$$

熱媒とLiBr濃溶液間の熱交換は向流形熱交換器と考え

$$Q_H = k_g A_g (\Delta t_{g1} - \Delta t_{g2}) / \ln(\Delta t_{g1} / \Delta t_{g2}) \dots\dots\dots (15)$$

ただし、 $\Delta t_{g1} = t_{HI} - t_{go}$, $\Delta t_{g2} = t_{HO} - t_{gi}$ である。

4.4 凝縮器 凝縮器出口冷却水温度を t_{cc} とすると、冷却水の出入口温度差より

$$Q_{cc} = W_{cc} \rho C (t_{cc} - t_{ci}) \dots\dots\dots (16)$$

凝縮器に入ってくる熱量は Dh'_{go} であり、出ていく熱

図6 デューリング線図中の吸収冷凍サイクル

量は $Q_{cc} + Dh_c$ である。したがって次式が成立する。

$$Q_{cc} = D(h'_{g0} - h_c) \quad (17)$$

また冷却水と冷媒の間の熱交換は、凝縮器内では冷媒の温度 t_c は一定と考えられるから

$$Q_{cc} = k_c A_c (\Delta t_{c1} - \Delta t_{c2}) / \ln(\Delta t_{c1} / \Delta t_{c2}) \quad (18)$$

ただし、 $\Delta t_{c1} = t_c - t_{c1}$, $\Delta t_{c2} = t_c - t_{cc}$ である。また吸収器と凝縮器の熱量および流量の間には次の関係がある。

$$Q_c = Q_{cc} + Q_{ca} \quad (19)$$

$$W_c = W_{cc} + W_{ca} \quad (20)$$

4・5 熱交換器 発生器で 1 kg の蒸気を発生させるのに、発生器に送らなければならない希溶液の量 a を溶液循環比という。発生器に入る LiBr 量と発生器を去る濃溶液内の LiBr 量は等しい。したがって次式が成立する。

$$a = \xi_g / (\xi_g - \xi_a) \quad (21)$$

また熱収支より次式が成り立つ。

$$Q_h = aD(h_{g0} - h_{a1}) \quad (22)$$

$$Q_h = (a-1)D(h_{g1} - h_{a0}) \quad (23)$$

また希溶液と濃溶液の熱交換は向流形なので

$$Q_h = k_h A_h (\Delta t_{h1} - \Delta t_{h2}) / \ln(\Delta t_{h1} / \Delta t_{h2}) \quad (24)$$

ただし、 $\Delta t_{h1} = t_{g0} - t_{g1}$, $\Delta t_{h2} = t_{a1} - t_{a0}$ である。

5. 計算プログラム

いま、目的としているのはある吸収冷凍機に対して t_{H1} , t_{L1} , t_{c1} , W_H , W_L , W_c が与えられた時、 Q_H , Q_L , Q_c を求めることである。式(7)～(24)を用いてそれらを求めるためには、水-LiBr 系の濃度 ξ とエンタルピー h が圧力と温度の関数として与えられていなければならないが、それは二、三の研究者によって発表されている⁽³⁾。また五つの熱交換器の熱通過係数と伝熱面積の積である熱コンダクタンス kA と、吸収器と凝縮器に流れる冷却水の流量比がわかっていなければならない。それらは吸収冷凍機の各部の寸法がわかれば伝熱学の諸式より概算できる⁽³⁾。それらの値がわかっている時、任意の t_{H1} , t_{L1} , t_{c1} , W_H , W_L , W_c が与えられた場合に、 Q_H , Q_L , Q_c を計算する方法を以下に示す。

(1) Q_H , Q_L を第 1 近似として仮定し、式(7)と式(13)より、 t_{L0} と t_{H0} を計算する。

(2) 式(7)と式(9)より次式が求まる。

$$t_e = t_{L1} - (t_{L1} - t_{L0}) / (1 - \varepsilon_e) \quad (25)$$

ただし、 $\varepsilon_e = \exp\{-k_e A_e / (W_L \rho C)\}$

この式より t_e を求め、飽和水蒸気表よりその時の p_e , h'_e を求める。

(3) t_{g0} , t_{a0} を仮定し、LiBr 水溶液の濃度エンタルピー線図より、圧力 p_e , 温度 t_{a0} の時の値を読み、

ξ_a , h_{a0} を求める。

(4) t_{cc} を仮定し、式(16)より Q_{cc} を求める。また式(16)と(18)より

$$t_c = t_{c1} + (t_{cc} - t_{c1}) / (1 - \varepsilon_c) \quad (26)$$

ただし、 $\varepsilon_c = \exp\{-k_c A_c / (W_{cc} \rho C)\}$

この式より t_c を求め、飽和水蒸気表よりその時の p_c , h_c を求める。

(5) LiBr 水溶液の濃度エンタルピー線図より、圧力 p_c , 温度 t_{g0} の時の値から ξ_g , h_{g0} を求める。

(6) LiBr 水溶液の発生蒸気の濃度エンタルピー線図より、圧力 p_c , 濃度 ξ_g の時の値から h'_g を求める。

(7) 式(8)より冷媒循環量 D を計算する。

(8) 式(17)より Q_{cc} を計算し、(4)で計算した Q_{cc} の値と比較して異なる場合は、 t_{cc} を仮定しなおし、(4)より計算を再び繰返す。これを値が一致するまで行う。

(9) 式(21)より溶液循環比 a を計算する。

(10) 熱交換器における希溶液と濃溶液の等価比熱を c_a , c_g とすると、式(22)と(23)は次のようになる。

$$Q_h = aDc_a(t_{g0} - t_{a1}) \quad (27)$$

$$Q_h = (a-1)Dc_g(t_{g1} - t_{a0}) \quad (28)$$

これらと式(24)より

$$t_{a1} = t_{g0} - (1 - \varepsilon_h)(t_{g0} - t_{a0}) / (1 - \varepsilon_h \beta_h) \quad (29)$$

$$t_{g1} = t_{a0} + \beta_h(1 - \varepsilon_h)(t_{g0} - t_{a0}) / (1 - \varepsilon_h \beta_h) \quad (30)$$

ここで、 $G_g = (a-1)Dc_g$, $G_a = aDc_a$ とすると $\beta_h = G_g / G_a$, $\varepsilon_h = \exp\{-(1/G_g - 1/G_a)k_h A_h\}$ である。LiBr 水溶液の比熱は文献(3)の表より作成した次式より求めた。

$$c = 3.93 - 0.0397\xi + 1.71 \times 10^{-3}t \quad (31)$$

これらより t_{a1} , t_{g1} を計算する。

(11) ξ_a と t_{a1} より h_{a1} を、 ξ_g と t_{a1} より h_{a1} を濃度エンタルピー線図より求める。

(12) 式(13)と(15)より

$$t_{g0} = t_{H1} + (t_{H0} - t_{H1})(1 - \beta_g) / (1 - \varepsilon_g) \quad (32)$$

ここで、 $\beta_g = W_H \rho C / G_{g0}$, $\varepsilon_g = \exp(-M_g k_g A_g)$, $M_g = 1 / (W_H \rho C) - 1 / G_{g0}$, $G_{g0} = Q_H / (t_{g0} - t_{g1})$ である。これより t_{g0} を求める。

(13) 式(10)と(12)より

$$t_{a0} = t_{c1} + (t_{ca} - t_{c1})(1 - \beta_a)\varepsilon_a / \{\beta_a(1 - \varepsilon_a)\} \quad (33)$$

ここで、 $\beta_a = G_{aa} / (W_{ca} \rho C)$, $\varepsilon_a = \exp(-k_a A_a M_a)$, $M_a = 1 / G_{aa} - 1 / (W_{ca} \rho C)$, $G_{aa} = Q_{ca} / (t_{a1} - t_{a0})$ で Q_{ca} は式(11)より求め、 t_{a0} を求める。

(14) (12)と(13)で計算した t_{g0} と t_{a0} が(3)で仮定した値と大きく異なる場合は(12)と(13)で求めた t_{g0} と t_{a0} を用いて(3)より計算を再び行い、一致する

図7 吸収冷凍機の温度特性
(熱媒入口温度 t_{HI} と冷水入口温度 t_{LI} による変化)

まで繰返す。

(15) 式(14)より Q_H を求め、それが(1)で仮定した値と異なる場合は再び Q_H , Q_L を仮定しなおして一致するまで計算を繰返すことにより、正しい Q_H , Q_L を求める。

(16) 式(11), (17), (19)より Q_C を求める。

計算の最初に仮定する Q_H , Q_L の値として、式(1)と(2)から計算した値を用い、順次その周辺を計算するという方法を用いた。

6. 計算結果

図7は本実験に用いた吸収冷凍機に対して t_{LI} をパラメータとして t_{HI} を横軸にとった場合の Q_H , Q_L , Q_C および COP の変化を示したものである。ただし、 t_{CI} および流量は図7の下に記した値の時のもので、図中のマークは実測値を示し、破線は実験式の式(1), (3), (5)および式(3)と(1)より得た Q_L , Q_H の比 Q_L/Q_H を示している。そして図中の実線が5章の計算方法で求めた場合の結果を示している。計算と実測値は大きく離れている。この最大の理由は計算が冷凍機各部での損失を考慮せず理想的な吸収冷凍サイクルの場合を計算しているためである。実際のサイクルにはさまざまな損失を伴う。例えば吸収器と蒸発器の圧力はその間の圧力損失分だけ異なってくるとか、空気などの不凝縮ガスが存在しているとかである⁽³⁾。また損失以外にも計算に必要な各熱交換器における熱コンダクタンスの値が実際と異なることも考えられる。しかし計算値と実測値の変化の傾向はよく似ており、本計算値に適切な修正係数を乗ずれば、任意の吸収冷凍機の特性を知ることができるとと思われる。

7. むすび

本実験の吸収冷凍機を使った太陽熱冷暖房のシステムのシミュレーションを行う時は重回帰分析より求めた実験式がそのまま適用できる。しかし任意の吸収冷凍機を使ったシステムを考える場合は基礎式から求めた値に修正係数を掛けて使用しなければならない。本計算方法は吸収冷凍機の温度特性だけでなく流量特性、熱コンダクタンスの影響なども計算することができる。

文 献

- (1) 縄田, 機論, 50-451, B (昭59), 852.
- (2) 縄田, 機論, 51-466, B (昭60), 2015.
- (3) 高田, 吸収冷凍機, (昭57), 29, 日本冷凍協会.
- (4) 八橋・ほか3名, 冷凍, 56-648 (昭56), 815.
- (5) Anand, D. K., ほか2名, *Trans. ASME, J. Solar Energy, Eng.*, 104-3 (1982), 197.