二熱源駆動吸収冷凍機の特性解析*

(第2報, 低温熱源が温水, 高温熱源がガスの場合)

西山教之^{*1}, 本間立^{*2}, 脇水広記^{*2}
河合素直^{*3}, 菅野直紀^{*4}, 斉藤 潔^{*5}

Studies on the Characteristics of Absorption Refrigerator Driven by Two Different Heat Sources

(2nd Report, Hot Water and Combustion Gas)

Noriyuki NISHIYAMA, Ritsu HOMMA, Hiroki WAKIMIZU,
Sunao KAWAI, Naoki SUGANO and Kiyoshi SAITO

There are some types of absorption refrigerators which are driven by two different heat sources. In the last paper, the refrigerator driven by hot water and steam which were the waste heat of fuel cell was simulated. In this paper, another type of refrigerator driven by hot water and combustion gas which makes up for the shortage of hot water as the waste heat is simulated and its characteristics are clarified. Furthermore, the optimum control of this machine to use hot water effectively is suggested.

Key Words: Absorption Refrigerator, Waste Heat Recovery, Combustion Gas, Cogeneration System, Simulation

1. 緒 言

近年, 吸収冷凍機は冷媒にフロンを使用しておらず
コージェネレーション等から排出される排熱で駆動で
きるため, 地球環境と省エネルギーの観点から注目を
集めている。

温水や蒸気といった排熱で駆動する吸収冷凍機には
さまざまな種類があるが, 異なる温度レベルの二つの
熱源で駆動する二熱源駆動吸収冷凍機は, 熱源機の原
理や構造の複雑さから, その特性は十分に解明されて
いないのが現状である。そこで, 二熱源駆動吸収冷凍
機の特性把握を目的に, 第1報⁽¹⁾においては, コー
ジェネレーションシステムの一つである燃料電池から排
出される排熱を想定し, 低温熱源が温水, 高温熱源が
水蒸気で駆動する二熱源駆動吸収冷凍機についてシミュ
レーションによる特性解析を行い, その固有の特性
を明らかにした。

本報では, 第2報として, 図1に示すようなガスエ
ンジンによるコージェネレーションシステムを対象と
する。ガスエンジンは燃料電池と異なり, 排熱として
80°C程度の温水しか期待できないため, 温水を低温
熱源として利用し, 高温熱源は排熱が不足した場合の
バックアップ用に都市ガスとした。

作動媒体は, 第1報と同様に, 実績のある臭化リチ
ウム水溶液とし, 熱物性値は Mcneely と植村らの文
献値⁽²⁾⁽³⁾を参考にした。

本熱源機は, 昭和50年代, 太陽熱が注目された時期
に集熱器で得られる85°C程度の温水を駆動熱源とす

図1 ガスエンジンコージェネレーションシステム

* 原稿受付 平成5年8月2日。

^{*1} 正員, 東京ガスエネルギー技術研究所 (〒105 東京都港区芝
浦1-16-25)。

^{*2} 東京ガスエネルギー技術研究所。

^{*3} 正員, 早稲田大学理工学部 (〒169 東京都新宿区大久保3-4-
1)。

^{*4} 准員, 早稲田大学大学院。

^{*5} 学生員, 早稲田大学大学院。

る太陽熱利用吸収冷凍機として開発されたが、先に述べたように、近年はコージェネレーションの排熱利用機器として注目されている。本熱源機をコージェネレーションシステムに採用するメリットは、従来のように排熱で駆動する温水だき単効用吸収冷凍機と、バックアップ用のガスだき二重効用吸収冷凍機を別々に設置する必要がなくなり、コージェネレーションシステムの簡素化、イニシャルコストの低減を可能にした点である。

本熱源機は、第1報のように2種類の排熱を高温熱源と低温熱源に常時利用することではなく、低温熱源である温水排熱を優先的に利用するため、高温熱源の都市ガスは冷房能力が不足した場合のバックアップに利用することになり、同じ二熱源駆動吸収冷凍機でありながら、大きく特性が異なる。さらに、太陽熱利用吸収冷凍機に関しては宮城らの報告⁽⁴⁾があるが、詳細な特性解析が十分に行われていない。

そこで、本研究においては、コージェネレーションの排熱利用の立場から、シミュレーションによって熱源機の詳細な特性を明らかにするとともに、温水排熱を優先的に利用する制御方法を検討することを目的とする。

2. 記 号

以下に、本報で用いられるおもな記号と添字について説明する。

記 号

- G : 質量流量 kg/s
- H : エンタルピー kJ/kg
- KA : 熱通過率と伝熱面積を掛け合せた値 kW/K
- Q : 熱量 kW
- T : 温度 $^{\circ}\text{C}$
- β : 負荷負担率 $\%$
- γ : 加熱量比 $\%$
- ϵ : ボイラー効率 $\%$

添 字

- A : 吸収器
- C : 凝縮器
- CH : 冷水
- CO : 冷却水
- E : 蒸発器
- HG : 高温再生器
- HW : 温水
- HX : 高温溶液熱交換器

LG : 低温再生器

LX : 低温溶液熱交換器

WC : 温水だき凝縮器

WG : 温水だき再生器

3. 本熱源機の運転パターン

3・1 本熱源機固有のパラメータ 本熱源機は温水排熱を優先的に利用するため、本熱源機固有のパラメータとして、最大冷房能力 Q_{ETMAX} に対する温水排熱駆動吸収冷凍機の冷房能力 Q_{ELMAX} の割合を負荷負担率 β_{EL} と定義し、熱源機の設計の際の指標とする。なお、第1報で定義した加熱量比 γ_{GL} は、本報においても同様とする。

$$Q_{GT} = Q_{GL} + Q_{GH} \quad \cdots \cdots (1)$$

$$Q_{ET} = Q_{EL} + Q_{EH} \quad \cdots \cdots (2)$$

$$\beta_{EL} = 100 \cdot (Q_{ELMAX} / Q_{ETMAX}) \quad \cdots \cdots (3)$$

$$\gamma_{GL} = 100 \cdot (Q_{GL} / Q_{GT}) \quad \cdots \cdots (4)$$

ここで、 Q_{GT} は全加熱量、 Q_{GL} は低温熱源の加熱量、 Q_{GH} は高温熱源の加熱量、 Q_{ET} は全冷房能力、 Q_{EL} は低温熱源で駆動する単効用吸収冷凍機の冷房能力、 Q_{EH} は高温熱源で駆動する二重効用吸収冷凍機の冷房能力である。また、COP についても、第1報と同様に定義する。

$$\text{COP}_T = Q_{ET} / Q_{GT} \quad \cdots \cdots (5)$$

$$\text{COP}_L = Q_{EL} / Q_{GL} \quad \cdots \cdots (6)$$

$$\text{COP}_H = Q_{EH} / Q_{GH} \quad \cdots \cdots (7)$$

ここで、 COP_T は本熱源機の COP、 COP_L は低温熱源で駆動する単効用吸収冷凍機の COP、 COP_H 高温熱源で駆動する二重効用吸収冷凍機の COP である。

3・2 本熱源機の運転パターン 本熱源機は、温水排熱 Q_{GL} の条件に応じて、図3に示す三つの運転パターンが存在する。

(a) ケース1 (ガスだき二重効用吸収冷凍機) このケースは、温水排熱がまったくない場合で、高温側の都市ガスのみを熱源とするガスだき二重効用冷房運転となる。

図2 負荷負担率の定義

(a) ガスだき二重効用吸収冷凍機

(b) 温水だき単効用吸収冷凍機

(c) 二熱源駆動吸収冷凍機

図3 本熱源機の運転パターン

(b) ケース2 (温水だき単効用吸収冷凍機) このケースは、冷房負荷に対して温水排熱が十分にある場合で、低温側の温水のみを熱源とする温水だき単効用冷房運転となる。

(c) ケース3 (二熱源駆動吸収冷凍機) このケースは、冷房負荷に対して温水排熱だけでは冷房能力が不足する場合で、本報で検討する二熱源駆動冷房運転となる。

負荷負担率が100%の熱源機では、温水排熱の入口温度・流量が熱源機的设计値である定格値よりも低下あるいは減少した場合、負荷負担率が100%未満の熱源機では、冷房能力が負荷負担率よりも大きい場合、ガスのバックアップが必要となり二熱源駆動冷房運転となる。なお、本シミュレーションにおける定格値は表1に示す値である。

4. 本熱源機のモデル化

4.1 サイクルフロー 本熱源機のサイクルフローを図4に示す。本フローは、第1報において最適であると評価したシリーズフローと同様である。熱源機は、温水だき用の凝縮器WCとガスだき用の凝縮器Cの二つの凝縮器をもち、主要な九つの熱交換器から構成されている。吸収溶液循環経路は、吸収器A→温水だき再生器WG→高温再生器HG→低温再生器LG→吸収器Aの順とし、冷却水経路は、A→温水だき凝縮器WC→Cの順とした。

このような構造あるいは吸収溶液・冷却水の循環経路を採用することによって、温水だき再生器の駆動熱

図4 本熱源機のサイクルフロー

図5 本熱源器の熱および物質収支

源温度を最も低くすることができ、より低温度レベルの排熱の利用が可能となった。

低温熱源は温水で温水だき再生器を加熱し、高温熱源は第1報の蒸気と異なり、都市ガスで高温再生器を加熱する。水蒸気で加熱する場合、蒸気は加熱温度が低下すると被加熱側である吸収溶液温度との温度差が小さくなることで加熱量が減少し、加熱量が加熱温度の制約を受け、任意の値に制御しにくい。都市ガスは高温で加熱するため、加熱量は任意の値に制御できる点異なる。

なお、図4において、 $T_{RL1} \sim T_{RL4}$ は冷媒の温度、 $T_{SL5} \sim T_{SL16}$ は吸収溶液の温度である。

4・2 熱および物質収支 本熱源機の熱および物質収支を図5に示す。本吸収サイクルは、温水を駆動熱源とし、温水だき再生器WG・温水だき凝縮器WC・吸収器A・蒸発器Eから構成される単効用吸収サイクルと、都市ガスを駆動熱源とし、高温再生器HG・低温再生器LG・凝縮器C・吸収器A・蒸発器Eから構成される二重効用吸収サイクルを、吸収器A・蒸発器Eを共有して組合せたハイブリッドサイクルである。

なお、図5において、 G_{SW} 、 G_{SM1} 、 G_{SM2} 、 G_{SS} はそれぞれの要素間を移動する吸収溶液の質量流量、 X_{SW} 、 X_{SM1} 、 X_{SM2} 、 X_{SS} はそれぞれの要素間を移動する吸収溶液の濃度、 G_R 、 G_{RW} 、 G_{RL} 、 G_{RH} はそれぞれの要素間を移動する冷媒の質量流量である。

4・3 各要素の熱収支 各要素の熱収支のうち、第1報と異なる高温再生器について以下に示す。吸収溶液および冷媒の受熱量 Q_{HG1} 、高温再生器に有効な加熱量 Q_{HG2} 、排ガスから吸収溶液への伝熱量 Q_{HG3} は

それぞれ次式で与えられる。

$$Q_{HG1} = G_{RH} \cdot (H_{SVHG} - H_{SL9}) + G_{SM2} \cdot (H_{SL11} - H_{SL9}) \quad (8)$$

$$H_{SVHG} = 0.5 \cdot (H_{SV10} + H_{SV11}) \quad (9)$$

$$Q_{HG2} = \varepsilon \cdot Q_{GAS} \quad (10)$$

$$Q_{HG2} = Q_{HG1} \quad (11)$$

$$Q_{HG3} = Q_{HG1} \quad (12)$$

ここで、 H_{SL9} 、 H_{SL11} は図4に示す T_{SL9} 、 T_{SL11} における吸収溶液のエンタルピー、 H_{SV10} 、 H_{SV11} は図4に示す T_{SL10} 、 T_{SL11} における吸収溶液に平衡な冷媒蒸気のエンタルピー、 Q_{GAS} は都市ガスによる加熱量を表す。なお、サイクル全体の熱収支は第1報に準ずる。

5. シミュレーションの方法

5・1 シミュレーションの方法 シミュレーションは、熱および物質収支に関する方程式について、与えられた入力条件を満足するようにニュートンラプソン法を用いて数値解析した。数値解析の際の仮定は、第1報と同様である。

定格における入力値は、表1に示すように、冷房能力 Q_{ET} は100 kW、温水入口温度 T_{HW1} は88°C、冷水出口温度 T_{CH2} は7°C、冷却水入口温度 T_{CO1} は32°Cとした。

5・2 シミュレーションの妥当性 以下に述べる三つの方法で数値解析の結果をチェックした。第1に、得られた値がすべての基礎方程式を満足しているか右辺と左辺の値をチェックし、相対誤差が 10^{-5} 以下であることを確認した。第2に、第1報と同様に、加熱量比が0%つまりガスだき二重効用吸収冷凍機の場合と、加熱量比が100%つまり温水だき単効用吸収冷凍機の

表 1 定格における入力条件

		$\beta_{EL}=100\%$	$\beta_{EL}=50\%$
Cooling capacity	kW	Q_{ET}	100
KA value	kW/K		
	KA_A	19.84	19.84
	KA_C	39.68	39.68
	KA_E	29.76	29.76
	KA_{HX}	3.31	3.31
	KA_{LG}	4.96	4.96
	KA_{LX}	4.63	2.32
	KA_{WC}	34.88	17.44
	KA_{WG}	19.35	9.68
Flow rate	kg/s		
	G_{CH}	4.80	4.80
	G_{CO}	10.73	8.63
	G_{HW}	5.99	3.54
	G_{SW}	0.51	0.51
Temperature	$^{\circ}\text{C}$		
	T_{CH2}	7	7
	T_{CO1}	32	32
	T_{HW1}	88	88

場合の数値解析の結果をおおのの実測値⁽⁵⁾⁽⁶⁾と比較した。第3に、温水入口温度が変化した場合の加熱量、冷房能力およびCOPに与える定性的な傾向を宮城らの文献値⁽⁴⁾と比較した。

6. シミュレーションによる特性把握

6.1 負荷負担率が100%の場合の特性 温水入口温度が定格の88 $^{\circ}\text{C}$ から75 $^{\circ}\text{C}$ まで低下し、温水加熱による冷房能力 Q_{EL} が50%に減少した場合について、本熱源機の特性を検討した。その結果を図6に示す。

冷房負荷が50%を超える場合に二熱源駆動吸収冷凍機運転となるが、バックアップである都市ガスの加熱量 Q_{GH} を増加させると、温水加熱量 Q_{GL} は低下し、温水加熱による冷房能力 Q_{EL} も低下する。

つまり、温水の入口温度と流量が一定の場合、バックアップである都市ガスの加熱量を増加させると、被加熱側の吸収溶液温度が上昇し、温水との温度差が小さくなって温水の加熱量が減少する特性が明らかになった。

6.2 負荷負担率が50%の場合の特性 負荷負担率50%の熱源機では、温水の温度や流量は定格の88 $^{\circ}\text{C}$ 、3.54 kg/sであっても、要求される冷房能力が50%以上の場合に二熱源駆動吸収冷凍機運転となる。その結果を図7に示す。

負荷負担率100%の場合と同様に、都市ガスの加熱量を増加させると、被加熱側の吸収溶液温度が上昇し、温水との温度差が小さくなって温水の加熱量が減少する特性が得られた。

図 6 負荷負担率100%の場合の特性

図 7 負荷負担率50%の場合の特性

7. シミュレーションによる制御方法の検討

7.1 温水入口温度制御 二熱源駆動吸収冷凍機運転時に、温水を優先的に利用できるように、温水入口温度の制御を検討した。負荷負担率50%、温水流量定格値一定の場合の結果を図8に示す。

都市ガスの加熱量 Q_{GH} の増加に従って、温水入口温度 T_{HW1} を直線的に上昇させることにより、温水加熱量 Q_{GL} を一定に保つことができ、温水を優先的に利用できることが判明した。温水入口温度制御を行うことで、バックアップである都市ガスの加熱量を低減することができる。温水入口温度制御は、温水に太陽熱ではなくガスエンジン排熱を想定しているため、ラジエータの放熱量を調整することにより可能である。

7.2 温水流量制御 二熱源駆動吸収冷凍機運転時に、温水を優先的に利用できるように、温水流量の

図8 温水入口温度制御の効果

図9 温水流量制御の効果

図10 吸収溶液流量制御の効果

制御を検討した。負荷負担率 50%、温水入口温度 88°C 一定の場合の結果を図 9 に示す。

都市ガスの加熱量 Q_{GH} の増加に従って、温水の流量 G_{HW} を増加させることにより、温水加熱量 Q_{GL} を一定に保つことができる。しかし、この流量の制御方法では、対応できる範囲に制約があり、温水入口温度制御のほうが効果的であることが判明した。

7・3 吸収溶液流量制御 吸収溶液流量制御の効果を確認するために、シミュレーションを行った。冷房能力 100%、負荷負担率 50%、温水入口温度 88°C、温水流量定格値一定の条件で、吸収溶液流量 G_{sw} を変化させた場合の結果を図 10 に示す。図 10 より、次の事項が明らかになった。

第 1 は、温水加熱量 Q_{GL} を最大にする G_{sw} が存在することである。これは、 G_{sw} が少ない場合は被加熱側の吸収溶液温度 T_{SL8} が上昇するために温水との対数平均温度差 ΔT_{WG} が小さくなり加熱量が減少し、反

対に G_{sw} が多い場合は吸収溶液の出入口温度差が小さくなるために ΔT_{wg} が小さくなり加熱量が減少するからである。

第2は、バックアップである都市ガスの加熱量 Q_{CH} を最小にする G_{sw} が存在することである。これは、冷房能力は加熱量に COP を掛けた値であるために、冷房能力一定の場合は Q_{GL} の影響を受け、 Q_{GL} を最大にする G_{sw} と異なる流量に Q_{CH} を最小にする G_{sw} が存在する。

以上のことから、吸収溶液流量制御を行うことにより、バックアップである都市ガスの加熱量を減少させ、温水を優先的に利用することが可能であることがわかった。

8. 結 言

本報では、二熱源駆動吸収冷凍機のうち、第2報として、低温熱源が 80~90°C の温水排熱、高温熱源がバックアップ用の都市ガスの場合について、シミュレーションによる特性解析および制御方法の検討を行い、以下の事項を明らかにした。

(1) 温水の入口温度と流量が一定の場合、高温熱源である都市ガスの加熱量を増加させると、温水の加熱量は最大で 30% 程度減少する。これは、都市ガスの加熱量の増加に従って、被加熱側の吸収溶液温度が上昇し、温水との温度差が小さくなるからである。

(2) 温水を優先的に利用し、バックアップである都市ガスの加熱量を低減する制御方法としては、温水の入口温度制御が効果的である。例えば、温水入口温度を 5°C 上昇させるだけで、温水加熱量を 30% 程度増やすことができる。

(3) 温水の入口温度と流量が一定の場合、バックアップである都市ガスの加熱量を最小にする吸収溶液流量が存在する。この吸収溶液流量制御を行うことで、都市ガスの加熱量を最大 20% 程度低減できる。

なお、本研究においては、二熱源駆動吸収冷凍機固有の特性に注目し、駆動熱源側の特性については考慮にいられていない。この理由は、さまざまな形態の駆動熱源が考えられるために、まずは二熱源駆動吸収冷凍機固有の特性を解析することが必要と考えたからである。次のステップとしては、燃料電池、ガスエンジン等の具体的な駆動熱源に接続した場合の特性について検討を進めていきたいと考える。

文 献

- (1) 齊藤・ほか 5 名, 機論, **60** 573, B(1994), 1770.
- (2) Mcneely, L. A., *ASHRAE Trans.*, **85**, Pt. 1 (1979), 413.
- (3) 植村・ほか 1 名, 冷凍, **36**-405 (1961), 622.
- (4) 宮城・ほか 1 名, 冷凍, **55**-634 (1980), 694.
- (5) 西山・ほか 4 名, 日本冷凍協会論文集, **4**-2 (1987), 45.
- (6) 本間・ほか 2 名, 第 26 回空気冷凍連合講演会講演論文集, (1992), 217.