

追設凝縮器を用いた空調機の運転*

後藤 誠^{*1}, 谷藤 浩二^{*1}, 藤田 真弘^{*2}, 山内 智裕^{*1}
永田 謙二^{*2}, 上野 勲^{*3}, 長谷川 達也^{*4}

Operation of air-conditioning machine with an additional condenser

Makoto GOTO, Koji TANIFUJI, Masahiro FUJITA, Tomohiro YAMAUCHI,
Kenji NAGATA, Isao UENO and Tatsuya HASEGAWA

By installing an additional condenser on the air-conditioning machine designed for HCFC22, a more efficient heat pump system could be operated with HFC134a as well as HCFC22 without changing mineral lubricant oil. It was shown that COP for cooling operation was improved when operating with HCFC22 and HFC134a. It was also shown that this heat pump system could be operated at higher ambient temperature exceeding 50°C when operating with HFC134a.

Key Words: Heat pump, Additional condenser, Mineral oil, HCFC22, HFC134a

1. 結 論

空調機器のエネルギー消費による地球温暖化影響は大きく、空調機器の高効率化、省エネルギー化に向けて様々な開発がなされている。その一つとして空調機器の高効率化を目的として、外付けの凝縮器を追設して空調機を運転する方法^①が開発されている。この追設凝縮器を空調機に組み込むことにより、運転効率が上昇しエネルギー消費を減少させるので、エネルギー生産時に発生する二酸化炭素を削減できる、また寒冷地において室外機への霜付着を防止するなどの付加的な効果があると言われている。さらに、最適化の問題は残るが、もしこの方法を用いて既存の設備をレトロフィットすることができれば、コスト面でも有利である。

また、事業所用や家庭用の空調機などの熱交換システムにおいて冷媒ガスとして現在も使用されている、HCFC22を含むHCFC冷媒は、オゾン層を破壊するため2010年までに35%以下へ削減、2020年までに全廃することになっている^②。このため、代替冷媒を利用した空調システムの開発が急務となっている。代替

冷媒としてはHFC系冷媒やイソブタン、アンモニア等の自然冷媒^③が挙げられているが、自然冷媒については可燃性や毒性など安全性の問題がある。HFC系混合冷媒を利用したシステムも開発されているが、異なる沸点をもつ冷媒を混合しているため、漏洩した場合に成分比率が変わり、補充が不可能であること等、取り扱いが難しい。

HFC系の単一冷媒としては、HFC134aのGWP(温暖化係数)は新代替フロンの中でも小さく、温暖化に対する影響度を最小限にすることができる。HFC134aのGWPは二酸化炭素の1300倍と言われているが、大気寿命を考慮した場合の温暖化影響はもっと少なく、さらに、間接影響まで考慮したTEWI(総等価温暖化影響)評価では、二酸化炭素等の自然冷媒の方がHFC134aより温暖化影響が大きくなるという報告^{④⑤}もある。事業所用や家庭用の空調機において新代替フロンHFC134aが高い効率で使用できれば、オゾン層破壊や地球温暖化問題へ貢献でき、また、前述した自然冷媒や混合冷媒がもつ諸問題からも解放される。

したがって、本研究ではHCFC22用空調機に追設の凝縮器を組み込む事によって空調機の高効率化が可能かどうかを検討し、さらに、冷媒をオゾン層を破壊しないHFC134aに入れ替えて空調機の運転試験(ドロップイン試験)を行うことにより、代替冷媒を使用す

*原稿受付 2005年2月25日。

^{*1}名古屋大学(〒464-8603 名古屋市中種区不老町)。

^{*2}名古屋工業大学(〒466-8555 名古屋市昭和区御器所町)。

^{*3}株式会社エコシステム(〒116-0012 東京都荒川区東尾久5-22-8)。

^{*4}正員, 名古屋大学。

る高効率空調システムが構築可能かどうかを調べることを目的として研究を行った。

2. 実験方法

実験装置としてA社製空調機（圧縮機出力 2.5kW, 冷房能力 11.6 kW, 暖房能力 12.7 kW）を使用した。凝縮器の外形寸法は 900 mm×1200 mm, フィンピッチは 1.67 mm, チューブ外径は 8.7 mm, キャピラリーチューブ外径は 4.32 mm である。また蒸発器のチューブ外径は 9.92 mm, キャピラリーチューブ外径は 6.18 mm である。

このエアコンの室外機側に外付けの追設凝縮器を設置して運転試験を行い、その性能評価を行った。追設凝縮器を設置した実験装置の構成を図 1 に示す。また冷房運転時、暖房運転時の回路図を図 2 (a), (b) に示す。追設凝縮器は凝縮器と蒸発器のキャピラリーチューブの間に位置するので冷房時においても暖房時においても常に凝縮器として働く。この空調機の室外機には送風ファンが上下に 2 つあるが、追設凝縮器は上段のファンと重なるように室外機の外部に設置した。これにより、冷房時においては室外機の冷却空気は上段のファンにおいては追設凝縮器、既設凝縮器の順に流れる。また、冷媒については圧縮機、既設凝縮器、追設凝縮器、蒸発器という順に流れる。室外機ユニットと追設凝縮器との間にはボールバルブが設置してあり、追設凝縮器の有／無の切り替えが可能となっている。

図 3 に追設凝縮器の詳細を示す。小断面の流路に分割することにより、熱交換効率を向上させている。追設凝縮器の熱交換能力は 5.8 kW であり、既設凝縮器の能力の 50% である。使用冷媒は、HCFC22 と HFC134a の二種類である。圧縮機の潤滑油は鉱油（バーレルフリーズ 32s）をそのまま使用している。

試験方法は以下の通りである。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、追設凝縮器、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 11 点設置した。また空気温度を測定するために、凝縮器、追設凝縮器および蒸発器のそれぞれの吸込み口と吹き出し口に T 型熱電対を計 45 点設置した。冷媒圧力を測定するための圧力計は圧縮機、凝縮器、追設凝縮器および蒸発器のそれぞれの出口 4 ヶ所に設置した。

運転試験は冷房と暖房の両方で行った。この際、全負荷運転試験とするため室内機側実験室に室外機を、室外機側実験室に室内機を設置した室温調整用エアコンを用いて、冷房試験時には冷房運転、暖房試験時には暖房運転を行っている。試験中は、冷媒温度、空気温度、冷媒圧力、圧縮機の電流値、積算電力の測定を行い、交換熱量と消費電力より COP を算出する。試験ケースは表 1 の通りである。

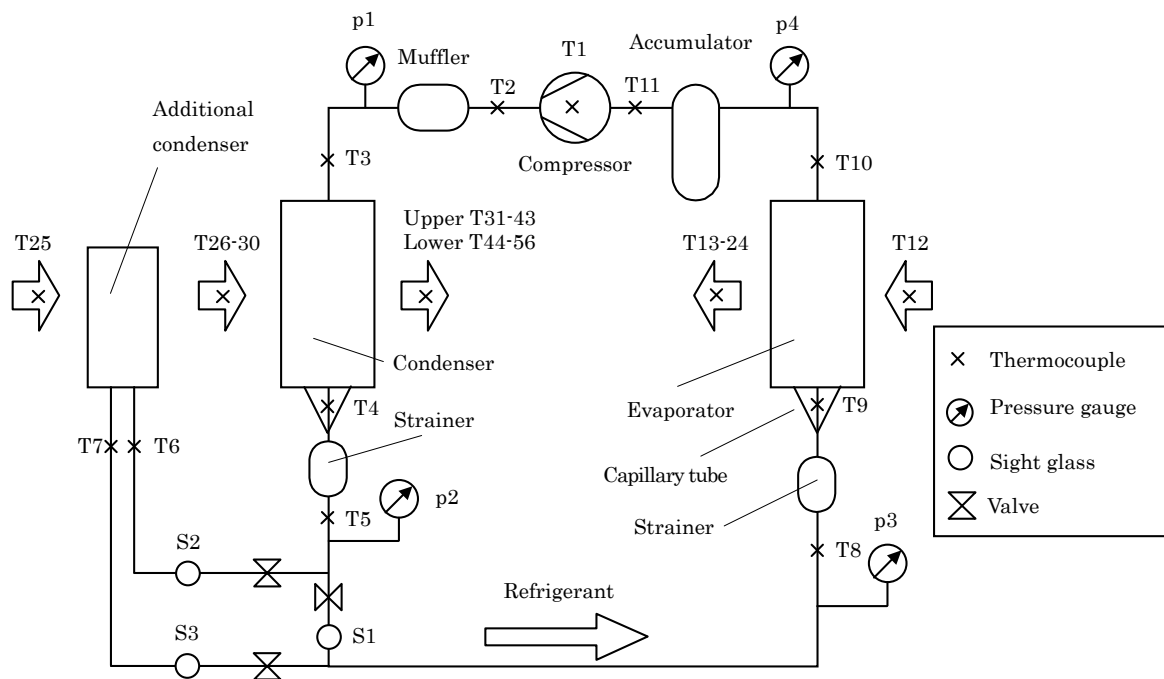
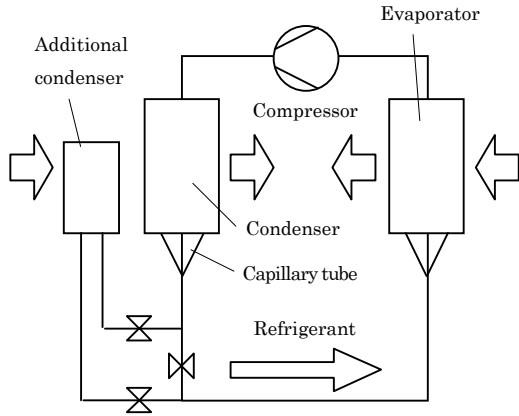
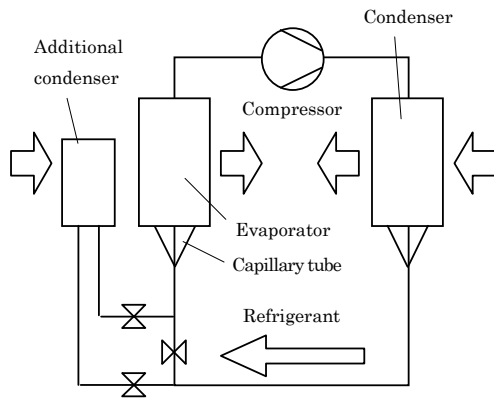


Fig.1 Configuration of experimental apparatus



(a) Cooling operation



(b) Heating operation

Fig. 2 Circuit chart with an additional condenser

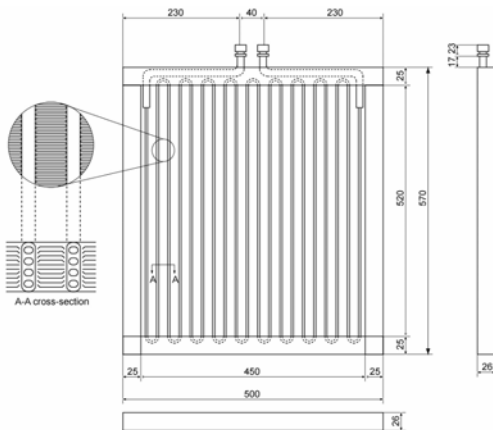


Fig.3 Additional condenser

3. 結果と考察

3・1 HCFC22での冷房試験

冷媒に HCFC22 を使用し、追設凝縮器を無／有として実験を行った結果を示す。冷媒量は 3.5kg である。

Table 1 Experimental conditions

Refrigerant	Oil	Additional condenser	Operation mode
HCFC22	Mineral oil	None	Cooling
		Installing	Cooling
HFC134a	Mineral oil	None	Cooling
		Installing	Cooling
		Installing	Heating

冷媒量は予備実験により COP が最適になるように決定した。また、この冷媒量では追設凝縮器無しの場合に凝縮器出口で HCFC22 が完全凝縮することが確認できた。追設凝縮器有りの場合においても冷媒量は同じで最適化していない。これは冷媒量を変化させてしまうと冷媒量の効果が入り、追設凝縮器の有無のみによる性能の比較ができないためである。一般的には、追設凝縮器の設置によって凝縮器の能力が増えるので、COP を最適化するためには冷媒量を増やさす必要があると考えられる。

図 4 (a) は通常凝縮器のみで運転を行ったときの通常凝縮器、図 4 (b) および図 4 (c) は追設凝縮器を使用したときの通常凝縮器および追設凝縮器の冷媒および冷却空気の温度変化を示したものである。追設凝縮器の吹き出し空気温度が通常凝縮器上段の吸込み空気温度となっている。追設凝縮器を使用した場合、冷媒は通常凝縮器で熱交換後、追設凝縮器でもさらに熱交換を行い、図 4 (c) 中の実線スケールで示されるように、30 分経過時において 2.4℃ほど温度が下がっている。このことから、追設凝縮器が有効に機能していることがわかる。このときの冷媒の温度と圧力は 43.1℃、2.15MPa で過冷却状態にあり、追設凝縮器出口に設置したサイトグラスによる観察でも冷媒は完全凝縮状態であることが確認された。他の時間においても運転中は常に冷媒は過冷却されていることが確認された。

図 5 に蒸発器における冷媒と空気の温度変化を示す。図 5 (a), (b) の実線スケールで示されるように 30 分経過時において蒸発器の吸込み空気と吹き出し空気の温度差は追設凝縮器なしで 23.4℃、追設凝縮器有りで 24.3℃あり、冷房が十分効いていることを示している。空気温度差は、追設凝縮器ありの方が追設凝縮器なしの結果よりやや大きく、凝縮器を追設した効果が表れている。通常凝縮器のみの試験では、凝縮器吸込み温度が 50℃に達したところで圧縮機吐出圧力が 2.75MPa となり開閉器が作動して空調機の運転が停止した。追設凝縮器を用いた試験では吸込み温度が 51℃を超えたあたりで圧縮機吐出温度異常により停止した。

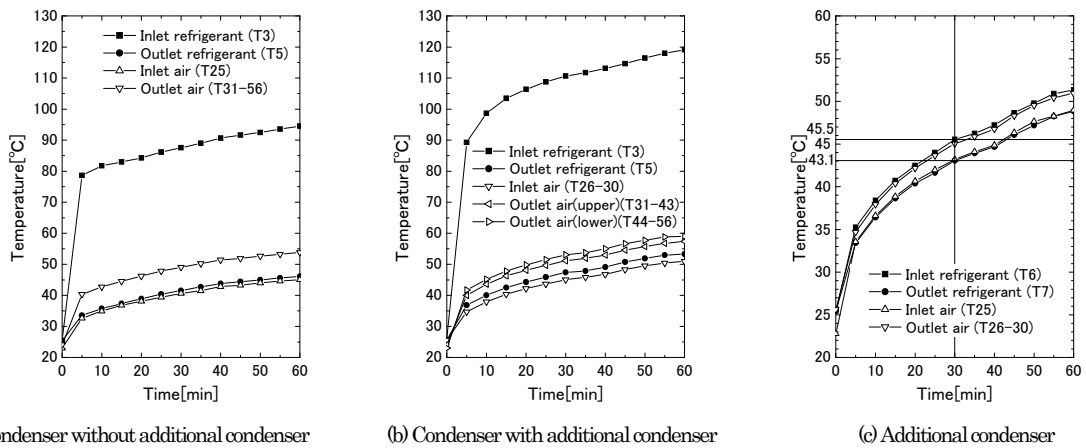
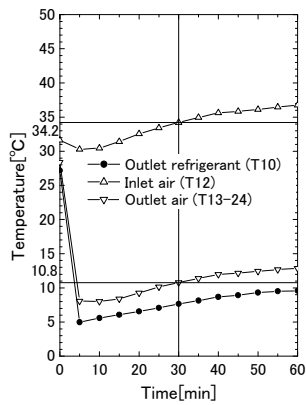
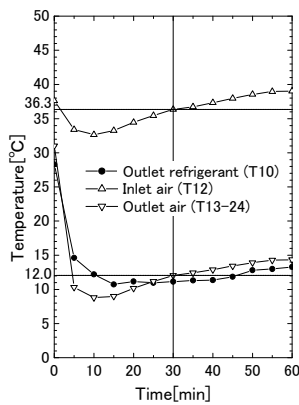


Fig. 4 Temperature change of air and refrigerant at condenser (HCFC22)



(a) Without additional condenser



(b) With additional condenser

Fig. 5 Temperature change of air and refrigerant at evaporator (HCFC22)

3・2 HFC134a での冷房試験

空調機から HCFC22 を回収し、その後、HCFC22 と同量である 3.5kg の HFC134a を冷媒として投入した。圧縮機の潤滑油は鉱油のままである。また、予備

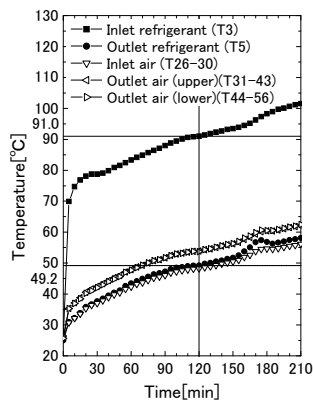
実験を行って HCFC22 と同じ冷媒量で COP が最適であることを確認した。このときの試験結果を示す。図 6 に通常凝縮器および追設凝縮器における冷媒と空気の温度変化を示す。図 6 (a), (b) の実線スケールで示すように、120 分経過後において、通常凝縮器では熱交換により冷媒温度は 41.8°C 下がり、追設凝縮器でさらに熱交換して冷媒温度が 1.4°C 下がっていることがわかる。また追設凝縮器出口における冷媒の温度、圧力データは 60 分経過時においては 41.3°C, 1.45MPa, 120 分経過時においては 47.0°C, 1.67MPa となり、運転中は常に冷媒が過冷却状態となっていることがわかる。また、図 1 に示す追設凝縮器出口に設置したサイトグラスにおいて観察を行った結果、冷媒は完全凝縮状態であることが確認された。

冷媒が HCFC22 の場合は、凝縮器吸込み温度が 50°C に達すると圧縮機吐出圧力異常や吐出温度異常により空調機が停止した。しかし、HFC134a の場合は外気温度（凝縮器吸込み温度）が 50°C を超えるような高温であっても吐出圧力異常や温度異常が起きず正常に動作することが確認された。

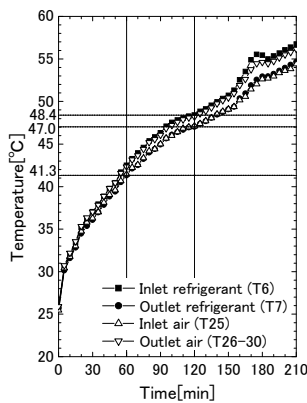
図 7 に蒸発器における冷媒と空気の温度変化を示す。蒸発器の吸込み空気と吹き出し空気の温度差は実線スケールで示されるように 20.2°C であり、空調機が冷房として十分機能していることを示している。

冷媒の圧力変化、圧縮機の電流値の変化に関しては、冷媒に HCFC22 を使用したときと比較して、高圧側圧力、低圧側圧力、電流値ともかなり小さな値を示していたが、これは HFC134a の冷媒としての特性を表している。

以上のように、HCFC22 用空調機に冷媒 HFC134a を封入して運転した場合においても、空調機は正常に動作することが測定データにより示された。



(a) Condenser



(b) Additional condenser

Fig. 6 Temperature change of air and refrigerant at condenser (HFC134a)

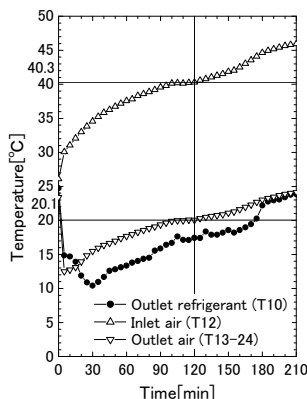


Fig. 7 Temperature change of air and refrigerant at evaporator (HFC134a)

3・3 定常運転試験

以上の実験では試験設備上の理由で室温が時間と共に上昇してしまうために定量的な性能評価、すなわち

COPの比較が困難であった。そこで屋外に室外機を設置した別の試験装置で、JIS 基準室内吸入空気温度（乾球/湿球）27°C/19°C、室外温度 35°Cとは異なるものの、温度条件はほぼ一定での試験を行った。試験に用いた空調機は同じく A 社製であるが、圧縮機出力 3.75kW、冷房能力 14.0kW、暖房能力 16.0kW で、非定常で実験を行った装置よりも能力が大きい。この試験装置の場合は追設凝縮器（5.8 kW）は下段のファンと重なるように室外機の外部に設置した。実験では冷媒量の最適化調整は行わず、追設凝縮器の有無、冷媒の種類に関係なく、冷媒量は規定量の 3.48kg である。

表 2 に実験条件、室内吸い込み温度、室外温度、圧縮機の冷媒温度と絶対圧力、凝縮器（または追設凝縮器）出口冷媒温度を示す。ここで AC は追設凝縮器（Additional Condenser）の意である。また Case 1, 2 は異なる実験日のデータを示す。表 2 より、本試験条件において追設凝縮器の有無に関わらず、また冷媒の種類に関わらず運転が可能ながわかる。

3・4 成績係数 (COP)

室内機における交換熱量 q は空気側の温度変化量を用いて、次式により算出できる。

$$q = \rho Q \Delta h \dots\dots\dots(1)$$

ここで、 Δh は吸込みと吹き出し空気のエントルピー差、 ρ は空気密度、 Q は空気の流量である。また、成績係数 COP は以下の式で算出できる。

$$COP = q / W \dots\dots\dots(2)$$

ここで W は消費電力である。

しかし、本研究で用いた試験設備では空気流量 Q を正確に測定することが難しかったため、信頼できる COP の絶対値を算出できなかった。そこで、HCFC22 冷媒を用いて追設凝縮器なしで試験したときの COP を基準 COP（すなわち 1）とし、それとの相対 COP を求めた。これにより、空気流量の影響をキャンセルして相対的な COP を評価することが可能になる。

$$\text{相対 COP} = COP / COP_{\text{HCFC22}} \dots\dots\dots(3)$$

表 2 に示す定常運転のデータから、HCFC22 で追設凝縮器無しの場合を基準にして、相対 COP を算出すると、表 3 のようになる。表 3 には相対消費電力、相対熱交換量も示してある。HCFC22、HFC134a の

Table 2 Steady state experiment of air-conditioning machine

Case	Refrigerant	Indoor unit Inlet air temperature [°C]		Outdoor unit Inlet air temperature [°C]	Compressor Refrigerant temperature [°C]		Compressor Refrigerant pressure [MPa]		Outlet of condenser Refrigerant temperature [°C]
		Dry	Wet		Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	
1	HCFC22	24.9	20.4	29.4	5.2	73.7	0.449	1.10	23.9
	HCFC22+AC	25.1	20.7	29.6	4.8	75.6	0.443	1.40	22.9
	HFC134a	25.0	21.0	27.4	7.3	50.0	0.299	0.72	24.7
	HFC134a+AC	24.6	20.6	27.0	5.4	52.4	0.284	0.83	22.3
2	HCFC22	27.3	19.6	29.9	8.9	64.6	0.439	1.08	24.8
	HCFC22+AC	26.6	19.5	28.2	8.6	66.5	0.433	1.37	22.3
	HFC134a	27.1	20.4	29.9	10.6	44.4	0.296	0.74	26.2
	HFC134a+AC	27.0	20.1	30.3	9.9	49.0	0.284	0.89	25.0

Table 3 Relative performance of air-conditioning machine

Case	Refrigerant	Relative consumed electric power	Relative heat exchange at evaporator	Relative COP
1	HCFC22	1.00	1.00	1.00
	HCFC22+AC	1.00	1.03	1.03
	HFC134a	0.70	0.74	1.04
	HFC134a+AC	0.69	0.77	1.13
2	HCFC22	1.00	1.00	1.00
	HCFC22+AC	1.00	1.03	1.03
	HFC134a	0.69	0.76	1.10
	HFC134a+AC	0.67	0.81	1.21

いずれにおいても追設凝縮器によって COP が向上していること、また HFC134a の方が HCFC22 よりも COP が向上していることが確認できる。

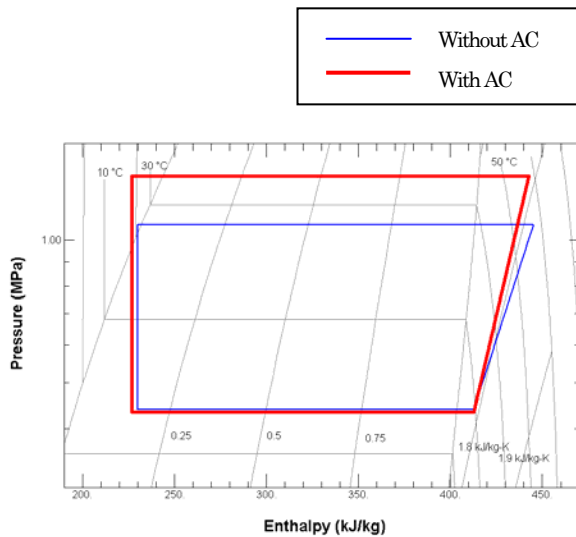
追設凝縮器を用いることにより COP が向上したのは、凝縮器能力を大きくしたことにより、冷媒がより過冷却され、蒸発器の熱交換量が増したためと考えられる。また HFC134a を用いることで COP が向上した理由は以下のように考えられる。表 3 に示されるように、HFC134a に置き換えることにより蒸発器熱交換量は減少する。しかし、表 2 に示されるように HCFC22 と同量の HFC134a を使用すると冷媒の特性

として圧縮機の運転圧力が減少し、結果として表 3 に示されるように消費電力は減少する。この消費電力の減少が交換熱量の減少を上回っているため COP が向上したのである。

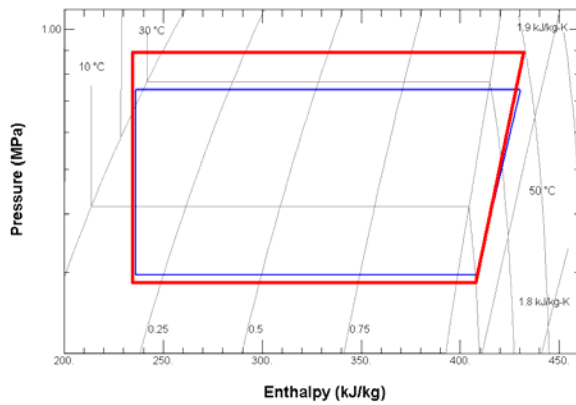
以上の議論はモリエ線図を用いて確認することができる。図 8 (a),(b) に表 2 Case 2 のデータを用いて描いた HCFC22 と HFC134a のモリエ線図を示す。HCFC22, HFC134a いずれの場合も、追設凝縮器 (AC) を設置することで冷媒がより過冷却されていることがわかる。また追設凝縮器を設置することで高圧側の圧力が増加するが、圧縮機の仕事は変化しておらず、効率には影響していないことがわかる。また過熱度に関しても追設凝縮器有り無しの違いは見られない。HFC 134a の場合は低圧側の圧力も減少しており、これによって消費電力が減少する効果が得られている。

3・5 HFC134a での暖房試験

追設凝縮器を設置することは、既設の凝縮器を大きくすることと等価である。冷房時の高効率化のために凝縮器を大きくした場合、通常では暖房時に凝縮器と蒸発器が入れ替わるため蒸発器が大きくなり空調機が正常に動作しないと考えられる。しかし、本研究では先に述べたようにキャピラリーチューブを有する空調機において、追設した熱交換器が冷房時、暖房時ともに凝縮器として働くように取り付けられているため暖房時にも問題が生じない。また、暖房時の高効率化のために室内機の熱交換面積を増加させた場合、吹き出し



(a) HCFC22



(b) HFC134a

Fig. 8 Mollier diagram for HCFC22 and HFC134a

空気温度が低下することが考えられるが、本研究の構成では室内側の熱交換面積は変わらないため、吹き出し温度は低下しない。ただ追設凝縮器での放熱が室内では行われないため、暖房時の COP の向上は見込めない。

図 9 に室内機における吸込みと吹き出し空気の温度差を、図 10 に追設凝縮器における吸込み空気の温度上昇を示す。室内機における空気の吸込みと吹き出しの温度差は図 9 の実線スケールで示されるように 60 分経過後には 20.8°C であり暖房は良く効いていることがわかる。このことより、追設凝縮器を取り付けた場合も、暖房運転には問題は生じないことが確認できた。また図 10 の実線スケールで示されるように、60 分経過後には追設凝縮器における吸込み空気温度は 4.4°C ほど上昇して室外機に入ることがわかる。したがって追設凝縮器を設置することにより、寒冷地での霜付き

を防止する可能性もあると考えられる。しかし寒冷地での霜付きを防ぐ効果があるかないかについては JIS 条件での検討がさらに必要である。

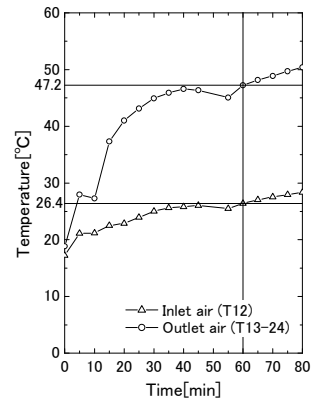


Fig. 9 Temperature difference of inlet and outlet air at indoor unit

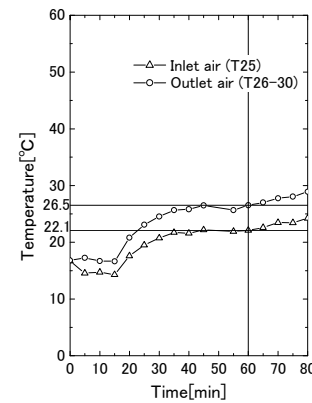


Fig. 10 Increase of air temperature by passing through additional condenser

3・5 長期運転

表 4 に、既設の HCFC22 用の空調機に追設凝縮器を取り付けて、実際に HFC134a で運転している事例を示す。本研究での試験結果は短時間のものであるため、HCFC22 用空調機に HFC134a をドロップインして運転する場合の長期にわたる信頼性については検証していない。しかし、表に示すように 3 年間追設凝縮器を設置して冷媒を入れ換え、冷房、暖房ともに空調機が正常に動作している実績があるため、HCFC22 用空調機に HFC134a を封入し長期間運転することは可能であると考えられる。

4. 結 論

本研究では、高効率空調システムを開発することを目的として、外付け凝縮器を追設した HCFC22 用

Table 4 Operating cases using HFC134a instead of HCFC22

Place	Installation	Operation period
A company	February 4, 2002	3years
B company	February 23, 2002	3years
C factory	July 27, 2002	2years and 7months
D factory	December 27, 2003	1years and 2months

空調機の運転試験を行い、その性能評価を行った。さらに、冷媒をオゾン層を破壊しない HFC134a に入れ替えて空調機の運転試験を行うことにより、代替冷媒を使用する高効率空調システムが構築可能かどうかを検討した。以下に得られた知見を示す。

- (1) 空調機に凝縮器を追設することにより、COP が向上し、エネルギー消費を抑えることができる。
- (2) 追設凝縮器を取り付けた空調機において、潤滑油として鉱油を用いたまま冷媒を HFC134a に入れ替えても運転が可能である。またその場合、HCFC22 の場合と比較して COP は上昇する。さらに HFC134a の特性として外気温度が 50°C を超えても動作することが確認できた。

謝 辞

本論文の作成にあたり、運転事例データを提供して下さったワシノ商事株式会社、実験場所を提供していただいた不二技研工業株式会社の皆様に感謝の意を表します。

参 考 文 献

- (1) Ohguri, Y., Heat Pump Type Air Conditioner, US Patent No.5937669, August 19, 1999.
- (2) Japanese Ministry of Environment, White Paper of Environment (in Japanese), 2003, 97.
- (3) The Heat Pump and Thermal Technology Center of Japan, Non-Fron technologies (in Japanese), Ohmu-sha, 2004, 39 and 136.
- (4) John T. McMullan, Refrigeration and the environment - issues and strategies for the future, Int. J. of Refrigeration, 25 (2002), 89-99.
- (5) Sekiya, A., "Realization of continual developing society and refrigerant evaluation (in Japanese)," Heisei 14 seminar of Japan Society of Refrigeration and Air Conditioning Engineers, 2002,515.