

特集 家庭用自然冷媒(CO₂)給湯機の開発*

Development of Natural Refrigerant (CO₂) Hot Water Supplier for Residential Use

榊原久介

Hisayoshi SAKAKIBARA

山本 憲

Ken YAMAMOTO

加藤裕康

Hiroyasu KATO

沖ノ谷剛

Tsuyoshi OKINOTANI

秋山訓孝

Yoshitaka AKIYAMA

河地典秀

Norihide KAWACHI

In Japan, the demand for hot tap water accounts for about 35% of residential final energy consumption, but most of this demand is met by direct combustion of fossil fuel. So it is expected to develop high performance heat pump water heater for energy saving. On the other hand, Developments of heat pumps with natural working fluids are expected for environmental protection. Under such a circumstance, the CO₂ heat pump hot water supplier for residential use was developed for the first time in the world. This system needs high performance compressor, high performance heat exchanger and optimized high side pressure control method for transcritical CO₂ refrigerant cycle. Therefore this unit works much effectively since it cuts down 30% energy compared to the gas combustion system from the level of electric power generation and it achieve 50% reduction of CO₂ emission to the gas combustion system.

Key words : CO₂, Heat pump, Transcritical, Hot water supplier

1. まえがき

地球温暖化問題への対応がますます重要性になっている中で、家庭分野における省エネルギーとCO₂排出量の削減の必要性も大きくなっている。特に、家庭分野の最終エネルギー消費の約35%を占める「給湯」分野については、現在その大部分をガスや石油等の化石燃料の燃焼によっており、この分野での削減が大きな課題である。

このような背景のもと、東京電力(株)・(財)電力中央研究所・(株)デンソーは、平成10年度～平成12年度にかけて、地球温暖化に与えるインパクトが極めて小さい自然冷媒(CO₂)を使用し、成績係数(COP)が非常に高い家庭用CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機の共同開発を行った。

この開発にあたっては、超高压(従来フロンの5から7倍)、超臨界領域でのサイクル挙動に合わせた新規の圧縮機、熱交換器、サイクル制御を確立する必要があった。しかし、開発当初においてはCO₂を冷媒とするサイクルは学会等の研究論文に散見するのみであった。そこで、我々独自の研究によってCO₂に適したシステム開発を行い、その結果、従来の燃焼系給湯機に比べ1次エネルギー比30%、CO₂排出量が50%削減可能なCO₂冷媒ヒートポンプ給湯機を世界に先駆けて商品化した。

2. システム概要

CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機システムの概要をFig.1に示す。それぞれの機能品はCO₂の特性に合わせて新開発したものである。ヒートポンプサイクルとして従来フロンのシステムと大きく異なるポイントは、

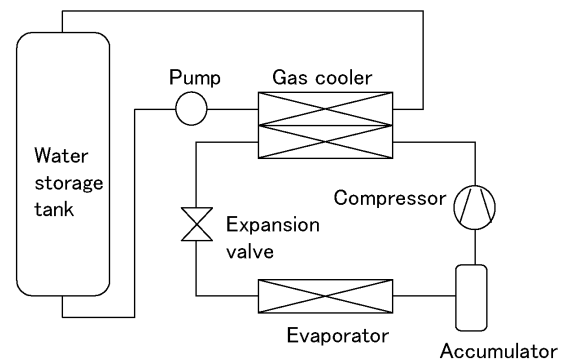


Fig.1 CO₂ hot water supplier

- ・冷媒がCO₂・・・自然冷媒であり、オゾン層破壊係数0、温暖化係数1のCO₂を冷媒として採用することにより環境負荷が軽減できる。
- ・高作動圧力・・・従来フロンの5から7倍程度の作動圧力。
- ・超臨界作動・・・高压側が超臨界点を越え作動するサイクルであり、水を加熱する際のサイクル効率(COP)が従来フロンのより高くできる。

* 2002年2月12日 原稿受理

の3点が挙げられる。このシステム内での挙動を説明すると、まずCO₂コンプレッサで10MPa程度まで圧縮され超臨界状態となった冷媒は、水冷媒熱交換器に流入し、対向流的に水と熱交換を行う。その後超臨界の高圧圧力を制御する膨張弁で低温低圧に減圧され、エバポレータにて蒸発し、再びコンプレッサへ吸入される。水側は貯湯タンク下部よりポンプによって水冷媒熱交換器に送られ加熱される。この湯は、タンク上部へと運ばれタンク内で境界層をはさんで冷水と積層される。以下これらのCO₂コンプレッサ、水冷媒熱交換器、膨張弁制御について順次報告する。

3. CO₂コンプレッサの開発

3.1 基本構造

今回開発したコンプレッサの諸元をTable 1に、外觀をFig.2に示す。圧縮機構の選定にあたっては、特に作動時間の大半が深夜運転であることを考慮して、作動原理上静粛性ポテンシャルが高いとされるスクロール型を採用した。駆動部であるモータには、高い磁力を有する希土類永久磁石を使ったDCブラシレスモータを採用し、インバータにより、負荷に応じた任意の回転数で運転される。

Table 1 Specification

Type	Hermetic compressor
Refrigerant	CO ₂
Motor	DC brush-less
Compressor type	Scroll
Cylinder volume	3.3cm ³
Size	φ137 × 285



Fig.2 External view

3.2 内部構造と特徴

3.2.1 内部構造

Fig.3に開発品の内部構造を示す。このように、モータ部を上部に、圧縮機構部を下部に配した縦置き構造となっている。冷媒の流れはFig.3に示すとおりで、低压側熱交換器にて大気熱を吸収したCO₂ガスが、コンプレッサ上部に設けられた吸入配管からモータ部に流入し、モータを冷却する。その後、各ベアリング部を経て圧縮作動部のスクロール外周部に流入し、順次圧縮され、高温・高圧状態となり、スクロール中心部から吐出チャンバを経て、高圧側の熱交換器へ吐出される。また各部の潤滑は、基本的にサイクルからの帰還オイルによってなされている。

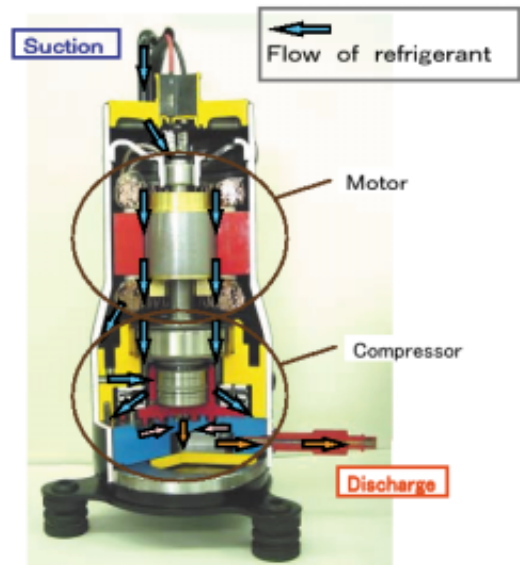


Fig.3 Internal structure

3.2.2 特徴

開発品の特徴について以下述べる。

(1) 外郭密閉構造

CO₂冷媒は前述のとおり、フロンに比べると高低圧の差が大きく、外郭の耐圧設計に留意する必要がある。これに加えフロンに比べ分子が小さく、ゴム材への透過性が大きい。そこで開発品は、鋼管材で形成した外郭ケースの中に内蔵部品をすべて包みこみ、これと上下両端の蓋状の部材とを溶接にて固定・密封する全密閉構造とし、さらにケース内面側をすべて吸入圧とした低压ドーム型とした。これにより外郭の薄肉設計およびモータ入力コネクタ等低強度部材の耐圧安全率の確保ができ、またゴム系のシール材を使用しないため外部への冷媒漏れを無くすることが可能となった。なお、

このケースの設計においてはFig.4に示すように応力解析による最適設計を実施した。また、モータや圧縮作動部の発熱部を低温冷媒雰囲気中に配置することにより、大気への熱エネルギー放散を抑制し、損失エネルギーの回収を行っている。

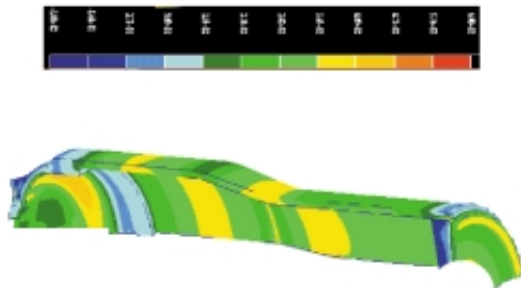


Fig.4 Results of case analysis

(2) スラスト受け機構

コンプレッサ効率向上に向けては各摺動部で発生する機械損失を低減する必要がある。開発品では各軸受けをすべて転がり軸受けとすることで摩擦損失を小さく抑制している。特にスクロール型コンプレッサは構造上、公転運動する回転スクロール背面に圧縮室の圧力によるスラスト荷重が作用するが、CO₂冷媒の使用により、そのスラスト荷重は従来のフロン約5倍程度と非常に大きくなる。このため従来から採用されている平面受け構造では、摩擦による機械損失が非常に大きく効率低下を避けられない。また、ボールカップリング構造では、回転スクロールの公転運動への従動は容易であるが、球と平面との接触となるため接触面積が小さく、面圧を許用値以下に押さえることが困難なため耐久性を確保することができない。

そこで接触面積を大きくし、回転スクロールの公転運動に従動できるように、同一方向に配列したコロの

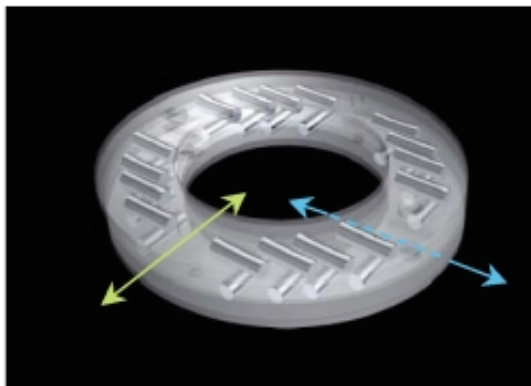


Fig.5 Thrust bearing

カップリングを2組使用し、互いに直行するように上下に配置した新機構のスラスト軸受けを考案した (Fig.5)。このスラスト軸受けの採用により同体格のボールカップリングに対して面圧を約1/5に低減し寿命を確保するとともに、機械損失低減を達成している。

(3) スクロール部

前述したようにCO₂冷媒は高低圧の差が大きく、従来フロン約5倍以上となるため内部漏れの低減が高効率化のキーとなる。また吸入冷媒圧力も高く、高密度なために同一能力あたりの圧縮室容積が1/7程度となるため、さらに内部漏れの影響が大きくなる。また、スクロールの歯の根元には繰り返し応力が発生するため、疲労強度の確保が必要となる。

そこで開発品のスクロール部材には高強度な鋳鉄材を採用し、圧縮時に作用する高荷重による変形を従来のアルミ製スクロール以下に抑制して内部漏れを低減した。また歯元疲労に対する安全率を確保し長寿命化に対応している。Fig.6に回転スクロールの歯元応力解析例を示す。さらに、圧縮室を形成する各部材の寸法精度による隙間に対しては、カーエアコン用コンプレッサ生産で培った生産技術力を最大限に生かして高精度なスクロール加工・組付けを行い、隙間を最小限に抑えて高効率化に結び付けている。

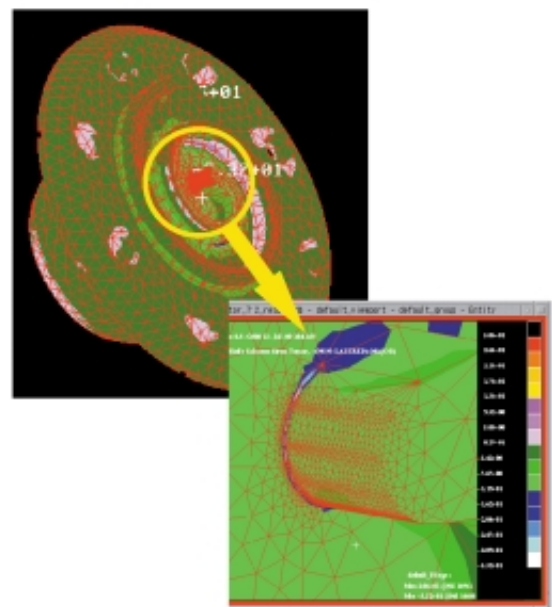


Fig.6 Results of scroll analysis

3.3 特性評価

3.3.1 コンプレッサ単体評価装置

開発品の特性評価としてコンプレッサ単体性能測定結果について述べる。性能測定はFig.7に示す評価装置を用いて行った。各ポイントでの圧力・温度、冷媒質量流量、モータ入力電力を計測し性能評価を行った。オイルレートはコンプレッサ吐出後のオイルセパレータで分離したオイルを、オイルクーラにて冷却した後、コンプレッサ前に戻す構成になっている。スーパーヒートはアキュムレータ後のヒータにて調整する。また能力の算出には実給湯機システムでのガスクーラ出口温度を使用した。

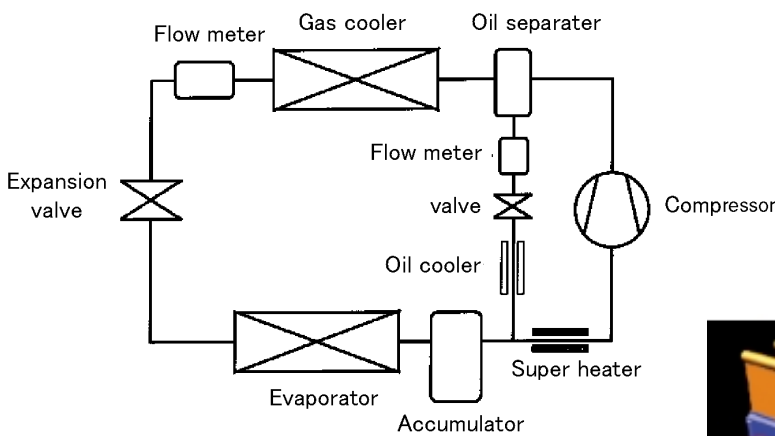


Fig.7 Experimental equipment

3.3.2 コンプレッサ単体性能評価結果

コンプレッサ単体性能評価結果として実給湯機システムでの代表的な圧力条件でのコンプレッサ回転数とCOPの関係をFig.8に示す。(スーパーヒート10℃, オイルレート3%にて測定)

3000~6000r/minの領域において、ほぼフラットで安定した特性を示すことが分かる。

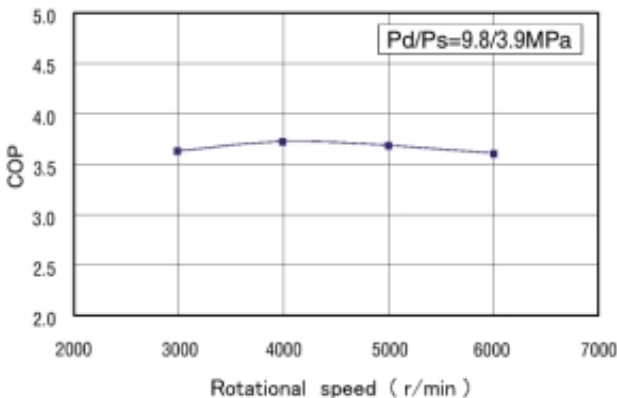


Fig.8 Relationship between COP and rotational speed

4. 水冷媒熱交換器の開発

今回開発した水冷媒熱交換器の外観及び構造をFig.9に示す。また、従来の二重管方式の熱交換器(以下二重管)の外観をFig.10に示す。二重管では、内側の管に水道水、外側の管に冷媒を、対向流となるように流しているのに対し、開発した水冷媒熱交換器は、複数本の細管にCO₂、その細管の側面に接合した蛇行流路に水道水を、直行対向流となるように流す。

超臨界域でのCO₂では、Fig.11に示すように、冷媒温度が入口から順に低下するため、HCFC22と比較して、作動冷媒と水道水の温度差が小さい。そのため、従来の二重管で高性能を達成するには、伝熱面積(体格)を大きくする必要がある。

そこで、高性能を伝熱面積拡大ではなく、熱通過率向上で達成するため、次章で述べるような伝熱促進技術を検討した。冷媒側については、温度差が小さくても水を効率良く加熱できるように、冷媒側流路を細管で構成した。

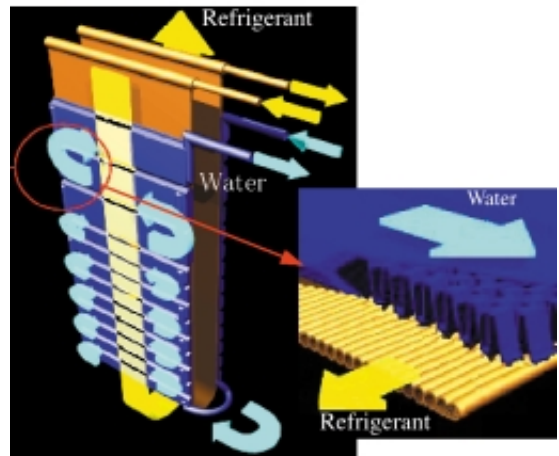


Fig.9 CO₂-water heat exchanger

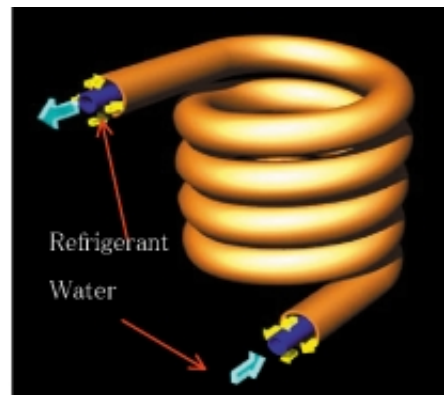


Fig.10 Double tube heat exchanger

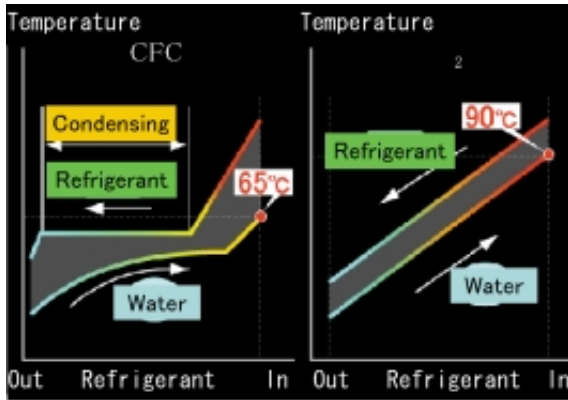


Fig.11 Comparison of CO₂ and CFC

4.1 CO₂水冷媒熱交換器の伝熱促進

4.1.1 水側

水道水の流速が遅いことを考慮して、水側の熱伝達率を向上させるために、インナフィンを流路内に挿入した。そのインナフィンには、流路の一部に、水の流れに対して垂直のオフセットフィンを採用して、熱伝達の促進をしている。Fig.12に示すように、流れに対し垂直なオフセットフィンは、並行なオフセットフィンと比較して、使用範囲において熱伝達率が3倍程度あることを数値計算で求めた。

材質は、水道管等で実績があり、熱伝導率が高い銅で構成した。

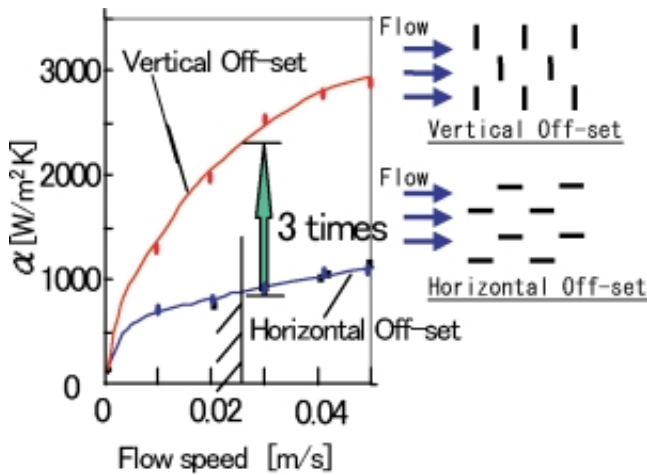


Fig.12 Heat transfer coefficient vs flow speed

4.1.2 冷媒側の伝熱促進

高いCOPを確保するため、前章で述べたように、温度差が小さくても水を効率良く加熱できる必要があると共に、設計圧力が高いため、強い耐圧構造をもつ必要がある。耐圧技術としては、カーエアコンの開発で培ってきた直径1mm以下の微細流路を用いた熱交換器が有効である。

微細流路の水冷媒熱交換器の設計、高性能化を進めて行く過程で不可欠となる微細流路におけるCO₂冷媒の超臨界領域での伝熱特性を測定する必要がある。しかし、数~10mm程度の管径に対する報告例は多いが、管径1mm以下についてはデータがない。

そのため、熱交換器の設計の前に、微細流路内のCO₂冷媒の伝熱特性を評価した¹⁾。

Fig.13に実験装置を示す。評価部はCO₂サイクルのガスクーラに並列配置させ、管径1mm以下の微細流路群を有した供試扁平冷媒管があり、冷却・温度制御にはペルチェ冷却素子を使用した。

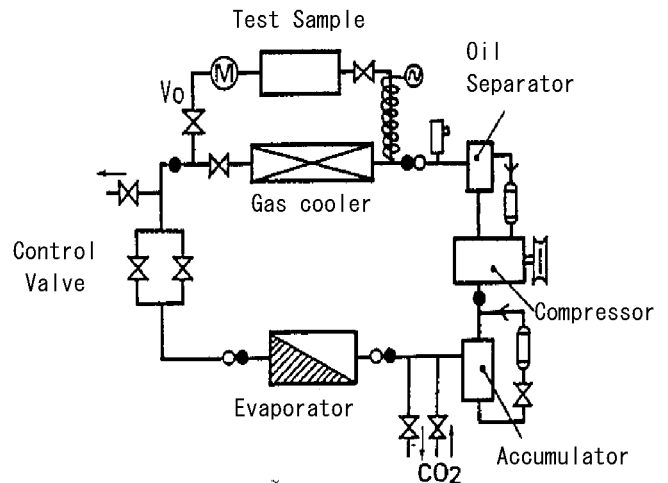


Fig.13 Experimental apparatus for heat transfer

Fig.14に、ガスクーラ総質量流150kg/hにおける熱伝達率の温度特性を示す。管径dを微細化した本評価では、超臨界特有の温度に対する熱伝達率のピークを示す特性が得らるとともに、Petukhov, SINTEFの式から算出される熱伝達率と比較して、特に高温範囲で高い傾向を示した。よって、管径の微細化がCO₂冷媒ヒートポンプ用の熱交換器に有効である。

得られた熱伝達率のデータから、最小二乗法により下記のNu（ヌセルト数）の実験式の各係数を決定した。また、同時に、下記の圧力損失係数Cfの実験式の各係数を決定した。

$$Nu = 0.0228Re^{0.83} Pr^{0.365} \quad (1)$$

$$Cf = 1.497Re^{-0.366} \quad (2)$$

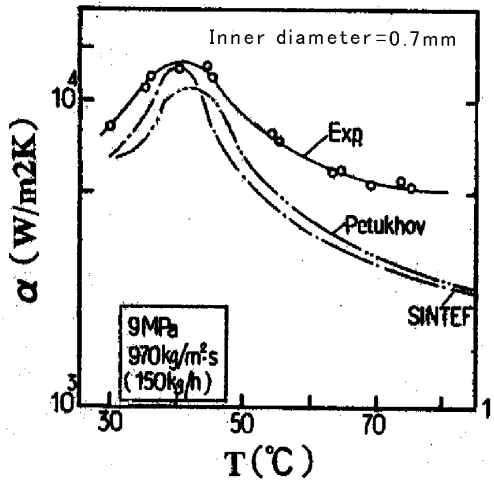


Fig.14 CO₂ heat transfer coefficient

4.2 CO₂水冷媒熱交換器の仕様検討

4.2.1 計算手法の確立

超臨界域では、温度によって大幅に冷媒の熱伝達率が変化するため、性能計算を微小区間に分けて行った。分割した区間で、冷媒側の熱伝達率 CO₂は次式で計算した。Nuは前記の式(1)を用いた。

$$CO_2 = \frac{Nu \cdot \pi \cdot d \cdot \Delta T}{4} \quad (3)$$

CO₂から微小区間内の熱通過率を求めた。冷媒と水道水の流れ形式は直行対向流であるが、水道水側を複数回蛇行させて対向流としているため、温度効率是对向流の関係式を採用した。各微小区間の冷媒・水道水の入口温度と温度効率から、各微小区間の能力を計算し、全体の能力は、それら微小区間の能力を積算した。

同時に、微小区間内の冷媒側の圧力損失を式(2)を用いて計算し、全体の圧力損失はそれら微小区間の圧力損失を積算した。

4.2.2 計算結果

外観寸法を固定して、細管径と能力の計算結果をFig.15に示す。計算は、次章で述べる条件で行った。管径1mmから0.3mmまでは、管径が小さくなることによる冷媒側の熱伝達率の向上により、性能が向上する。しかし、管径0.3mm以下では、冷媒の圧力損失が大きくなり、冷媒と水道水の温度差が小さくなりすぎため性能が低下する。

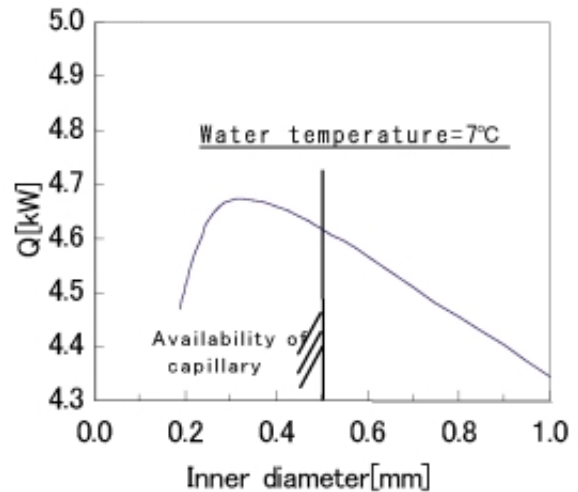


Fig.15 Capacity vs inner diameter

材質については、水側流路との接合を考慮し、銅とした。最終仕様の細管径は、銅の微細管の入手性を考慮して、0.5mmとした。

仕様一覧をTable 2に示す。

Table 2 Specification

Flow	Counterflow
Water side heat transfer area	0.511 m ²
Refrigerant side heat transfer area	0.20m ²
Dimension	W200 × H580 × D50mm

4.3 性能評価

4.3.1 試験装置

Fig.16に水冷媒熱交換器の単体評価装置を示す。性能評価条件の内、水道水側の水道水温度・流量を設定し、冷媒側はコンプレッサ回転数・膨張弁開度で所定の条件になるように設定する。水冷媒熱交換器の外周には、実機システムで使用される断熱材を巻いてある。

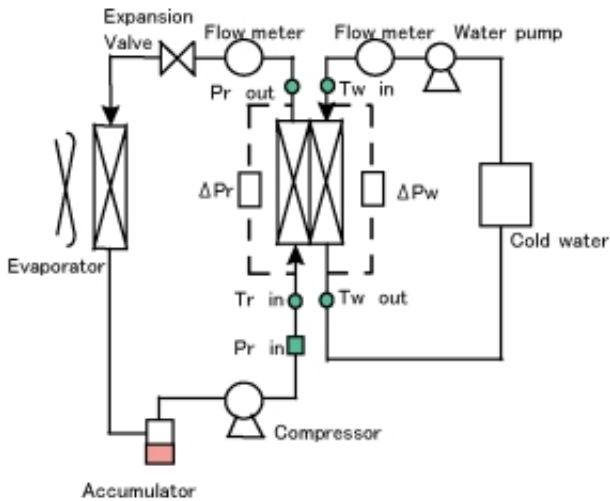


Fig.16 Experimental apparatus for heat exchanger

水側の性能測定条件をTable 3に示す。

Table 3 Test condition

	Condition
Water flow	0.8L/min
Water inlet temperature	7 °C

冷媒・水道水の温度を白金抵抗測温体で、冷媒・水道水の流量をそれぞれ質量流量計・電磁流量計で測定した。加熱能力については、水道水側・冷媒側から求め、水道水側の値を採用した。

4.3.2 評価結果

Fig.17に、上記条件での性能評価結果を示す。入口温度7 °C の水道水を90 °C まで加熱することができ、給

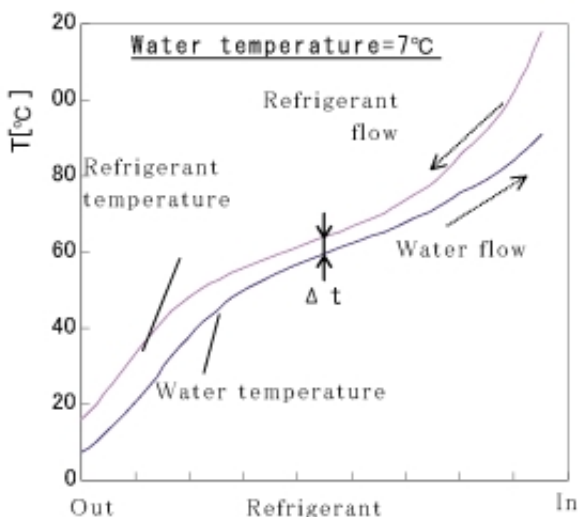


Fig.17 Heating performance

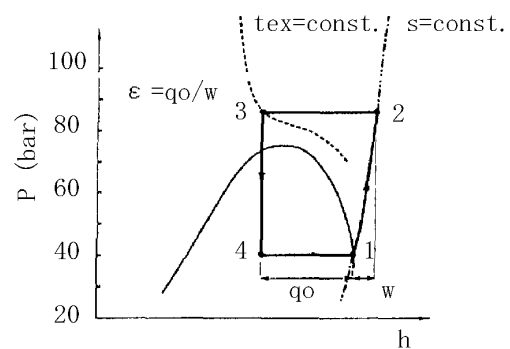
湯能力は4.6kWである。また、冷媒側の温度効率

$CO_2 = 0.92$ を達成した。冷媒側の伝熱促進としての管径の微細化及び、水道水側の伝熱促進としてのオフセットフィンを採用により、高効率な熱交換器を開発できた。

5 . CO₂ヒートポンプ用膨張弁制御の開発

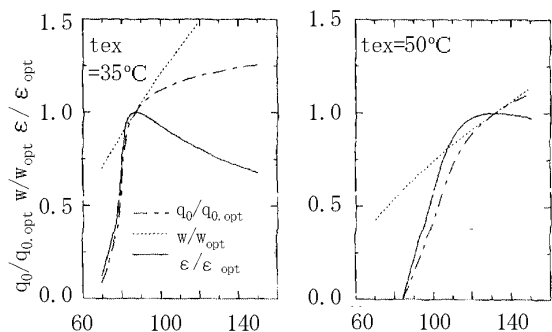
5.1 CO₂ヒートポンプ給湯機の性能特性

従来、直接空気に放熱するCO₂冷凍機の性能特性は、Fig.18、Fig.19のようになることが知られている²⁾。このような、十分な能力を持った直交流熱交換器との組み合わせでは、放熱器出口の冷媒温度は、ほぼ外気温度と等しくなる。よって放熱器出口の冷媒状態は高圧圧力の変化と共に、外気温度によって決まるモリエル線図の等温線を移動することになり、外気温度によってコンプレッサ動力と冷房能力の比 (COP) が最高となる高圧圧力が一意に決まることが分かる。



tex: Refrigerant temperature of gas cooler outlet
 q0: Cooling capacity
 w : Compression load

Fig.18 Trance critical cycle for air conditioner



tex: Refrigerant temperature of gas cooler outlet
 q0: Cooling capacity
 w : Compression load
 ε : $\epsilon = q_0/w$

Fig.19 Influence of high side pressure for performance

一方、給湯機のサイクルでは、CO₂冷媒の特徴を生かし、また貯湯タンクの容量を極力少なくするために、高温の沸き上げ温度を要求され、これを実現するため、高効率の対向流水冷媒熱交換器を用いることとなる。この場合の高圧側加熱特性はFig.20に表されるように、CO₂冷媒と水の特性により、熱交換器内部に最小温度差となるピンチポイントを持つ。よって必ずしも水熱交換器の出口温度は等温線に沿わず、直交流熱交換器を用いた空調用サイクルとは全く異なる特性を示すことになる。

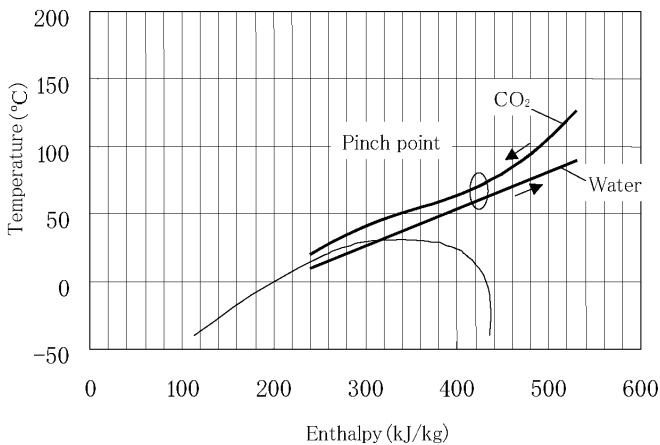


Fig.20 High pressure side character for heating condition

この挙動を、蒸発温度 -10℃、給水温度10℃、沸き上げ温度90℃、コンプレッサ効率70%、冷媒流量50kg/hとして各高圧圧力での水冷媒熱交換器の入り口条件を算出し、熱交換状態をシミュレートした結果をFig.21に示す。高圧圧力Phが上がると共に、加熱能力は上昇する一方で冷媒出口温度Tgoが低下し、COPはピークを持つ特性になることが分かった。すなわち、

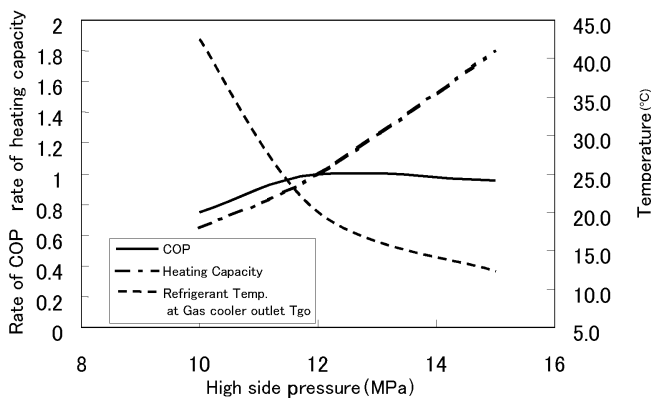


Fig.21 Heating capacity character along the high side pressure

CO₂ヒートポンプ給湯機サイクルの効率を制御するためには、高圧側冷媒圧力もしくは冷媒の熱交換量を代表する水冷媒熱交換器の出口冷媒温度を指標に制御すれば良いことになる。今回は、水冷媒熱交換器での熱交換量を代表し、よりサイクル状態を忠実に反映すると考えられるTgoを指標に、これと給水温度との差を持って制御する方式にて評価を行った。

5.2 実機評価

5.2.1 試験機仕様

今回評価した試験機の仕様をTable 4に示す。

Table 4 Specification of test unit

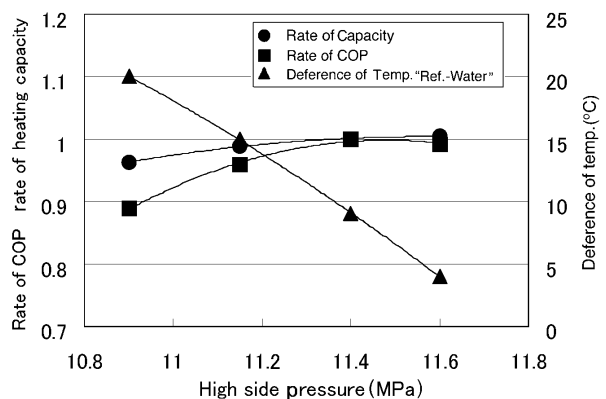
Components	Specification
Compressor	Scroll Type
Water heat exchanger	Copper capillary type
Evaporator	Fin and cube
Fan	OD φ 400mm
Water Pump	Magnet coupling type
Expansion Valve	Step motor type
Water Storage Capacity	300L (50LX2)

5.2.2 評価方法

環境試験室にユニットを設置し、膨張弁のみにて高圧圧力を変化させたときの加熱能力とCOP、及びTgoと給水温度の差 ΔTを測定した。また、この温度差 ΔTを指標として高圧圧力を制御した場合のシステム挙動を測定した。

5.2.3 評価結果及び考察

Fig.21に示すシミュレーション結果とは加熱能力の傾向が若干異なるが、ほぼ試算どおりの挙動が見られた。(Fig.22)冷媒出口温度が高圧上昇と共に低下し



Ambient temperature:3°C, 54% Inlet water temperature:7°C

Fig.22 Heating capacity character for CO₂ hot water supplier

た結果、給水温度との差 ΔT が小さくなっている。この ΔT を COP が最高となるよう膨張弁を制御することで、高圧圧力を検出することなく、サイクルを最適な状態にできることが検証された。

Fig.23に ΔT を指標として膨張弁を制御した場合のシステム挙動評価結果を示す。このように、運転開始と共に変化する ΔT をとらえ膨張弁を制御することにより、適切な高圧圧力と高COPを維持可能であることが分かった。

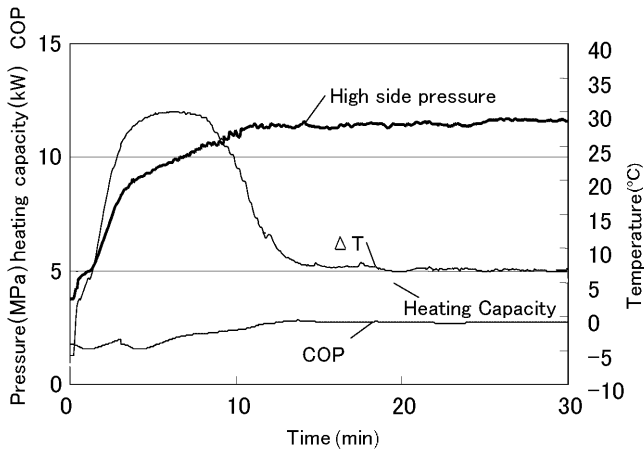


Fig.23 Heating capacity character for CO₂ hot water supplier

6. システム性能評価

次に、東京地区における年間平均システムCOPを試算した。外気条件は、深夜時間帯（23:00～7:00）の平均値（「MICRO PEAK / 1987 利用者マニュアル」、建築設備技術者協会、東京（1987）による）であり、給湯負荷は標準的な4人家族（IBEC Lモード相当）とした。この与条件では、圧縮機回転数3000r/min、給湯温度65 となり、COPは最も高くなる。

フィールド試験機による性能評価試験では、所要動力として圧縮機インバータ入力のみを考慮したが、実際のシステムでは、吸熱側の空気ファンモーター及び給水ポンプの動力（30W）が加算される。そこで、これらの動力も加えて年間平均システムCOPを試算した。結果をTable 5に示す。

得られた年間平均システムCOPは約3.4であり、貯湯タンクの熱ロス（10%程度）を加味しても3.0以上となり、開発目標である年間平均COP = 3.0以上を達成した。

本システムの対環境性を従来の燃焼式給湯機との比較で算出した結果をTable 6にまとめた。1次エネルギー比で30%、CO₂排出量で50%の削減が可能であることが分かる。

Table 5 Test result

	Winter (Dec.-Mar.)	Intermediary (Others)	Summer (June-Sep.)	Yearly total
Ambient Air Temp. (°C) *1	4.6	13.8	22.5	--
Tap Water Temp. (°C)	8.3	15.9	23.2	--
Hot Tap Water Demand (MJ)*2	7,369	5,828	4,291	17,488
COP (Experimental Result)	3.10	3.47	3.85	--
Energy Consumption (MJ)	2,378	1,679	1,115	5,172
Estimated Yearly Average COP		--		3.38

*1 Average ambient air temperature

*2 IBEC L mode

Table 6 Assessments of environmental impact

Gas type	Power generation unit + CO ₂ heat pump water	Comparison
<p>Gas water 100, $\eta = 78\%$, 78, 22, Hot-water 78, Heat pump water heater COP is over 3.0, 52, Solar thermal energy, 26, Electricit, 70, Power generation unit, $\eta = 37.4\%$, Generation loss + transmission</p>	<p>Primary energy efficiency of 30%</p>	
100	CO ₂ emissions 50	CO ₂ emission reductions of 50%

Power generation efficiency (0.37 = 860/2,300) is based on the energy equivalent nightly available purchase of 2,300 kcal/kWh under the Energy Conservation
 CO₂ emission coefficient and intensity: Electricity = 0.357 kg CO₂/kWh; utility gas = 2.360kg CO₂/m³ (Environment Agency /2000)

7. むすび

我々は、以上のような検討を重ね、2001年5月、世界初の家庭用自然冷媒(CO₂)ヒートポンプ給湯機を製品化した。この度、第12回平成13年度省エネ大賞経済産業大臣賞を受賞し、後発メーカーからも順次発売が予定されるなど、環境商品としてその注目度は非常に高い。そもそもCO₂冷媒は、フロンが冷凍機に使われる以前に冷媒として活躍した時代があったが、その扱い難さからその後開発されたフロンに取って替わられた、言わば忘れられた冷媒であった。しかし、近年の環境意識の高まりからにわかに注目され、新たな技術開発と共に活躍の場が与えられることになった。我々がその一助を担えたのは非常に光栄なことと感じている。今後も、更なる高効率化、高性能化を目指し開発を進めていくつもりである。

<参考文献>

- 1) 長田・山内, 日本機械学会2000年 年次大会, 5(2000), 548.
- 2) 藤原健一, 山中康司, 平田敏夫: 冷凍, 73(853), 1009 (1998)

<著者>



榊原 久介
(さかきばら ひさよし)
冷暖房事業部 特定開発室
CO₂冷媒給湯機の開発・設計に従事



加藤 裕康
(かとう ひろやす)
冷暖房開発2部
CO₂用コンプレッサの開発・設計に従事



秋山 訓孝
(あきやま よしたか)
冷暖房開発2部
CO₂用コンプレッサの開発・設計に従事



河地 典秀
(かわち のりひで)
冷暖房開発3部
CO₂用熱交換器の開発・設計に従事



山本 憲
(やまもと けん)
冷暖房開発3部
CO₂用熱交換器の開発・設計に従事



沖ノ谷 剛
(おきのたに たけし)
冷暖房開発3部
CO₂用熱交換器の開発・設計に従事