

# 空調機の廃熱を利用する給湯システムの性能評価\*

後藤 誠<sup>\*1</sup>, 大内田 聡<sup>\*2</sup>, 山内 智裕<sup>\*2</sup>  
永田 謙二<sup>\*3</sup>, 鈴木 秀幸<sup>\*2</sup>, 上野 勲<sup>\*4</sup>, 長谷川 達也<sup>\*5</sup>

## Performance evaluation of a hot-water supply system utilizing wasted heat of an air-conditioning machine

Makoto GOTO, Satoshi OHUCHIDA, Tomohiro YAMAUCHI,  
Kenji NAGATA, Hideyuki SUZUKI, Isao UENO and Tatsuya HASEGAWA

A hot-water supply system was constructed to utilize wasted heat of an air-conditioning system with HFC134a refrigerant. A desuperheater was equipped ahead of the condenser of an air-conditioning machine to extract thermal energy of compressed high-temperature refrigerant. HFC134a was selected as refrigerant because its pressure was relatively lower at higher temperature. The required refrigerant charge was investigated and performance of the air conditioning system with/without a desuperheater was compared to assess the effect of installing a desuperheater. It was concluded that the required refrigerant charge increased by installing a desuperheater, and that the ability of cooling heat exchange was similar for both with/without a desuperheater with required refrigerant charges. It was also shown that cooling COP decreased 15% by installing a desuperheater, because the work done by the compressor increased, but the overall energy efficiency including cooling and hot-water supply increased 34%.

*Key Words*: desuperheater, hot-water supply system, air-conditioning machine, HFC134a

### 1. 結 論

空調機器のエネルギー消費による地球温暖化への影響は大きく、空調機器の高効率化、省エネルギー化に向けて様々な研究開発がなされている。ところで、冷房運転時の廃熱は、一般的には大気中に放出されるのみで、熱回収がされていることは稀である。このこと自体がエネルギーの無駄使いであるが、特に建物が密集する都心部においてはヒートアイランド現象と呼ばれる問題の原因の一つといわれている。ヒートアイランド現象とは、気温が周辺郊外よりも数℃以上も高温化し、温度分布が孤立した島のような現象のことである<sup>(1)</sup>。ヒートアイランド現象が起これしまうと、空調機器の電力消費量が増えるだけでなく、空調機器が止まる夜間においても外気温度が下がらず、

不快な生活を強いられることになる。

そこで、本研究では空調機器の廃熱を大気中に放出するのではなく、熱回収して給湯を行うため、空調機にデスーパーヒータを取り付け、その給湯性能を評価した。デスーパーヒータとは、空調機器の冷媒が凝縮する際に放出する熱を回収して温水をつくる装置のことである。使用に際しては、凝縮器そのものと分離して、凝縮器の前段に設置する。分離することにより、凝縮器の冷却系とは別系統の冷却系を用いて、水の流量を独立に変化させることができ、水流量を調整することにより高温水をつくるのが可能になる。

デスーパーヒータを用いる給湯器の開発は主に住宅設備の分野で行われてきており、研究論文も散見される<sup>(2)</sup>、<sup>(3)</sup>。しかし、これまでのデスーパーヒータを用いる給湯器に関する研究は、HCFC22を使用するものに限られ、HFC134aを利用したものは見当たらない。

著者らは、HFC134a冷媒と追設凝縮器を使用した空調機器効率化の研究をこれまで行ってきた<sup>(4)</sup>、<sup>(5)</sup>。HFC134a冷媒はオゾン層破壊係数がゼロで、HCFC22冷媒と比較して温暖化係数がより小さいという利点があり<sup>(6)</sup>、また高温高圧特性に優れている

\*原稿受付 2007年5月14日。

<sup>\*1</sup>正員, 名古屋大学大学院工学研究科 (〒464-8603 名古屋市千種区不老町)。

<sup>\*2</sup>名古屋大学大学院工学研究科。

<sup>\*3</sup>名古屋工業大学 (〒466-8555 名古屋市昭和区御器所町)。

<sup>\*4</sup>株式会社エコシステム経済研究所 (〒116-0012 東京都荒川区東尾久5-22-8)。

<sup>\*5</sup>正員, 名古屋大学エコトピア科学研究所。

E-mail: t.hasegawa@esi.nagoya-u.ac.jp

ので、給湯器への使用により適している。したがって本研究では、HFC134a 冷媒を使用し、かつ、水冷の追設凝縮器<sup>(7)</sup>をデスーパーヒータとして応用した実験を行った。特に、封入冷媒量が給湯及び空調性能に及ぼす影響、デスーパーヒータ設置の有無による性能変化（冷房の熱交換量、COP、給湯と冷房を併せたエネルギー効率）を評価した。

## 2. 実験方法

実験装置としてA社製空調機（HCFC22 用、圧縮機出力 3.75 kW、冷房能力 14.5 kW）を使用した。本装置の凝縮器主要仕様はフィンピッチ 1.8 mm（スリットフィン）、ヘアピン内径 7.94 mm×肉厚 0.3 mm（ベア管）、2 列×48 段構成で正面幅 832.4 mm、正面面積 1.014 m<sup>2</sup>、列ピッチ 19.04 mm である。蒸発器主要仕様はフィンピッチ 1.6 mm（ルーバーフィン）、ヘアピン内径 9.4 mm×肉厚 0.41 mm（内面溝付管）、3 列×11 段構成で正面幅 1270 mm、正面面積 0.355 m<sup>2</sup>、列ピッチ 19.04 mm である。冷房用キャピラリーチューブは内径 1.4 mm、長さ約 400 mm である。

この空調機の圧縮機と凝縮器の間に水冷追設凝縮器をデスーパーヒータとして設置して冷房運転を行い、その性能評価を行った。デスーパーヒータを設置した実験装置の構成を図 1 に示す。圧縮機の潤滑油は鈦油（バーレルフリーズ 32s）をそのまま使用している。使用冷媒は、HFC134a である。前報<sup>(4), (5)</sup>において示されているように、冷媒を HFC134a に入れ替えても、正常に動作することは確認済みである。このとき冷媒は圧縮機、デスーパーヒータ、凝縮器、蒸発器という順に流れる。圧縮機と凝縮器の間にはデスーパーヒータを通る流路と、デスーパーヒータを迂回する流路が設置されており、バルブによってデスーパーヒータ有/無の切り替えができるようになっている。

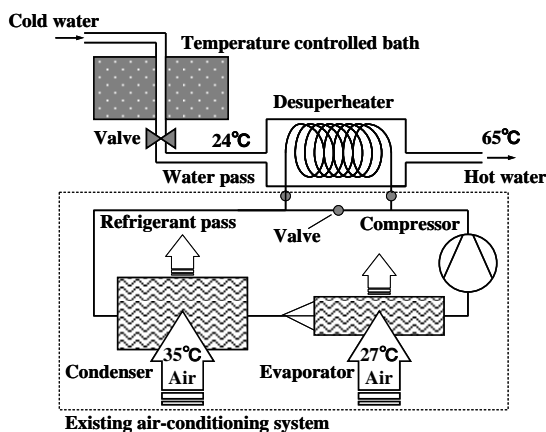


Fig. 1 Circuit chart of experimental equipment

図 2 にデスーパーヒータの詳細構造を、図 3 には室外機側に設置されたときの外観を示している。らせん状チューブの長さは 19 m、内径は 7.93 mm である。高温の冷媒はらせん状チューブの上方から下方へ流れて冷却され、低温の水は容器中下方から上方へ流れて温められて、対向流で熱交換が行われる。

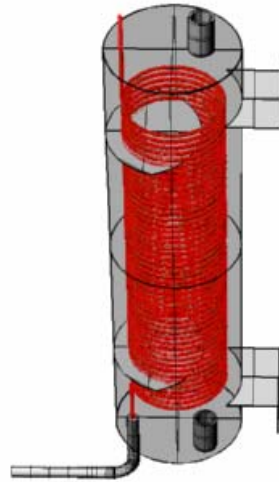


Fig. 2 Schematic diagram of desuperheater



Fig. 3 Setup configuration of desuperheater

測定方法は以下のとおりである。壁面、天井および床に断熱施工を行った実験室を 2 室使用して、それぞれに室外機、室内機を設置する。冷媒温度を測定するために、圧縮機、凝縮器、デスーパーヒータ、キャピラリーチューブおよび蒸発器の前後に T 型熱電対を管外表面に貼り付けて測定した。また、空気温度を測定するために、凝縮器、蒸発器のそれぞれの吸込み口

と吹き出し口に乾湿温度計を設置した。冷媒圧力を測定するための圧力計は圧縮機の吸入口、吐出口の2ヶ所に設置した。運転試験は冷房状態で行ったが、室温調整用エアコンを用いて、室内機側実験室は27℃に、室外機側実験室は35℃に保たれるようにした。これは日本工業規格(JIS B 8615-1)<sup>(8)</sup>に定められた空調機器の運転性能試験方法に従ったものである。

冷房の熱交換能力の測定法は、以下のとおりである。蒸発熱交換器を通過する空気に対して次のエネルギー保存式が成立する。

$$\rho_{out} V_{out} h_{out} = \rho_{in} V_{in} h_{in} - q \quad (1)$$

ここで $q$ は冷房熱交換能力、 $\rho$ ,  $V$ ,  $h$ は空気の密度、体積流量、比エンタルピーを表し、添字in及びoutはそれぞれ蒸発器通過前と通過後を表す。また本研究における全ての実験ケースにおいて、湿度が低かったためにドレイン水は発生しなかった。したがって、次に示す質量保存式が成立する。

$$\rho_{out} V_{out} = \rho_{in} V_{in} \quad (2)$$

式(1)及び式(2)より冷房熱交換能力 $q$ は

$$q = \rho_{out} V_{out} (h_{in} - h_{out}) \quad (3)$$

となる。乾湿温度計による空気温度測定から蒸発器通過前後の比エンタルピーと蒸発器通過後の空気密度を求め、さらに全ての実験ケースについて同様と仮定した体積流量 $V$ の値を使い冷房熱交換能力を求めた。また試験中は使用電力の積算値の測定も行った。

デスーパーヒータの水温はT型シース熱電対を水流路内に挿入して測定した。また、デスーパーヒータへの入水は恒温槽を通して24℃に保ち、出口からの給湯温度が65℃になるように流量を調整した。これは日本冷凍空調工業会標準規格(JRA 4050)<sup>(9)</sup>に従ったものである。デスーパーヒータの熱交換能力は次式より求めた。

$$q = \rho V c (T_{out} - T_{in}) \quad (4)$$

ここで $\rho$ ,  $V$ ,  $c$ ,  $T$ は水の密度、体積流量、比熱、温度を表し、添字in及びoutはそれぞれデスーパーヒータ通過前と通過後を表す。

### 3. 結果と考察

まず、冷媒量を2.5kgから4.5kgまで変化させて、給湯能力の変化を調べた。実験で得られた冷媒量と給湯能力の関係を図4に示す。冷媒量の増加とともに給湯能力は向上し、冷媒量が4.1kgにな

ると平均で7.53kWの給湯能力となり、それ以上冷媒量を増やすと能力は低下する傾向にある。このとき、65℃での給湯能力は平均で2.6l/minであった。

図5に冷媒量と冷房熱交換能力の関係をデスーパーヒータの有無の比較で示す。デスーパーヒータ有りの場合は冷媒量を2.5kgから4.5kgまで、デスーパーヒータ無しの場合は1.3kgから3.7kgまで変化させた。いずれの場合でも冷媒量の増加とともに熱交換能力は上昇し、デスーパーヒータ無しの場合は冷媒量3.7kg以上、有りの場合は冷媒量4.1kg以上になると熱交換能力は低下する傾向にある。また、デスーパーヒータ無しの場合の最大熱交換能力は14.2kW、有りの場合の最大熱交換能力は13.6kWであり、やや低下していることがわかる。

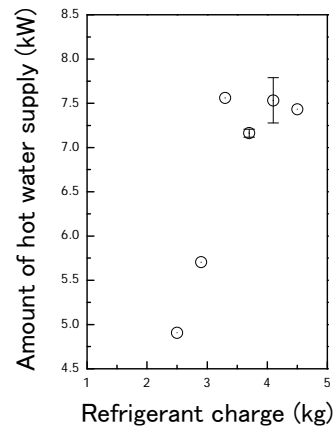


Fig. 4 Variation of the ability of hot water supply for different refrigerant charges

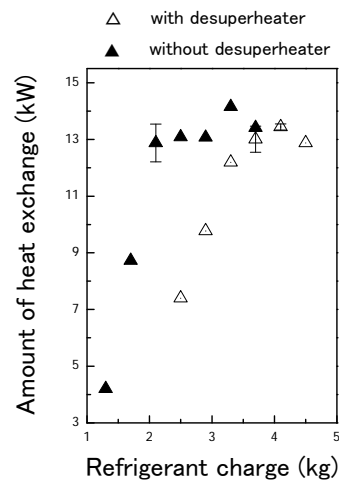


Fig. 5 Variation of the ability of cooling heat exchange for different refrigerant charges

デスーパーヒータ有りの場合に熱交換能力がやや低下する原因は、圧縮機吸込口における冷媒密度が小さくなり冷媒の質量流量が低下したためであると考えられる。また、デスーパーヒータ出口のサイトグラスで観察したところ、冷媒は二相流になっていた。したがって、デスーパーヒータの有無で必要な封入量に差が生じる原因は、一つはデスーパーヒータを設置したことにより配管体積が増加したため、もう一つは既設凝縮器内の乾き度低下により冷媒密度が高くなったためと考えられる。

図 6 に冷媒量と COP の関係をデスーパーヒータの有無の比較で示す。COP は、冷房における冷媒側熱交換量と入力電力の比と定義した。デスーパーヒータ無しの場合は冷媒量 3.7 kg で COP がほぼ変化しなくなり、有りの場合は冷媒量が 4.1 kg を超えると COP が低下する傾向が見られる。デスーパーヒータ無しの場合も冷媒量をさらに増やせば COP は低下していくと考えられる。デスーパーヒータ無しの場合は冷媒量 3.7 kg で COP は 3.31、有りの場合は冷媒量 4.1 kg で COP は 2.91 となる。デスーパーヒータ有りの場合 COP が低くなる原因については後で議論する。

図 7 には、冷媒量とエネルギー効率の関係を示す。エネルギー効率は、デスーパーヒータを設置した場合の給湯能力と冷房熱交換能力の和を消費電力で除したものと定義した。図より、冷媒量の増加とともにエネルギー効率は上昇し、冷媒量 4.1 kg においてエネルギー効率は 4.54 となる。また冷媒量 3.3 kg から 4.5 kg の平均のエネルギー効率は 4.35 である。

デスーパーヒータ有りの場合は冷媒量 3.3 - 4.5 kg、デスーパーヒータ無しの場合は冷媒量 2.5 - 3.7 kg の平均特性を求め、表 1 に比較した。表 1 よりデスーパーヒータ有りの場合平均冷房熱交換能力はデスーパーヒータ無しの場合よりやや低下すること、COP はデスーパーヒータ有りの方が約 15% 低いことが分かる。

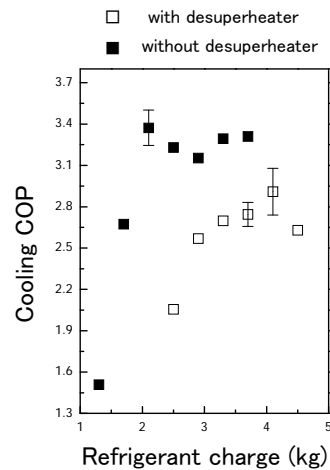


Fig. 6 Variation of cooling COP for different refrigerant charges

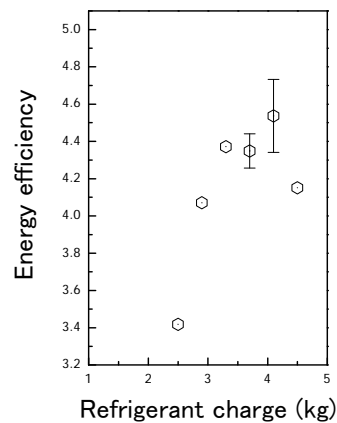


Fig. 7 Variation of energy efficiency for different refrigerant charges

Table 1 Characteristics of hot-water supply system for required refrigerant charges

Case	Amount of hot water supply [kW] (max)	Amount of heat exchange [kW] (max)	Cooling COP (max)	Overall energy efficiency (max)	Refrigerant temperature [°C]			Refrigerant pressure [MPa]	
					Compressor		Condenser outlet	Compressor	
					Inlet	Outlet		Inlet	Outlet
Without desuperheater	—	13.4 (14.2)	3.25 (3.31)	3.25 (3.31)	9.5	71.5	41.6	0.351	1.57
With desuperheater	7.40 (7.56)	13.0 (13.6)	2.77 (3.08)	4.35 (4.73)	10.4	94.3	38.7	0.335	2.05

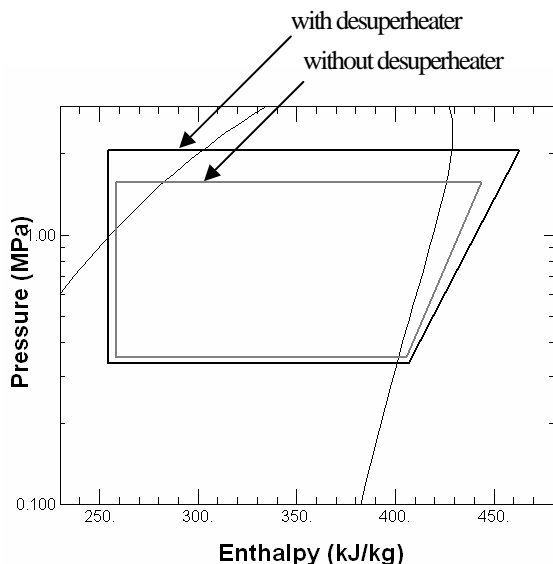


Fig. 8 Mollier diagram for required refrigerant charges

図8には表1に示した平均の配管温度と圧力より推定したモリエ線図を示す。

これを見ると、デスーパーヒータ有りの場合の方が蒸発器における単位冷媒質量当りの熱交換量はやや大きくなっている。それにもかかわらず熱交換能力が低下しているのは冷媒密度が小さくなったためと考えられる。また、デスーパーヒータ有りの場合は圧縮後の温度と圧力が高く、圧縮仕事が大きくなっている。したがって、熱交換能力の低下と圧縮仕事の増加によってCOPが低下している。

一方、エネルギー効率で比較すると、デスーパーヒータ有りの方が約34%効率が高くなる。すなわち、冷房と給湯の両方でエネルギーを利用できるために、デスーパーヒータを設置することによりエネルギー効率は大きく改善される。このことは、空調機器において、冷房運転時にデスーパーヒータによる熱回収を行い給湯することの有用性を示唆している。

#### 4. 結 論

本論文では、HFC134aを充填した空調機器にデスーパーヒータを設置することにより、冷房運転時の廃熱を用いて給湯を行い、その性能評価を行った。以下に得られた知見をまとめる。

- (1) デスーパーヒータを設置すると、必要冷媒量は増加し、冷房熱交換能力はやや低下する。
- (2) デスーパーヒータを設置するとCOPは約15%低くなる。これはデスーパーヒータの設置により圧縮後の温度と圧力が高くなり、圧縮機の圧縮仕事が大きくなるためである。

- (3) しかし、冷房と給湯を合わせたエネルギー効率は、給湯を行わない場合に比べて約34%高くなる。すなわち、デスーパーヒータを設置し給湯を行うことでエネルギー効率は大きく改善される。

#### 謝 辞

本研究の遂行にあたり、多大なご支援を賜った株式会社オール商会代表取締役野澤克行氏に感謝の意を表す。

#### 参 考 文 献

- (1) Mikami, T., Future direction and political affect ion of the study of heat island phenomena (in Japanese), Tenki, Vol. 51, No. 2 (2004), pp. 118-122.
- (2) Lee, A. H. W. and Jones, J. W., Thermal performance of a residential desuperheater/ water heater system, Energy Convers. Mgmt., Vol. 37, No. 4 (1996), pp. 389-397.
- (3) Lee, A. H. W. and Jones, J. W., Laboratory performance of an ice-on-coil, thermal-energy storage system for residential and light commercial applications, Energy, Vol. 21, No. 2 (1996), pp. 115-130.
- (4) Goto, M. *et al.*, Operation of air-conditioning machine with an additional condenser (in Japanese), Trans. JSME, B, Vol. 72, No. 716 (2006), pp. 243-250.
- (5) Goto, M. *et al.*, Circulation mechanism of immiscible mineral lubricant oil in an air conditioning machine charged with HFC refrigerant (in Japanese), Trans. JSME, B, Vol. 73, No. 725 (2007), pp. 291-297.
- (6) Japanese Ministry of Environment, White Paper of Environment (in Japanese), (2003), pp. 97.
- (7) The Institute for Eco & Economy System Corporation, Hot water takeout method by heat pump, PCT/JP2004/013496, September 9, (2004).
- (8) Japanese Industrial Standards, Non-ducted air conditioners and heat pumps - Testing and rating for performance, JIS B 8615-1, (1999).
- (9) The Japanese Refrigeration and Air Conditioning Industry Association, Residential heat pump water heaters, JRA 4050, (2005).