412 単段・二段カスケード型吸着冷凍サイクル

Single - Double combined Adsorption Refrigeration Cycle
with Heat Source Cascading System

○ 大内 新平 (東京農工大学) K. C. Amanul Alam (東京農工大学)
 正 濱本 芳徳 (東京農工大学) 正 秋澤 淳 (東京農工大学)
 正 柏木 孝夫 (東京農工大学)

Shinpei OHUCHI, K. C. Amanul Alam, Yoshinori HAMAMOTO, Atsushi AKISAWA, and Takao KASHIWAGI
 Tokyo University of Agriculture and Technology, 2-24-16 Nakacho, Koganei, Tokyo

The study aims at investigating the performance of silica gel-water single-double combined adsorption refrigeration cycle. The rejected waste heat from the conventional single-stage adsorption chiller is usually purged to the drain. The heat that rejected from the single stage, however, can be used for regeneration of a two-stage chiller because two-stage chiller can utilize relatively low temperature heat source to drive the system. Single-Double combined adsorption refrigeration cycle can provide higher performance. Due to cascaded use of heat source, the cooling capacity of the proposed cycle is expected to be higher than that of the existing refrigeration cycle. The performance that predicted by cycle simulation is compared with the performances of conventional single stage and double stage cycles. The results show that the proposed cycle improves cooling capacity significantly in driving source temperature between 65°C and 80°C. Single-Double combined cycle is effective if heat source temperature is middle.

Keywords : Adsorption, Silica gel, Single-double combined cycle, Cooling capacity

1. 緒言

近年のエネルギー需要増大に伴う温室効果ガスの排出を抑制するために、排熱または再生可能エネルギーにより作動が可能であるアドバンスド吸収・吸着冷凍機に関心が示されている。吸収・吸着サイクルは水やアンモニアなどの自然冷媒を使用するため、これまで主流であった CFC や HCFC 系作動流体を利用した空調システムと比較して環境への負荷が小さい。また、排熱駆動型であるこれらの冷凍機は排熱回収・エネルギーのカスケード的利用を考慮した場合、非常に有効なシステムである。排熱利用においては高温の熱利用は容易であるが 100°C 以下の環境温度に近い比較的低温度領域における熱利用は技術的に困難であり、低温排熱回収技術の確立が重要視されている。

現在、単段型吸着冷凍機が実用化されており、30°C の冷却水に対して 70~90°C の熱源 (温水) での駆動が可能である^{(1),(3)}。単段型吸着冷凍機の駆動温度限界は吸着剤熱交換器を三段型とすることにより克服され、30°C の冷却水に対して 40~50°C の駆動熱源で駆動が可能であることが確認されており、低温度域において駆動が可能であることが証明されている^{(2),(4),(5)}。これらに対し成績係数 (COP) や冷房能力の向上を目的とし、30°C の冷却水に対して 50~70°C の熱源での駆動が可能である二段型吸着冷凍サイクルが考案され、有効性が確認された。

このように吸着冷凍機は低温度域での駆動が可能であることは証明されてきたが、「低温排熱でも駆動可能」という同じメリットを持つ吸収冷凍機と比較して性能が低いという欠点を持っている。そこで様々な吸着冷凍サイクルの性能評価を可能とする 6 ベッド多段型吸着冷凍機を導入して、シミュレーションと実験より吸着冷凍機のさらなる高性能化のための指針を探っていく。本研究では単段型サイクルと二段型サイクルの駆動熱源の温度レベルの差に着目し、

Fig. 1 Schematic of Single-Double combined Cycle.

加熱水をカスケード利用することで冷房能力の拡大を目指した単段・二段カスケード型サイクルについてシミュレーションを行い、従来型サイクルである単段型・二段型と比較し、その有効性を検証した。

2. 単段・二段カスケード型吸着冷凍サイクル

吸着冷凍機は吸脱着器、蒸発器、凝縮器により構成され、本研究においては吸着剤にシリカゲル、吸着質 (以下冷媒)

に水を用いて運転しており、吸着工程、準備加熱工程、脱着工程、準備冷却工程からなる。吸着工程では蒸発器で蒸気となった冷媒が圧力差により吸脱着器に送られシリカゲルに吸着される。このとき冷媒が蒸発器内を流れる冷水から蒸発潜熱を奪い冷熱を得る。脱着工程では吸脱着器内を温水で加熱することによって冷媒がシリカゲルより脱着し、蒸気となって凝縮器に放出され凝縮器内を流れる冷却水により冷却され液化する。この凝縮水が圧力差により蒸発器に戻され、冷媒が系内を循環する。脱着工程では冷熱が得られないため 2 基の吸脱着器を 1 組のペアとし、吸・脱着工程を交互に位相差運転することにより連続的に冷熱を得る。

6 ベッド多段型吸着冷凍機は 6 基の吸脱着器 (3 組のペア) とともに、2 基の蒸発器、2 基の凝縮器を有する。加熱水、冷却水は運転モードに応じてカスケード的に流すことも可能に設計されている。Fig. 1 に単段・二段カスケード型吸着冷凍サイクルの概略図を示し、Fig. 2 にデュリング線図を示す。本サイクルは上段 1 組の吸脱着器のペアからなる単段型サイクルと下段 2 組の吸脱着器のペアからなる二段型サイクルを結合したものである。ここで 4 つの工程をそれぞれ A, B, C, D において、バルブの開閉および吸脱着器内を流れる加熱水、冷却水の選択は Tab. 1 のタイムチャートに従い制御する。

3. サイクルシミュレーション

6 ベッド多段型吸着冷凍機の吸脱着器、蒸発器、凝縮器内における吸着現象について、エネルギー収支および物質収支の基礎方程式を用いてモデル化し、サイクルシミュレーションによる性能解析を行った。

3.1 吸脱着器におけるエネルギーバランス

吸脱着器における冷却水出口温度、エネルギーバランスは次式で表される。

$$T_{out} = T_b + (T_{in} - T_b) \exp\left(-\frac{U_b A_b}{\dot{m}_w C_w}\right) \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \{ (W_s C_s + W_{s,HEX} C_{e,HEX}) T_b \} &= W_s Q_M \frac{dq}{dt} \\ -\delta \cdot W_s C_v \left\{ \gamma (T_b - T_c) \frac{dq}{dt} + (1-\gamma) (T_b - T_i) \frac{dq}{dt} \right\} &+ \dot{m}_w C_w (T_{in} - T_{out}) \end{aligned} \quad (2)$$

$\delta = 0$ or 1 : Bed is working as a desorber or adsorber
 $\gamma = 1$ or 0 : Bed is connected with evaporator or another bed

3.2 凝縮器におけるエネルギーバランス

凝縮器における冷却水出口温度、エネルギーバランスは次式で表される。

$$T_{cw,out} = T_c + (T_{cw,in} - T_c) \exp\left(-\frac{U_c A_c}{\dot{m}_{cw} C_w}\right) \quad (3)$$

Tab. 1 Time chart of the chiller operation.

Mode		A	B	C	D
Time [s]		420	30	420	30
Valve	1,4,6,8,10	○	×	×	×
	2,3,5,7,9	×	×	○	×
HEX	1,2,6	CW	HW	HW	CW
	3,4,5	HW	CW	CW	HW

○ : Open HW : Hot Water
 × : Close CW : Cooling Water

Fig. 2 Conceptual Duhring diagram for Single-Double combined Cycle

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \{ (W_{c,w} C_w + W_{c,HEX} C_{e,HEX}) T_c \} &= -LW_s \frac{dq_{des}}{dt} \\ -W_s C_v (T_{des} - T_c) \frac{dq_{des}}{dt} &+ \dot{m}_{cw} C_w (T_{cw,in} - T_{cw,out}) \end{aligned} \quad (4)$$

3.3 蒸発器におけるエネルギーバランス

蒸発器における冷却水出口温度、エネルギーバランスは次式で表される。

$$T_{chill,out} = T_e + (T_{chill,in} - T_e) \exp\left(-\frac{U_e A_e}{\dot{m}_{chill} C_w}\right) \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \{ (W_{cw} C_w + W_{e,HEX} C_{e,HEX}) T_e \} &= -LW_s \frac{dq_{ads}}{dt} \\ -W_s C_w (T_c - T_e) \frac{dq_{des}}{dt} &+ \dot{m}_{chill} C_w (T_{chill,in} - T_{chill,out}) \end{aligned} \quad (6)$$

3.4 冷媒の物質収支

蒸発器における単位時間あたりの蒸発量は吸着器における吸着量に等しいという仮定から冷媒の物質収支は次式で表される。

$$\frac{dW_{cw}}{dt} = -W_s \left(\frac{dq_{des-c}}{dt} + \frac{dq_{e-ads}}{dt} \right) \quad (7)$$

3.5 性能評価パラメータ

システムの性能評価に用いたパラメータを以下に示す。

COPは1サイクル中にシステムに供給した熱量とシステムより得られた冷熱量の比であり、次式で表される。

$$COP = \frac{\dot{m}_{chill} C_w \int_0^{t_{cycle}} (T_{chill,in} - T_{chill,out}) dt}{\dot{m}_{hot} C_w \int_0^{t_{cycle}} (T_{hot,in} - T_{hot,out}) dt} \quad (8)$$

Cooling Capacityは1サイクルの平均冷房能力であり、次式で表される。

$$Cooling Capacity = \dot{m}_{chill} C_w \int_0^{t_{cycle}} (T_{chill,in} - T_{chill,out}) dt / t_{cycle} \quad (9)$$

なお、サイクルシミュレーションに用いた物性値を Tab. 2 に示し、基本運転条件を Tab. 3 に示す。

4. シミュレーション結果および考察

6 ベッド多段型吸着冷凍機において単段・二段カスケード型吸着冷凍サイクルの有効性を検証するため、従来型の単段型サイクル、二段型サイクルと性能比較を行った。

Fig. 2 に駆動熱源である温水の入口温度を 40℃ から 90℃ まで変化させて、サイクルシミュレーションを行ったときの COP の解析結果を示す。本サイクルは中～高温度域において COP が高くなっており、熱源温度が 80℃ のときに最も高い COP を出している。しかし、従来型のサイクルと比べると全温度域において、単段型サイクルと二段型サイクルの間の値になっていることがわかる。これは単段型と二段型の結合サイクルの特徴が表れているものと考えられ、COP におけるメリットはないものとする。しかし、吸着冷凍機は未利用であった低温排熱を利用しているため、本サイクルではシステムの効率 (COP) より出力 (Cooling Capacity) の向上を目的としている。そこで Fig. 3 に Cooling Capacity の解析結果を示す。熱源温度 65℃ 以上において従来型サイクルより Cooling Capacity が向上しており、熱源温度が 75℃ のときには 25% 向上している。しかし、熱源温度が 80℃ のときには 17% と向上率が落ちている。これは本サイクルが単段型と二段型の混合サイクルであるため、熱源温度が低いと単段側の能力が低下し、熱源温度が高いと二段側の能力が低下するためだと考える。このことから単段・二段カスケード型サイクルは従来型サイクルに対して駆動熱源温度が中温度域のときに最も性能が高い特徴を有することがわかる。つぎに、Fig. 4 に各サイクルの冷水出口温度の解析結果を示す。この結果から冷水をカスケード利用した場合、熱源温度 65℃ 以上のときに従来型サイクルに比べ出口温度が低くなっている。冷水出口温度と冷水流量は密接な関係を持っており、流量を増加させると出口温度は上昇し、COP と Cooling Capacity は向上する。よって、需要側の要求を考慮し、境界条件として各サイクルの出口温度を一定としたときに、さらに広い範囲の熱源温度において本サイクルの有効性が生じてくると予想される。

5. 結言

本研究ではシリカゲル-水系における単段・二段カスケード型サイクルを対象とし、サイクルシミュレーションを行い COP, Cooling Capacity を計算した。そして、従来型のサイクルとの比較を行い、以下の知見を得た。

- (1) 冷房能力においては駆動熱源温度が中温度域のときに従来型サイクルに対し、最も有効性が高い。
- (2) COP はいかなる熱源温度に対しても単段型サイクルと二段型サイクルの間の値になる。

今後は実機を用いて本サイクルの性能を実測する予定である。

Tab. 2 Physical property values.

Symbol	Value	Unit
A _b	1.93	m ²
A _c	0.998	m ²
A _e	0.665	m ²
W _{chilX}	6.4	kg
W _{chilX}	4.8	kg
W _{chlX}	12.67	kg
W _{thilX}	5.33	kg
W _s	14.0	kg
U _{ads}	1540	W/m ² · K
U _{des}	1380	W/m ² · K
U _c	4070	W/m ² · K
U _e	3550	W/m ² · K
R _p	0.35 × 10 ⁻³	m
R _{gas}	4.62 × 10 ⁻²	J/kg · K
E _a	2.33 × 10 ⁶	J/kg
D _{so}	2.54 × 10 ⁻⁴	m ² /s
Q _{st}	2.80 × 10 ⁶	J/kg
C _s	924	J/kg · K
C _w	4180	J/kg · K
C _v	4190	J/kg · K
C _{cu}	386	J/kg · K
C _{al}	905	J/kg · K
L	2.50 × 10 ⁶	J/kg

Tab. 3 Base run parameters in the present analysis.

Symbol	Value	Unit
T _{hot,in}	80	℃
T _{cool,in}	30	℃
T _{chill,in}	14	℃
** $\dot{m}_{hot}$	0.8	kg/s
** $\dot{m}_{cool}$	0.8	kg/s
$\dot{m}_{con}$	0.34	kg/s
$\dot{m}_{chill}$	0.11	kg/s
W _{ew}	25	kg
W _{conw}	5	kg

**total

Fig. 3 Effect of heat source temperature on COP of multi-stage chillers.

Fig. 4 Effect of heat source temperature on Cooling Capacity of multi-stage chillers.

Fig. 5 Effect of heat source temperature on Average chilled water outlet temperature.

参考文献

- (1) Boelman, E. C., Saha, BB., and Kashiwagi, T., (1995) Experimental Investigation of a Silica Gel-Water Adsorption Refrigeration Cycle-the influence of operating conditions on cooling output and COP. *ASHRAE Transaction : Research* Vol. 101, pp.358-366.
- (2) Saha, BB., Alam, KCA., Akisawa, A., Kashiwagi, T., Ng, KC., and Chua, HT., (2000) Two-Stage Non-Regenerative Silica Gel Adsorption Refrigeration Cycle. Proc. of the 2000 ASME Advanced Energy Systems Division, Orlando, USA, Vol.40, pp.65-69.
- (3) Saha, BB., Boelman, EC., and Kashiwagi, T., (1995) Computer Simulation of a Silica Gel-Water Adsorption Refrigeration Cycle -The Influence of Operating Conditions on Cooling Output and COP. *ASHRAE Transaction : Research* Vol. 101 , pp.384-355.
- (4) Alam, KCA., Saha, BB, Kang, YT., Akisawa, A., and Kashiwagi, T., (2000) "Heat Exchanger Design Effect on the System Performance of Silica Gel Adsorption Refrigeration Systems.", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.43, No.24, pp.4419-4431.
- (5) Alam, KCA., Saha, BB., Akisawa, A., and Kashiwagi, T., (2000) "A Novel Parametric Analysis of a Conventional Silica-Gel Water Adsorption Chiller", *JSRAE Transaction*, Vol.17, No.3, pp.323.

記号

A : 伝熱面積 [m ²]	C : 比熱 [kJ/kg · K]
D _{so} : 表面拡散係数 [m ² /s]	E _a : 活性化エネルギー [J/kg]
m : 質量流量 [kg/s]	K : 熱伝達率 [W/m ² · K]
L : 蒸発潜熱 [J/kg]	Ps : 平衡圧力 [Pa]
Q _{st} : 吸着熱 [J/kg]	R _{gas} : ガス定数 [J/kg · K]
R _p : 吸着剤平均粒子半径 [m]	W : 質量 [kg]

添字

cw : 冷却水	chill : 冷水
c : 凝縮器	e : 蒸発器
ads : 吸着工程	des : 脱着工程
HEX : 熱交換器	b : 吸脱着器
in : 入口	out : 出口
s : 吸着剤 (シリカゲル)	w : 吸着質 (水)
v : 吸着質 (水蒸気)	hot : 温水

謝辞

本研究は新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) による国際共同研究「排熱駆動マルチベッド・多段再生型吸着冷凍機の開発」(2001GP001) の助成を受けて実施された。記して感謝する次第である。