

昇温型吸収ヒートポンプの特性解析

井上 修行* 入江 毅一** 福住 幸大**

Analysis on Characteristics of a Boosted Temperature type Absorption Heat Pump

by Naoyuki INOUE, Kiichi IRIE, & Yukihiro FUKUSUMI

Theoretical analysis was conducted on various absorption cycles, assuming reversible cycles, in an effort to improve the performance of a boosted temperature type absorption heat pump. Comparison was made using the Carnot cycle to estimate the *COP*, temperature boost and maximum performance. A simulation model assuming the usage of H₂O-LiBr as the working fluid was developed to study the performance. It was found that a direct flow of heat source hot water from a generator to an evaporator was favorable for high performance.

Keywords: Absorption, Heat pump, Absorption cycle, Temperature boost, Steam generation

1. 緒言

エンジンを用いたコージェネレーションでは、排ガスから熱回収して製造する蒸気は有効利用されるが、ジャケット温水は給湯以外に有効な使い道が少なく、冷却塔などで放熱するケースが多い。排熱回収再利用では、特に温水排熱の有効利用が重要課題となる。

本研究では、低温の温水排熱を昇温して再利用する技術、その中でも排熱エネルギーを直接駆動源にできる吸収ヒートポンプに注目した。このような昇温型吸収ヒートポンプは、書籍¹⁾に第2種吸収ヒートポンプとして紹介され、特定の機器構成に対するシミュレーションによる研究²⁾、あるいは吸収ヒートポンプを組み込んだ応用研究^{3, 4)}などの報告がある。

本研究では、昇温型吸収ヒートポンプを理論的に解析し、特性を把握するとともに与えられた設計条件（温水条件、冷却水条件など）に対する高性能な昇温型ヒートポンプの開発に指針を与えようとするものである。

2. 主な記号

COP : 成績係数 [-]

* 風水力機械カンパニー カスタムポンプ事業部 熱流体システム開発室 工学博士

** 同 同 同

<i>C_p</i>	: 比熱 [kJ/(kg·K)]
<i>G</i>	: 質量流量 [kg/s]
<i>H</i>	: 比エンタルピー [kJ/kg]
<i>n</i>	: 昇温段数 [-]
<i>Q</i>	: 交換熱量 [kW]
<i>t</i>	: 温度 [°C]
<i>T</i>	: 温度 [K]
<i>T*</i>	: 飽和温度（露点）[K]
<i>W</i>	: 仕事率 [kW]
<i>X</i>	: 吸収溶液濃度 [mass%]
<i>η</i>	: カルノーサイクル効率 [-]
<i>φ</i>	: 温度効率 [-]
<i>ΔT</i>	: 温度差 [K]
	添字（流体）
<i>R</i>	: 冷媒
<i>RV</i>	: 冷媒蒸気
<i>S</i>	: 吸収溶液
<i>V_{AP}</i>	: 製造蒸気
<i>W</i>	: 水（温水, 冷却水）
	添字（機器, 熱源）
<i>A</i>	: 吸収器
<i>C</i>	: 凝縮器, 環境部
<i>D</i>	: 駆動又は排熱源
<i>E</i>	: 蒸発器

- F : 給水予熱器
- G : 再生器
- H : 溶液熱交換器
- U : 昇温部
- 添字 (機器出入口)
- i : 入口
- k : 入口部平衡状態
- e : 出口
- m : 出入口平均

3. 昇温型カルノーヒートポンプサイクル

3-1 カルノーサイクル

熱駆動の理想的な昇温型ヒートポンプとして、カルノー熱機関による発生動力でカルノーヒートポンプの駆動を想定する。

熱源温度 T_D 、環境温度 T_C で作動する可逆カルノー熱機関において動力 W を発生させる。そのときの効率 η_{engine} は、次式で表される。

$$\eta_{engine} = (\text{発生動力 } W) / (\text{熱源入力 } Q_{D1}) \\ = (T_D - T_C) / T_D \dots\dots (1)$$

熱源 (温度 T_D 、熱量 Q_{D2}) を昇温 (昇温後の温度 T_U 、熱量 Q_U) する可逆カルノーヒートポンプの効率 $\eta_{heatpump}$ 及び入出熱量関係は、以下のとおりである。

$$\eta_{heatpump} = (\text{昇温熱量 } Q_U) / (\text{駆動動力 } W) \\ = T_U / (T_U - T_D) \dots\dots (2)$$

$$Q_U / Q_{D2} = T_U / T_D \dots\dots (3)$$

昇温型吸収ヒートポンプとの比較のために、使用した熱源熱量と昇温後の熱量の比で熱駆動ヒートポンプの成績係数 (COP) を定義する。熱機関で発生した動力でヒートポンプを駆動するとして、式 (1)、式 (2)、式 (3) から COP が求まる。

$$COP = (\text{昇温熱量}) / (\text{熱源入力}) = Q_U / (Q_{D1} + Q_{D2}) \\ = \frac{T_U}{(T_U - T_C)} \times \frac{(T_D - T_C)}{T_D} \dots\dots (4)$$

3-2 吸収ヒートポンプサイクルとの対比

理論解析の対象とする一段昇温型ヒートポンプのフローを図1に示す。吸収ヒートポンプにおける外部との熱授受は、昇温した熱量を取り出す昇温温度 T_A (吸収器)、駆動熱源が入熱する熱源温度 $T_D = T_E = T_G$ (蒸発器・再生器)、冷却熱を放出する環境温度 T_C (凝縮器) の3温度を指標に行っている。

前述のカルノーサイクルと吸収ヒートポンプサイクルとは、昇温温度 $T_U = T_A$ 、駆動熱源温度 $T_D = T_E = T_G$ を対応させ、放熱部は両者 T_C である。各構成機器での入

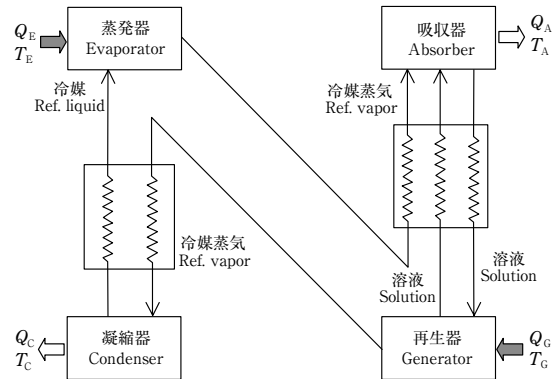


図1 一段昇温型ヒートポンプフロー図
Fig. 1 Schematic diagram of reversible absorption cycle

出熱量を Q_A (吸収器)、 Q_E (蒸発器)、 Q_G (再生器)、 Q_C (凝縮器) とし、 $Q_U = Q_A$ 、 $Q_{D1} = Q_G$ 、 $Q_{D2} = Q_E$ を対応させ、放熱量は両者 Q_C として比較する。多段昇温型でも、昇温温度部、駆動熱源温度部、環境温度部の温度、熱量のそれぞれの対応は同様とする。

4. 吸収ヒートポンプサイクルの理論解析

4-1 吸収サイクルの理論解析モデル

吸収ヒートポンプサイクル内部での熱交換に関して、図1の一段昇温型ヒートポンプのように熱交換器を多く用いて冷媒の顕熱及び溶液の顕熱を熱回収することで、可逆サイクルを可能とする。また、多段昇温型ヒートポンプでも同様に内部熱回収により可逆サイクルが可能であると仮定する。

吸収サイクルの理論解析にあたり、前述の可逆サイクルに次のような仮定を設ける。

(1) 溶液循環比 (溶液循環量/冷媒循環量) は無限大とし、溶液サイクルの濃度幅を0とする。すなわち吸収器、再生器等のなかで濃度変化はなく、溶液温度は一定である。

(2) 内部の媒体 (溶液、冷媒) 同士の熱交換は伝熱面積が無限大の機器で行うとし、また必要な熱回収は完全であり、サイクルは可逆的に行えるものとする。

4-2 熱及びエントロピーの収支

蒸発温度 T_E と再生温度 T_G は熱源温度で加熱されて同一温度、 $T_E = T_G = T_D$ とする。凝縮温度を T_C とし、昇温温度となる吸収器温度は多段吸収などサイクルを問わず T_A とする。交換熱量を Q とし、添字は温度に対するものと同じにする。

外部熱源との間の熱収支及び可逆サイクルのエントロピーの収支から次の式 (5), (6) が成り立ち, 成績係数 COP が式 (7) のように求まる。

$$Q_E + Q_G = Q_A + Q_C \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$\frac{Q_U}{T_C} + \frac{Q_A}{T_A} = \frac{Q_G + Q_E}{T_D} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$COP = \frac{Q_A}{Q_G + Q_E} = \frac{T_A}{T_A - T_C} \times \frac{T_D - T_C}{T_D} \quad \dots\dots\dots (7)$$

可逆吸収サイクルを仮定して求めた式 (7) の COP は, カルノーサイクルの式 (4) と同じ形をとる。ただし, カルノーサイクルでは温度を自由に設定できるが, 吸収サイクルでは次節の吸収媒体特性による制約が加わる。

4-3 吸収溶液の特性

一般に, 溶媒に不揮発性溶質あるいは揮発しにくい溶質を溶かした溶液は, 溶媒に対して蒸気圧降下, 沸点上昇を生じる。吸収ヒートポンプは, この現象を作動原理とするものであり, 溶媒を冷媒, 溶液を吸収溶液と称している。吸収ヒートポンプが利用する多くの媒体 (冷媒と吸収剤の組合せ) は, Dühring 線図上で表した等濃度線が絶対零度を通る直線となり, 近似的に $T_R/T_S = \text{const.}$ と表せるものが多い⁵⁾。代表的な媒体として, H₂O-LiBr の組合せ⁶⁾ を図2に示す。

4-4 吸収溶液の特性を考慮した吸収サイクル

吸収サイクルの理論解析 (4-1節) の仮定 (1), (2) に次の仮定 (3) を付け加え, 次節以降で各種吸収サイクルの昇温温度, 成績係数を求める。

(3) Dühring 線図上の溶液濃度一定の線は, 絶対零度を通る直線群で表せる。

なお, Dühring 線図上には, 外部熱源から吸収サイクルへの入熱を黒丸●で, 吸収サイクルから外部への出熱

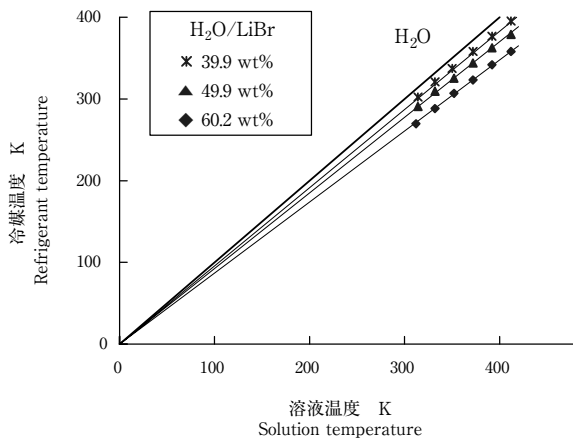


図2 リチウム水溶液デューリング線図
Fig. 2 Dühring chart of H₂O/LiBr solution

を⊗で, 内部同士の主要機器の熱の出入を小丸○と波線で, 更に冷媒蒸気の移動を破線で示す。

4-5 一段昇温サイクル

図3は, Dühring 線図上に一段昇温サイクルを描いたものである。冷媒, 溶液線ともに絶対零度を通るので $T_D/T_C = T_A/T_D$ の関係があり, 昇温される吸収器溶液温度は式 (8) となり, COP は式 (7) から式 (9) を得る。

吸収サイクルの COP は, 吸収温度 (昇温される温度) に式 (8) の規制を受けるが, この一点においてカルノーサイクルの式 (4) と同一効率になる。この温度より高い昇温温度に対してはサイクルが成立せず不能となる。必要な昇温温度がこの温度より低くとも, 吸収サイクルは式 (8) で規制される吸収温度で駆動され, COP は式 (9) の値のままとなる。

$$T_A = T_D \times \left(\frac{T_D}{T_C} \right) \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$COP = 1 / \left\{ 1 + \left(\frac{T_C}{T_D} \right) \right\} \quad \dots\dots\dots (9)$$

4-6 二段昇温サイクル

図4に, 二段昇温サイクルとして考えられる2種類のサイクルを示す。

図4サイクル (a) では, 高温蒸発器の冷媒を一段階昇温した低温吸収器の吸収熱で蒸発させ, この高温蒸気を高温吸収器で吸収させている。図4サイクル (b) では, 低温吸収器の吸収熱で高温再生器の溶液を加熱させている。図4サイクル (a), 図4サイクル (b) とともに Dühring 線図上の温度関係から $T_D/T_C = T_X/T_D = T_A/T_X$ が成り立ち, 昇温された吸収器溶液温度は式 (10), COP は式 (11) となる。

$$T_A = T_D \times \left(\frac{T_D}{T_C} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (10)$$

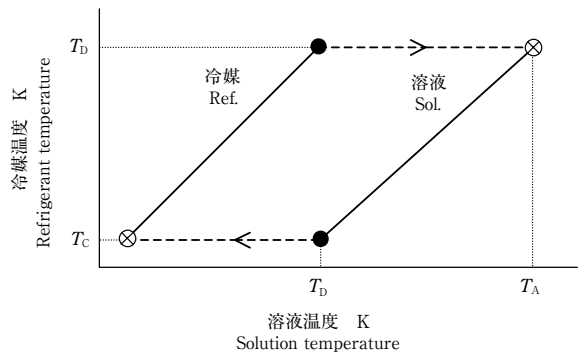


図3 一段昇温サイクル
Fig. 3 Single lift cycle

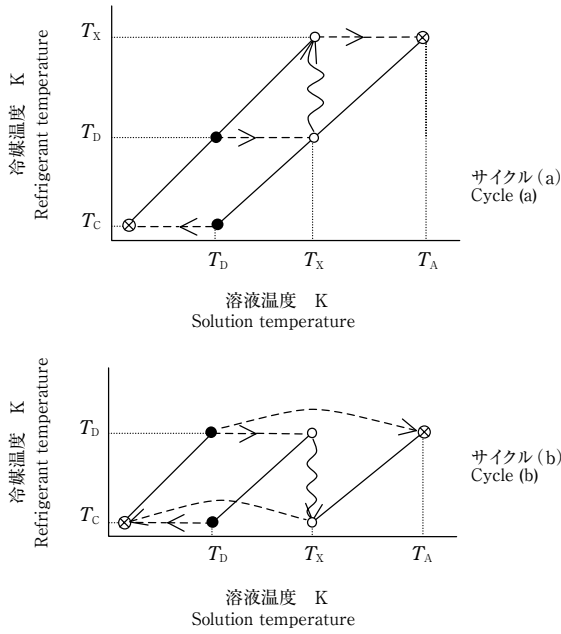


図4 二段昇温サイクル
Fig. 4 Double lift cycle

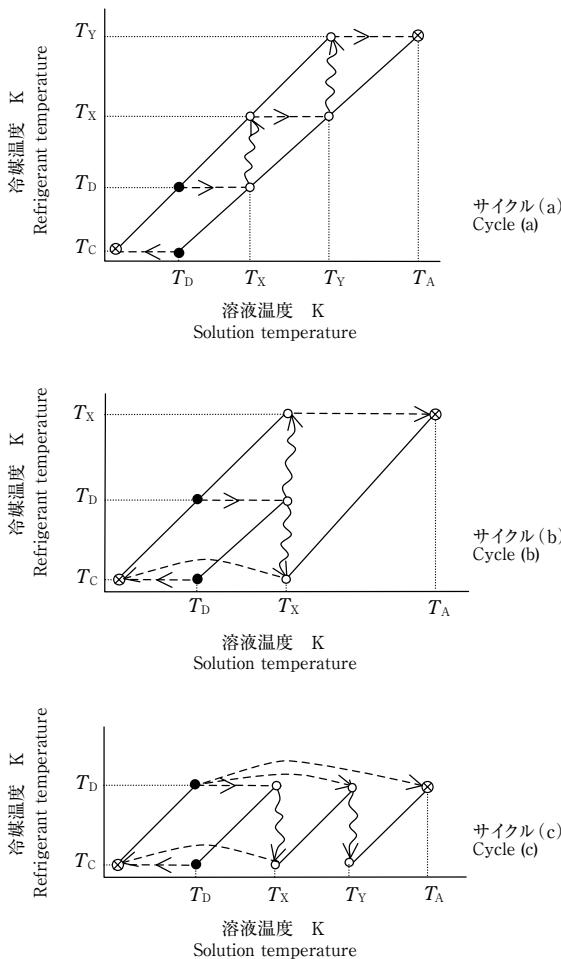


図5 三段昇温サイクル
Fig. 5 Triple lift cycle

$$COP = 1 / \left\{ 1 + \left(\frac{T_C}{T_D} \right) + \left(\frac{T_C}{T_D} \right)^2 \right\} \dots\dots\dots (11)$$

4-7 多段昇温サイクル

図5に、三段昇温サイクルとして考えられる3種類のサイクルを示す。二段昇温の場合と同様に、Dühring線図上の温度関係から昇温吸収溶液温度が求まり、更にCOPが算出される。3種類とも同一式で表される。

$$T_A = T_D \times \left(\frac{T_D}{T_C} \right)^3 \dots\dots\dots (12)$$

$$COP = 1 / \left\{ 1 + \left(\frac{T_C}{T_D} \right) + \left(\frac{T_C}{T_D} \right)^2 + \left(\frac{T_C}{T_D} \right)^3 \right\} \dots\dots\dots (13)$$

n段昇温サイクルは、次式で表現できる。

$$T_A = T_D \times \left(\frac{T_D}{T_C} \right)^n \dots\dots\dots (14)$$

$$COP = 1 / \left\{ 1 + \sum_{k=1}^n \left(\frac{T_C}{T_D} \right)^k \right\} \dots\dots\dots (15)$$

4-8 カルノーサイクルとの比較

図6に昇温温度とCOPの関係を示す。カルノーサイクルでは昇温温度を自由に設定でき、運転可能である。COPは昇温温度に従って式(4)のように求まる。一方、吸収ヒートポンプサイクルの昇温温度は、吸収媒体の特性と昇温段数nにより最高温度が決定され、また理論COPはこの最高温度においてカルノーサイクルの値に一致する。利用する昇温温度がこの温度より低くなってもCOPは高くなり、昇温段数nに対するCOPのままである。すなわち、吸収サイクルでは、吸収媒体の特性による制約と昇温段数による制約が加わっている。

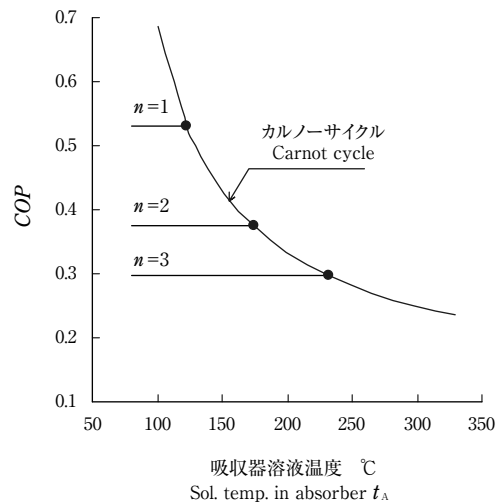


図6 吸収ヒートポンプの理論COP
Fig. 6 Theoretical COP of absorption heat pump
 $t_c = 38 [^{\circ}C]$, $t_e = t_g = 78 [^{\circ}C]$

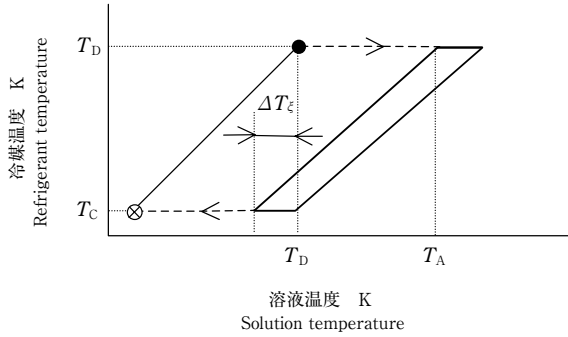


図7 一段昇温サイクル
Fig. 7 Single lift cycle

4-9 濃度幅を考慮したサイクル

理論解析では溶液循環量を無限大とし、濃度幅を0としていたが、溶液循環量が有限となる実機では図7に示すように濃度幅（沸点上昇幅 ΔT_{ξ} で表現）が生じる。一段昇温を例にとると、昇温温度である吸収器出口温度は次式のように低下する。以下の章では、実機構成のヒートポンプの解析を行う。

$$T_A = (T_D - \Delta T_{\xi}) \times \left(\frac{T_D}{T_C} \right) \dots\dots\dots (16)$$

5. 実機構成吸収ヒートポンプサイクルのシミュレーション（一段昇温型）

5-1 実機構成

理論解析では、構成機器間を移動する溶液の熱回収は無論のこと、冷媒蒸気からの熱回収、冷媒蒸気の手熱まで内部の熱回収を完全に行うとしている。しかし、冷媒に H_2O などのような低圧冷媒を用いる場合、蒸気比容積が大きく、蒸气流路が大きくなるとともに伝熱が液体に比し非常に悪いので冷媒蒸気からの熱回収あるいは冷媒蒸気の手熱を行うことはあまり実際的ではない。

冷媒と吸収溶液の組合せとして、吸収冷凍機に広く用いられている $H_2O-LiBr$ を採用し、一段昇温型ヒートポンプの検討をする。機器構成は、サイクルの冷媒蒸気系からは熱回収を考えず、図8に示す構成とする。構成機器は通常の吸収冷凍機とほぼ同じであるが、圧力関係が逆転するので凝縮器から蒸発器に冷媒を供給する冷媒ポンプを設け、溶液ポンプは再生器から吸収器に溶液を送るようにしている。なお、図8中の記号は、駆動熱源に温水を用い、昇温した熱を吸収器で水から蒸気にして取り出すことを想定している。

5-2 関係式

シミュレーションにあたり、次の仮定を設ける。

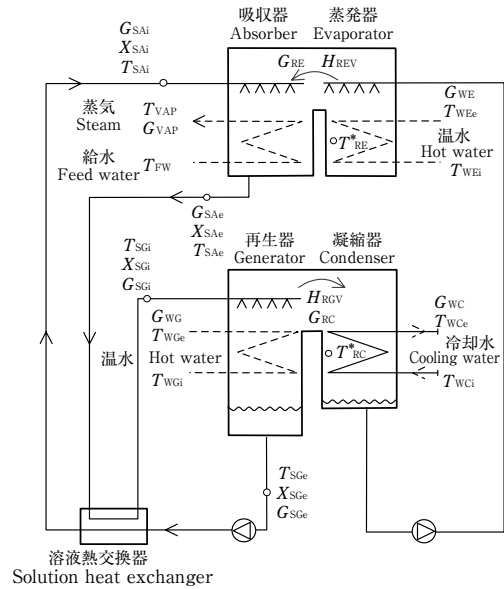


図8 一段昇温型のサイクルフロー
Fig. 8 Single lift cycle flow

- (1) 定常状態である。
- (2) 蒸発器露点と吸収器露点、凝縮器露点と再生器露点はそれぞれ等しい。
- (3) 構成機器の伝熱特性は、凝縮器、再生器、蒸発器、吸収器に対しては熱駆動力 ΔT で、溶液熱交換器は温度効率 ϕ_H で評価する。
- (4) 溶液ポンプ、冷媒ポンプの入力エネルギーは無視する。

シミュレーションは、構成機器でのヒートバランス、マスバランス、熱駆動力、気液平衡などの関係式を基に行う。主要な関係式を表に示す。なお、蒸気圧、エンタルピー・濃度関係は文献⁷⁾を参考にする。

5-3 理論解析との比較

凝縮温度 T^*_{RC} 、蒸発温度 T^*_{RE} 及び再生器出口溶液温度 T_{SGe} を固定にして、サイクル濃度幅（沸点上昇で表現）による昇温特性（吸収器出口溶液温度の特性）、COP特性を検討する。実サイクルでは、吸収溶液の熱回収に溶液熱交換器が重要な役割を演じるので、溶液熱交換器は自由に交換できるとして、溶液熱交換器の温度効率をパラメータにして特性を図9に示す。なお、シミュレーション関係式で、冷却水流量、温水流量を無限大、凝縮器、蒸発器、再生器、吸収器の温度効率を $\phi = 1.0$ とした。

5-3-1 昇温温度

昇温吸収温度は、仮定した溶液特性が $H_2O-LiBr$ の特性をよく表しているからにはほかならないが、実機構成のシミュレーション結果は理論解析から出発して求めた式

表 一段昇温型ヒートポンプの関係式

Table Equations for single lift model of absorption heat pump

要素 Element	交換熱量 Enthalpy change			
蒸発器 Evaporator	$Q_E = C\phi_w \cdot G_{WE} \cdot (T_{WEi} - T_{WEe})$		$Q_E = G_{RE} \cdot (H_{RVE} - H_{RC})$	
吸収器 Absorber	$Q_A = G_{VAP} \cdot (H_{VAP} - H_{FW})$		$Q_A = G_{RE} \cdot (H_{RVE} - H_{SAe}) - G_{SAi} \cdot (H_{SAi} - H_{SAe})$	
凝縮器 Condenser	$Q_C = C\phi_w \cdot G_{WC} \cdot (T_{WCe} - T_{WCi})$		$Q_C = G_{RG} \cdot (H_{RVG} - H_{RC})$	
再生器 Generator	$Q_G = C\phi_w \cdot G_{WG} \cdot (T_{WGe} - T_{WGi})$		$Q_G = G_{RG} \cdot (H_{RVG} - H_{SGi}) + G_{SGe} \cdot (H_{SGe} - H_{SGi})$	
熱交換器 Heat-exchanger	$Q_H = G_{SAi} \cdot (H_{SAi} - H_{SGe})$		$Q_H = G_{SAe} \cdot (H_{SAe} - H_{SGi})$	
ヒートポンプ Heat pump	$COP = Q_A / (Q_E + Q_G)$			
	冷媒・溶液流量 Refrigerant & Solution flow			
流量 Flow rate	$G_{RE} = G_{SAe} - G_{SAi}$	$G_{RC} = G_{RE}$	$G_{SGi} = G_{SAe}$	$G_{SGe} = G_{SAi}$
濃度 Concentration	$X_{SAe} = X_{SGi}$	$X_{SAi} = X_{SGe}$	$T_{SGe} - T_{SGi} = \Delta T_\xi$	$G_{SAe} \cdot X_{SAe} = G_{SAi} \cdot X_{SAe}$
要素 Element	熱駆動力 Heat driving force			
蒸発器 Evaporator	$\Delta T_E = (T_{WEi} - T_{WEe}) / \ln \{ (T_{WEi} - T_{RE}^*) / (T_{WEe} - T_{RE}^*) \}$			
吸収器 Absorber	$\Delta T_A = (T_{SAk} - T_{SAle}) / \ln \{ (T_{SAk} - T_{VAP}) / (T_{SAe} - T_{VAP}) \}$			
凝縮器 Condenser	$\Delta T_C = (T_{WCe} - T_{WCi}) / \ln \{ (T_{RC}^* - T_{WCi}) / (T_{RC}^* - T_{WCe}) \}$			
再生器 Generator	$\Delta T_G = \{ (T_{WGi} - T_{SGk}) - (T_{WGe} - T_{SGe}) \} / \ln \{ (T_{WGi} - T_{SGk}) / (T_{WGe} - T_{SGe}) \}$			
熱交換器 Heat-exchanger	$\phi_H = (T_{SAi} - T_{SGe}) / (T_{SAe} - T_{SGe})$			

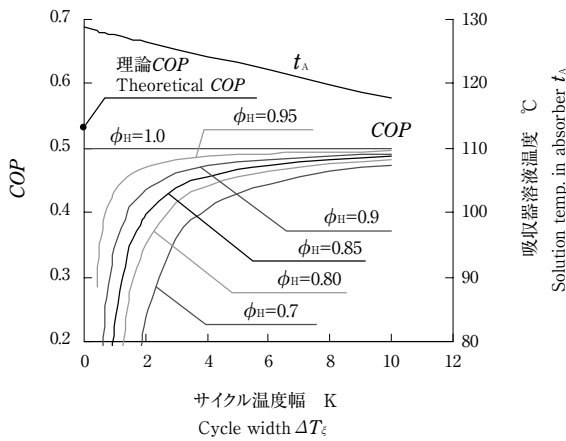


図9 溶液熱交換器のCOPへの影響
Fig. 9 Effect of heat exchanger on COP
 $t_C=38 [^\circ\text{C}], t_E=t_G=80 [^\circ\text{C}], \Delta T_\xi=0, \phi_E = \phi_C = \phi_A = \phi_G=1.0$

(16) の値と良く一致している。

5-3-2 成績係数 COP

理論成績係数式 (9) を求めたときの理論解析条件は濃度幅 ΔT_ξ を 0 とし、溶液及び冷媒の完全熱回収など可逆サイクルを仮定している。実機構成サイクルにおいて濃度幅を極限值 $\Delta T_\xi \rightarrow 0$ 、熱交換器温度効率を極限值 $\phi \rightarrow 1.0$ としたときのシミュレーション結果は、前述の理論成績係数に比し約 5% 低下している。

実機構成サイクルの運転特性は、溶液循環量が非常に多くなるにつれ、すなわち濃度幅 ΔT_ξ が 0 に近づくにつれ、溶液熱交換器の不完全さの影響が大きく現れて COP が極端に悪くなる。実機で COP を良くする手段の一つとして、通常の吸収冷凍機と同様に循環量を少なくして濃度幅を大きくする方法が有効で、前述の溶液熱交換器の不完全さを補うことになる。ただし、昇温特性は、濃度幅増大に伴い悪くなる。

5-4 実機におけるサイクル (一段昇温型)

構成機器 (A, E, G, C) に熱駆動力 ΔT を、溶液熱交換器には温度効率 ϕ を与え、吸収ヒートポンプの特性を検討する。吸収器において昇温した熱は、蒸気製造に用いるものとする。

5-4-1 温水の流し方 (蒸発器, 再生器)

駆動熱源である温水を蒸発器と再生器に供給する順序について、以下の 3 方式を比較する。

- (1) 蒸発器→再生器の順に供給
- (2) 再生器→蒸発器の順に供給
- (3) 蒸発器と再生器に並列に供給 (蒸発器, 再生器出口温度は同一)

温水出入口温度差の影響を図 10 に示す。熱源温水出入口の平均温度 85.5°C を一定として、出入口温度差の影

響を調べたものである（エンジンのジャケット温水を想定して入口88℃、出口83℃を基準として、平均85.5℃とした）。熱源温水を蒸発器と再生器に供給する順序は、COPに対してはほとんど影響を与えないが、吸収器で製造できる蒸気温度には大きな影響を与えている。製造蒸気温度を高くできるのは、(2) 再生器から蒸発器に直列に接続して温水を供給する方式である。(3) 蒸発器と再生器に並列に供給する方式は取出温度が低下するので避けるべきである。供給方式による影響は蒸発器、再生器の伝熱形態からきている。つまり、蒸発器では冷媒が一定温度で蒸発し、温水出口温度が蒸発温度に大きく影響するので、蒸発器を大きな出入口温度差の温水で駆動する(3) 並列供給方式は好ましくない。一方、再生器の熱交換は溶液、温水ともに顕熱変化で向流としており、温水出入口がほぼ同等に影響している。

温水供給方式の(1)と(2)とでは、COP、蒸気温度ともに(2)の方式が勝っており、また次節の溶液濃度幅を変えた場合も同様であり、「(2) 再生器から蒸発器に直列に接続して温水を供給する方式」が最もよい。

5-4-2 溶液濃度幅

サイクル濃度幅を再生器における沸点上昇の幅で表現し、その影響を図11に示す。4-3-2節で述べたように、サイクル濃度幅の増大、即ち溶液循環比の減少に伴ってCOPが改善し、一方、吸収器での製造蒸気温度（被加熱蒸気の温度）は全体的にみるとサイクル濃度幅の増大に伴って低下している。

温水を蒸発器から再生器への順に供給する方式(1)

では、濃度幅の少ない領域で被加熱蒸気温度の低下がみられる。溶液循環比の増大（濃度幅減少）で溶液の熱回収が不完全になり、吸収器からの溶液が過剰な熱を保有したまま再生器に戻る。過剰な保有熱により溶液から自己蒸発する冷媒があって、熱源熱量の中で、再生器で与える熱量の割合が低下する。熱源熱量内の蒸発器熱量の割合が増大し、また蒸発器の冷媒蒸発温度は熱源温水の出口温度で支配されることから、吸収器への冷媒蒸気温度が低下して、製造蒸気の取出温度が低下してくる。

5-4-3 熱源温水温度の影響

今後の検討では、熱源温水を再生器から蒸発器に流すものとする。

熱源温水温度の影響を図12に示す。熱源温水の温度上昇とともに蒸気温度は上昇するが、COPは低下する。

5-4-4 冷却水温度の影響

冷却水温度の影響を図13に示す。冷却水の温度降下とともに取り出し製造蒸気温度は上昇するが、COPは低下する。

5-4-5 熱源温水と冷却水の温度差による評価

図14に、図12、図13のデータをまとめ直し、熱源温水出入口の平均温度 t_{HWm} と冷却水出入口の平均温度 t_{CWm} の温度差を変数として、製造蒸気の温度上昇 $t_{VAP}-t_{HWm}$ 及びCOPへの影響を示す。熱源温水、冷却水温度ともに平均温度をとることで、一つの線上で表せる。

理論解析からも分かることであるが、蒸気温度上昇は熱源温水と冷却水との温度差にほぼ比例し、一方、COPは熱源温水と冷却水の温度差の増大とともに低下している。

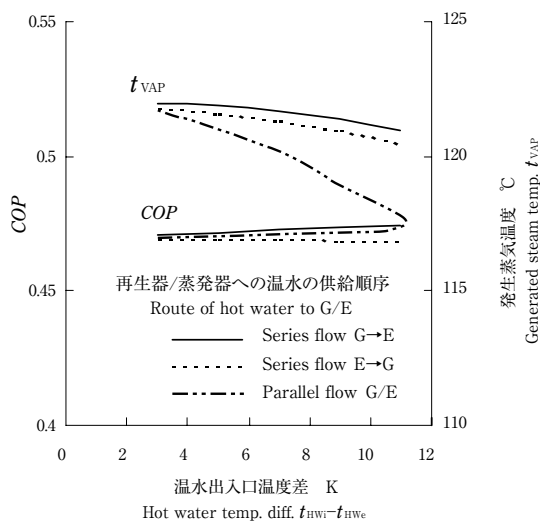


図10 温水の流し方及び出入口温度差の影響
Fig. 10 Effect of hot water route and temp. diff.
 $t_{HWm}=85.5$ [°C], $t_{CW_i}=32$ [°C], $t_{CW_e}=37$ [°C], $\Delta T_\xi=6$ [K]
 $\Delta T_C=\Delta T_E=2$ [K], $\Delta T_G=\Delta T_A=8$ [K], $\phi_H=0.85$

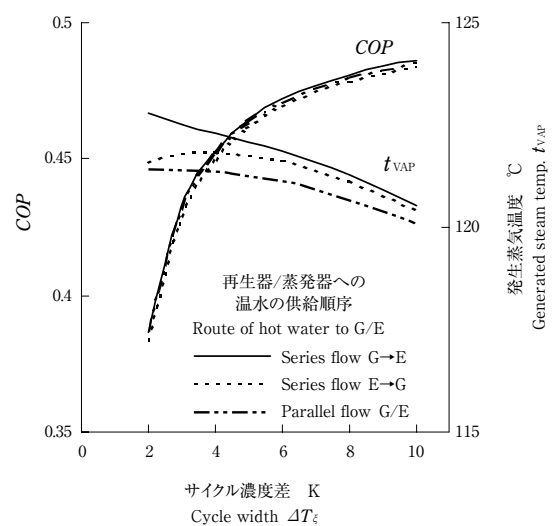


図11 温水の流し方及びサイクル濃度幅の影響
Fig. 11 Effect of hot water route and cycle width
 $t_{HW_i}=88$ [°C], $t_{HW_e}=83$ [°C], $t_{CW_i}=32$ [°C], $t_{CW_e}=37$ [°C]
 $\Delta T_C=\Delta T_E=2$ [K], $\Delta T_G=\Delta T_A=8$ [K], $\phi_H=0.85$

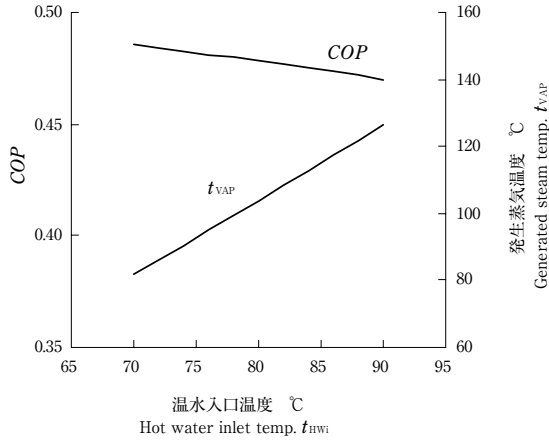


図12 温水入口温度の影響

Fig. 12 Effect of hot water inlet temp.

$t_{HWi} - t_{HWe} = 5$ [K], $t_{CWi} = 32$ [°C], $t_{CWe} = 37$ [°C], $\Delta T_\xi = 2$ [K]
 $\Delta T_C = \Delta T_E = 2$ [K], $\Delta T_G = \Delta T_A = 8$ [K], $\phi_H = 0.85$

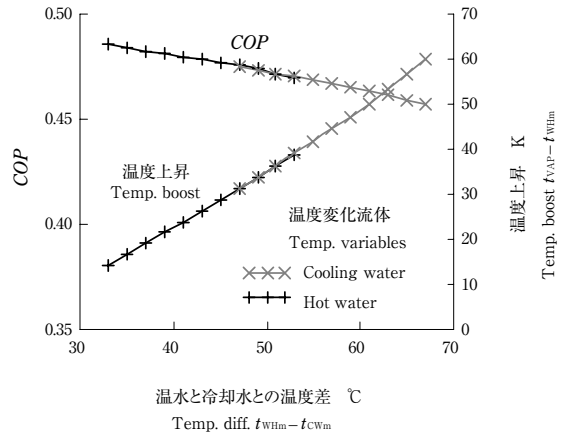


図14 温水と冷却水との温度差の影響

Fig. 14 Effect of driving force $t_{HWm} - t_{CWm}$

$t_{HWi} - t_{HWe} = 5$ [K], $t_{CWe} - t_{CWi} = 5$ [K], $\Delta T_\xi = 2$ [K]
 $\Delta T_C = \Delta T_E = 2$ [K], $\Delta T_G = \Delta T_A = 8$ [K], $\phi_H = 0.85$

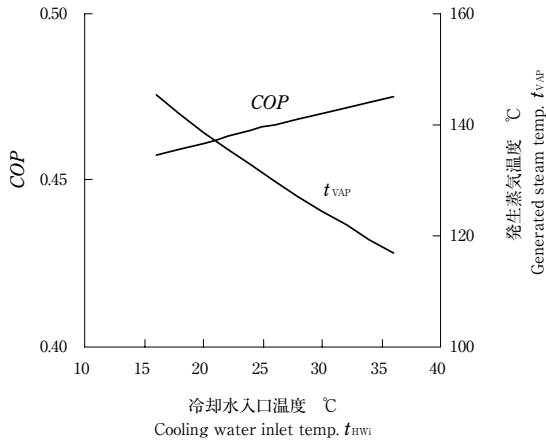


図13 冷却水入口温度の影響

Fig. 13 Effect of cooling water inlet temp.

$t_{HWi} = 88$ [°C], $t_{CWe} = 83$ [°C], $t_{CWe} - t_{CWi} = 5$ [K], $\Delta T_\xi = 2$ [K]
 $\Delta T_C = \Delta T_E = 2$ [K], $\Delta T_G = \Delta T_A = 8$ [K], $\phi_H = 0.85$

6. 結 言

可逆的な吸収サイクルを仮定した理想的な各種吸収サイクルについて理論解析を行って、COPを算出するとともに、作動媒体の特性を仮定して得られる昇温温度などを求めた。また、この理想的サイクルを基準に、実機に近づけた昇温型ヒートポンプを検討し、次のような結論を得た。

(1) 理想的な昇温型吸収サイクルのCOPを使用した熱源熱量と昇温後の熱量の比で定義すると、環境温度に相当する凝縮温度 T_C 、熱源温度に対応する蒸発温度・再生溶液温度 T_D 及び昇温温度に対応する吸収溶液温度 T_A を基に、式(7)のように表せる。

(2) 式(7)はカルノーサイクルの場合と同じであるが、吸収サイクルでは作動媒体の特性により、3温度(T_C, T_D, T_A)の内、自由に設定できるのは2温度であり、 T_C, T_D を設定すれば昇温温度 T_A は媒体特性から決定され、それに伴ってCOPが制限される。

(3) 吸収冷凍機に採用されている媒体は、そのDühring線図が絶対零度を通る直線で近似できる場合が多く、昇温特性は n 段昇温に対して式(14)のようになる。

(4) 通常の吸収冷凍機と同様の機器構成をもつ H_2O -LiBr系吸収ヒートポンプと比較すると、溶液循環比無限大、溶液熱交換器温度効率100%の場合のCOPは、可逆サイクルを仮定した理論解析モデルの95%程度であった。駆動熱源である温水の供給は、再生器から蒸発器に直列に接続するのがよい。

(5) 製造蒸気温度を少しでも高めたい場合、溶液濃度幅を小さくすることで高温化は可能であるが、COPは低下する。

参 考 文 献

- 1) 高田秋一：「吸収冷凍機とヒートポンプ」, pp.38-41, 日本冷凍協会 (1989).
- 2) 柏木孝夫, 伊藤伸治, 黒崎晏夫, 加藤俊春：日本機械学会論文集B, 52 (474), 795 (1986).
- 3) 野邑奉弘, 西村伸也, 藪下明弘, 柏木孝夫：日本冷凍協会論文集, 6 (2), 51 (1989).
- 4) 野邑奉弘, 西村伸也, 藪下明弘, 柏木孝夫：日本冷凍協会論文集, 7 (3), 65 (1990).
- 5) 井上修行：日本冷凍空調学会論文集, 20 (3), 11 (2003).
- 6) 村上和彦, 佐藤春樹, 渡辺康一：日本冷凍協会論文集, 12 (1), 107 (1995).
- 7) L.A.McNeely : ASHRAE Trans. 85, Part1, 413 (1979).