

家庭用CO2ヒートポンプ給湯機の開発

齋川, 路之

<https://doi.org/10.15017/1807093>

出版情報：九州大学, 2016, 博士（工学）, 課程博士
バージョン：
権利関係：全文ファイル公表済



平成 28 年 度

博 士 論 文

家庭用 CO₂ ヒートポンプ給湯機の開発

九州大学大学院総合理工学府
環境エネルギー工学専攻
熱エネルギー変換システム学研究室

齋 川 路 之

指導教員 小 山 繁

平成 29 年 1 月

目 次

第 1 章 序論	1
1. 1 本研究の背景	
1. 1. 1 給湯分野の省エネルギーの必要性	
1. 1. 2 自然冷媒を利用したヒートポンプ開発の必要性	
1. 2 CO ₂ 冷媒の特徴と開発動向	
1. 2. 1 CO ₂ 冷媒の特徴と適用分野	
1. 2. 2 CO ₂ 冷媒利用システムの開発動向（概ね 2000 年以前）	
1. 2. 3 CO ₂ 冷媒利用システムの開発動向 — エコキュートの技術進展 —	
1. 3 本研究の目的	
1. 4 本研究の構成	
第 2 章 給湯用理想ヒートポンプサイクル及びその成績係数(COP)の導出と 各冷媒の上限 COP の評価	27
2. 1 緒言	
2. 2 給湯用理想ヒートポンプサイクルの導出	
2. 3 給湯用理想ヒートポンプサイクルの COP の導出	
2. 4 各種冷媒による給湯ヒートポンプサイクルの上限 COP の評価	
2. 4. 1 JRA 定格条件における上限 COP の評価	
2. 4. 2 各種条件における上限 COP の評価	
2. 5 結言	
第 3 章 CO ₂ 給湯ヒートポンプサイクルの効率評価と特徴把握	43
3. 1 緒言	
3. 2 代表的な季節条件における効率評価	
3. 3 CO ₂ 給湯ヒートポンプサイクルの特徴把握	
3. 4 結言	
第 4 章 家庭用 CO ₂ ヒートポンプ給湯機に関する試作機の開発と性能評価	54
4. 1 緒言	
4. 2 試作機の概要と開発の経緯	
4. 2. 1 試作機の概要	
4. 2. 2 試作機開発の経緯	
4. 3 試作機の試験評価方法と効率向上	
4. 3. 1 試作機の試験評価方法	
4. 3. 2 試作機の効率向上	
4. 4 最終試作機の特徴把握と考察	
4. 4. 1 各季節条件における性能・特性評価	
4. 4. 2 運転制御方法に関する考察	
4. 4. 3 低外気温条件における性能評価	
4. 4. 4 性能表示条件における性能評価	
4. 5 最終試作機の年間平均効率の評価	
4. 6 結言	

第5章 CO ₂ 給湯ヒートポンプの高効率化の可能性に関する検討	82
5.1 緒言	
5.2 CO ₂ 給湯ヒートポンプの高効率化に関する検討条件	
5.3 CO ₂ 給湯ヒートポンプの高効率化に関する検討結果	
5.4 結言	

第6章 結論	85
--------	----

謝辞

付録1. 給湯ヒートポンプの普及による省エネ・CO₂削減・負荷平準化効果のポテンシャル評価

付録2. 最終試作機の各季節条件における性能・特性評価結果の詳細

付録3. 最終試作機の冷媒封入量変化試験結果

付録4. 最終試作機の圧縮機の効率について

付録5. エコキュート開発秘話

“An inside story behind the advent of “Eco Cute” CO₂ heat pump water heater for residential use”

第 1 章 序論

本研究は、現在普及が進み省エネルギーの推進に貢献している“家庭用 CO₂ ヒートポンプ給湯機（愛称：エコキュート）”の初めての商品化に繋がった研究の成果をとりまとめたものである。

1. 1 本研究の背景

本研究の背景は、給湯分野の省エネルギーを推進するために、高効率な給湯ヒートポンプの開発が必要であること、さらに、開発においては、オゾン層破壊係数や地球温暖化係数の小さい冷媒、例えば自然冷媒を利用する必要があることの 2 点である。以下、この 2 つの背景について述べる。

1. 1. 1 給湯分野の省エネルギーの必要性

我が国の給湯に関わるエネルギー需要は、民生用最終エネルギー消費の 28% を占め、これは、民生部門の他分野、産業部門、運輸部門を含めた全体の最終エネルギー消費の 7% に相当する（1996 年度ベース）¹⁾。さらに、一次エネルギーに換算すると、我が国の国内供給の 5% 程度を占めており、CO₂ 総排出量では、我が国全体の 6% 程度を占めるものと推算される。以上示したように、エネルギー消費に占める給湯熱需要の割合は極めて大きいことが分かる。現状では、この給湯熱需要は、その 90% が都市ガス・LPG および石油系燃料等の化石燃料の直接燃焼により賄われており¹⁾、ヒートポンプに代表される高効率機器の導入により省エネルギーの可能性が残されている分野でもある。

ここでは、この給湯エネルギー需要の大きさ、現状の給湯エネルギー効率、並びに深夜の給湯生産に着目し、電動圧縮式給湯ヒートポンプによる、省エネルギー効果、電力の負荷平準化効果について検討してみる。

給湯ヒートポンプによる負荷平準化・省エネルギー効果のポテンシャルを明らかにするために、本検討では、民生部門を対象とし、再生可能エネルギー利用の太陽熱温水器以外の給湯器、すなわちガス・灯油給湯機等が全て給湯ヒートポンプに代替した場合を想定するとともに、表 1.1.1 に示す前提条件・仮定を用いた。

表 1.1.1 給湯ヒートポンプによる各種効果の試算に関する前提条件・仮定
(文献 1)～4)を基に設定)

<ul style="list-style-type: none"> ・ 1996 年度のエネルギー統計データを利用 ・ 給湯ヒートポンプの成績係数(COP)=3、4の2ケースを検討 ・ 電力の一次エネルギー換算効率ηは 2450kcal/kWh (発電効率 0.35 に相当) ・ 機器効率は、電気温水器 0.9、太陽熱 1.0、燃焼式給湯器 0.8 と仮定 ・ 各種エネルギー源の CO₂ 発生原単位は、 			
電力	0.104 kg-C/kWh (需要端)		
都市ガス	0.0586 kg-C/Mcal	LPG	0.0668 kg-C/Mcal
灯油	0.0782 kg-C/Mcal	石油	0.0817 kg-C/Mcal
石炭他	0.103 kg-C/Mcal		

試算の結果、省エネルギー効果としては、給湯用一次エネルギー消費で 20%(COP=3)、39%(COP=4)削減され (図 1.1.1)、これは一次エネルギー国内供給のそれぞれ 1.1%、2.1%削減に相当する。温暖化効果では、給湯分野での CO₂ 排出量はそれぞれ 54%、63%削減され (図 1.1.2)、これは総排出量の 2.9%、3.6%削減に相当する。

また、電力の負荷平準化効果では、蓄熱式 (貯湯式) ヒートポンプとして電力ピーク時間帯以外で所要電力を供給することにより、年負荷率は現状の 56.6%からそれぞれ 5.4、3.8 ポイント向上し、62.0%、60.4%になる (図 1.1.3)。さらに、この蓄熱運転を深夜 8 時間に行う場合、2000 万 kW 程度の深夜電力需要増による負荷平準化効果・ボトムアップが期待できる。

以上の試算は、民生部門全体が対象であるが、家庭分野だけに限ってみても、一次エネルギー国内供給の 0.8%(COP=3)、1.4%(COP=4)削減に相当し、温暖化効果では、CO₂ 総排出量のそれぞれ、1.6%、2.0%削減に相当する。

このように、給湯分野は、ヒートポンプ技術の適用により、非常に高い省エネルギー・負荷平準化のポテンシャルを有していることが分かる。

なお、以上は本研究を開始した当時の状況であるが、2014 年度においても、家庭用給湯最終エネルギー消費の約 84%が化石燃料により賄われていることを付記しておく⁵⁾。

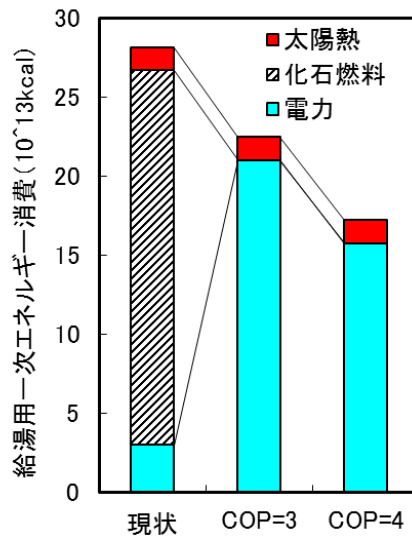


図 1.1.1 給湯用一次エネルギー消費の削減効果

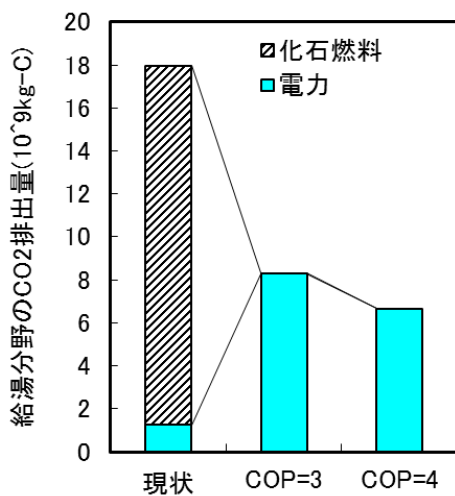


図 1.1.2 給湯分野の CO₂ 排出量の削減

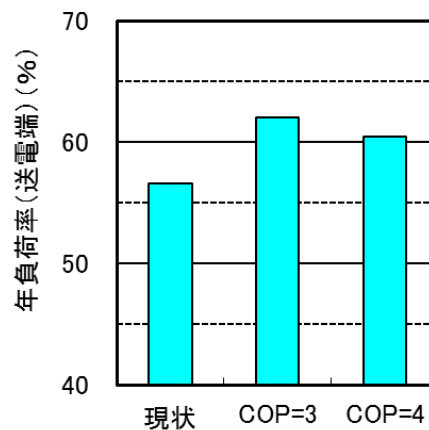


図 1.1.3 系統電力の年負荷率 (送電端) の改善

1. 1. 2 自然冷媒を利用したヒートポンプ開発の必要性

ヒートポンプの中を流れ、熱を運ぶ役割を果たしているのが冷媒と呼ばれるものである。従来、フルオロカーボンと呼ばれる化学合成品がその優れた熱力学的特性から冷媒として広く使われてきた。しかし、オゾン層保護の観点から

塩素を含むフルオロカーボン、例えばエアコン用の冷媒として広く使われてきた HCFC22 (R22) は 2020 年までの段階的な生産中止が決まっている。さらに、その代替冷媒である塩素を含まないフルオロカーボン HFC についても、地球温暖化係数が高いことから、1997 年末に開催された地球温暖化防止京都会議 (COP3) において、規制対象物質に指定された。

このような状況のもと、オゾン層保護を契機に、HFC を主要な代替冷媒として開発を進めてきたアメリカや日本に対し、ヨーロッパでは、フルオロカーボンのような合成物ではなく自然界に存在する物質をヒートポンプの冷媒として見直す動きが始まり、最近では世界的に自然冷媒を利用した機器の開発・導入が進んでいる。

自然冷媒には、アンモニア、 hidrocarbon、CO₂、水、空気等がある。ここでは、これら自然冷媒の特徴や開発状況について冷媒毎に概説する^{6),7)}。

(1) アンモニア

アンモニアは、成績係数が高く、産業用の冷凍機としては欧米を中心に広く普及している。問題は、毒性・可燃性を有することであり、安全性の確保が課題である。近年、国内メーカーが、冷媒封入量や冷媒漏洩を低減させるために、アンモニアと相溶性のある潤滑油や密閉型圧縮機の開発を行い、これらを採用した氷蓄熱式空調用ヒートポンプを開発している。開発機では、さらなる安全対策として、漏洩したアンモニアを蓄熱槽内へ吸引・除害するシステムを設置している。

(2) 炭化水素 (プロパン、ブタン等)

炭化水素は、現状の冷凍機の技術がそのまま使えることが大きな特徴である。問題は、その可燃性であり、安全性の確保が課題となっている。欧州では、冷蔵庫程度の冷媒充填量では万が一漏洩しても問題はないとの評価から、1990 年代中頃に、イソブタンを冷媒とした家庭用冷蔵庫が開発・商品化された。また、日本では、2002 年に国内メーカーが、ほぼ一斉に商品化し、家庭用の冷蔵庫については、ほぼ 100%イソブタン冷媒となっている。

(3) CO₂

CO₂は、毒性・可燃性がなく、伝熱特性も良いという利点がある。ただし、臨界温度が低いため、空調や給湯へ利用する場合、サイクルの高圧側が超臨界状態の「遷臨界サイクル」になる。このため、単純なサイクル比較では成績係数がフルオロカーボンより低くなる一方、給湯等の高温差加熱には高い成績係数が期待できる。さらに、作動圧力が従来のフルオロカーボンに比べて非常に高い。新規の技術開発が必要となり、冷凍冷蔵向けをはじめ、カーエアコンや一般のエアコン、給湯ヒートポンプへの利用を目指して世界的に開発・商品化が進んでいる。

(4) 水

水は、環境性や安全性からは理想的な冷媒で、直接接触熱交換が可能であるため、空調を想定した理論成績係数はフルオロカーボンと同等以上である。ただし、空調用途では、負圧の運転条件になるため、機器の大型化が避けられないことや0℃以下では使用できないという問題がある。南アフリカでは、金鉱山の冷房用の氷を製造するシステムが、デンマークでは、プロセス冷却用のシステム等が開発・導入されている。最近、我が国でも冷水製造システムが開発・商品化された。

(5) 空気

空気は水同様、環境性や安全性からは理想的である。ただし、ガスサイクルとなるため、成績係数はフルオロカーボンよりかなり低い。なお、成績係数は低いのが、冷媒の排出とエネルギー消費の両者を考慮した温暖化効果はフルオロカーボンより小さいとの評価から、近年、ドイツの新幹線用空調機として開発されている。また、冷凍倉庫などの低温向けに、我が国でも開発・商品化された。

(6) まとめ

以上、自然冷媒の特徴や開発状況を概説した。自然冷媒は、それぞれ長所・短所を持っており、先ずはその特長を活かせる分野から開発・普及が進み、技

術開発の進展に伴って、いろいろな分野へ適用が進んでいくものと考えられる。

参考文献

- 1) エネルギー・経済統計要覧 EMDC '98、(財)省エネルギーセンター、1998
- 2) 電気事業連合会資料
http://www.meti.go.jp/committee/sankoushin/sangyougijutsu/chikyu_kankyo/shigen_energy_wg/pdf/001_04_03.pdf、2001
- 3) 燃料報告書、温室効果ガス排出量算定に関する検討結果、温室効果ガス排出量算定方法検討会、環境省、2000
- 4) 電気事業便覧 平成9年度版、(社)日本電気協会、1997
- 5) エネルギー・経済統計要覧 EMDC 2016、(財)省エネルギーセンター、2016
- 6) Proceedings of IIR International Conference on New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning, 1994
- 7) Proceedings of 4th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, 2000

1. 2 CO₂冷媒の特徴と開発動向

本節では、本研究で取り上げたCO₂冷媒の特徴と開発動向についてまとめる。開発動向については、本研究の成果を基に、家庭用CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機(愛称エコキュート)が、2001年5月に世界で初めてわが国で商品化されたことから、概ね2000年以前と2000年以降に分け、2000年以降は、エコキュートの技術進展を中心にまとめた。

1. 2. 1 CO₂冷媒の特徴と適用分野

自然冷媒CO₂の特徴を以下にまとめて示す。

- ・ オゾン破壊係数は0、地球温暖化係数は1で環境への負荷が小さい。
- ・ 毒性・可燃性が無く安全、安価。
- ・ 臨界温度が低く(31℃)、空調や給湯用では、サイクルの高圧側が超臨界に

なる遷臨界サイクル (Trans critical Cycle)となる (臨界圧力は 7.4MPa)。

- ・このため、単純なサイクルの場合、ワンスルー加熱の給湯のように昇温幅が大きい加熱プロセスでは高い成績係数 (COP : 熱出力 / 圧縮機電気入力) が期待できる一方、空調用では COP は低い。
- ・圧縮機単位吸入量当たりの加熱能力が大きくシステムのコンパクト化が可能。
- ・熱伝達率が高く熱交換器のコンパクト化が可能。
- ・冷媒回収の必要がなくそのためのコストが不要。
- ・高圧で作動するため機器の新設計が必要。CO₂ では低圧 3MPa、高圧 10MPa 程度、フルオロカーボンではそれぞれ 0.5MPa、2.5MPa 程度。
- ・低圧縮比・高差圧の圧縮機が必要。

給湯用サイクルの試算結果 (温度 T-エンタルピ h 線図) を図 1.2.1 に示す。東京の冬期条件を想定し、蒸発温度を -3°C、給水温度 10°C、給湯温度を 65°C とした。ガスクーラ内では対向流で水を 10°C から 65°C までワンスルーで加熱する。また、断熱圧縮効率住宅エアコン用の圧縮機の効率を想定し 0.6 とした。冬期条件で 65°C 給湯という厳しい条件ではあるが、COP は 3.8 であり、CO₂ 冷媒は給湯用に有望であることが分かる。なお、試算においては、ガスクーラ内の水と CO₂ の最小熱交換温度差を設定しているため、この温度差になるように高圧側の圧力が決まる。図に示すように、最小熱交換温度差は、ガスクーラの内部と CO₂ 出口・水入口の 2 箇所を設定し、今回の試算ではいずれも 5°C とした。

図 1.2.2 に空調用を想定した試算結果を示す。蒸発温度を 0°C、ガスクーラ出口温度を 40°C とし、サイクルの高圧側の圧力を変化させた場合の試算結果である。図から、ガスクーラ出口温度を決めると、COP が最大となる高圧圧力が存在することが分かる。図には、COP とともに、圧縮機動力と冷却能力も示した。高圧側の圧力が高くなると、圧縮機動力はほぼ比例して大きくなるが、冷却能力は、高圧側圧力が 8MPa から 10MPa にかけて大きく増加し、10MPa 以上では増加量は小さい。以上のような両者の傾向から、COP としては、10MPa 程度で最大となっている。

図 1.2.2 には示していないが、凝縮温度を 40°C、他の条件は同じとして、R22

の COP を試算してみると 3.3 程度となる。設定した条件では、CO₂ の COP は R22 の約半分と低い。CO₂ では、空調に利用する場合、サイクルや要素機器の高効率化など、工夫が必要であることが分かる。

以上示した特徴から、CO₂ 冷媒の有望な適用分野としては、ワンスルー加熱の給湯、産業プロセス用等の冷温同時利用、乾燥、冷媒漏洩が避けられないカーエアコン等とされている。また、ヒートポンプの大きな市場である一般の空調、特に冷房への適用に関しては、フルオロカーボン並の効率を確保するためには、サイクルの工夫等が必要と考えられる。

なお、特徴のところでも述べたが、従来のフルオロカーボンに比べ、作動圧がかなり高く、適切な価格で要素技術が開発されるかどうか CO₂ システム普及の鍵を握っている。

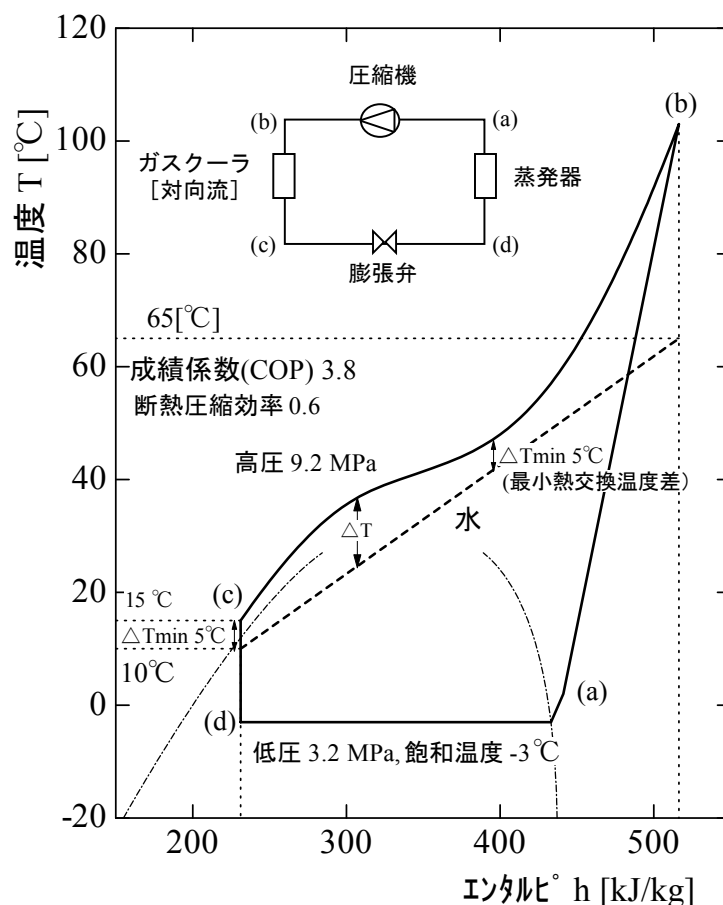


図 1.2.1 給湯用サイクルの試算結果 (T-h 線図)

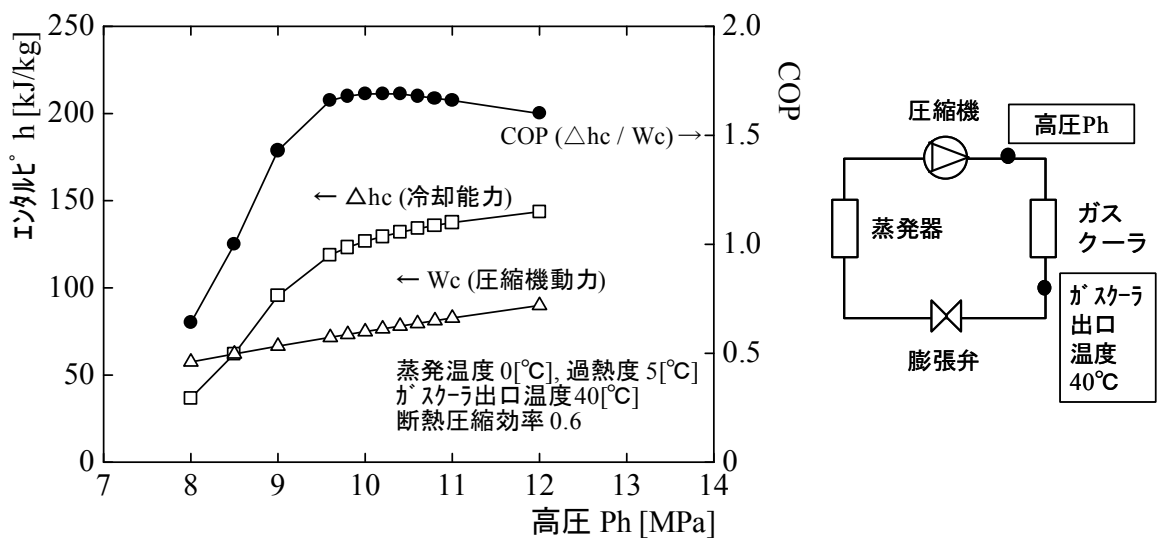


図 1.2.2 空調用サイクルの試算結果

1. 2. 2 CO₂冷媒利用システムの開発動向（概ね 2000 年以前）

本項では、エコキュート商品化以前の世界的な開発動向をまとめる。CO₂はカスケード冷凍機の低温側システムや二次冷媒としては利用されてきたが、カーエアコンやヒートポンプ（含むエアコン）、給湯システムに関しては研究開発段階であった。

(1) SINTEF での研究開発状況

CO₂冷媒利用システムの開発は、ノルウェーの研究開発機関である SINTEF(英語名：The Foundation for Scientific & Industrial Research)が先駆けであり、1988 年、Gustav Lorentzen 教授が、昔（戦前？）、船舶用の冷凍機に使われていた CO₂圧縮機を倉庫から取り出しサイクルを組み立て始まったと言われており、CO₂冷媒に関しては先駆者的役割を果たした。

独自のサイクルを考案し、国際特許を取得した¹⁾。その概要を図 1.2.3 に示すが、蒸発器の後流側にレシーバを設け、これにより負荷変動に迅速に対応できるとしている。

CO₂冷媒に関する SINTEF の研究開発は多岐にわたっており、その熱伝達やサイクルの動特性解析といった基礎的なことから、圧縮機や熱交換器等の各要

素技術の開発、さらには給湯ヒートポンプ、カーエアコン、スプリット式住宅用エアコン等のプロトタイプ機の開発まで行った^{2),3),4)}。

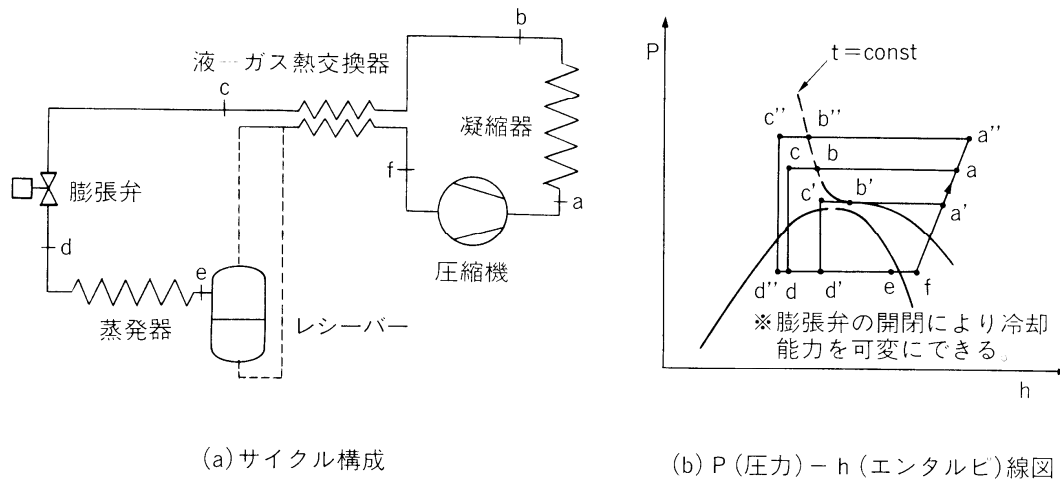


図 1.2.3 SINTEF 考案の CO₂ ヒートポンプサイクルの概要

(2) JOULE プロジェクトの概要⁵⁾

ヨーロッパでは、ジュール(JOULE)プロジェクトの一環として、CO₂冷媒を利用したヒートポンプの研究開発が行われた。プロジェクトは、1期、2期に分けて行われた。第1期は1996年～1999年の3ヵ年で基礎的な研究開発が行われ、第2期は2000年～2002年の期間で開発機器のデモンストレーションが行われた。

表 1.2.1 に第2期の参加機関とデモンストレーションシステムの概要を示す。

SINTEF では冷水・給湯水同時製造ヒートポンプの、ドイツのFKW では住宅暖房用ヒートポンプ（高温度差温水搬送）の、またドイツのエッセン大では業務用除湿・乾燥機のデモンストレーションが行われた。これらのシステムはいずれも高温度差加熱に適しているという CO₂ の特徴を活かしたものである。

表 1.2.1 第 2 期ジュールプロジェクト(EU、2000 年～2002 年の 2 年間)
 における CO₂ ヒートポンプの開発状況

研究開発機関	実証機の概要
SINTEF (研究開発財団)、ノルウェー	業務用給湯・冷水同時利用ヒートポンプ
FKW (冷凍・ヒートポンプ研究所)、ドイツ	暖房用ヒートポンプ (温水製造+輻射パネル、 オイル焚システム代替用)
エッセン大学 応用熱力学・空調技術研究所、 ドイツ	業務用乾燥機 (ホテル等向、電気ヒータシス テム代替用)

(3) RACE プロジェクト、Phoenix プロジェクトの概要^{3), 4)}

RACE プロジェクトの正式名称は 'Refrigeration and Automotive Climate Systems under Environmental Aspects' である。EC のスポンサーを受けてヨーロッパの主要自動車メーカーが参加し、1994 年から 97 年にかけてカーエアコンの開発を行った。安全性評価等の課題も残っているが将来的には有望であるとの結論を得ている。

さらに、この RACE プロジェクトを引き継ぐ形で、Phoenix プロジェクトが 1998 年から開始された。これは、SAE(アメリカ自動車工業会)のカーエアコン作業部会が中心となって始めたもので、毎年 1 回、7 月に U.S.A のアリゾナ州フェニックスに世界中の自動車メーカー、カーエアコンメーカーが参集し、CO₂ エアコンを搭載した車のデモンストレーションや開発状況の報告を行った。技術開発は着実に進展したようであるが、商品化されるかどうかは、メーカーの戦略等もあり、不明である。

(4) その他ヨーロッパでの研究開発状況^{4), 6), 7)}

その他ヨーロッパでは、デンマークやイタリアで、冷蔵用などの冷水の製造と高温差加熱を同時に行うシステムの開発が行われた。

また、ドイツのドレスデン工科大学では、2 段圧縮と膨張動力回収を行う高効率サイクルを提案し、これを実現するための膨張動力回収式高段圧縮機 (図 1.2.4) の開発を進めた。膨張のエネルギーを動力で回収し、これを 2 段圧縮の

高段側の圧縮動力として直接利用するもので、フリーピストン方式の圧縮機が提案されている。空調向けの高効率化の方策として有望であり、成果が注目されているが、実用化には至っていない。

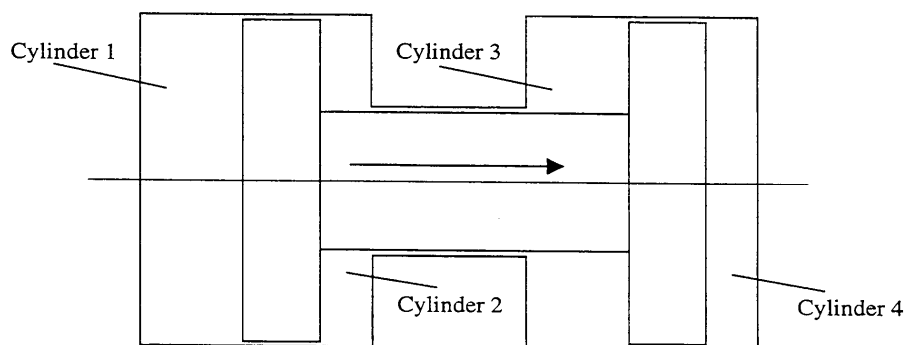


図 1.2.4 膨張動力回収式高段圧縮機の構成図
(フリーピストン式) (文献 4 より引用)

(5) U.S.A での研究開発状況^{4), 7)}

CO₂ を利用したヒートポンプの研究開発はもともとヨーロッパが中心であったが、アメリカにおいても研究開発が進められた。注目すべきは、アメリカ陸軍が CO₂ を冷媒として利用した空調機の開発を行ったことである。陸軍としては、軍事用の空調機に要求される仕様を考慮し、どこでも入手可能で冷媒回収の必要がない CO₂ に着目した。実際の研究開発は、表 1.2.2 に示すように、パデュー大、イリノイ大、メリーランド大等で行われた。熱出力 10kW クラスの空調機および車両用エアコンの開発が目的で、プロトタイプ機の試験・評価まで行った。

表 1.2.2 米国陸軍のプロジェクトにおける CO₂ ヒートポンプの開発状況
ECU (Environmental Control Unit) の開発 (エアコン、車両空調用)

発表者	タイトル
CECOM 研究開発センター、米国	従来機の性能調査 (冷房能力 10.6kW HCFC22 エアコン)
メリーランド大学、米国	CO ₂ 冷媒空調機の開発 (冷房能力 10.6kW エアコン)
SINTEF & ノルウェー工科大学、 ノルウェー	マイクロチューブ伝熱管における 超臨界 CO ₂ 冷却時の熱伝達率と圧力損失
SINTEF & ノルウェー工科大学、 ノルウェー	マイクロチューブ伝熱管における CO ₂ 蒸発時の熱伝達率と圧力損失
イリノイ大学、米国	車両空調用 CO ₂ 利用プロトタイプ機の開発
パデュー大学、米国	CO ₂ 冷媒空調機の開発 (冷房能力 10.6kW エアコン)

(6) 日本の動向^{8)~13)}

国内における研究開発は、国外に比べ出遅れていたが、急速な進展を見せ、諸外国を凌駕する勢いであった。また、諸外国からの我が国の技術に対する期待も大きくなった。

公表されている資料をもとにまとめた開発状況を表 1.2.3 に示す。住宅用給湯器やカーエアコン、システムの心臓部である圧縮機の開発が行われた。

表 1.2.3 日本における CO₂ ヒートポンプ等の開発状況

開発機関等	内容
東京電力、デンソー、電中研	住宅用給湯器の開発
関西電力、三洋電機	全密閉ロータリ圧縮機と住宅用給湯器の開発
関西電力、中部電力、ダイキン	スイング圧縮機と住宅用給湯器の開発
松下電器	全密閉スクロール圧縮機プロトタイプの開発・評価
前川製作所、早稲田大学	40USRT スクリュー圧縮機と氷蓄熱システムの開発
デンソー	カーエアコンの開発・評価
三菱重工	スクロール圧縮機とカーエアコンの開発

(7) 国際共同研究について

IEA ヒートポンプセンターでは、自然冷媒全般に関する調査・研究を行ってきた Annex22 を引き継ぐ形で、CO₂ 冷媒に特化した Annex27 を開始した。1999 年 4 月～2003 年 4 月までの期間で、CO₂ 冷媒 を用いたヒートポンプ技術実用化のため、基礎および応用面の課題について検討を行った。参加国は、幹事の

ノルウェーをはじめ、U.S.A、イギリス、日本、スウェーデンであった。

(8) まとめ

本章では、概ね 2000 年以前の CO₂ 冷媒利用システムの開発動向について、まとめた。CO₂ 冷媒は、高圧側が超臨界状態になることや作動圧力が非常に高いこと等、ユニークな特徴を有しており、給湯や乾燥、カーエアコン等、有望な適用先も多い。

1999 年 9 月には、オーストラリアのシドニーで第 20 回国際冷凍会議(IIR 20th International Congress of Refrigeration)が開催された。本会議では、自然作動媒体に関する報告が 30 件程度あったが、その 2/3 は CO₂ 冷媒に関するもので、CO₂ 冷媒への関心は非常に高まっていた。さらに、2000 年 7 月末に米国のパデュー大で開催された 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids、第 4 回自然作動媒体国際会議では、全体 73 件の発表のうち、半分以上の 40 件が CO₂ に関するものであった。

以上示したように、当時は、CO₂ 冷媒に関する研究開発は世界的な盛り上がりを見せていた。

参考文献

- 1) 国際特許 : International Publication Number: WO90/07683, International Application Number: PCT/NO89/00089
- 2) Proceeding of Seminar on the use of CO₂ as Working Fluid for Heat Pumping Systems, Hannover, Germany, 1996
- 3) Proceeding of IEA/IIR Workshop on CO₂ Technologies in Refrigeration, Heat Pump & Air conditioning Systems, Trondheim, Norway, 1997
- 4) Proceeding of Natural Working Fluid '98, IIR -Gustav Lorentzen Conference, Oslo, Norway, 1998
- 5) Proceeding of IEA / IZWe.V. / IIR Workshop on CO₂ Technology in Refrigeration, Heat Pump and Air Conditioning Systems, Mainz, Germany, 1999

- 6) Proceeding of 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, Australia, 1999
- 7) Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, West Lafayette, USA, 2000
- 8) 齋川路之、橋本克巳、ヨハネスシュトラウプ、CO₂を冷媒とする給湯用ヒートポンプサイクルの特徴について第34回日本伝熱シンポジウム講演論文集、日本伝熱学会、Vol.1、pp.505-506、仙台、1997
- 9) M. Saikawa and K. Hashimoto, Evaluating the Potential of CO₂ as A Working Fluids for Heat Pumps, IEA Heat Pump Centre Newsletter Vol.16, No.3, pp.17-19, 1998
- 10) 藤原健一、山中康司、平田敏夫、冷凍、日本冷凍空調学会、Vol.73、No.853、pp.51、1998
- 11) 例えば、「三洋電機、冷媒にCO₂採用、コンプレッサー、フルオロカーボンを代替」、日経産業新聞、1999年9月10日
- 12) 例えば、「前川製作所、CO₂を空調熱源に・・・」、電気新聞、1999年10月5日
- 13) Japan Air Conditioning, Heating & Refrigeration News, Serial No.369, Vol.31, No.10, JARN Ltd., Oct. 25, 1999

1.2.3 CO₂冷媒利用システムの開発動向 — エコキュートの技術進展 —

本研究の成果を基に、2001年5月、世界で初めてわが国で、自然冷媒のCO₂を利用した家庭用ヒートポンプ給湯機“エコキュート”が商品化された。東京電力、デンソーと電力中央研究所が共同開発したものであり、コロナなどから商品化・販売された。本項では、このエコキュートの技術進展を中心にまとめる。^{1)~3)}

図 1.2.5 にエコキュートの累積出荷台数の推移を示す。他メーカーの市場参入や国の補助金制度により普及が進み、2010年度までは、順調に年間出荷台数が伸びてきた。一方、東日本大震災以降、年間出荷台数の減少がみられるが、累積台数では、2016年3月末で500万台を突破した。家庭用給湯機のストックは、6000万台程度と言われており、漸く8%程度である。

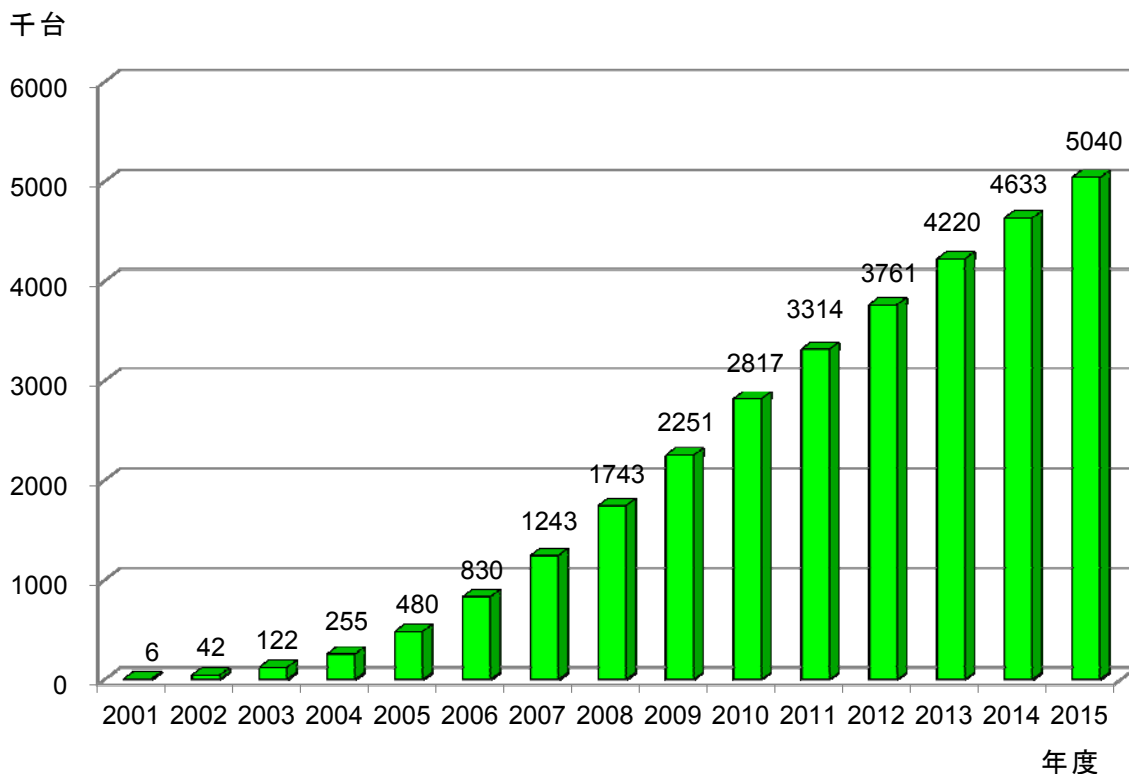


図 1.2.5 エコキュートの普及動向（累積出荷台数）

エコキュートは、基本的に、圧縮機、給湯熱交換器、膨張弁、蒸発器の4つの要素機器から構成されている。以下、各要素機器の概要と技術進展をまとめるとともに、これらの技術開発により、性能がどの程度向上してきたかをまとめる。

(1) 圧縮機（含む電動機）

エコキュートではCO₂冷媒が使われているが、この冷媒はフロンと比べ非常に高い圧力で作動する。高压側がフロンの3MPaに対し10MPa（大気圧の100倍）程度、低压側がフロンの0.5MPaに対し3MPa程度になる。従って、高压10MPa以上、かつ7MPa以上という高差圧（サイクルの低压側と高压側の圧力差）で作動する圧縮機の新規開発が必要となる。

高効率な圧縮機は、機械損失と内部漏れ損失を同時に低減することで開発できるが、これらは相矛盾する要求である。すなわち、機械損失の低減を狙って、圧縮部接触面の隙間を大きくすると、逆に、この隙間を通して圧縮部高压側から低压側に冷媒が漏れてしまい、結果として効率が悪くなってしまう。この課

題を解決するために、各社はそれぞれ保有する技術を駆使し、圧縮機の開発を行った。図 1.2.6 に各社が開発した圧縮機の概要を示す。

圧縮の方法としては、容積式であり、冷媒ガスを空間に吸入し閉じ込め、閉じ込めた空間を小さくすることで圧縮する。冷媒ガスの閉じ込め方からスクロール式とロータリ式に大別できる。スクロール式は、蚊取り線香のような渦（スクロール）が 2 つあり、この二つのスクロールに挟まれた空間が内側に行くに従って小さくなり、中心部から圧縮した冷媒ガスを吐き出す。一方、ロータリ式は、図の三菱電機の絵のところに示すように、図右側から冷媒ガスを吸い込んだ空間（低圧）がローリングピストンの動きに応じて小さく（高圧）なることで圧縮し、左側から圧縮した冷媒を吐き出す。

デンソーは静粛性に優れたスクロール圧縮機を開発、スラストベアリングを新たに開発して低い機械損失を実現するとともに、高精度の加工・組み付けにより漏れ損失の低減を図っている。パナソニックや日立もスクロール方式で開発している。通常、圧縮機における液圧縮を防止するために、アキュムレータという気液分離器を圧縮機の吸入側に設置するが、この 2 社は設置していない。圧縮機内部に液圧縮防止機構を有しているようである。

また、三洋電機は、2 段圧縮ロータリ方式を開発し、各段での差圧と圧縮比の低減を図るとともに、トルク変動の平滑化を実現している。三菱電機も単段のロータリ方式である。

さらに、ダイキンは、ロータリ圧縮機のベーンとローラを一体化したスイング圧縮機を開発し、ベーン先端の摩耗、ガス漏れの低減を図っている。

いずれのメーカーも圧縮機とモータを一つの容器に閉じ込めた全密閉圧縮機であるが、容器内の圧力は、デンソーは低圧（吸入圧）、三洋電機は 2 段圧縮の中間圧、その他のメーカーは高圧（吐出圧）である。

なお、圧縮部を駆動するモータにおいても、高効率 DC モータが開発され、このモータをインバータで効率よく駆動する方式が採用されている。

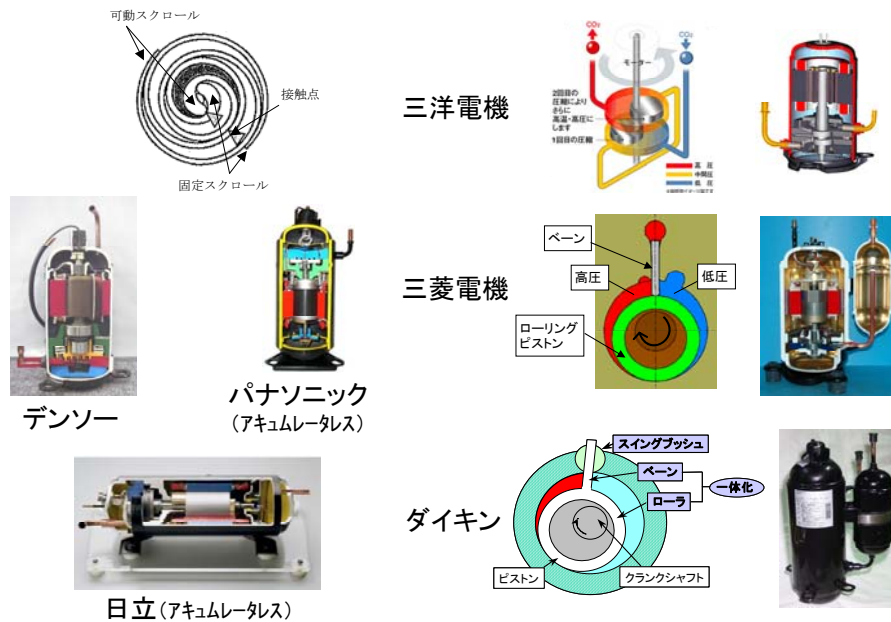


図 1.2.6 エコキュートの圧縮機

(2) 給湯熱交換器

給湯熱交換器については、水と冷媒の温度差の小さい熱交換が可能でかつコンパクトであることが要求される。熱交換の温度差が小さいということは、熱交換器が大きくなってしまふことを意味する。圧縮機同様、各社それぞれ異なる技術で、温度差が小さくても小型化が可能な熱交換器の開発を行った。図 1.2.7 に開発された熱交換器の概要を示す。

図に示したデンソーの熱交換器は、当初のモデルから低コスト化・高性能化を目指して新たに開発されたものである。伝熱促進のためのインナーフィンを持つプレート式の水流路に CO₂ 冷媒の管を巻きつけた構造である。

一方、三洋電機は、冷媒配管 3 本を水配管に埋没させて接触させる熱交換器を、ダイキンは、冷媒配管 2 本を水配管に巻き付けてロウ付けしたものを、平面的に蚊取り線香状に巻いた熱交換器を、パナソニックは、3 重管構造（漏洩検知溝付き）で伝熱面積を向上させた熱交換器をそれぞれ開発している。

また、日立は、水配管と冷媒配管を図のように接触させ、ぐるぐる巻きにした構造のものを開発している。三菱電機は、水配管をねじってできた溝に冷媒配管を 3 本平行にして巻きつけた構造のものを開発している。

給湯熱交換器の開発においては、水側の熱伝達を如何に向上させるかが重要

である。なぜならば、CO₂ 冷媒の熱伝達は比較的良いのに対し、水側が高温差加熱のため、流速が遅く、熱伝達が良くないからである。ダイキンでは、水側の配管にディンプルを設けることにより、また、パナソニックは水配管中の冷媒配管をスパイラルさせることにより、初期の熱交換器よりも、水側の流れを乱し、熱伝達を向上させたものを開発している。

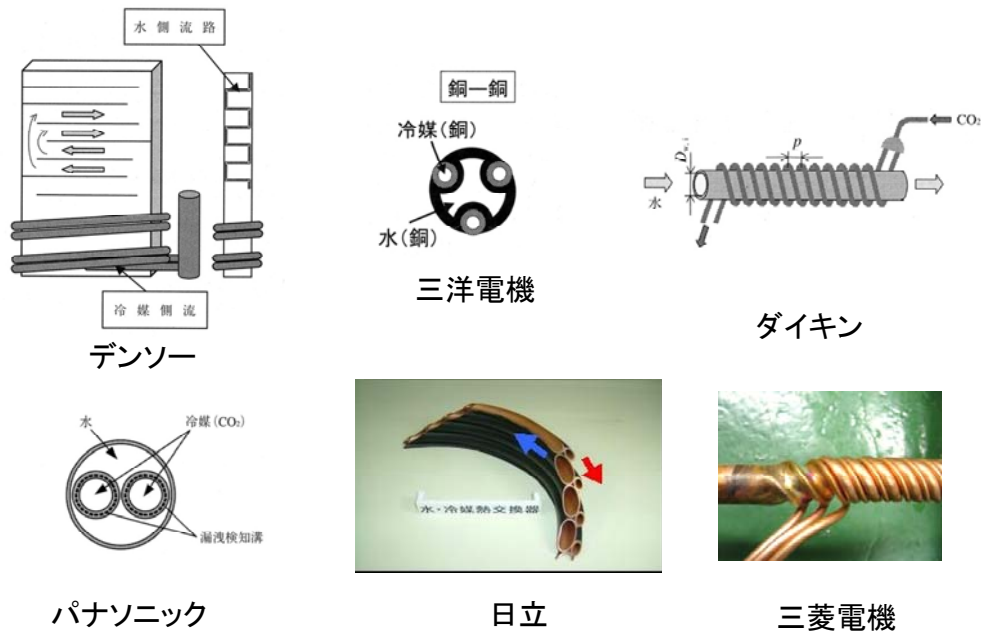


図 1.2.7 エコキュートの給湯熱交換器 (CO₂-水熱交換器)

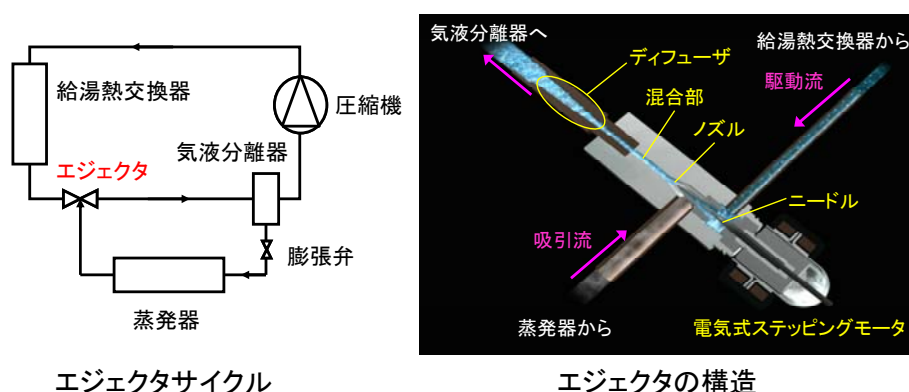
(3) 膨張弁まわり

膨張弁は、蒸発器で冷媒が蒸発できるように冷媒の圧力を下げる装置であり、細い流路を形成して冷媒を流すだけの機構である。初期のエコキュートには、このような単純な機構が採用されていたが、CO₂ 冷媒の場合、給湯熱交換器出口、すなわち膨張弁入口において、相当程度のエネルギーを保有しているため、このエネルギーを何らかの形で回収することによりサイクルの高効率化を図ることができる。このための技術が開発され、実機に適用されている。

デンソーが開発したエジェクタサイクルがそれである。図 1.2.8 にその概要を示す。エジェクタサイクルとは、冷媒膨張時のエネルギーを有効に回収し、蒸発圧力より圧縮機吸入圧力を高くすることにより圧縮動力を削減し、サイクル全体の効率向上を図る技術である。

また、膨張弁とは直接関係はないが、給湯熱交換器出口の冷媒と蒸発器出口の冷媒を熱交換することにより、熱エネルギーとしてエネルギーを回収するサイクルも利用されており、このサイクルも給湯熱交換器出口の冷媒エネルギーを回収する一つの方策である。なお、以上の技術以外に、膨張時のエネルギーを動力として直接回収する膨張機の開発も進んでおり、今後の進展に期待したいところである。

・膨張時のエネルギーをエジェクタにより回収し高効率化を達成
(2003年デンソーモデル)



エジェクタは、膨張時のエネルギーを利用して、圧縮機入口圧力を蒸発圧力より高くすることで圧縮動力を低減させ、サイクル全体の効率向上を図る。

図 1.2.8 エジェクタ技術の概要

(4) その他の要素技術

エコキュートに使われている蒸発器については、冷媒と空気が熱交換するもので、フロンを利用している家庭用エアコンの室外機に使われているフィン&チューブ式が採用されている。CO₂冷媒は、前述の通り、フロンより高圧で作動するため、冷媒配管を小さくすることが可能である。この特徴をより活かした、新たな構造の蒸発器開発が、今後進められることを期待したい。また、蒸発器のファンや水循環ポンプに関しても高効率技術が、さらに、これらの駆動に関しても、DCモータ+インバータという高効率技術が採用されている。

エコキュートは、基本的にヒートポンプユニットと貯湯タンクから構成される。このため、システム全体の高効率化を達成するためには、タンクの断熱強

化や蓄えたお湯を上手に使うことが重要な課題である。タンクの断熱については、性能の良い断熱材の開発・採用が進んでおり、真空断熱材も使われるようになった。また、お湯を上手に使う技術については、設置先の負荷を学習し、必要十分な量を焚き上げる運転制御方式の開発・適用や、タンク内に残った中温の温水を積極的に利用する方式の開発・採用が進んでいる。

なお、圧縮機や給湯熱交換器のところで紹介した日立のシステムは、加熱能力が 23kW と大きく、貯湯タンクは 45 リットルと小さく、半瞬間式とも呼べる方式である。このようなシステムを上手く使うことができれば、貯湯式が 65℃ 以上のお湯を沸き上げるのに対し、実際の湯温である 42℃ 程度で沸き上げる量を増やせるため、ヒートポンプの成績係数も向上するし、貯湯ロスも減らすことができる。技術開発の一つの方向性である。

(5) まとめ

家庭用 CO₂ 冷媒ヒートポンプ給湯機“エコキュート”で開発・利用されている技術について概説したが、いずれのメーカーも独自技術を駆使して開発を行っており、我が国メーカーの技術力の高さが伺える。

(6) エコキュートの性能向上

以上、紹介した技術開発により、商品化初年度の 2001 年度では、3.5 であった成績係数 (COP) が 2007 年度では 5.1 と、4 割以上向上した。なお、ここで示した成績係数は、日本冷凍空調工業会が規格で定めた定格条件でのヒートポンプユニットの COP (定格 COP) であり、定格条件は、外気温度 (乾球/湿球) : 16/12℃、給水 : 17℃、給湯 : 65℃である (図 1.2.9)。

エコキュートは深夜に運転しお湯を蓄え利用するシステムであるため、運転音を小さくすることは重要な課題である。蒸発器の空気ファンや圧縮機の静音化、振動を伝えにくい筐体構造などにより、初期の 45dB から 38dB と十分低いレベルまで静音化が進んでいる。

前述のように、初期のエコキュートの性能表示は、定格 COP であったが、エコキュートは、ヒートポンプと貯湯槽から構成されており、システム全体の効率が重要であることはいうまでもない。このため、性能表示についても、

実際に使った場合の効率に近くなるように、規格が改訂され、2008年からは、システム全体の年間給湯効率（APF：Annual Performance Factor = 年間給湯熱量／年間消費電力量）で表示されることになった（図 1.2.9）。この効率は、冬期や着霜条件を含む 5 条件でのヒートポンプ単体性能試験に加え、設定した 1 日の標準給湯モード（負荷）に基づいて、3 日間にわたり沸上げと給湯を繰り返す試験を冬期条件で行うことなどにより算出される値で、貯湯槽の放熱ロスや起動停止によるロスなどあらゆるロスを含んだ性能である。APF 表示で、初期の 3.2 から 3.9 程度まで向上した。

以上の性能表示は、いずれも日本冷凍空調工業会標準規格であるが、2011年には、日本工業規格（JIS）が制定され、ふろ保温機能を有するエコキュートの性能表示が新たに規定された（図 1.2.9）。詳細は割愛するが、エコキュートは、原理的にふろの保温が苦手であり、この効率は、前述の APF よりも低くなる。さらに、ふろ桶を試験室に設置して試験を行う必要があり APF 算定試験以上に試験が煩雑になることなど、メーカーにとっては厳しい性能表示といえるが、今後は、この性能表示に従って、各社の効率向上努力がなされるわけで、省エネ推進・CO₂ 排出削減の観点からは、好ましい制定である。なお、この年間給湯保温効率は、現在、4.0 程度まで向上している。

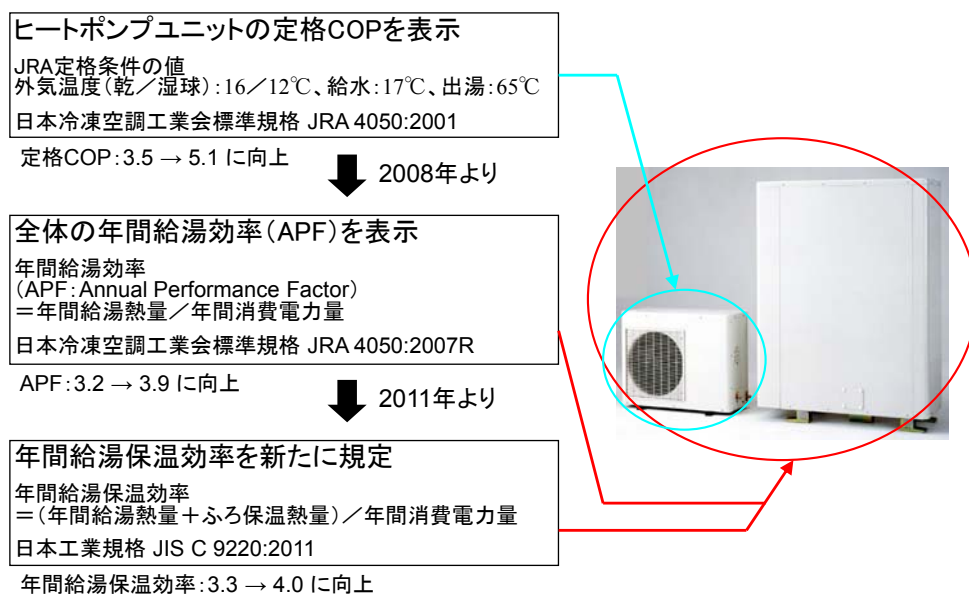


図 1.2.9 家庭用 CO₂ 冷媒ヒートポンプ給湯機 “エコキュート” の性能表示

(7) CO₂冷媒利用機器の開発動向

以上示したエコキュートは家庭用であるが、飲食店や各種施設、ホテル向けの業務用エコキュートも開発・商品化された。家庭用に開発された機器をベースにした単機加熱能力6kWクラスのものから80kWクラスのものまでラインナップされている。これらの機器を複数台使い、さらに種々の大きさの貯湯槽と組み合わせることで、広範な給湯負荷に対応できるようになっており、普及が進んでいる。

このように家庭や業務の給湯分野のCO₂削減・省エネルギーを推進する技術として、エコキュートの普及には大きな期待が寄せられている。

給湯機以外では、CO₂冷媒の高温差加熱に優れるという特長を活かして、産業乾燥プロセス向けに、最高で120°Cの高温空気を作ることができるヒートポンプが開発・商品化された。さらに、CO₂冷媒は、オゾン層保護や地球温暖化防止の観点からフロンに替わる冷媒として期待されている自然冷媒の一つであり、これまでフロンが使われてきたカーエアコンや飲料自動販売機向けにCO₂冷媒を利用したシステムが開発された。図1.2.10に開発されたCO₂冷媒カーエアコンの外観を示す。環境に優しい技術ということで燃料電池車に搭載された。また、CO₂冷媒を利用したスーパーマーケット向け冷凍ショーケース用システムが開発された。さらには、空調機の開発も行われているが、空調用でフロン並みの効率を確保するためには、膨張エネルギー回収技術など、相当な技術開発が必要となっている。

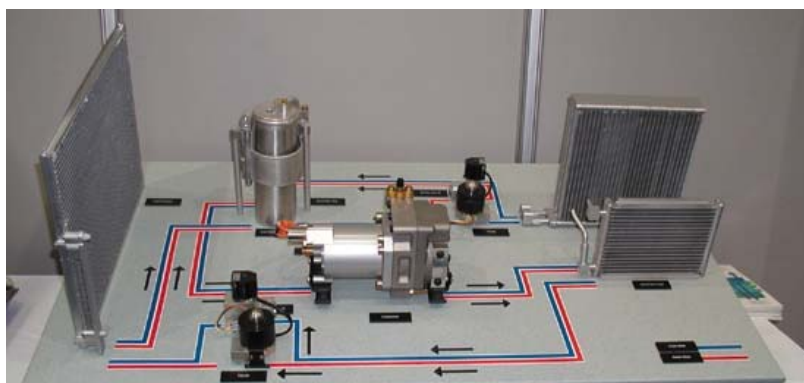


図 1.2.10 CO₂冷媒カーエアコン

参考文献

- 1) エコキュートの技術と性能向上、ヒートポンプ給湯機マニュアル 2015 エコキュート大百科、日本工業出版、2015
- 2) 様々な活用される CO₂ 冷媒、電化住宅のための計画・設計マニュアル 2014 年版、日本工業出版、2014
- 3) M. Saikawa, An Inside Story Behind the Advent of “Eco Cute” CO₂ Heat Pump Water Heater for Residential Use, IEA Heat Pump Centre Newsletter, Vol.33, No.4, pp.33-37, 2015

1. 3 本研究の目的

給湯分野の省エネは重要な課題であり、高効率な給湯ヒートポンプの開発が期待されている。さらに、その冷媒としては、環境への負荷が小さい冷媒を利用する必要がある。

本研究の目的は、高効率な家庭用ヒートポンプ給湯機の開発・商品化を目指し、先ず、給湯用理想ヒートポンプサイクルとはどのようなサイクルか、その効率はどの程度かを理論的に検討し、実存する冷媒の中で、この理想サイクルの効率に最も近い冷媒を明らかにし、次に、この冷媒を実際に利用した場合に想定される効率等の特性を明らかにすることである。さらに、この冷媒を利用した給湯ヒートポンプ試作機の開発を行って、その運転特性を明らかにし、基本となる高効率運転制御方法を開発することである。最後に、給湯ヒートポンプの効率向上が技術的にどこまで可能か評価することである。

1. 4 本研究の構成

本研究は、第1章から第6章、および付録から構成されている。

第1章では、給湯分野の省エネルギーが必要であり、ヒートポンプの開発・導入により、省エネルギーや地球温暖化防止効果のポテンシャルを検討し、その効果の大きさを示した。さらに、環境に負荷の小さい自然冷媒を利用したヒートポンプの開発が必要であり、自然冷媒の特徴や開発状況について、簡単にまとめるとともに、本研究で取り上げたCO₂冷媒の特徴・適用分野と開発動向についてまとめた。

第2章では、給湯用理想ヒートポンプサイクルについて、熱力学的な検討を行い、実存の冷媒中で、CO₂冷媒がこの理想サイクルの効率に最も近いことを明らかにした。

第3章では、CO₂冷媒について、実使用を想定したサイクル計算を行い、その効率等の特徴を明らかにした。

第4章では、CO₂冷媒を利用した給湯ヒートポンプの試作機に関し、開発・試験・評価・課題抽出を行うことにより、最終的に、開発目標である年間平均COP（成績係数）3以上が達成可能であることや、その効率や能力等の運転特性を明らかにした。また、明らかになった特性から、基本となる高効率運転制

御方法を開発した。

第5章では、CO₂給湯ヒートポンプのさらなる効率向上について検討した結果をまとめた。

第6章では、本研究の実施により、家庭用のCO₂ヒートポンプ給湯機の世界初の商品化が達成されたことも含めて、本研究の結論をまとめた。

なお、前述した給湯ヒートポンプ普及による省エネ効果等のポテンシャル評価に関する詳細な算出方法を付録1に示した。また、第4章で述べる家庭用CO₂ヒートポンプ給湯機試作機の試験結果のうち、性能・特性評価試験結果の詳細を付録2に、冷媒封入量変化試験の結果を付録3に、圧縮機の効率について付録4に示した。さらに、CO₂給湯ヒートポンプの開発秘話（英語版）を付録5に示した。

第2章 給湯用理想ヒートポンプサイクル及びその成績係数（COP）の導出と各冷媒の上限 COP の評価

2. 1 緒言

本章では、熱力学的な考察を行って、給湯用理想ヒートポンプサイクルとその COP を導出する。次に、この理想サイクルの COP と、CO₂ やフルオロカーボン系の冷媒に関し理想条件を想定したヒートポンプサイクルの COP を比較し、理論的に最も効率の高い冷媒を明らかにする。^{1)~4)}

2. 2 給湯用理想ヒートポンプサイクルの導出

冷房や暖房に利用されるヒートポンプの成績係数（=熱出力／圧縮機動力、Coefficient of Performance（COP）、以下 COP と記述）の限界を決めるサイクルとして、高温熱源と低温熱源を一定温度とする逆カルノーサイクルがある（図 2.2.1）。

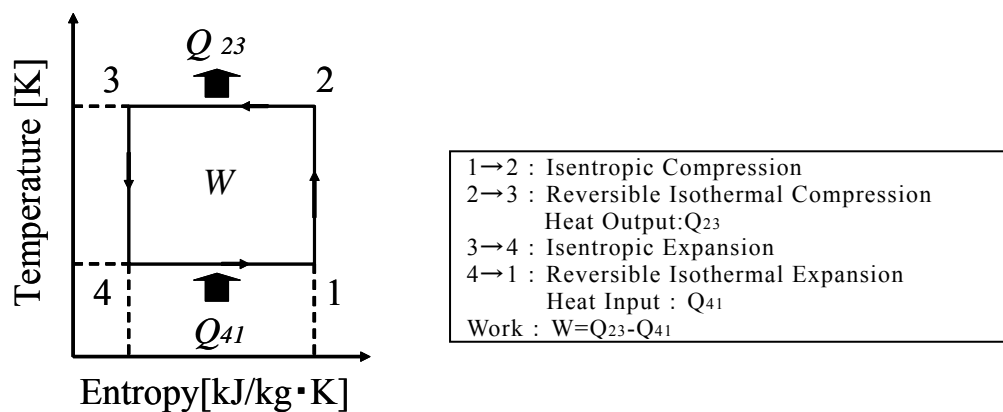


図 2.2.1 逆カルノーサイクルの T-s 線図

逆カルノーサイクルは、等エントロピ圧縮、可逆等温圧縮、等エントロピ膨張、可逆等温膨張の4つの過程から構成される。このサイクルにおいて、高温熱源へサイクルが与えた熱量を Q_{23} 、低温熱源からサイクルに加えられた熱量を Q_{41} 、外部からサイクルに加えられた仕事を W とすると、 Q_{23} を出力とするヒートポンプサイクルの COP は、以下のように定義される。

$$COP = \frac{Q_{23}}{W} = \frac{Q_{23}}{Q_{23} - Q_{41}} = \frac{1}{1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}}} \quad (2.2.1)$$

ここで、過程 2 → 3、4 → 1 は、等温変化であり、かつエントロピ $S_1=S_2$ 、 $S_4=S_3$ なので、

$$Q_{23} = T_2(S_2 - S_3) \quad (2.2.2)$$

$$Q_{41} = T_1(S_1 - S_4) = T_1(S_2 - S_3) \quad (2.2.3)$$

(2.2.2)式、(2.2.3)式を(2.2.1)式に代入して、

$$COP = \frac{1}{1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}}} = \frac{1}{1 - \frac{T_1(S_2 - S_3)}{T_2(S_2 - S_3)}} = \frac{1}{1 - \frac{T_1}{T_2}} \quad (2.2.4)$$

逆カルノーサイクルの COP は、(2.2.4)式で示すように高温熱源と低温熱源の絶対温度 T の関数として求めることができる。

冷房や暖房では、熱源の一方が無限の熱容量を有するため一定温度と見なして良い外気であり、残りの一方は、室温で、これを一定に保つことが要求される。このため、(2.2.4)式で示した逆カルノーサイクルが COP の限界を与えることになる。

一方、給湯用のサイクルでは、高温熱源は水の高温差加熱が必要となるため、単純な逆カルノーサイクルが COP の限界を決めるサイクルとしてあてはまらないことは明らかである。

そこで本章では、給湯用の理想サイクルについて検討し、その COP を求めるとともに、各種冷媒について、上限となる COP を求め、前述の理想 COP と比較を行い、給湯用に高い COP が期待できる冷媒について検討することとした。

給湯用では、加熱範囲内で比熱が一定と仮定できる水の高温差加熱が必要となるため、COP の限界を決めるサイクルは、高温熱源の温度が比熱一定で変

化するサイクルと考えられる。逆カルノーサイクルとの違いは、この高温熱源の過程だけであり、低温熱源は無限大の熱容量をもつ外気と想定すれば両者で同じ過程と考えてよい。図 2.2.2 にこのサイクルの T-s 線図を示す。

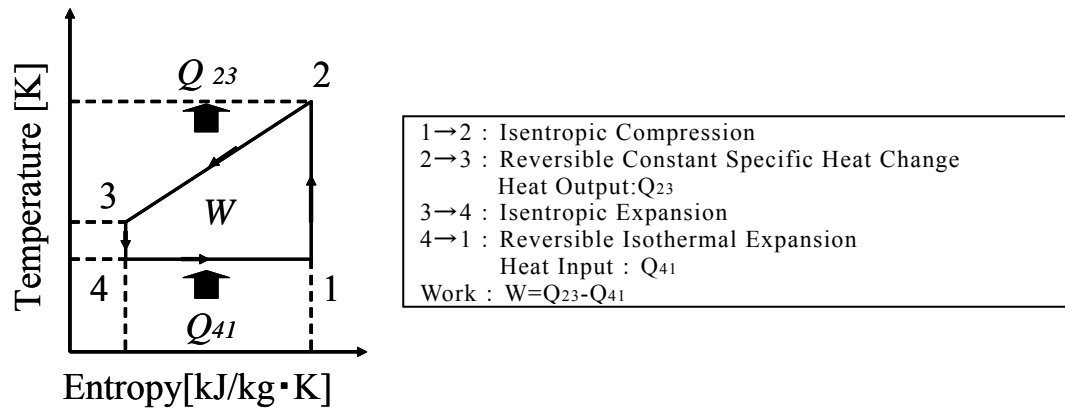


図 2.2.2 給湯用理想サイクルの T-s 線図

2. 3 給湯用理想ヒートポンプサイクルの COP の導出

本節では、前節で導出した給湯用理想サイクルの COP を求める。(2.2.1)式は、このサイクルの場合も成立する。過程 2→3 は比熱一定であり、比熱を C とすると、

$$Q_{23} = C(T_2 - T_3) \quad (2.3.1)$$

Q_{41} については、 $S_1=S_2$ 、 $S_4=S_3$ 、及びエントロピ S の定義から、

$$Q_{41} = T_1(S_1 - S_4) = T_1(S_2 - S_3) = T_1 \int_3^2 \frac{dQ}{T} = CT_1 \int_3^2 \frac{dT}{T} = CT_1 \ln \frac{T_2}{T_3} \quad (2.3.2)$$

となる。(2.3.1) 式、(2.3.2) 式を (2.2.1) 式に代入して、

$$COP = \frac{1}{1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}}} = \frac{1}{1 - \frac{CT_1 \ln \frac{T_2}{T_3}}{C(T_2 - T_3)}} = \frac{1}{1 - \frac{T_1 \ln \frac{T_2}{T_3}}{T_2 - T_3}} \quad (2.3.3)$$

(2.3.3) 式に示すように、給湯用理想サイクルの COP は、絶対温度 T のみの関数として求めることができる。(2.3.3) 式は逆カルノーサイクルと同様、作動流体によらず成立する。

ここで、(2.3.3) 式で示した給湯用理想ヒートポンプサイクルの COP において、 $T_3=T_2$ とすると、逆カルノーサイクルの COP に一致するはずである。すなわち、

$$\lim_{x \rightarrow T_2} \frac{1}{T_1 \ln \frac{T_2}{1 - \frac{x}{T_2 - x}}} = \frac{1}{1 - \frac{T_1}{T_2}} \quad (2.3.4)$$

となるか証明する。(2.3.4) 式の左辺分母の右式、

$$\lim_{x \rightarrow T_2} \frac{T_1 \ln \frac{T_2}{x}}{T_2 - x}$$

を求める。この式は $x=T_2$ において、分母・分子とも 0 になる 0/0 型である。そこで、ロピタルの定理（分母・分子とも微分した関数に数値を代入し極限值を求める方法）を使って、

$$\lim_{x \rightarrow T_2} \frac{T_1 \ln \frac{T_2}{x}}{T_2 - x} = \lim_{x \rightarrow T_2} \frac{-\frac{T_1}{x}}{-1} = \lim_{x \rightarrow T_2} \frac{T_1}{x} = \frac{T_1}{T_2} \quad (2.3.5)$$

(2.3.5) 式から $T_3=T_2$ において、給湯用理想サイクルの COP は、逆カルノーサイクルの COP に一致することが証明できた。

一方、(2.3.3) 式に示した COP は、高温熱源の温度が異なる無限個の逆カルノーサイクルを用いれば、導出できるはずである。

給湯用理想サイクルにおける高温熱源の温度差 T_2-T_3 を n 等分し、高温熱源の温度が、

$$T_3 + \frac{1}{n}(T_2 - T_3), \dots, T_3 + \frac{i}{n}(T_2 - T_3), \dots, T_3 + \frac{n}{n}(T_2 - T_3)$$

となる n 個の逆カルノーサイクルを考える。 i 番目のサイクルの COP を COP_i とすると、低温熱源が T_1 なので、

$$COP_i = \frac{T_3 + \frac{i}{n}(T_2 - T_3)}{T_3 + \frac{i}{n}(T_2 - T_3) - T_1} \quad (2.3.6)$$

n 個のサイクル全体の加熱量を Q とし、個々のサイクルの加熱量を Q/n でいずれも等しいとし、さらに、個々のサイクルの外部から与える仕事を W_i とすると、 n 個のサイクル全体の COP は、

$$COP = \frac{Q}{\sum W_i} = \frac{Q}{\sum \frac{Q}{n}} = \frac{1}{\frac{1}{n} \sum \frac{1}{COP_i}} \quad (2.3.7)$$

$$\frac{1}{COP} = \frac{1}{n} \sum \frac{1}{COP_i} = \frac{1}{n} \sum \frac{T_3 + \frac{i}{n}(T_2 - T_3) - T_1}{T_3 + \frac{i}{n}(T_2 - T_3)} = \frac{1}{n} \sum \left(1 - \frac{T_1}{T_3 + \frac{i}{n}(T_2 - T_3)} \right) \quad (2.3.8)$$

$n \rightarrow \infty$ として、

$$\frac{1}{COP} = \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left\{ 1 - \frac{T_1}{T_3 + \frac{i}{n}(T_2 - T_3)} \right\}$$

$$= \int_0^1 \left(1 - \frac{T_1}{T_3 + (T_2 - T_3)x} \right) dx = x - \frac{T_1}{T_2 - T_3} \ln \{ T_3 + (T_2 - T_3)x \} \Big|_0^1 = 1 - \frac{T_1 \ln \frac{T_2}{T_3}}{T_2 - T_3} \quad (2.3.9)$$

(2.3.9) 式の 2 行目の 最初の “=” は定積分の定義そのものである。(2.3.9) 式は (2.3.3) 式と同じであり、高温熱源の温度が異なる無限個の逆カルノーサイクルから給湯用理想サイクルの COP を導出することができた。

(2.3.3) 式は、作動流体によらず成立する。また、当然のことながら、作動流体が理想気体であれば、図 2.2.2 における過程 2 → 3 が、可逆等圧、可逆等容、可逆ポリトロープ変化のいずれでも、比熱一定の過程になるので、(2.3.3) 式の COP と同じになる。逆カルノーサイクル、給湯用理想サイクル、理想気体による給湯用理想サイクルについてここで表 2.3.1 にまとめておく。

表 2.3.1 給湯用理想サイクルのまとめ（含む逆カルノー）

サイクル	Q_{23}	Q_{41}	$COP = \frac{1}{1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}}}$
逆カルノーサイクル (作動流体によらず成立)	$T_2(S_2 - S_3)$	$T_1(S_2 - S_3)$	$\frac{1}{1 - \frac{T_1}{T_2}}$
給湯用理想サイクル (作動流体によらず成立)	$C(T_2 - T_3)$	$CT_1 \ln \frac{T_2}{T_3}$	$\frac{1}{1 - \frac{T_1 \ln \frac{T_2}{T_3}}{T_2 - T_3}}$
理想気体の給湯用理想サイクル 過程 2 → 3 : 可逆等圧変化 (C_p (等圧比熱) : 一定)	$C_p(T_2 - T_3)$	$C_p T_1 \ln \frac{T_2}{T_3}$	$\frac{1}{1 - \frac{T_1 \ln \frac{T_2}{T_3}}{T_2 - T_3}}$
理想気体の給湯用理想サイクル 過程 2 → 3 : 可逆等容変化 (C_v (等容比熱) : 一定)	$C_v(T_2 - T_3)$	$C_v T_1 \ln \frac{T_2}{T_3}$	$\frac{1}{1 - \frac{T_1 \ln \frac{T_2}{T_3}}{T_2 - T_3}}$
理想気体の給湯用理想サイクル 過程 2 → 3 : 可逆ポリトロップ変化 ($C' = C_v(n - \kappa)/(n - 1)$ (ポリトロップ比熱): 一定、 n はポリトロップ指数、 κ は比熱比= C_p/C_v)	$C'(T_2 - T_3)$	$C' T_1 \ln \frac{T_2}{T_3}$	$\frac{1}{1 - \frac{T_1 \ln \frac{T_2}{T_3}}{T_2 - T_3}}$

2. 4 各種冷媒による給湯ヒートポンプサイクルの上限 COP の評価

本節では、前節で示した理想サイクルの COP (2.3.3) 式に対し、各種冷媒による損失のないサイクルの COP がどの程度になるか検討する。

検討するサイクルは、等エントロピ圧縮、凝縮（冷却）、等エントロピ膨張、蒸発の 4 過程・4 要素から構成される単純なサイクルとし、凝縮および蒸発過程におけるピンチポイント温度差を 0°C とした。すなわち、凝縮（冷却）側については、冷媒出口温度は水入口温度と同じとし、さらに、凝縮（冷却）途中において、冷媒と水の温度差が 0°C になる箇所が発生する条件とした。一方、蒸発側については、外気温度と蒸発温度を同じとした。なお、圧縮・膨張過程は等エントロピ変化を仮定しており損失はない。以上の条件とすることで、各冷媒において上限の COP を検討した。

冷媒の物性値として REFPROP Ver. 7.0⁵⁾を用いたサイクル計算プログラムを開発し、計算を行った。なお、実際の冷媒においても、無限個のサイクルとすることで、2.3 節で導出した理想サイクルの COP に限りなく近づけることができるが、ここでは、技術の実現性を考慮し、4 つの過程・要素からなる単純なサイクルについて検討を行ったことを明記しておく。

2. 4. 1 JRA 定格条件における上限 COP の評価

社団法人日本冷凍空調工業会では、家庭用ヒートポンプ給湯機に関し、自主規格として、JRA4050 を制定している。JRA4050 では、ヒートポンプ本体の性能評価の定格条件を、

外気温度（乾球／湿球）：16／12℃、給水温度：17℃、給湯温度：65℃

と定めている⁶⁾。そこで、先ずこの条件における各種冷媒の上限 COP を求める。

なお、外気温度に関しては、乾球温度の 16℃とした。給湯用理想サイクル(2.3.3)式においては、 $T_1=16+273.15[\text{K}]$ 、 $T_2=65+273.15[\text{K}]$ 、 $T_3=17+273.15[\text{K}]$ としたことになる。

検討対象とする冷媒については、フロン系冷媒として、R22、R134a、R407C、R410A、R32、自然冷媒系として、CO₂、Isobutane、Propane、Propylene の合計 9 種類とした。

給湯用理想サイクル及び各冷媒の COP の評価結果を図 2.4.1 に示す。給湯用理想サイクルの COP12.9 に対し、9 種類の冷媒の中で、CO₂ が 11.5 と最も高い値となっている。R410A を除くフロン系や hidrocarbon 系の冷媒は、いずれも 8 程度である。R410A はやや高く 9.1 である。図には、理想サイクルを除いて、左から臨界温度の高い冷媒順に示した。R407C を除いて、臨界温度が高いほど、COP は低くなっていることが分かる。これは、R407C が非共沸混合冷媒であり蒸発時の温度スライドの影響と考えられる。参考までに、各冷媒の臨界温度を高い順に示しておく。

Isobutane : 134.7℃、R134a : 101.1℃、Propane : 96.7℃、

R22 : 96.1℃、Propylene : 91.1℃、R407C : 86.2℃、

R32 : 78.1℃、R410A : 71.3℃、CO₂ : 31.0℃

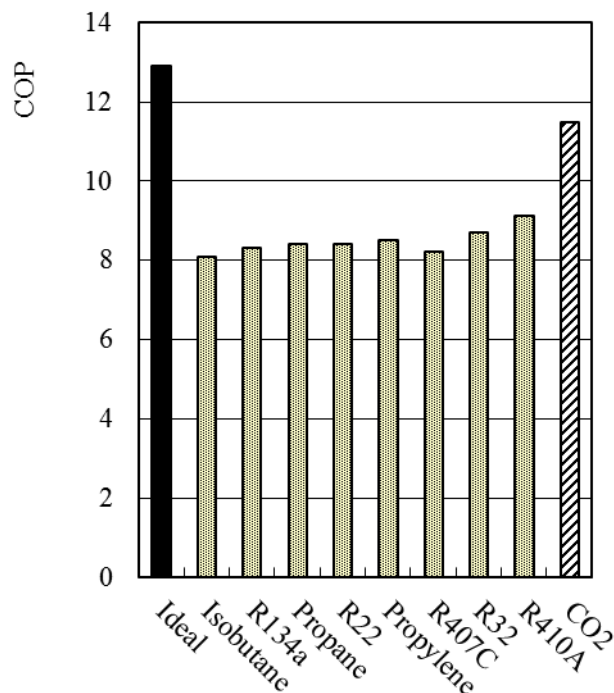


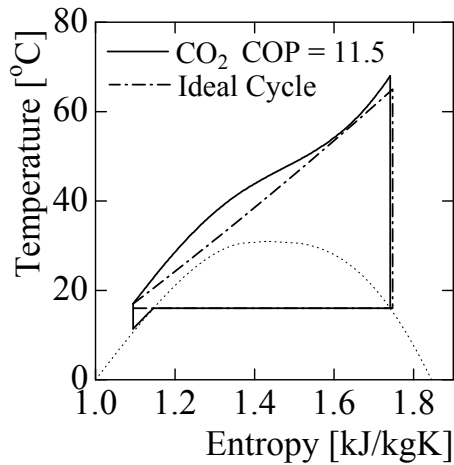
図 2.4.1 各冷媒の上限 COP (JRA 定格条件)

図 2.4.2 に、CO₂ と R410A の T-s 線図を示す。図には、加熱熱量を等しくした理想サイクルの T-s 線図も併記した。

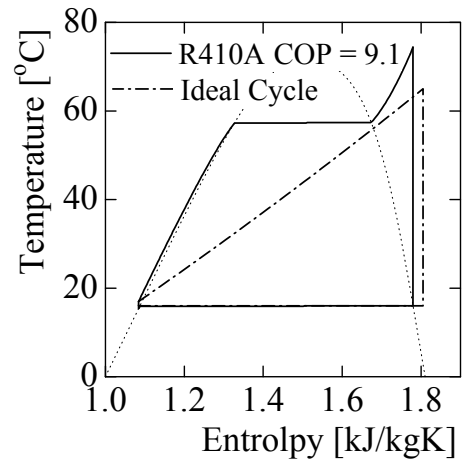
CO₂ では臨界温度が 30℃と低く、高压側が超臨界圧条件となる。このため、凝縮の過程がなく、理想サイクルと形が近くなり、COP が高くなる。なお、理想サイクルと CO₂ サイクルの COP の差は、超臨界圧の冷却過程であり凝縮はしないものの比熱が一定ではないこと、また、膨張過程における膨張後の状態が気液の 2 相域にならず、単相域となるため、低温熱源側の温度が一定にならない部分があることから生じるものである。

一方、R410A では、凝縮過程があるため、比熱一定の条件からかけ離れ、サイクルの形がむしろ逆カルノーに近くなり、COP が低くなる。図には示していないが、他の冷媒も凝縮過程があるため、CO₂ に比べ、COP が低くなる。なお、R410A の場合、凝縮過程となるものの、臨界点に比較的近い条件で作動するため、他の凝縮する冷媒に対して COP が高くなっている。

参考までに図 2.4.3 には、図 2.4.2 に対応した T-h 線図を示しておく。図中には水の加熱線図も併記した。図に示すように、水と冷媒の熱交換のピンチポイント温度差を 0°C とし、蒸発温度を 16°C とした検討を行った。

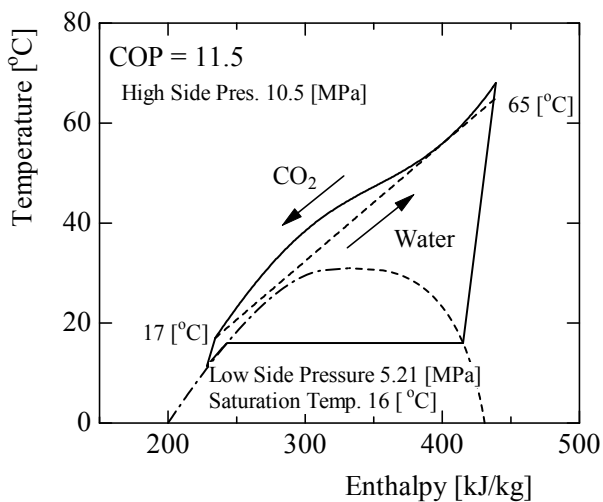


(a) CO₂ サイクル

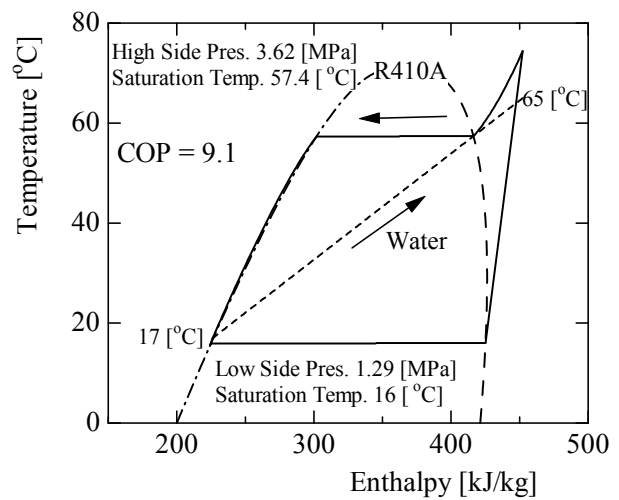


(b) R410A サイクル

図 2.4.2 CO₂ と R410A の T-s 線図 (JRA 定格条件)



(a) CO₂ サイクル



(b) R410A サイクル

図 2.4.3 CO₂ と R410A の T-h 線図 (JRA 定格条件)

2. 4. 2 各種条件における上限 COP の評価

以上、JRA の定格条件での各冷媒の上限 COP を求めたが、低温側熱源である外気温度や高温側熱源に対応する給水温度（市水温度）と給湯温度は季節や給湯条件によって変化する。そこで、次に、各種条件を変化させた場合の各冷媒の上限 COP を求める。検討した冷媒は、CO₂、R410A、R407C、R22、Propane、R134a、Isobutane の 7 種類である。

(1) 基本条件における検討

低温側熱源温度（熱源温度、蒸発温度）と給水温度をそれぞれ、
-20℃／5℃、7℃／10℃、24℃／22℃
の 3 条件とし、さらにそれぞれの条件において給湯温度を、
85℃、65℃、45℃

とした場合の COP を求めた。結果を給湯温度毎に図 2.4.4～図 2.4.9 に示す。COP の絶対値と理想サイクルに対する相対値の両者を示した。いずれの条件においても CO₂ の COP が最も高くなっている。

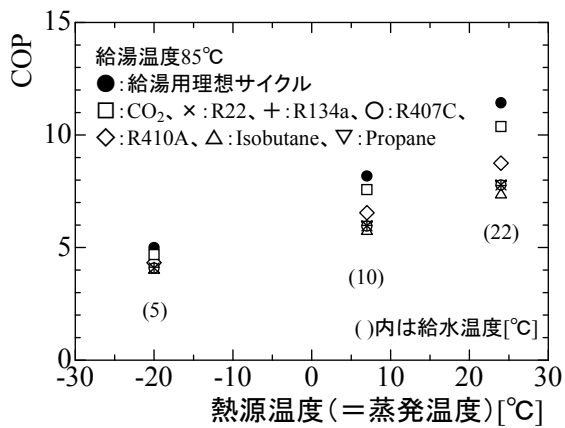


図 2.4.4 各冷媒の COP
(給湯温度 85°C)

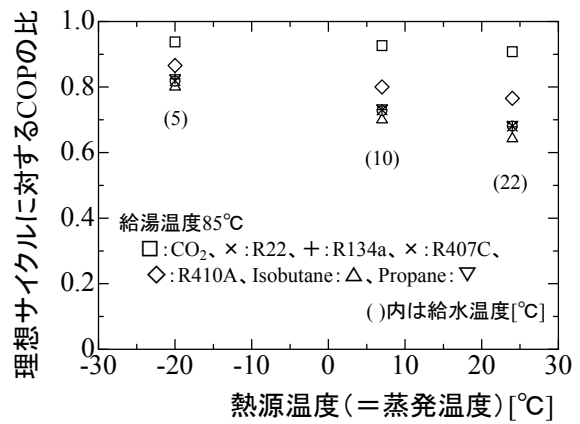


図 2.4.5 各冷媒の COP 相対値
(給湯温度 85°C)

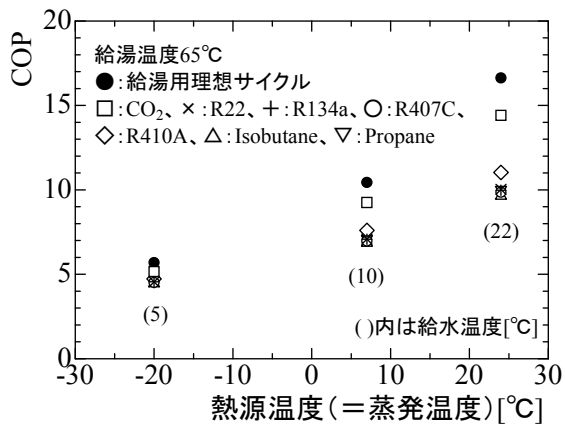


図 2.4.6 各冷媒の COP
(給湯温度 65°C)

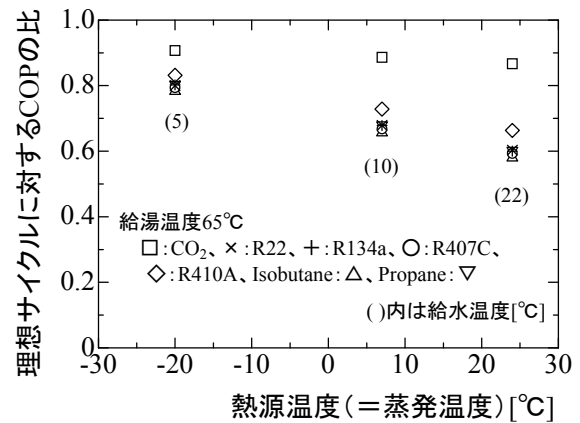


図 2.4.7 各冷媒の COP 相対値
(給湯温度 65°C)

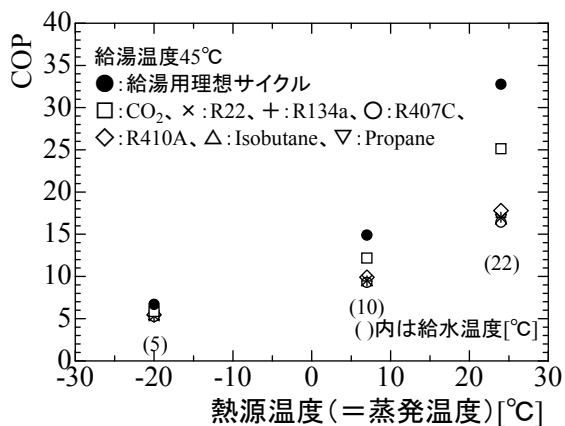


図 2.4.8 各冷媒の COP
(給湯温度 45°C)

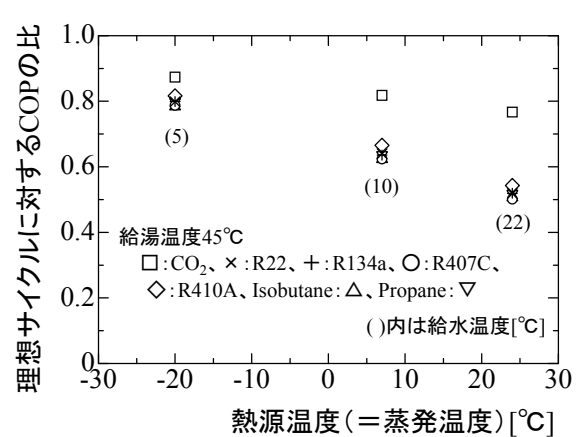


図 2.4.9 各冷媒の COP 相対値
(給湯温度 45°C)

(2) 高温給水条件における検討

給湯用ヒートポンプの場合、実際のシステムでは、貯湯槽との組み合わせで利用される。この場合、放熱ロスや混合ロスにより 40℃程度の中温になった水をヒートポンプで再び沸き上げる必要が生じる。そこで、低温側熱源温度は(1)の基本条件と同じとし、給水温度はいずれも中温度の 40℃とし、給湯温度を 85℃、及び 65℃とした検討を行った。

結果を給湯温度毎に図 2.4.10～図 2.4.13 に示す。

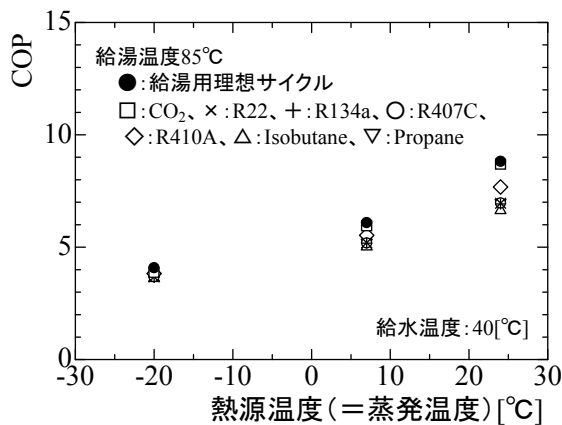


図 2.4.10 各冷媒の COP
(高温給水条件、給湯温度 85℃)

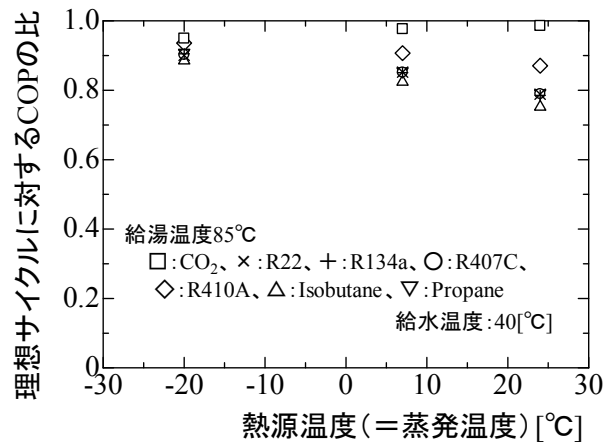


図 2.4.11 各冷媒の COP 相対値
(高温給水条件、給湯温度 85℃)

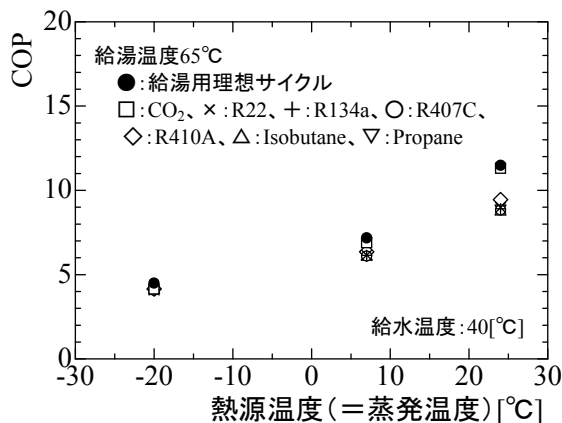


図 2.4.12 各冷媒の COP
(高温給水条件、給湯温度 65℃)

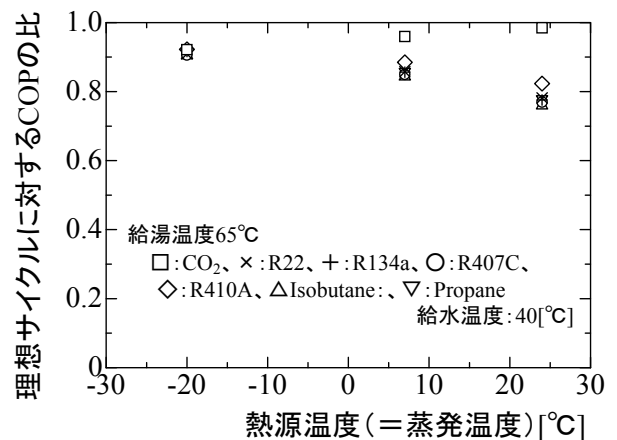


図 2.4.13 各冷媒の COP 相対値
(高温給水条件、給湯温度 65℃)

図 2.4.11 及び図 2.4.13 の相対値の方が分かりやすいが、高温給水条件においても、CO₂冷媒の上限 COP が最も理想サイクルの値に近く、特に、熱源温度が高い場合には、ほぼ理想サイクル並みの成績係数になることが分かる。

(3) まとめ

以上、想定される範囲内で各種条件を変えて、各冷媒の上限 COP を評価した結果、CO₂が最も高い COP を達成できるポテンシャルを持っている冷媒であることが明らかになった。

検討した条件の中で、理想サイクルの COP に対する CO₂冷媒の COP の比が最も大きい場合（図 2.4.11 の熱源温度 24°C の場合、理想サイクルの COP に対する比：0.968）と最も小さい場合（図 2.4.9 の熱源温度 24°C の場合、理想サイクルに対する COP の比：0.767）の T-s 線図を図 2.4.14 及び 2.4.15 に示す。図には、加熱量を CO₂冷媒の場合と同じにした理想サイクルの T-s 線図も併記した。

図 2.4.14 の条件では、T-s 線図からみて明らかのように、ほぼ理想サイクルと同じサイクルが実現できていることが分かる。これに対し、図 2.4.15 の条件では、給湯加熱の様子が比熱一定からかけはなれていること、及び、等エントロピ膨張後の状態が単相域になり低温側の変化が等温変化になっていないことにより、理想サイクルからずれてしまっていることがみてとれる。

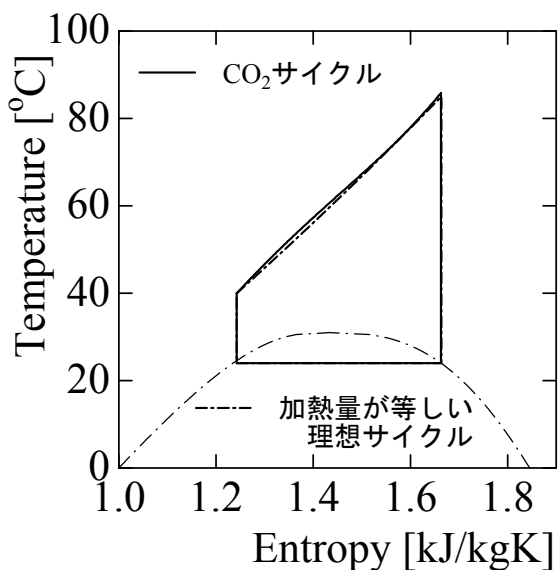


図 2.4.14 理想サイクルに対する
COP の比が最も大きい場合の
T-s 線図 (比 : 0.968)
(熱源 24°C、給水 40°C、給湯 85°C)

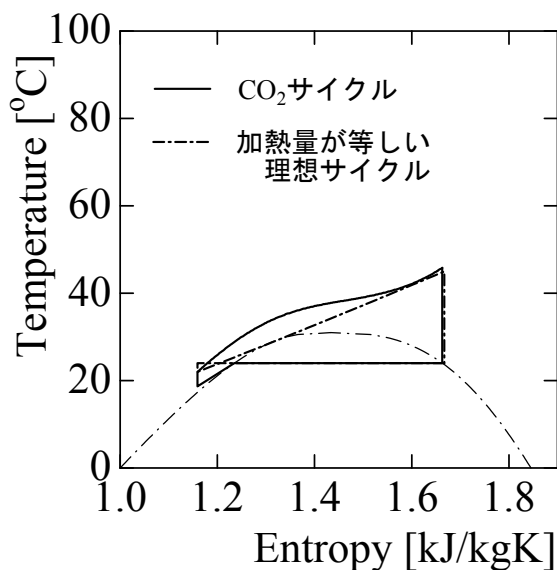


図 2.4.15 理想サイクルに対する
COP の比が最も小さい場合の
T-s 線図 (比 : 0.767)
(熱源 24°C、給水 22°C、給湯 45°C)

2. 5 結言

本章では、給湯用理想ヒートポンプサイクルと、その COP を明らかにするとともに、種々の条件において、各種冷媒の損失のない給湯用ヒートポンプサイクルの COP を求め、理想サイクルの値と比較を行った。CO₂サイクルの効率は、給湯用理想サイクルの効率に最も近く、CO₂ は給湯用ヒートポンプサイクルの作動媒体として、最も優れたポテンシャルを有していることを明らかにした。

参考文献

- 1) 齋川路之、橋本克巳、給湯用CO₂ヒートポンプサイクルの効率評価－理論効率の評価と特徴把握－、日本冷凍空調学会論文集、Vol.18, No.3, pp.15-21、2001
- 2) 齋川路之、給湯用ヒートポンプサイクルに関する熱力学的考察－理論サイクル及びそのCOPの導出と各冷媒の上限COPの評価－、電力中央研究所研究報告M06002、2006
- 3) 齋川路之、給湯用理想ヒートポンプサイクル及びその成績係数（COP）の導出と各冷媒の上限COPの評価、日本機械学会論文集B編、Vol.74, No.738, pp.255-260、2008
- 4) M. Saikawa and S. Koyama, Thermodynamic Analysis of Vapor Compression Heat Pump Cycle for Tap Water Heating and Development of CO₂ Heat Pump Water Heater for Residential Use, Applied Thermal Engineering, Vol.106, pp.1236-1243, 2016
- 5) NIST Standard Reference Database 23 : NIST REFPROP DATABASE Version 7.0
- 6) JRA規格 : JRA 4050:2007R 家庭用ヒートポンプ給湯機、日本冷凍空調工業会

3章 CO₂ 給湯ヒートポンプサイクルの効率評価と特徴把握

3. 1 緒言

本章では、技術の実現可能性を考慮し、圧縮機効率や熱交換温度差を設定して CO₂ 給湯ヒートポンプサイクルの効率などの特徴を把握する。対象は、蒸発器、圧縮機、ガスクーラ（凝縮器）、膨張弁（等エンタルピー膨張）からなる単純サイクルとし、参考のために R22 についても試算した。^{1), 2)}

3. 2 代表的な季節条件における効率評価

ここでは、先ず代表的な季節条件においてどの程度の成績係数が得られるのか検討を行った。条件・結果を表 3.2.1 および図 3.2.1 に示す。表 3.2.1 は各季節での計算条件と結果を、また図 3.2.1 には冬期の CO₂ の結果を T-h 線図に示した。

検討条件としては、東京における冬期、中間期、夏期の代表的な外気温度、給水温度を設定した。また給湯温度は 65°C、蒸発温度は外気温度との差を 10°C とした。断熱圧縮効率は家庭などで使われるエアコン用圧縮機を参考に 0.6 とした。

CO₂ の場合、前述のごとく高圧側では温度が連続的に低下し熱を水に与えるが、比熱は一定ではない。したがってガスクーラ(給湯熱交換器)における CO₂ 出口および水入口の温度さえ押さえておけば、熱交換が可能というわけではなく、熱交換器内部の最小熱交換温度差も設定する必要がある。給湯熱交換器の最小熱交換温度差は、熱交換器内部と CO₂ 出口水入口の 2 箇所が発生し、本試算では両者を 5°C とした（図 3.2.1 参照）。

一方、R22 については、蒸発温度や断熱圧縮効率等は同じとしたが、凝縮温度は 70°C 一定とした。凝縮温度が 70°C より低くても 65°C 給湯は可能と考えられるが、今回の試算では、凝縮温度は、給湯温度プラス 5°C と設定した。なお、凝縮器での過冷却度については、水入口温度との差が 5°C になる値とした。したがって、過冷却度としては、冬期 55°C、中間期 49°C、夏期 43°C となる。

試算結果から、CO₂ では冬期条件においても 3.8 という高い COP が得られている。また、各季節とも R22 に対し 15%以上高い COP が得られている。CO₂

では、除熱とともに温度が低下し、一方、水も加熱されて温度が上昇していくため、熱交換時の温度差によるエントロピの増加が少ないサイクルが実現でき、高い効率が得られている。

表には CO₂ の高圧圧力を併記した。給湯熱交換器における最小熱交換温度差を設定すると、この温度差になるように高圧圧力が決まる。この圧力より低い場合には最小熱交換温度差が設定より小さく、また高い場合には大きくなる。実際の検討では、この値が設定値になるように圧力を変えた繰り返し計算が必要である。図 3.2.2 に冬期条件と夏期条件における給湯熱交換器内の熱交換線図を示す。この図から、夏期条件では何故高圧側圧力が高くなるのか説明できる。圧力が低いと 65°C 給湯は不可能である。

表 3.2.1 試算条件と結果

	Winter	Middle	Summer
Ambient Air Temperature : Tair [°C]	7	16	24
Water Temperature : Twi [°C]	10	16	22
Hot Water Temperature : Two [°C]	65	65	65
Evaporating Temperature : Teva [°C]	-3	6	14
Evaporator Superheat : ΔTsup [°C]	5	5	5
Compressor Isentropic Efficiency : η _c	0.6	0.6	0.6
Minimum Temp. Difference of Gas Cooler (Condenser): ΔTmin [°C]	5	5	5
Working Fluid Gas Cooler (Condenser) Outlet Temp. : Tgco [°C]	15	21	27
Expansion	Isenthalp	Isenthalp	Isenthalp
Condensing Temperature of R22 [°C]	70	70	70
Calculated COP of CO ₂ Cycle	3.8	4.2	4.7
High Side Pres. of CO ₂ Cycle : Ph [MPa]	(116)	(116)	(115)
Calculated COP of R22 Cycle	3.3	3.6	4.1
	(100)	(100)	(100)

* Winter: Dec.-Mar., Middle: Others, Summer: June-Sep.

* (): Relative value at R22=100

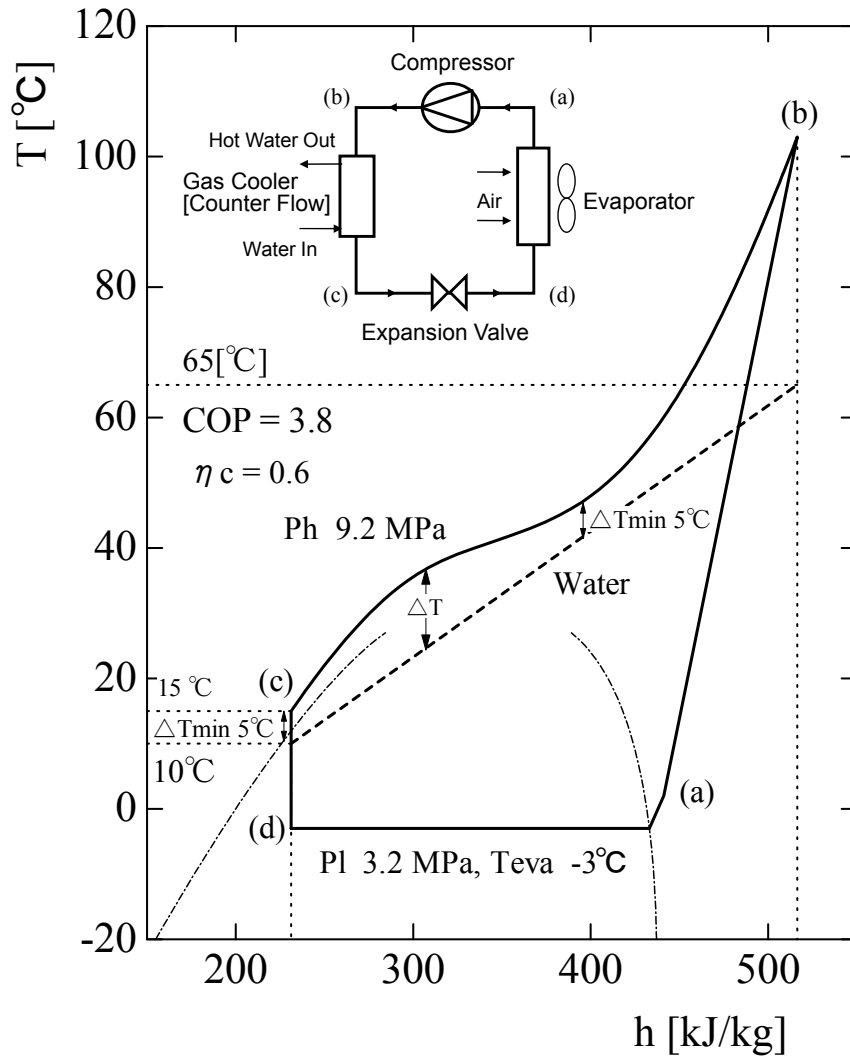


図 3.2.1 冬期条件での CO₂ サイクルの試算結果 (T-h 線図)

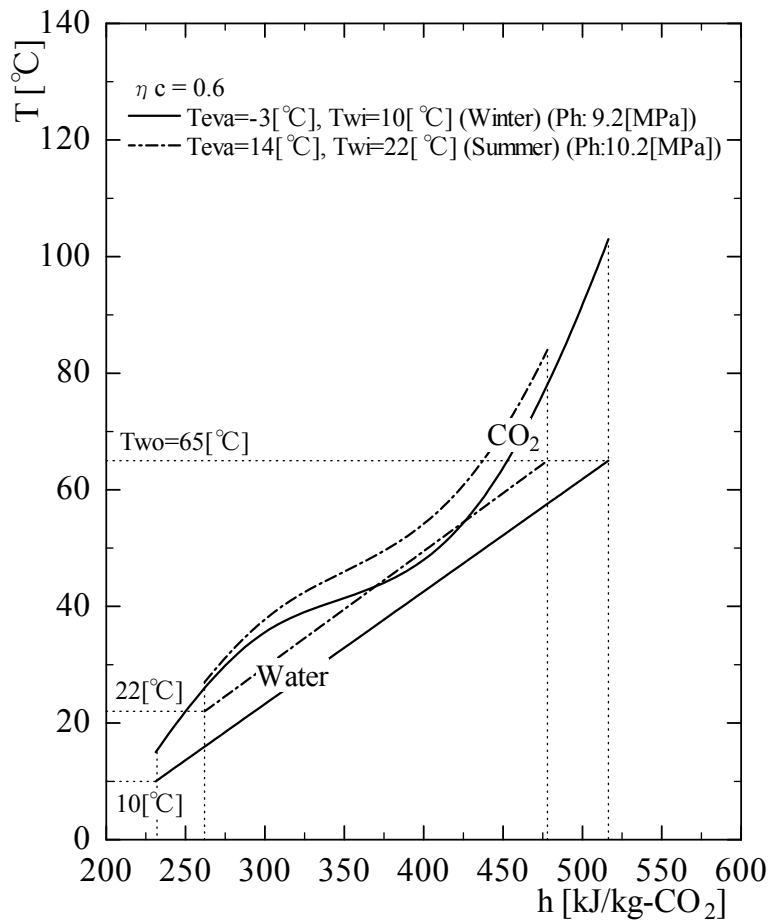


図 3.2.2 冬期と夏期条件における CO₂ サイクルの給湯熱交換器内の熱交換線図

次に、表 3.2.1 に示した冬期条件において、最小熱交換温度差、給湯温度、および過熱度が COP に与える影響について検討した。

まず、最小熱交換温度差は、熱交換器の大きさに直接影響を与える重要なパラメータである。本試算結果では、5°C から 15°C と大きくしても 3.2 と十分な成績係数が得られている（図 3.2.3）。CO₂ では、COP は一次エネルギー換算で 1 が確保できる 3 以上とし、よりコンパクトなシステムを設計することも可能である。

次に給湯温度であるが、これは貯湯槽の大きさや使い勝手に関係する。図 3.2.4 によれば、ヒータ式電気温水器並みの 85°C としても成績係数 3.4 と非常に高い値が得られている。CO₂ では高温給湯も可能であり、貯湯槽も小さくできることが分かる。この程度の昇温幅の方が、CO₂ の超臨界域における等圧線が

より直線に近くなり、CO₂の冷却過程全体に渡って、より温度差の小さい水との熱交換が実現できるため、COPの低下も小さいと考えられる。CO₂ヒートポンプサイクルの重要な特徴の一つである。

最後に、過熱度であるが、基本条件の過熱度 5°Cで COP : 3.79 に対し、過熱度が 0°Cで COP は 3.80、10°Cで 3.82 であった。計算した範囲内ではほとんど影響がない。過熱度が大きくなると、高圧圧力が同一の場合には圧縮後の温度も高くなる。したがって、最少熱交換温度差が同じであれば高圧圧力は低くてよい。これは圧縮動力の減少をもたらすが、一方、過熱度の大きい冷媒の圧縮は所要動力の増加をもたらす。結局両者の効果が相殺され COP 自体はほとんど変わらないものと考えられる。

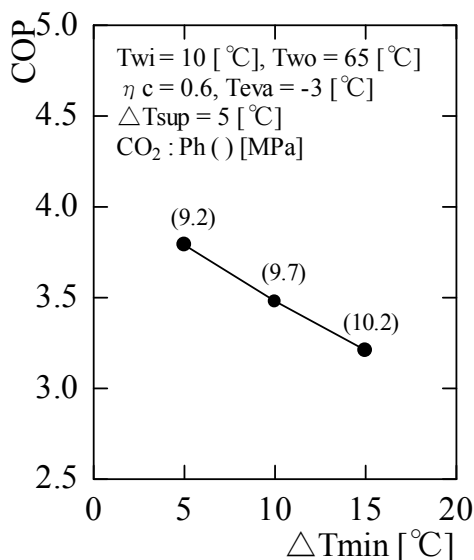


図 3.2.3 最小熱交換温度差 ΔT_{min} の影響

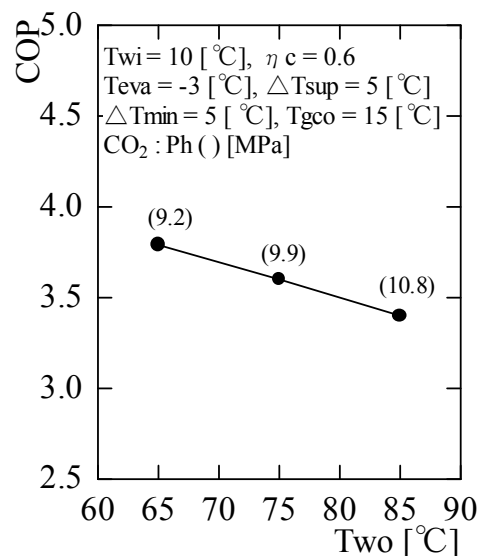


図 3.2.4 給湯温度 T_{wo} の影響

3. 3 CO₂ 給湯ヒートポンプサイクルの特徴把握

本節では、冬期条件で外気温度(蒸発温度)を変化させた場合を例にとり、CO₂ヒートポンプサイクルの特徴をまとめる。計算の条件は表 3.2.1 と基本的に同じである。ただし、蒸発温度を -20~0°C に変化させた。また、給水温度は各条件とも 10°C とした。

(1) COP

図 3.3.1 に成績係数の結果を示す。冬期条件全般に渡って、CO₂は R22 に対し 10~20%程度高い成績係数が得られている。特に蒸発温度が-15°Cにおいても 3 以上の成績係数が得られていることは、特筆に値する。図には高圧側の圧力も併記した。蒸発温度が低いと高圧側の圧力も低くなっていることが分かる。蒸発温度-3°Cおよび-20°Cにおける給湯熱交換器内の熱交換線図を図 3.3.2 に示すが、この図から蒸発温度と高圧圧力の関係が説明できる。蒸発温度が低いほど、圧縮機出口温度すなわち給湯熱交換器 CO₂ 入口温度が高くなるため、同じ給湯温度の場合、高圧側の圧力が低くても、最小熱交換温度差 5°C で熱交換が可能になる。

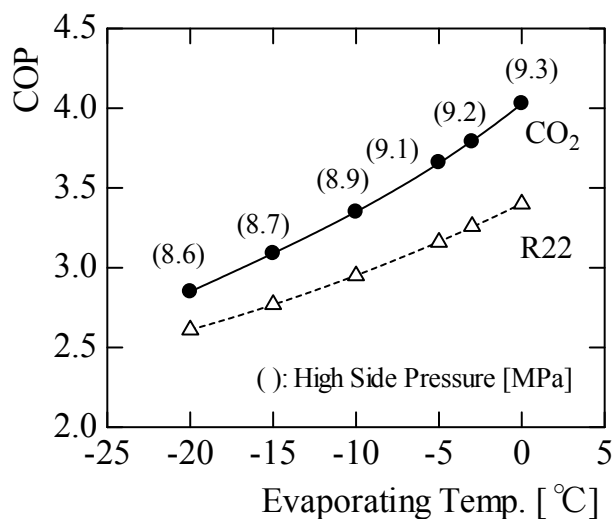


図 3.3.1 低蒸発温度における COP

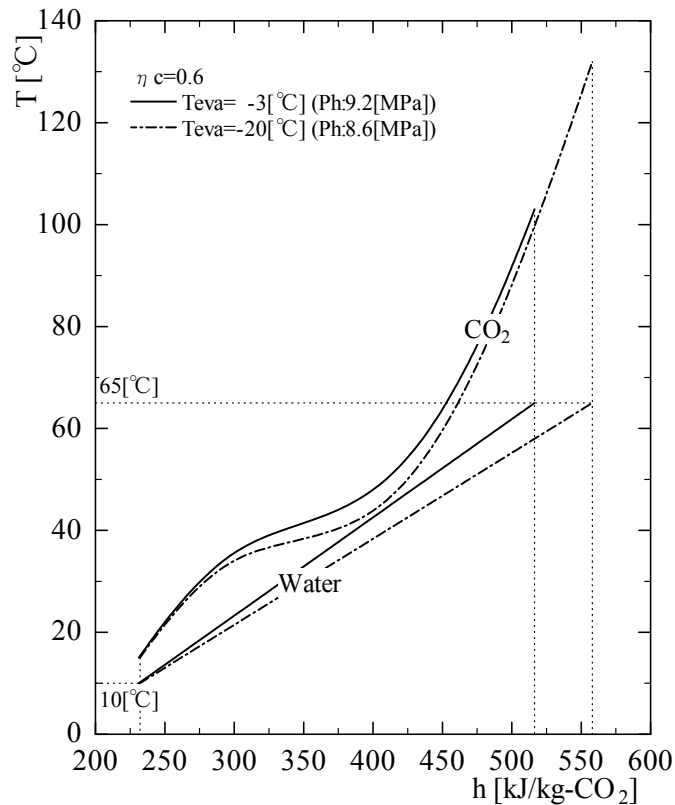


図 3.3.2 蒸発温度 -3°C および -20°C における給湯熱交換器内の熱交換線図

(2) 作動圧力・圧縮比

図 3.3.3 にサイクルの低圧圧力、高圧圧力、その比である圧縮比を示す。先ず、 CO_2 では非常に作動圧力が高いことが分かる。 R22 の高圧圧力と CO_2 の低圧圧力がほぼ同じである。一方、圧縮比については、 R22 では 6~12 程度に対し、 CO_2 は 2~4 と絶対値・変化量とも小さい。

圧縮機の効率からみると、差圧が大きいことは、効率低下を招くが、圧縮比が小さく、運転条件であまり変化しないという特徴は効率向上をもたらす。圧縮機については、今後詳細な検討が必要であるが、 R22 用と同等以上の効率の圧縮機を作れる可能性は十分あるものと考えられる。

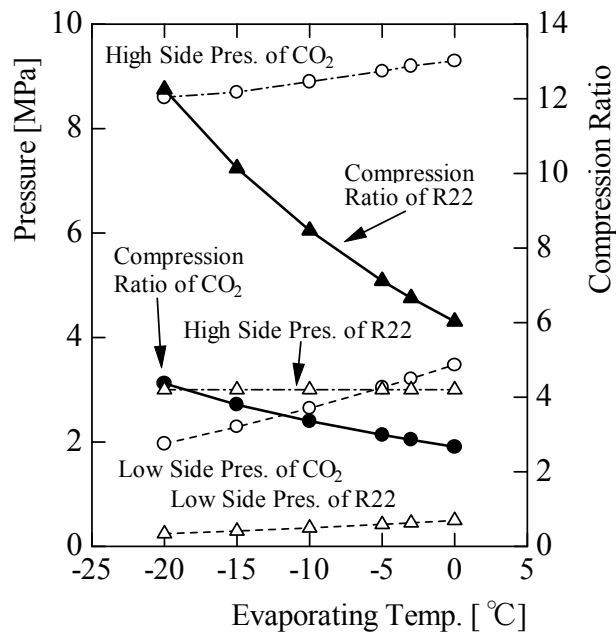


図 3.3.3 低圧圧力、高圧圧力、および圧縮比

(3) 体積容量・流量比

図 3.3.4 に体積容量(圧縮機吸い込み体積当たりの加熱能力)、および流量比(冷媒の質量流量/水の質量流量)を示す。流量比については、CO₂は R22 と同じかやや小さい。本試算では水の加熱が 10→65°C と両者の冷媒で同一であるため、この値が小さいということは単位質量当たりの加熱能力が大きいことを意味する。一方、体積容量であるが、CO₂は R22 の 5 倍程度大きい。これにより、CO₂では、圧縮機の圧縮部や機器の配管をかなり小さくできることがわかる。

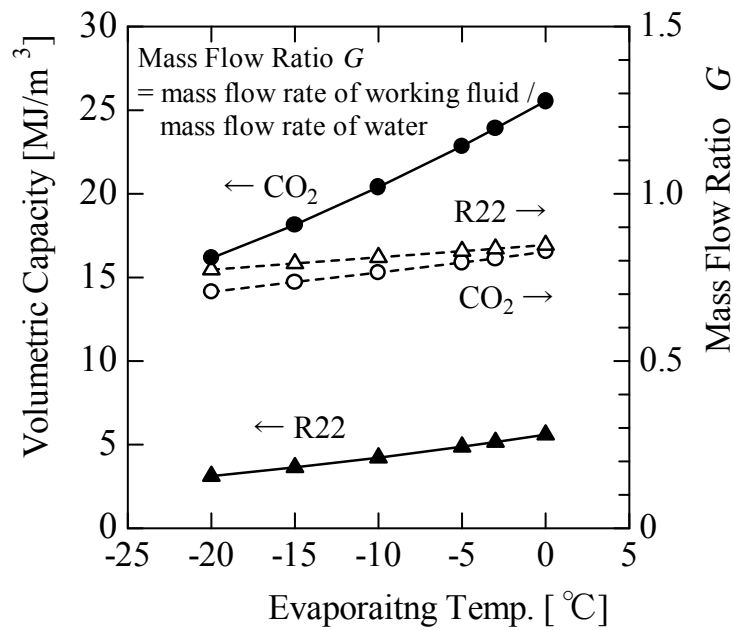


図 3.3.4 体積容量、流量比

(4) 膨張弁前後の体積

図 3.3.5 に膨張弁前後の体積およびその比を示す。 CO_2 では作動圧力が高いため、 R22 に比し、膨張後の体積が非常に小さい。また、膨張弁前後の体積比も小さくなっている。

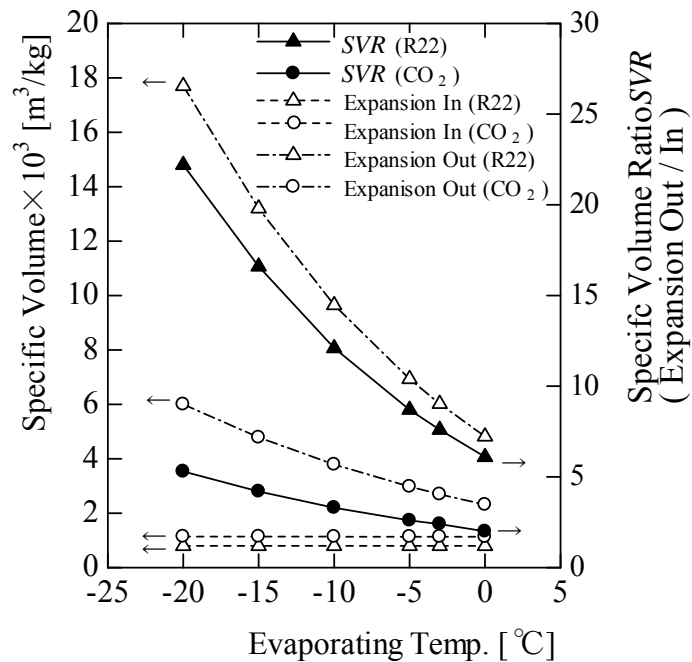


図 3.3.5 膨張弁前後の体積と体積比

以上、CO₂ヒートポンプサイクルの特徴に関し、R22を参考にして検討してきた。ここで、試算条件に関してコメントしておく。

図 3.3.6 に、図 3.3.1 で示した条件のうち、蒸発温度を-10°Cとした場合の給湯熱交換器内の熱交換線図を示す。加熱能力は 5kW とした。これまでの検討では、R22 の凝縮温度は 70°C としたが、図から凝縮温度が 60°C でも 65°C 給湯が可能であり、COP も高くなる可能性があることが分かる。ただし、60°C凝縮の場合、過熱域を有効に使う必要があり、熱交換器の工夫が必要である。このため、今回の検討では凝縮温度を給湯温度プラス 5°C と設定した。以上のように、凝縮温度に関しては、R22 に厳しい条件となっているが、R22 の場合、圧縮比がかなり大きいため（図 3.3.3）、断熱圧縮効率が一律設定した 0.6 より低くなる可能性が高いことを付記しておく。

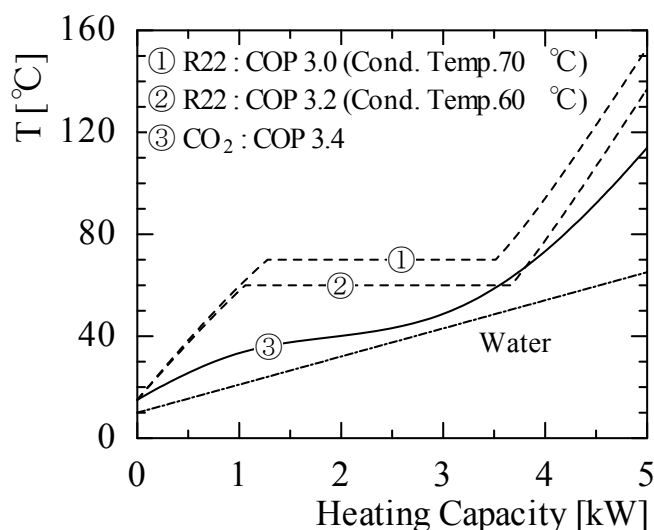


図 3.3.6 蒸発温度-10°Cにおける給湯熱交換器内の熱交換線図の比較

3. 4 結言

以上、実現性を考慮した条件でサイクル計算を行い、給湯用 CO₂ サイクルの効率評価と特徴把握を行った。結果をまとめると、

給湯用 CO₂ ヒートポンプサイクルは、R22 に比し、

- (a) 10～20%程度高い成績係数が得られる。
 - (b) 低圧圧力・高圧圧力とも高く、その差圧も大きいが圧縮比は小さい。
 - (c) 体積容量が5倍程度と大きい。
 - (d) 単位質量当たりの加熱能力は同等あるいはそれ以上である。
 - (e) 膨張後の体積が非常に小さい。かつ膨張前後の体積比も小さい。
- などの特徴を有する。

さらに、

- (f) 高温給湯や低い蒸発温度、あるいは大きい最小熱交換温度差（給湯熱交換器）、といった各条件でも妥当な成績係数が得られる。
 - (g) 給湯熱交換器の最小熱交換温度差を決めるとサイクルの高圧圧力が決まる。
- などの特徴を持っている。

CO₂ サイクルは、従来にない高圧で作動するため耐圧設計に留意する必要があるが、逆に圧力が高いことで上記の特徴をもち機器をコンパクトにできる可能性を有している。今回の詳細な特徴把握・評価により、CO₂ は給湯用ヒートポンプの実作動媒体として有望であることが明らかになった。

参考文献

- 1) 齋川路之、橋本克巳、長谷川浩巳、岩坪哲四郎、CO₂ ヒートポンプサイクルの効率把握と挙動・制御に関する検討、電力中央研究所研究報告 W98004、1999
- 2) 齋川路之、橋本克巳、給湯用CO₂ ヒートポンプサイクルの効率評価－理論効率の評価と特徴把握－、日本冷凍空調学会論文集、Vol.18, No.3, pp.15-21、2001

第4章 家庭用CO₂ヒートポンプ給湯機に関する試作機の開発と性能評価

4.1 緒言

本章では、家庭分野をターゲットにCO₂ヒートポンプ給湯機の商品化を目指し、試作機の開発とその性能評価を行った結果について述べる。^{1)~7)}

4.2 試作機の概要と開発の経緯

1999年2月に家庭用CO₂ヒートポンプ給湯機の1号機を試作し、試験・評価を開始した。試験結果から課題を抽出し、これを反映させて各要素技術の改良、開発を行い、さらに改良型の要素機器を試作機に組み込み評価試験を繰り返した。以降、試作機の概要、改良の経緯を述べる。

4.2.1 試作機の概要

試作機は、蒸発器、圧縮機、給湯熱交換器（ガスクーラ）、膨張弁からなる単純サイクルに気液分離器を付けたもので、熱源は空気である。また、その給湯能力は、圧縮機がインバータ駆動であるため可変であるが、呼称能力は4.5kWである。

試作機は、圧縮機や熱交換器の交換など、合計8回にわたって改良し、試験を実施した。ただし、改良に当たって、筐体は全て共通とし、要素機器のみ取り替えた。最終試作機のサイクル構成を図4.2.1に、概観を図4.2.2に示す。

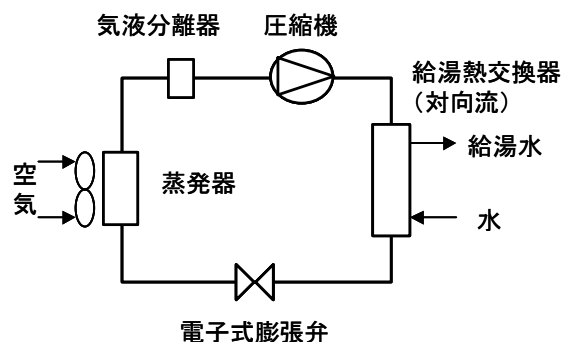


図4.2.1 最終試作機のサイクル構成

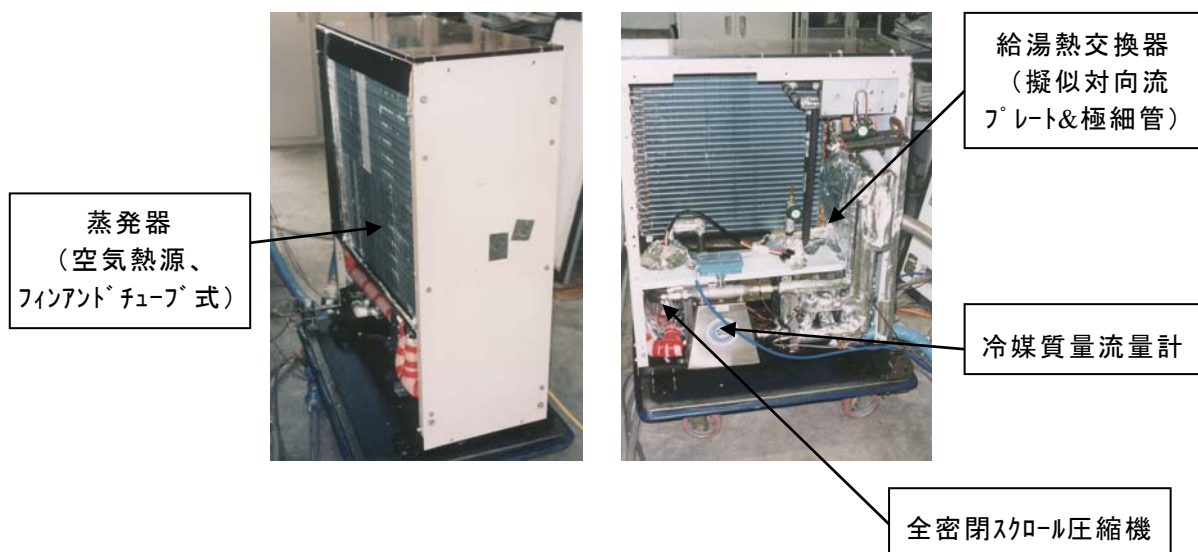


図 4.2.2 最終試作機の概観 (呼称給湯能力：4.5kW、大きさ：80×35×100cm)

4. 2. 2 試作機開発の経緯

本項では、要素技術を中心に試作機開発の経緯を述べる。

(1) サイクル

前述のように試作機は、単純サイクルに気液分離器を付けたものである。1号試作機では、潤滑油を分離、圧縮機へ戻すための油分離器を設置したが、油分離器がなくても、サイクルを循環して油が戻ることが確認できたため、最終試作機では、油分離器は撤去した。気液分離器内では、気体と液体が分離するが、液体のCO₂よりも潤滑油の密度が大きい。このため、潤滑油は、気液分離器の下に沈み、分離器内の吸入配管の下側に設けられた小さな穴から、冷媒ガスとともに、潤滑油が圧縮機吸入側へ戻る構造となっている。なお、液体のCO₂も、一部この穴から圧縮機吸入側へ流入する。

(2) 圧縮機

圧縮機については、CO₂の場合、フルオロカーボンと作動条件が大幅に異なり、低圧縮比・高差圧で効率の良い圧縮機を新たに開発する必要がある。

開発のポイントは、機械損失と内部漏れ損失（圧縮室間で作動媒体が低圧側

へ漏れる)の両者を同時に低減することであり、このために、圧縮機の材質変更や各部の最適化を図った。その結果、1号試作機では、圧縮室容積 3.0cm^3 の半密閉アルミ製スクロール圧縮機(横型)であったが、最終試作機では、機械損失低減のために、容積を 3.3cm^3 にして相対的に圧縮機回転数を低くするとともに、圧縮部の材質をアルミより熱膨張率の小さい鉄製にした全密閉スクロール圧縮機(縦型)を開発した。最終的に開発した圧縮機の外観を図4.2.3示す。圧縮機の構造は、低圧側の圧力が圧縮機ハウジングにかかるようになっており、吸入冷媒で圧縮機モータを冷却する構造になっている。このため、圧縮機入口(圧縮部入口ではない)において、冷媒は2相状態でも液圧縮の恐れはなくなる。従って、膨張弁により、蒸発器での過熱度を精密に制御する必要はなく、蒸発器の設計にも余裕が生まれる。



図 4.2.3 最終試作機の圧縮機の外観

(縦置き全密閉鉄製スクロール圧縮機、圧縮室容積 3.3cm^3 、回転数: $\sim 9000\text{rpm}$)

(3) 給湯熱交換器

給湯熱交換器は圧縮機と並んで、効率向上に重要な役割を果たしている。

1号試作機においては、R22を利用したヒートポンプ給湯機で採用されている対向流の二重管式を採用したが、 CO_2 では、R22と比べて作動媒体と給湯水の熱交換温度差が小さく、二重管式では、必要伝熱面積が大きくなるため能力不足が想定された。次節で詳細は述べるが、実際の試験においても能力不足となった。

そこで、CO₂の特徴を生かし、小温度差で水を効率良く加熱できる熱交換器の形式について検討・評価を行い、最終試作機では、対向流型でCO₂側が銅製の極細管式、水側が銅製の内部フィン付プレート式から構成される熱交換器を開発した。図4.2.4に開発した給湯熱交換器の外観を示す。



図 4.2.4 最終試作機の給湯熱交換器の概観と構成図

※右図において水は水色の矢印に沿って直交フィン付プレート内を流れ、CO₂は黄色の矢印に沿って極細管内を流れる。極細管の内外径は、0.5mm、1.0mmで、これを150本使用している。

(4) その他

その他、R22等でも採用されているフィンアンドチューブ式の蒸発器、ステップ数が400程度の電子式膨張弁、潤滑油の最適循環量を考慮した気液分離器等を開発するとともに、低圧配管での圧力損失低減のために配管を大口径のものに交換するなどの改良を行った。

4. 3 試作機の試験評価方法と効率向上

4. 3. 1 試作機の試験評価方法

試作機の試験は、基本的に簡易型の試験風洞により実施した。図4.3.1に試験風洞の構成図を示す。風洞は、外部条件（外気温度、水道水温度）によらず、ヒートポンプの試験条件（空気の温度・湿度・流量、給水の温度・流量）を設定でき、設定値を自動で維持できる。風洞の能力は、空気の加熱・冷却能力で最大5kW程度、空気の温度設定で、-15℃～30℃程度である。

本試験風洞の中に試作機を設置し、空気条件（温度、湿度、流量）と給水温度を設定して、評価試験を実施した。なお、以降まとめる全ての試験において、空気流量は、各種エアコンのデータを参考に、試作機蒸発器の前面風速が約1.7m/sになるように設定した。

一方、試作機側は、制御機器に手動で信号を送ることにより、圧縮機回転数と膨張弁開度を設定し、試験を行った。また、水の流量は給湯温度が所定の値になるように試験風洞側の負荷処理装置で自動制御される。

表 4.3.1 に試験風洞の計測器等を、表 4.3.2 に試作機側の計測器等を示す。試験風洞においては、空気の温度を白金測温抵抗体で、湿度を高分子膜センサーで、風量をピトー管式のセンサーと微差圧計で、それぞれ測定した。また、試作機においては、作動媒体側、水側の温度を T 型シース熱電対（外径 1 mm）で、流量を、質量流量計、体積流量計でそれぞれ計測した。また、作動媒体の圧力は、校正済みのデンソー製圧力変換器で計測し、電力測定は、圧縮機インバータの入力をデジタルパワーメータで測定した。

これらの機器から得られた測定データは、データロガー（横河電機製 HR2000）によりパソコンに収集され、処理、保存された。データのサンプリングレートは 2 秒に一回である。各測定点のトレンドグラフから定常と判断された数分間程度のデータを算術平均して、試作機の性能評価を行った。データ計測点等の詳細に関しては、次項で実際の試験データを詳細に示すため、ここでは割愛する。なお、試験データの分析にあたって、作動媒体の物性計算は、基本的に PROPATH Ver. 9.1⁸⁾で行った。1 号試作機のみ、REFPROP Ver. 6.1 を用いた。

試作機の効率は、給湯水の流量と加熱温度差から算定される給湯出力を圧縮機インバータ入力で割った値を COP と定義し、評価した。不確かさ解析⁹⁾の結果、得られた COP の絶対不確かさは 0.1 程度（包括度 95%）であった。なお、給湯熱交換器の加熱能力に関しては、水側から得られる値に加え、作動媒体側からも算定が可能である。放熱ロスを考慮すると、前者の方が後者より小さくなるのが妥当である。以降述べる試験結果において、両者の比は 94%～98%程度であった。

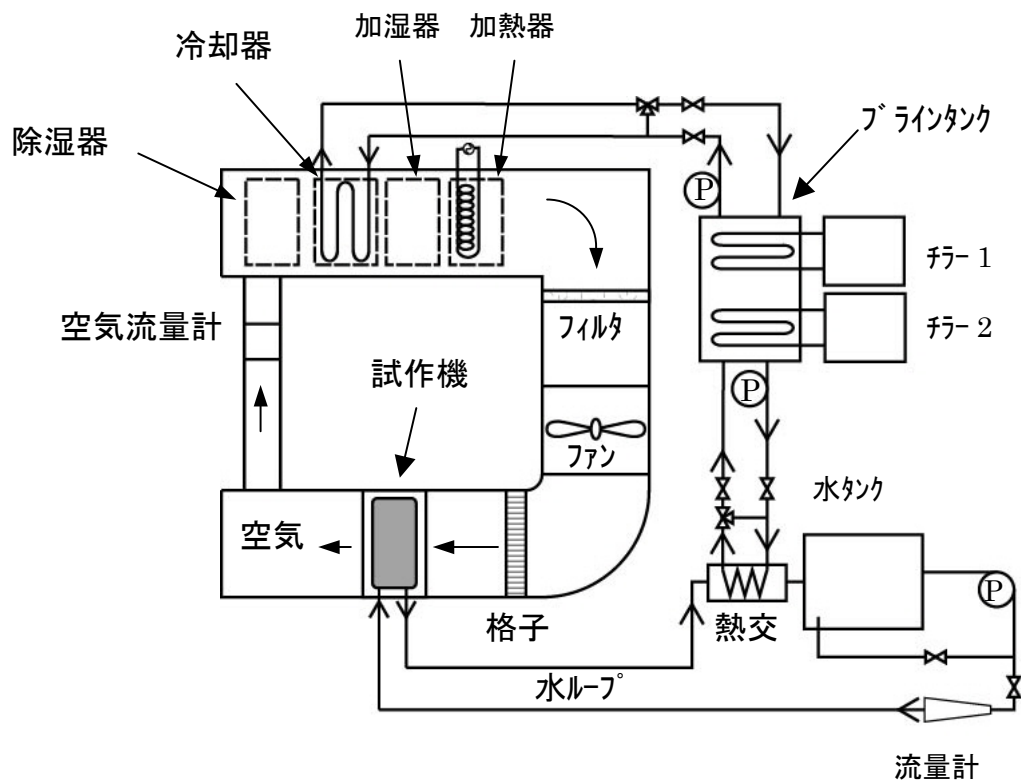


図 4.3.1 試験風洞の構成図

(空気加熱・冷却能力：5kW 程度、設定温度：-15°C～+30°C)

表 4.3.1 試験風洞の計測器等

温度湿度測定	山武ハネウエル製 RHS302		
		湿度計測部	温度計測部
	センサー	ポリマー（高分子膜）	白金測温抵抗体（DIN Pt100Ω）
	測定範囲	0～100RH	-20～+100°C
精度	0～80RH：±2%RH 80～100RH：±3%R(20°C)	±0.2°C(20°C)	
風量測定	風量測定部：ウェットマスタ製ニューエアアロイ 形状：角型ユニット、測定範囲：風速 4.0～25m/s・温度 0～120°C、 検出圧力：全圧・静圧検出圧力		
	差圧測定部：横河電機製微差圧伝送器 EJA120 測定スパン：0.1～1kPa、測定範囲：-1～1kPa 精度：±0.25%（測定差圧 0.4kPa 以上）、±0.5%（測定差圧 0.4kPa 未満）		

表 4.3.2 試作機の計測器等

温度測定	冷媒側	助川電気工業製 T 型シース熱電対 (JIS0.75 級、シース直径 1mm)
	給湯水側	助川電気工業製 T 型シース熱電対 (JIS0.75 級、シース直径 1mm)
圧力測定	冷媒側：デンソー製、精度：±1%FS、FS：19.7MPa	
流量測定	冷媒側	流量測定部：オーバル製マイクロモーション流量計 D25H 信号演算部：トランスミッタ MT9739 信号出力表示部：オーバル製積算計 EL0122 (アナログ出力信号) 精度：指示値の±1.5%程度
	給湯水側	流量測定部：オーバル製ウルトラオーバル 45 信号出力表示部：オーバル製積算計 EL0122 (アナログ出力信号) 精度：指示値の±3%程度
電力測定	圧縮機インバータ入力測定：横河電機製電力用デジタルパワーメータ 2355 精度：指示値の±0.25%+1digit	

4. 3. 2 試作機の効率向上

図 4.3.2 に 1 号試作機および最終試作機の試験結果を T-s 線図上に示す。試験条件は、外気 8℃、相対湿度 50%、給水 8℃、給湯温度 65℃の冬期条件で、給湯能力は 3.5kW 程度とした。

図から、最終試作機では、圧縮時の T-s 線図の勾配が大きく、断熱圧縮効率が向上していることが分かる。断熱圧縮仕事を圧縮機インバータ入力で割った値で定義する圧縮機の総合効率を求めると、1 号試作機の 0.46 に対し最終試作機では 0.57 まで向上している。

また、最終試作機では給湯熱交換器 CO₂ 出口の温度が相当低くなっていることが分かる。図 4.3.3 に給湯熱交換器内の温度プロファイルの比較を示すが、この図からも明らかなように、最終試作機では CO₂ 出口の温度が十分低く水入口との温度差が小さいため、CO₂ の加熱能力のほとんどを使って水を加熱できていることが分かる。1 号試作機では、CO₂ 出口・水入口での温度差が 19℃もあるが、最終試作機では 3℃である。一方、給湯熱交換器内の CO₂ と水の最小温度差に関しては、両者とも 10℃以下と十分小さい。給湯熱交換器の性能は、以上示した 2 つの温度差を如何に小さくできるかにかかっているが、最終試作機では実用上、十分な温度差が実現できていると考えられる。

さらに、最終試作機では、低圧側の圧力損失が、蒸発器や気液分離器の改良、低圧配管の径拡大により低減されている。

以上の改善効果により、COP（給湯加熱能力／圧縮機インバータ入力）は、1号試作機の2.1に対し、最終試作機では3.4と飛躍的な向上が達成された。

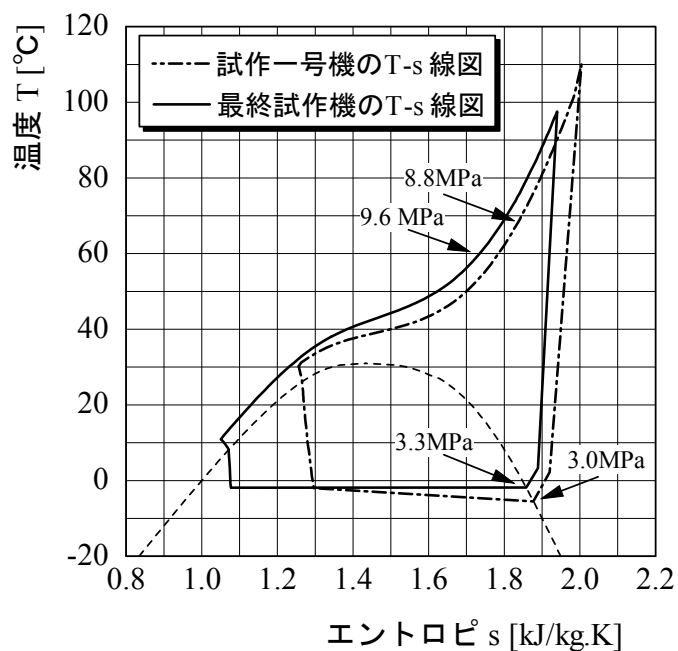


図 4.3.2 試作一号機と最終試作機の T-s 線図の比較

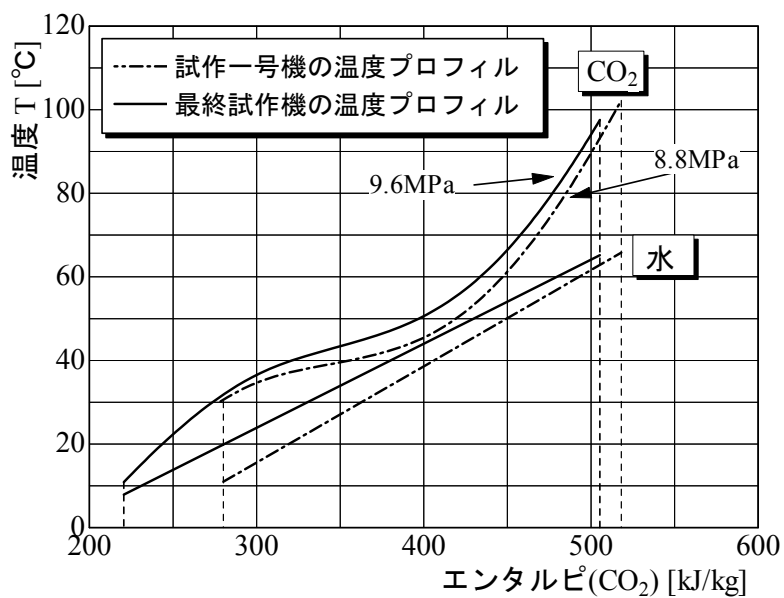


図 4.3.3 試作一号機と最終試作機の給湯熱交換器内温度プロファイルの比較

参考までに、表 4.3.3 に 1 号試作機の試験データの詳細を、また比較のため、最終試作機の詳細データを表 4.3.4 に示しておく。また、図 4.3.4 には、データ取得時の代表的な測定点のトレンドグラフを示す。前述したが、このようなトレンドグラフにより定常を判断し、定常と判断された数分間の平均データでシステムの評価を行った。

なお、1 号試作機では、試作機の筐体内に空気採熱用のファン（室外機ファン）と給湯水循環用の給水ポンプがついていたため、表 4.3.3 に示した試験データは、風洞外に試作機を設置して室外機ファンを作動させ、給水は重力によって行った結果であることを付記しておく。試作機の改良は 8 段階に渡って行ったが、最終試作機を含む改良型試作機においては、試作機筐体からファンと給水ポンプを取外し、風洞にて試験を実施した。

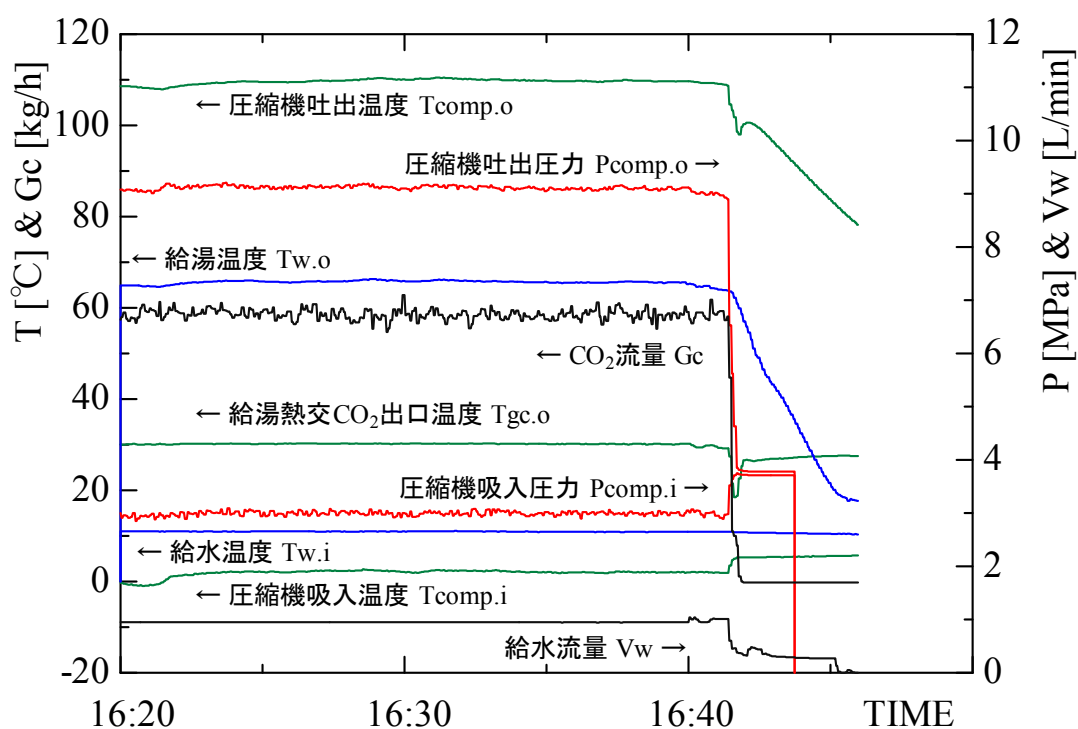


図 4.3.4 試作一号機の試験結果（各点のトレンドデータ、表 4.3.3 に対応）

表 4.3.3 一号試作機の試験結果詳細（その1）

1. 試験結果ファイル名

199902191619.WRD

16:25:00（データ番号 189）～16:34:58（488）の10分間、300個のデータの平均値

2. 試作機の運転パラメータ

風洞外

圧縮機回転数：5100 rpm，室外機ファン回転数：1000 rpm，

給水ポンプ回転数：0 rpm（重力で給水），膨張弁開度：100 ステップ

3. 外部条件と試験結果

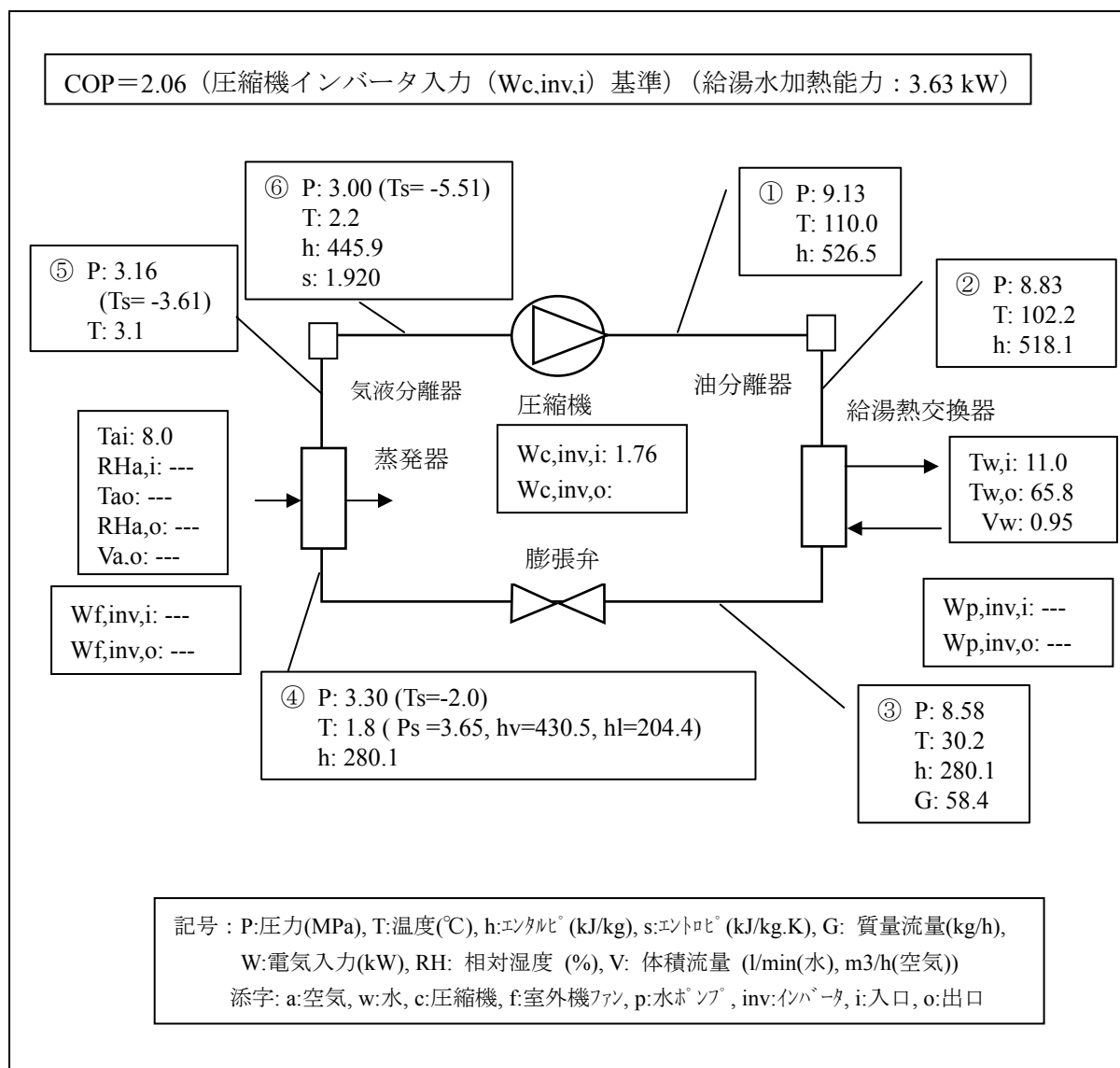


表 4.3.3 一号試作機の試験結果詳細（その2）

4. 圧縮機回りの効率、熱交換器のヒートバランス

以下の検討では、3. 図中の丸数字が数字に対応する（例①→1）。

(1) 圧縮機の断熱圧縮効率 η_{ad}

損失のない理想的な断熱圧縮の場合、圧縮機出口エンタルピ $h_{1,ad}$ は、圧縮機入口エントロピと圧縮機出口圧力から蒸気表（REFPROP）を使って求まる。 $h_{1,ad}=495.4$ ($T_{1,ad}=88.3$)。

$$\eta_{ad}=(h_{1,ad}-h_6)\div(h_1-h_6)=(495.4-445.9)\div(526.5-445.9)=\mathbf{0.61}$$

(2) 圧縮機のインバータ効率 η_{inv}

$$\eta_{inv}=W_{c,inv,o}\div W_{c,inv,i}$$

ただし、今回の試験では計測していない。

(3) 圧縮機の熱エネルギー効率 η_{he} （圧縮機モータ入力のうち冷媒に伝わったエネルギーの割合）

今回の計測では、インバータ出口（＝圧縮機モータ入口）の電力を計測していないので、仮にインバータ効率 η_{inv} を 0.95 と仮定すると、

$$\eta_{he}=G\times(h_1-h_6)\div(W_{c,inv,i}\times 0.95\times 3600)=58.4\times(526.5-445.9)\div(1.76\times 0.95\times 3600)=\mathbf{0.78}$$

(4) 圧縮機の全断熱効率 η_{adt}

$$\eta_{adt}=G\times(h_{1,ad}-h_6)\div(W_{c,inv,o}\times 3600)=\eta_{ad}\times \eta_{he}=0.61\times 0.78=\mathbf{0.48}$$

（今回は、 $W_{c,inv,o}$ を計測していないが、(3)で $W_{c,inv,o}=0.95\times W_{c,inv,i}$ としている。）

(5) 圧縮機の総合効率 η_{all}

$$\eta_{all}=\eta_{inv}\times \eta_{adt}=0.95\times 0.48=\mathbf{0.46}$$

(6) 給湯加熱器の熱バランス（給湯加熱器加熱効率 η_{gc} ）

η_{gc} = 水側が受取った熱量 ÷ 冷媒側が放出した熱量

$$=[(T_{w,o}-T_{w,i})\times V_w\times 60\div 860]\div[(h_2-h_3)\times G\div 3600]$$

$$=[(65.8-11.0)\times 0.95\times 60\div 860]\div[(518.1-280.1)\times 58.4\div 3600]=\mathbf{0.94}$$

(7) 油分離器前後の熱ロスが加熱能力に占める割合 $\eta_{e.os}$

$$\eta_{e.os}=(h_1-h_2)\div(h_1-h_3)=(526.5-518.1)\div(526.5-280.1)=\mathbf{0.034}$$

(8) 蒸発器の熱バランス

表 4.3.4 最終試作機の試験結果詳細（その1）

1. 試験結果ファイル名

QWR207 (200012081330.CSV)

16:48:00 ~ 16:51:00 の3分間、90個のデータの平均値

2. 試作機の運転パラメータ

風洞内試験

圧縮機回転数：3120 rpm, 室外機ファン回転数：0 rpm,

給水ポンプ回転数：0 rpm（風洞設置のポンプで給水）、膨張弁開度：95 ステップ

3. 外部条件と試験結果

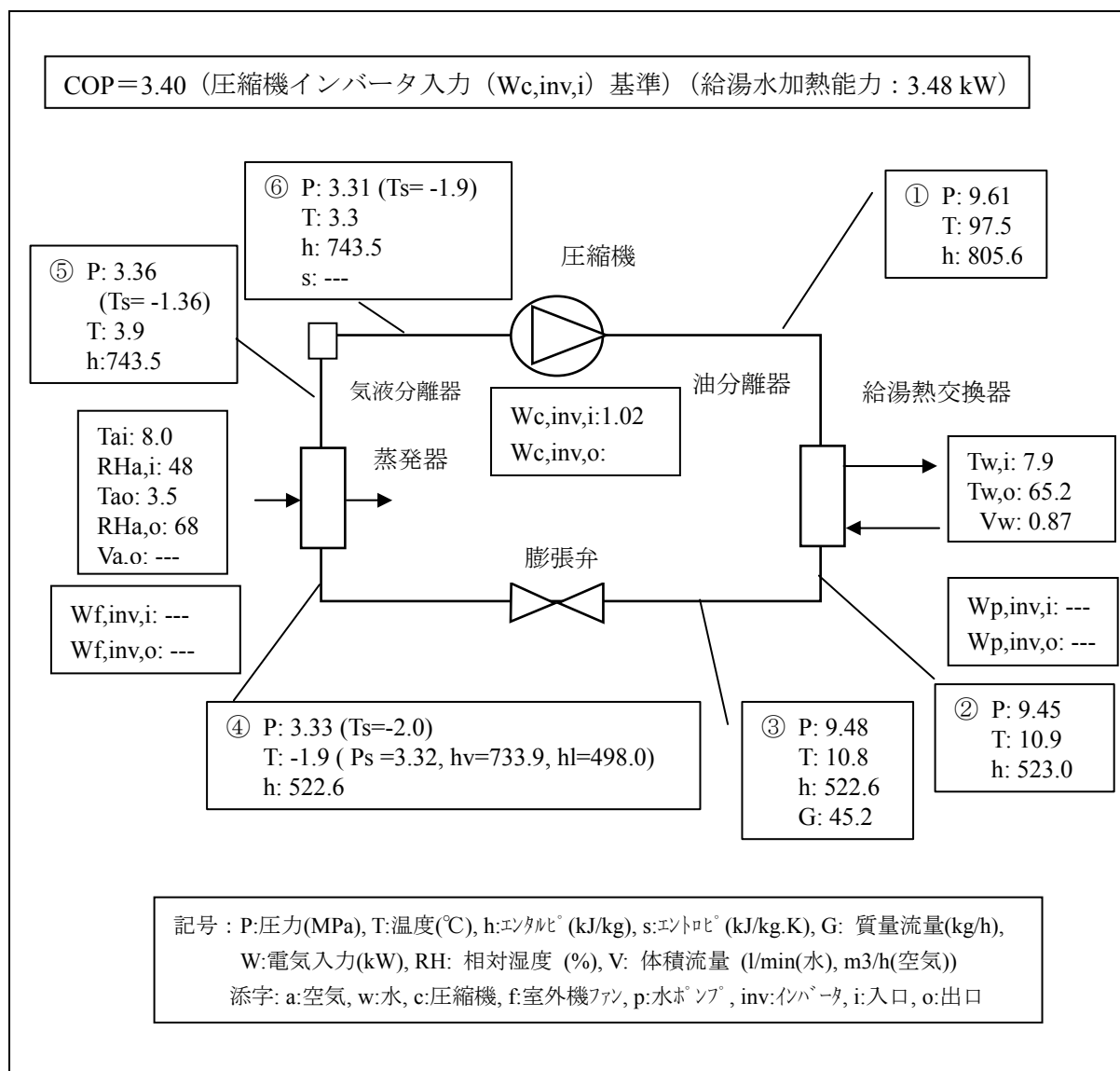


表 4.3.4 最終試作機の試験結果詳細（その2）

4. 圧縮機回りの効率、熱交換器のヒートバランス

以下の検討では、3. 図中の丸数字が数字に対応する（例①→1）。

(1) 圧縮機の断熱圧縮効率 η_{ad}

損失のない理想的な断熱圧縮の場合、圧縮機出口エンタルピ $h_{1,ad}$ は、圧縮機入口エントロピと圧縮機出口圧力から蒸気表（PROPATH）を使って求まる。 $h_{1,ad}=790.1$ ($T_{1,ad}=87.5$)。

$$\eta_{ad}=(h_{1,ad}-h_6)\div(h_1-h_6)=(790.1-743.5)\div(805.6-743.5)=\underline{\underline{0.75}}$$

(2) 圧縮機のインバータ効率 η_{inv}

$$\eta_{inv}=W_{c,inv,o}\div W_{c,inv,i}=0.95$$

別途設置したデジタルパワーメータ PZ4000 により、インバータ入口・出口の電力を測定しているが、データロガーに取込んでいない。そこで、PZ4000 の読み取りデータを参考に 0.95 とした。

(3) 圧縮機の熱エネルギー効率 η_{he} （圧縮機モータ入力のうち冷媒に伝わったエネルギーの割合）

インバータ効率 η_{inv} を 0.95 と仮定すると、

$$\eta_{he}=G\times(h_1-h_6)\div(W_{c,inv,i}\times 0.95\times 3600)=45.2\times(805.6-743.5)\div(1.02\times 0.95\times 3600)=\underline{\underline{0.80}}$$

(4) 圧縮機の全断熱効率 η_{adt}

$$\eta_{adt}=G\times(h_{1,ad}-h_6)\div(W_{c,inv,o}\times 3600)=\eta_{ad}\times \eta_{he}=0.75\times 0.80=\underline{\underline{0.60}}$$

($W_{c,inv,o}$ は、(3)で $W_{c,inv,o}=0.95\times W_{c,inv,i}$ としている。)

(5) 圧縮機の総合効率 η_{all}

$$\eta_{all}=\eta_{inv}\times \eta_{adt}=0.95\times 0.60=\underline{\underline{0.57}}$$

(6) 給湯加熱器の熱バランス（給湯加熱器加熱効率 η_{gc} ）

η_{gc} = 水側が受取った熱量 ÷ 冷媒側が放出した熱量

$$=[(T_{w,o}-T_{w,i})\times V_w\times 60\div 860]\div[(h_1-h_2)\times G\div 3600]$$

$$=[(65.2-7.9)\times 0.87\times 60\div 860]\div[(805.6-523.0)\times 45.2\div 3600]=\underline{\underline{0.98}}$$

(7) 油分離器前後の熱ロスが加熱能力に占める割合 $\eta_{e.os}$

油分離器は取外した。

(8) 蒸発器の熱バランス η_{ev} （空気側は測定誤差が大きいため、参考データ）

η_{ev} = 冷媒側が受取った熱量 ÷ 空気が放出した熱量

冷媒側は、 $(h_5-h_4)\times G\div 3600=(743.5-522.6)\times 45.2\div 3600=2.77$

空気側は、温度と相対湿度からエンタルピを求めて計算すると、 $=2.86$

$$\eta_{ev}=2.77\div 2.86=0.97$$

4. 4 最終試作機の特性把握と考察

本節では、最終試作機に関し、各季節条件で性能を評価した結果、本結果を基に開発したシステムの運転制御方法等について述べる。

4. 4. 1 各季節条件における性能・特性評価

表 4.4.1 に試験条件を示す。年間を3つの期間に分け、それぞれを、冬期、中間期、夏期とした。外気温度、湿度は、東京平年の深夜時間帯の期間平均値である。これは、実際の機器が、深夜時間帯で運転されることを想定したからである。水温は気温との相関式から求めた値を各期間で平均した。給湯温度については、高温指し湯に必要とされる65℃と電気温水器並みの85℃の2種類、また、圧縮機回転数は、3000、4000、5000rpmとした。以上の条件を一定とし、各条件（18条件）において膨張弁開度を変化させ、試験を行った。なお、膨張弁開度を変化させると給湯能力・給湯温度ともに変化するが、給湯温度は一定に保つように、給湯水の流量を自動制御した。試験評価方法は、基本的に4.3.1項で示した方法と同じである。

各条件において、膨張弁開度を変化させると、サイクル内の各点の圧力、温度も変化し、結果としてCOPや給湯能力も変化する。ただし、その詳細は、次項で述べることとし、本項では各条件において、COPが最大となった膨張弁開度のデータのみについて検討する。

表 4.4.1 最終試作機の試験条件

季節毎の平均条件(圧縮機回転数 rpm: 3000,4000,5000)

	温度(℃)	相対湿度(%)	給水温度(℃)	給湯温度(℃)
冬期(12月～3月)	4.6	59.4%	8.3	65、85
中間期(4,5,10,11月)	13.8	73.1%	15.9	65、85
夏期(6月～9月)	22.5	81.0%	23.2	65、85

※ 温度湿度条件は各月 PM23:00～AM7:00 時間帯の気象データを平均。

(冬季は12月から3月、夏季は6月から9月、中間期は残り月のデータを平均化した)

各条件において COP が最大となった膨張弁開度における COP の値と対応する給湯能力を図 4.4.1-(a)、-(b)にそれぞれ示す。

COP については、外気温度が高いほど、また給湯温度が低いほど、高くなっている。また、給湯温度が 65℃の場合、いずれの季節条件、圧縮機回転数においても COP は 3 以上が得られており、特に、冬期条件においても、3.2 という高い COP が達成されている（圧縮機回転数 3000rpm）。85℃給湯では、2.8 前後の COP が得られているが、圧縮機回転数や季節条件の違いによる COP の差は、65℃給湯の場合に比べて小さい。

一方、給湯能力については、圧縮機回転数が高いほど、また熱源温度が高いほど、大きくなっているが、給湯温度による差はほとんどない。冬期条件で 3.2～5.2kW、中間期で 3.6～6.1kW、夏期で 4.0～6.8kW の給湯能力となっている。

図 4.4.1 に示した結果を概略まとめると、COP については給湯温度の、給湯能力については圧縮機回転数の影響が大きいと言える。

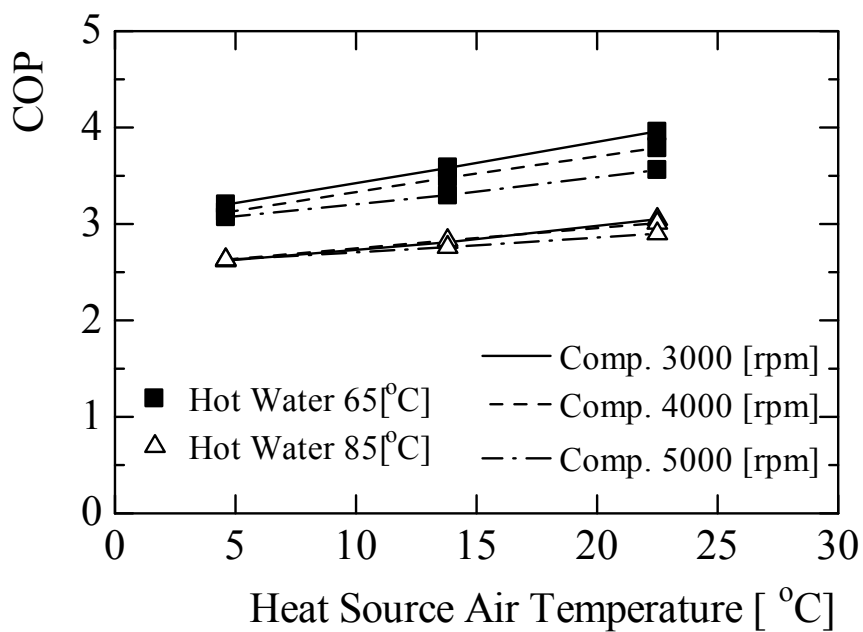


図 4.4.1-(a) 各条件での最大 COP

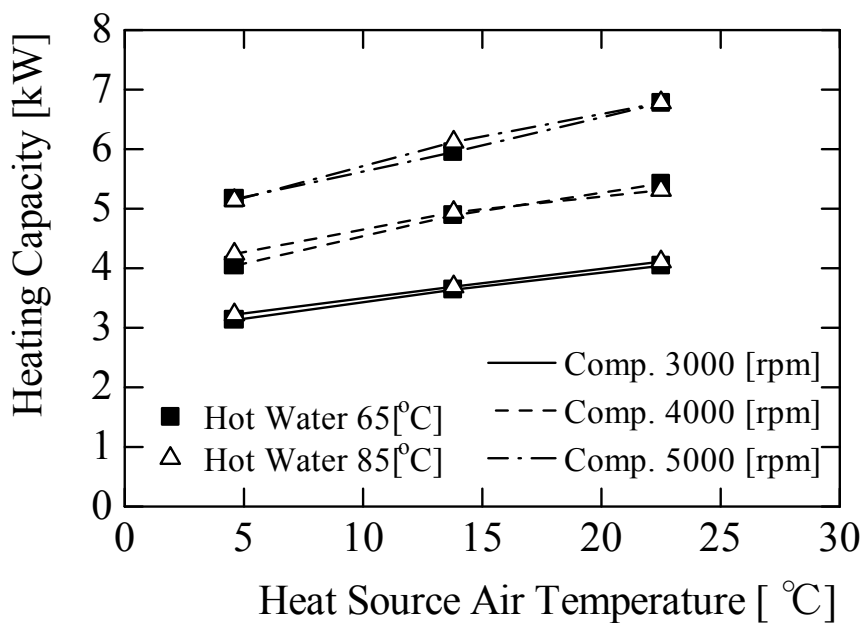


図 4.4.1-(b) COP 最大における加熱能力 (図 4.4.1-(a)に対応)

4. 4. 2 運転制御方法に関する考察

前項では、各試験条件において、膨張弁開度を変化させた結果のうち、COPが最大になった結果のみを示した。本項では、前項で示した試験のうち、冬期、圧縮機回転数 3000rpm、給湯温度 65°Cの試験結果を例にとり、試作機の特性と運転制御方法について考察する。

図 4.4.2 に試験から得られた膨張弁開度と性能の関係を示す。横軸に膨張弁開度、縦軸に給湯能力 Q_w 、圧縮機インバータ入力 $W_{inv.i}$ 、 $COP(=Q_w \div W_{inv.i})$ 、圧縮機吐出圧力 Ph 、および給湯熱交換器 CO_2 出口水入口温度差 ΔT_{gc} を示した。

膨張弁開度を上げていくと(膨張弁を開くと)、圧縮機吐出圧 Ph が低下する。これにより、圧縮機入力 $W_{inv.i}$ が低下し、給湯能力 Q_w も低下する傾向が読み取れる。 COP はこの両者の低下の兼ね合いで決まるが、図から COP が最大になる膨張弁開度が存在することがわかる。ただし、試験した膨張弁開度の範囲内では COP の変化は少ない。

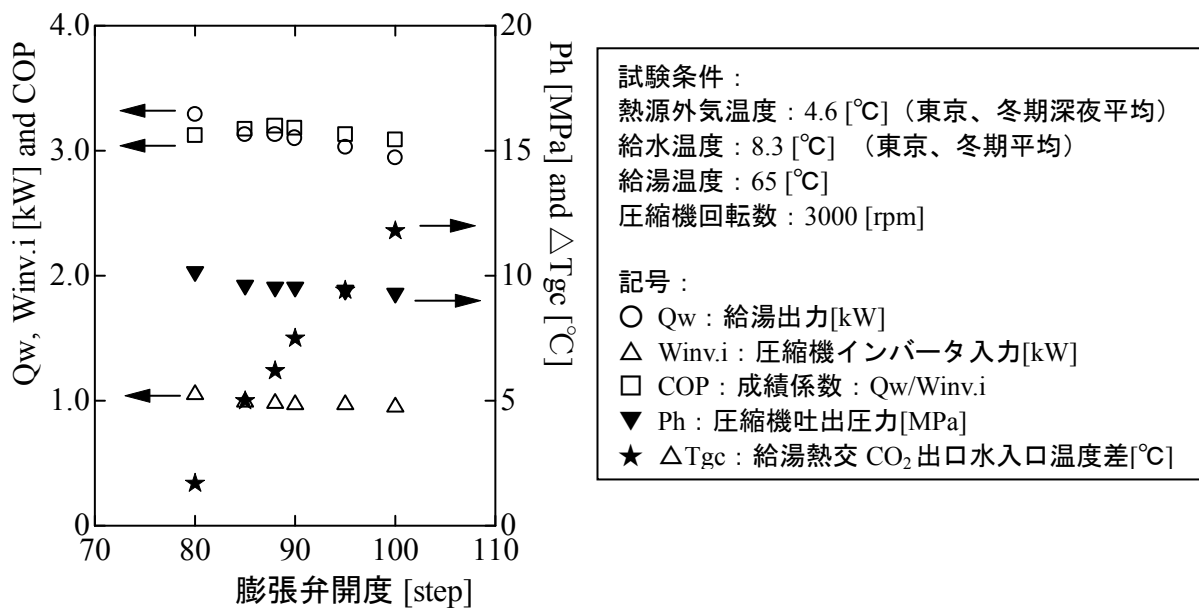


図 4.4.2 最終試作機の性能におよぼす膨張弁開度の影響

図 4.4.3 には、本試験において、膨張弁を最も絞った場合(開度 80step)、 COP が最大となる場合(開度 88step)、最も開いた場合(開度 100step)の給湯熱交換器内の CO_2 と水の温度プロフィールを示した。縦軸は温度、横軸は給湯出力で

ある。まず、膨張弁を最も絞った場合には、圧縮機吐出圧 P_h が高くなる（等圧線が立つ）ため、給湯熱交換器 CO_2 出口・水入口温度差 ΔT_{gc} が小さく、給湯熱交換器内における CO_2 と水の最小熱交換温度差 ΔT_{min} は大きい。膨張弁を開くと、 P_h が低くなる（等圧線が寝る）ため、 ΔT_{gc} が大きくなり、 ΔT_{min} は小さくなっている。また、 ΔT_{gc} と ΔT_{min} が同じ程度の値になったところで COP は最大になっている。また、圧縮機の吐出温度は、 P_h の低下と共に低下するため、膨張弁開度が 100step で 85°C 程度と最も低くなっている。さらに、給湯熱交換器 CO_2 出口・水入口温度差 ΔT_{gc} は膨張弁の開度にほぼ比例して大きくなっている。

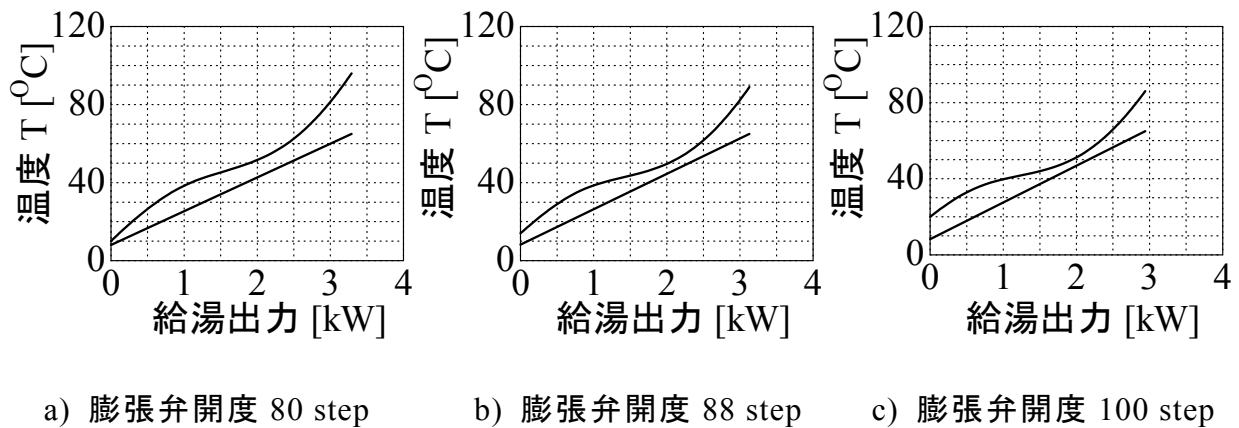


図 4.4.3 給湯熱交換器内の温度プロファイル（図 4.4.2 と対応）

以上の傾向と他の条件での試験結果から、給湯熱交換器 CO_2 出口・水入口温度差 ΔT_{gc} がある設定値になるように膨張弁開度を調節することで、試作機の制御が可能ながことが分かった。例えば、同じ圧縮機回転数で、給湯能力が必要とされる場合には ΔT_{gc} を小さく、材料等の制約から圧縮機吐出温度や圧力を抑えたい場合には、 ΔT_{gc} を大きく、また、COP 最大で運転したい場合には、 ΔT_{gc} を適切な値にすればよい。

通常のエアコンでは、蒸発器の過熱度が一定になるように膨張弁の開度を制御しているが、今回の給湯機では、その効率や運転条件(サイクル内の圧力や温

度)を最大あるいは適切な範囲内に抑えるためには、給湯熱交換器内の温度プロフィールをコントロールすることが重要であり、給湯熱交換器 CO₂ 出口・水入口温度差 ΔT_{gc} を適切な値に制御することによってこれが可能になることが分かった。なお、液バック防止のための蒸発器過熱度制御に関しては、今回のサイクルの場合、冷媒の吸入ガスで圧縮機モータを冷却する構造となっているため、ほとんど問題はないと考えられる。

なお、前項で示した図 4.4.1 のうちの一点は、図 4.4.2、4.4.3 に示したデータのうち、膨張弁開度が 88 ステップのデータである (COP が最大)。図 4.4.1 は、それぞれの試験条件において、6 点以上の膨張弁開度で試験を行った結果から最大となる COP のデータを示したものである。

4. 4. 3 低外気温度条件における性能評価

本項では、最終試作機に関し、試験風洞で実現可能な最も低い外気温度条件を含む低外気温度時の試験結果をまとめる。試験風洞では、最高で -15°C の外気条件を作ることができた。ただし、低外気温度時には、風洞の有する水ループ (試作機で加熱された給湯水を給水温度まで冷却し試作機に循環させるループ) の特性から、給水温度の設定が不可能になるため、給水側は実際の水道温度での試験しかできない。

表 4.4.2 に試験条件と結果を示す。外気条件としては、 -15°C 、 -10°C の 2 種類、給湯温度も 65°C と 85°C 、圧縮機回転数は低外気温度試験であることを考慮して 5000rpm とした。また、給水温度は 9°C 程度である。表には、膨張弁開度を調節して COP を最大にした結果を示した。

-10°C の外気条件で、COP は 2.3 (65°C 給湯、給湯能力 3.5kW)、2.1 (85°C 給湯、給湯能力 3.6kW)、 -15°C の外気条件で、COP は 2.2 (65°C 給湯、給湯能力 3.5kW)、2.0 (85°C 給湯、給湯能力 3.6kW) が得られた。高圧側が超臨界になる CO₂ の優れた特性から、低温域で外気温度が 5°C 低下しても、COP はそれほど低くならないこと、また、給湯温度でみると、高温で沸き上げた場合の方が、給湯能力が大きくなっていることが分かる。

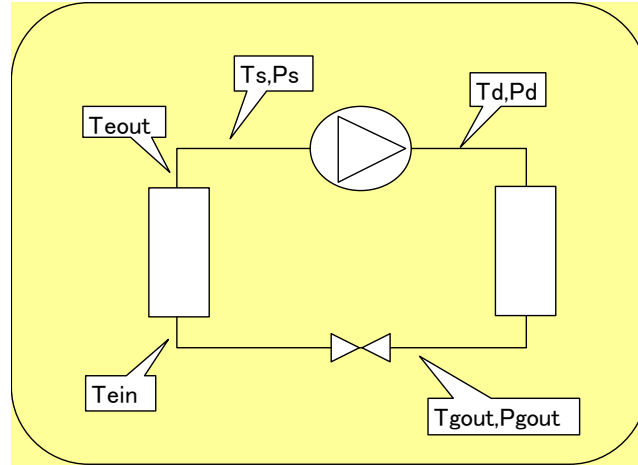
給湯温度が高い場合、サイクルの高圧側の圧力も大きくなり、それに伴って圧縮機の吐出温度も高くなる。これにより加熱に使われる CO₂ のエンタルピー差

は大きくなる。一方、圧縮機回転数は一定であること、外気温度が同じであり、低圧側（吸入側）の圧力は両者の給湯温度でほぼ同じであることから、冷媒の循環量は給湯温度が高くなってもそれほど小さくならない。このため、給湯温度が高い方が能力も大きくなっている。

図 4.4.4 には外気温 -15°C ・ 65°C 給湯の給湯熱交換器内温度プロフィールを、図 4.4.5 には外気温 -15°C ・ 85°C 給湯のプロフィールを示す。熱交換温度差の小さい給水加熱が実現されていることが分かる。

なお、低外気温試験のため、圧縮比が大きく、圧縮機の総合効率は 0.5 程度と低くなっている（表 4.4.2）。寒冷地仕様も考慮に入れ、高圧縮比でも高効率の圧縮機開発が今後の課題である。

表 4.4.2 最終試作機の低外気温条件の試験結果



試験データID	QR1801	QR1901	QR2001	QR2101	
外気(°C)	-10.1	-10.0	-14.9	-15.0	
湿度(%)	57.6	47.1	50.0	50.0	
給水(°C)	8.6	8.7	8.6	8.7	
給湯(°C)	64.8	85.9	64.7	84.1	
水流量(L/mi)	0.902	0.675	0.823	0.643	
温度(°C)	Td	111.2	131.3	113.8	135.3
	Tgout	15.8	16.9	16.4	14.0
	Tein	-17.3	-17.2	-20.1	-20.2
	Teout	-17.7	-17.6	-20.5	-20.6
	Ts	-18.0	-17.9	-20.8	-20.8
圧力(MPa)	Pd	8.80	10.42	8.56	10.20
	Pgout	8.57	10.22	8.35	10.03
	Ps	2.10	2.10	1.90	1.90
冷媒流量(kg/h)	44.7	43.4	40.4	38.7	
給湯能力Qw(kW)	3.53	3.63	3.22	3.38	
圧縮機インバータ入力(kW)	1.538	1.770	1.490	1.703	
COP	2.30	2.05	2.16	1.98	
ΔT(°C)(Tgout-給水)	7.2	8.2	7.8	5.4	
圧縮機総合効率(%)	0.52	0.50	0.51	0.49	

圧縮機総合効率 = 冷媒循環量 × 断熱圧縮仕事 ÷ 圧縮機インバータ入力

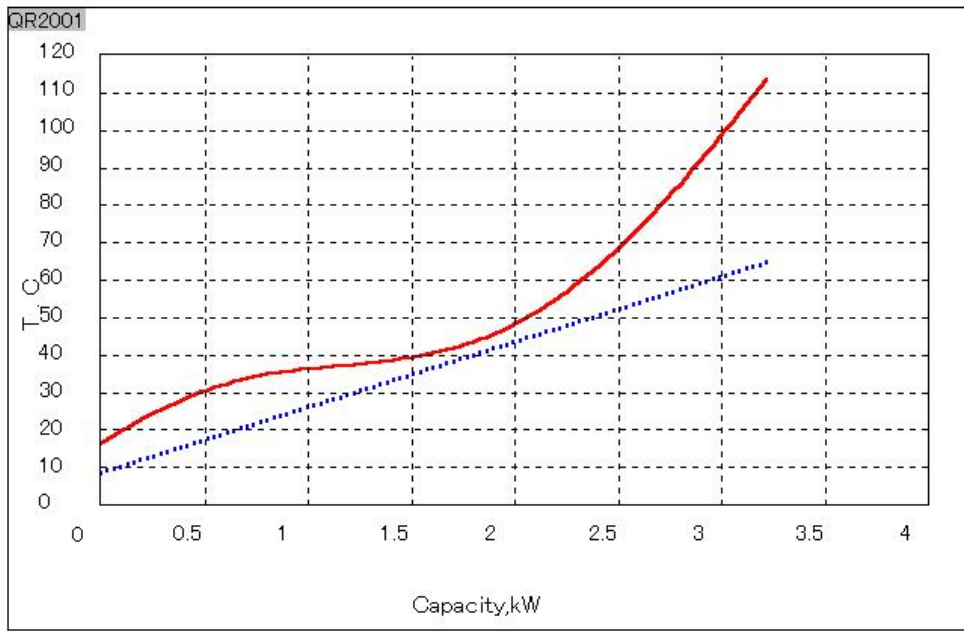


図 4.4.4 低外気温試験における熱交換器内の温度プロフィール
 (外気-15°C、65°C給湯、データ ID : QR2001)

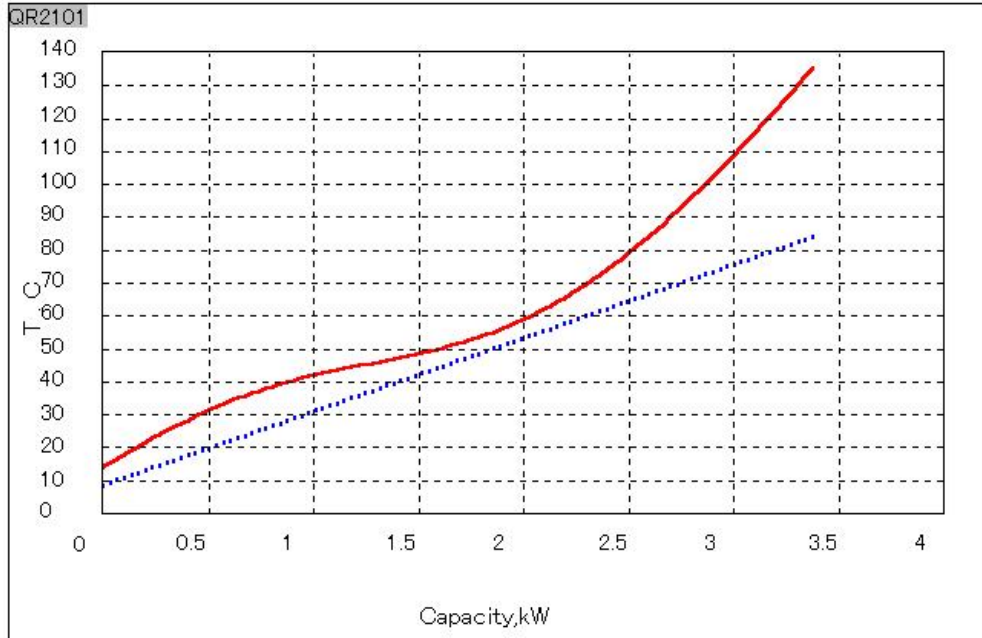


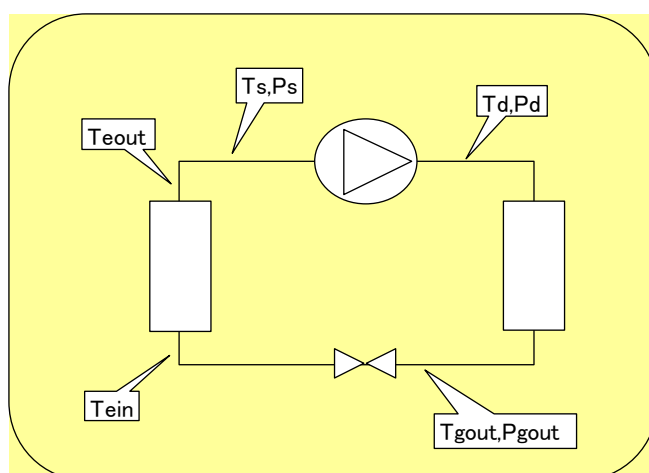
図 4.4.5 低外気温試験における熱交換器内の温度プロフィール
 (外気-15°C、85°C給湯、データ ID : QR2101)

4. 4. 4 性能表示条件における性能評価

本項では、ヒートポンプ式の給湯機に関する性能表示条件における最終試作機の試験結果をまとめる。性能表示条件として、年平均条件と冬期高温給湯条件が検討されている。年平均条件での表示は、乾球温度 16℃・湿球温度 12℃（相対湿度 64%）の中間期における定格能力・消費電力、冬期高温給湯条件は、乾球温度 7℃・湿球温度 6℃（相対湿度 87%）・給水 9℃における最高給湯温度における給湯能力・消費電力である。本試作機の場合、年平均条件での定格能力は 4.5kW とし、冬期条件の給湯温度は 85℃、給湯能力は 4.5kW とした。

表 4.4.3 に試験条件と結果を示す。表は、膨張弁開度を調節して COP を最大にした結果である。年平均条件で COP は 3.5、冬期高温給湯条件で COP は 2.8 が得られた。また、図 4.4.6 には年平均条件での給湯熱交換器内温度プロフィールを、図 4.4.7 には冬期高温給湯条件でのプロフィールを示す。給湯能力が比較的大きい 4.5kW のデータであるが、給湯熱交換器 CO₂ 出口・水入口温度差 ΔT_{gc} と給湯熱交換器内における CO₂ と水の最小熱交換温度差 ΔT_{min} のいずれも 10℃以下の熱交換が実現されている。

表 4.4.3 最終試作機の性能表示条件における試験結果



試験データID		QR2401	QR2302
条件		年平均	冬期
外気(°C)		16.1	7.0
湿度(%)		63.1	86.9
給水(°C)		17.0	9.1
給湯(°C)		65.0	84.9
水流量(L/mi)		1.373	0.873
温度(°C)	Td	88.7	112.3
	Tgout	23.3	16.5
	Tein	5.4	-0.6
	Teout	7.0	-0.1
	Ts	6.8	-0.4
圧力(MPa)	Pd	10.22	11.78
	Pgout	9.89	11.54
	Ps	3.96	3.39
冷媒流量(kg/h)		72.6	61.3
圧縮機回転数(rpm)		3800	4000
給湯能力Qw(kW)		4.58	4.61
圧縮機インパータ入力(kW)		1.316	2.667
COP		3.48	2.77
ΔT(°C)(Tgout-給水)		6.3	7.5
圧縮機総合効率(%)		0.59	0.54

圧縮機総合効率=冷媒循環量×断熱圧縮仕事÷圧縮機インパータ入力

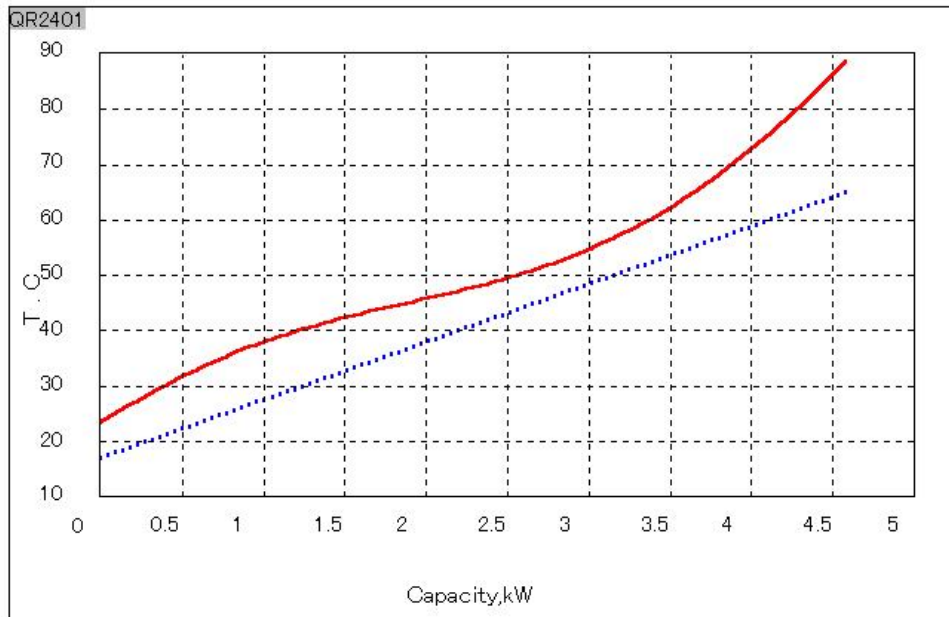


図 4.4.6 性能表示条件（年平均）試験における熱交換器内の温度プロフィール
（データ ID : QR2401）

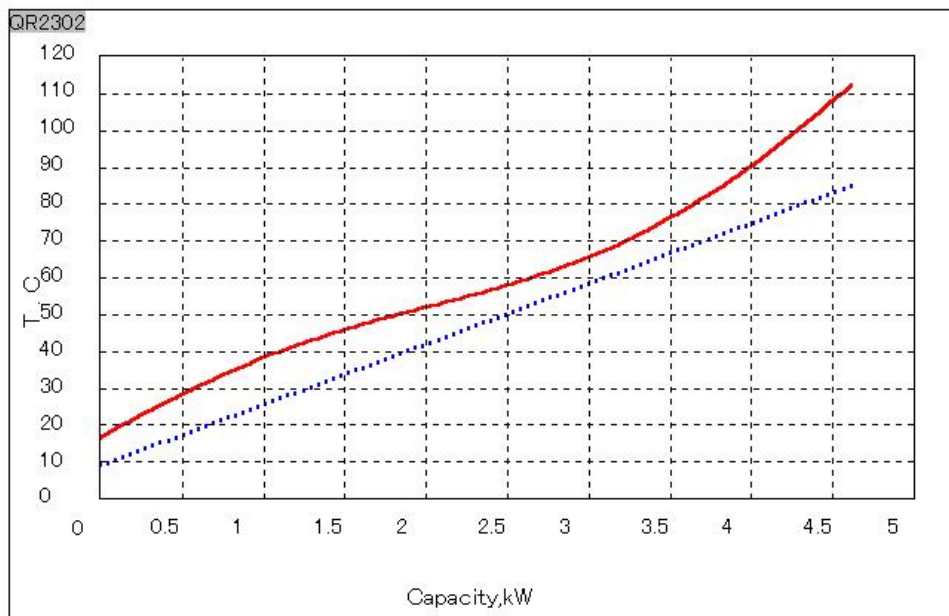


図 4.4.7 性能表示条件（冬期）試験における熱交換器内の温度プロフィール
（データ ID : QR2302）

4. 5 最終試作機の年間平均効率の評価

本節では、4.4.1 項の結果を基に、最終試作機の年間平均 COP を評価する。結果を表 4.5.1 に示す。各期間の給湯負荷は IBEC（一般財団法人建築環境・省エネルギー機構）の Lモードから算出した。評価に使用する最終試作機のデータは、圧縮機回転数 3000rpm、給湯温度 65°C の条件であり、最も COP の高い条件である。これは、ヒートポンプと組み合わせて使用する貯湯タンクの容量を 300 リットルとすると、想定した負荷をこの運転条件で賄えるためである。

最終試作機の試験では、所要動力として圧縮機インバータ入力のみを考慮しているが、実際のシステムでは、採熱用の空気ファンおよび給水ポンプの動力が加味される。そこで、これらの動力も考慮したヒートポンプシステムとしての COP（システム COP）で評価した。空気ファンと給水ポンプの動力は合わせて 30W 程度であり、本試算では 30W とした。先ず、各季節でのシステム COP を求め、さらに給湯負荷から年間の値を算出した。

表に示すように年間システム COP として 3.4 が得られた。これにより、開発目標である年平均 COP 3 以上を達成した。

表 4.5.1 最終試作機の年間平均の効率評価結果

	冬期 1,2,3,12月	中間期 4,5,10,11月	夏期 6,7,8,9月	年間
気温(°C)	4.6	13.8	22.5	-
相対湿度(%)	59	73	81	-
給水温度(°C)	8.3	15.9	23.2	-
給湯温度(°C)		65		-
データID	QR505	QR607	QR1409	
給湯能力(kW)	3.13	3.68	4.04	-
圧縮機インバータ入力(kW)	0.98	1.03	1.02	-
COP	3.20	3.58	3.96	-
補機動力(kW)	0.03	0.03	0.03	-
システムCOP	3.10	3.47	3.85	-
給湯負荷(MJ)	7369	5828	4291	17488
消費電力(MJ)	2378	1679	1115	5172
年平均システムCOP				3.38
・気温・湿度条件は、各期間深夜時間帯23時～7時のデータ(マイクロピーク:文献10))の平均値 ・給水温度は気温との相関式から算出(コージェネレーションセンター資料:文献11)) ・COPは、試作機Ver.9、圧縮機回転数3000rpmの結果 ・補機動力は、空気ファンと給水ポンプの動力、測定結果から30Wと設定 ・システムCOPは補機動力も含んだ値 ・給湯負荷はIBECのLモードから算定				

4. 6 結言

本章では、家庭用 CO₂ ヒートポンプ給湯機に関し、試作機の開発とその性能把握、評価結果について述べた。開発のポイントは、① 高差圧、低圧縮比で作動する高効率圧縮機の開発、② 水を効率良く加熱できるコンパクトな給湯熱交換器の開発、③ 高 COP で給湯が可能なシステム運転制御方法の開発であった。これらの課題に対し、試作、評価、開発を繰り返し行うことにより、高効率（年平均 COP 3 以上）、高温給湯（90℃程度）が可能という目標を達成できる技術が開発できた。特に、4.4.2 項【運転制御方法に関する考察】の検討結果を基に出願し登録された特許（第 3227651 号）が、平成 22 年度恩賜発明賞を受賞したことをここに付記しておく。

参考文献

- 1) M. Saikawa, K. Hashimoto, T. Kobayakawa, K. Kusakari, M. Ito and H. Sakakibara, Development of Prototype of CO₂ Heat Pump Water Heater for Residential Use, Proceedings of 4th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, pp.51-57, 2000
- 2) 草刈和俊、小早川智明、伊藤正彦、榊原久介、齋川路之、橋本克巳、家庭用 CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機の開発、平成13年度日本冷凍空調学会学術講演会講演論文集、pp.21-24、2001
- 3) 加藤裕康、神谷治雄、秋山訓孝、内田和秀、齋川路之、小早川智明、CO₂冷媒給湯機用コンプレッサの開発、平成13年度日本冷凍空調学会学術講演会講演論文集、pp.25-28、2001
- 4) 河地典秀、沖ノ谷剛、山本憲、齋川路之、橋本克巳、小早川智明、草刈和俊、長田裕司、CO₂冷媒給湯機用熱交換器の開発、平成13年度日本冷凍空調学会学術講演会講演論文、pp.29-32、2001
- 5) 榊原久介、伊藤正彦、草刈和俊、小早川智明、齋川路之、橋本克巳、CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機の性能特性」、平成13年度日本冷凍空調学会学術講演会講演論文集、pp.33-35、2001

- 6) 齋川路之、橋本克巳、小早川智明、草刈和俊、伊藤正彦、榊原久介、家庭用CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機の開発 — 試作機の開発と性能評価 —、日本冷凍空調学会論文集、Vol.18, No.3, pp.23-30、2001
- 7) M. Saikawa and S. Koyama, Thermodynamic Analysis of Vapor Compression Heat Pump Cycle for Tap Water Heating and Development of CO₂ Heat Pump Water Heater for Residential Use, Applied Thermal Engineering, Vol.106, pp.1236-1243, 2016
- 8) プロパスグループ、PROPATH: 熱物性プログラムパッケージ、第9.1版 (1995)
- 9) ASME (機械学会 訳): 「計測の不確かさ、アメリカ機械学会性能試験規約、計測機器及び試験装置に関する補則、第一部」、機械学会、東京 (1987)
- 10) 「MICRO PEAK / 1987 利用者マニュアル」、建築設備技術者協会、東京 (1987)
- 11) 「COGEN-PLAN 1.11 ユーザーズマニュアル」、pp.142、日本コージェネレーション研究会、東京 (1989)

第5章 CO₂ 給湯ヒートポンプの高効率化の可能性に関する検討

5. 1 緒言

4章で開発した試作機においては、単純な絞り機構である膨張弁を用いているため、膨張過程は等エンタルピー変化となっている。これを、等エントロピー変化に近づける技術が開発できれば、膨張過程からの動力回収によりさらなる効率向上が期待できる。本章では、この膨張動力回収や、圧縮効率、熱交換温度差の改善により、どの程度まで効率向上が可能か検討を行う。^{1), 2)}

5. 2 CO₂ 給湯ヒートポンプの高効率化に関する検討条件

検討の条件は、JRA（日本冷凍空調工業会規格）の定格条件（外気温度（乾球／湿球）：16／12℃（乾球を採用）、給水温度：17℃、給湯温度：65℃）とする。図5.2.1に検討対象としたサイクル構成と変化させたパラメータを示す。4つの過程・要素機器からなるサイクルとし、変化させるパラメータは、断熱圧縮効率 η_c 、給湯熱交換器（ガスクーラ）最小熱交換温度差 ΔT_g 、断熱膨張効率 η_e 、蒸発器熱交換温度差 ΔT_e とした。蒸発器における冷媒蒸気の過熱度は0℃とした。 ΔT_g は、ガスクーラの冷媒出口と水入口（給水）の温度差、及びガスクーラ内部で発生する水と冷媒の最小温度差の両者を指し、いずれも同じとした。また、 ΔT_e は、外気温度と蒸発温度の差とした。計算は、2.4節で述べたサイクル計算プログラムに各種パラメータを入力することにより行った。

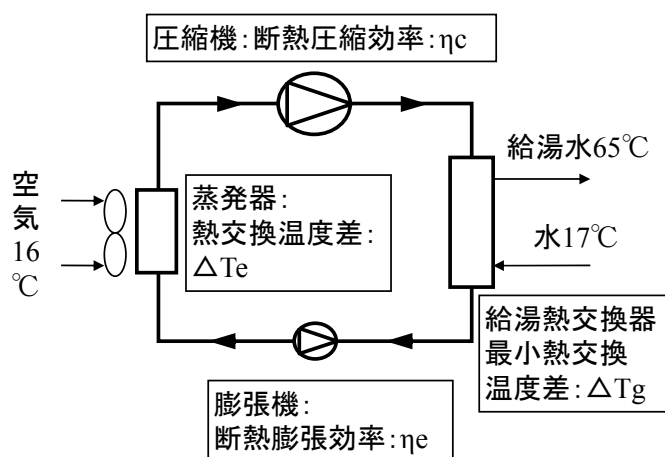


図 5.2.1 検討したサイクルとパラメータ

5. 3 CO₂ 給湯ヒートポンプの高効率化に関する検討結果

表 5.3.1 に結果をまとめて示す。

表には、2 章で明らかにした理想サイクルの COP と CO₂ 冷媒の上限 COP (損失のないサイクルの COP) を併記した (図 2.4.1 参照)。理想サイクルの COP12.86 に対し、CO₂ 冷媒の上限 COP は、11.5 (表中①) である。

表の②～⑤は、①の上限 COP に対し、各パラメータのうち一つだけ変化させた場合の COP を計算したものである。各計算結果からそれぞれのパラメータの変化に対し COP がどの程度低下するかを各計算結果の右側に矢印で示した。例えば、②の計算では、蒸発温度差のみを 0℃から 10℃にすると、COP は 8.38 となる。さらに、この値と上限 COP である 11.50 を比較すると、10℃の蒸発温度の違いで、27.1%、COP が低下しているのを、1℃当り 2.71%低下することを示した。他のパラメータについても同様である。各パラメータの変化量のとり方に当然依存するが、表に示した設定とすると断熱圧縮効率の影響が最も大きくなっている。

⑥は基準として各パラメータを 4 章で開発した最終試作機の技術レベルの値に設定して計算を行った結果である。

この⑥を基準とし、蒸発温度差を 10℃から 7℃にした場合が⑦、⑦に加えガスクーラ温度差を 7℃から 5℃にした場合が⑧、⑧に加え断熱圧縮効率を 0.60 から 0.65 にした場合が⑨、⑨に加え断熱膨張効率を 0 (等エンタルピー膨張に相当) から 0.2 にした場合が⑩である。当然のことながら各パラメータを効率向上の方向へ変化させることにより、⑥の COP3.95 から⑩の COP4.79 と COP が高くなる。

⑩に対し、さらに COP を向上させた場合の検討を⑪と⑫で行った。各パラメータの値の実現可能性については意見の分かれるところであり、ここでは逆に“各パラメータの値がここまでくればこの程度の COP が実現できる”という見方で計算を行ったものである。蒸発器熱交換温度差 ΔT_e : 5℃、給湯熱交換器最小熱交換温度差 ΔT_g : 3℃、断熱圧縮効率 η_c : 0.75、断熱膨張効率 η_e : 0.5 とすると、6 程度の COP になる。

以上の検討結果から、CO₂ 給湯ヒートポンプの各要素機器の効率向上がどの

程度まで進展しているのか、概略の評価を行うことが可能になる。

表 5.3.1 CO₂冷媒給湯ヒートポンプの COP 試算結果

JRA定格条件：外気温度(乾球/湿球)：16°C/12°C(乾球を採用)、給水温度：17°C、給湯温度65°C

理想サイクルのCOP : $(T_2-T_3)/(T_2-T_3-T_1*\ln(T_2/T_3))=12.86$ ←理想COP

No.	蒸発温度差 °C ΔTe	ガスクーラ温度差 °C ΔTg	断熱圧縮効率 η _c	断熱膨張効率 η _e	成績係数 COP
-----	--------------------	-----------------------	--------------------------	--------------------------	-------------

① 0.0 0.0 1.00 1.0 11.50 ←CO₂の上限COP

②	10.0	0.0	1.00	1.0	8.38	←ΔTe:1°C当り2.71%低下
③	0.0	7.0	1.00	1.0	9.63	←ΔTg:1°C当り2.32%低下
④	0.0	0.0	0.60	1.0	6.86	←η _c :0.1当り10%低下
⑤	0.0	0.0	1.00	0.0	8.60	←η _e :0.1当り2.52%低下

⑥	10.0	7.0	0.60	0.0	3.95	←基準
⑦	7.0	7.0	0.60	0.0	4.20	←ΔTe
⑧	7.0	5.0	0.60	0.0	4.40	←ΔTg
⑨	7.0	5.0	0.65	0.0	4.64	←η _c
⑩	7.0	5.0	0.65	0.2	4.79	←η _e
⑪	5.0	3.0	0.70	0.4	5.72	} 技術的限界?
⑫	5.0	3.0	0.75	0.5	6.15	

5. 4 結言

本章では、CO₂給湯ヒートポンプサイクルの高効率化の可能性について検討した。熱交換温度差や圧縮・膨張効率を考慮した COP を求め、実機で実現可能な COP はどの程度になるか概略評価した。これにより、各要素技術の効率と COP の関係の傾向を明らかにすることができた。

参考文献

- 1) 齋川路之、給湯用ヒートポンプサイクルに関する熱力学的考察 —理論サイクル及びその COP の導出と各冷媒の上限 COP の評価—、電力中央研究所 研究報告 M06002、2006
- 2) M. Saikawa and S. Koyama, Thermodynamic Analysis of Vapor Compression Heat Pump Cycle for Tap Water Heating and Development of CO₂ Heat Pump Water Heater for Residential Use, Applied Thermal Engineering, Vol.106, pp.1236-1243, 2016

第6章 結論

給湯分野の省エネルギーは重要な課題であり、CO₂冷媒を利用した給湯ヒートポンプの開発は、環境に与える負荷の小さい自然冷媒を利用したヒートポンプの開発という意味からも重要である。

本研究では、家庭用CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機の開発・商品化を目指し、以下の4項目の研究を行い、得られた成果を取りまとめたものである。

- i) 給湯用理想ヒートポンプサイクル及びその成績係数の導出と各冷媒の上限COPの評価
- ii) CO₂給湯ヒートポンプサイクルの効率評価と特徴把握
- iii) 家庭用CO₂ヒートポンプ給湯機に関する試作機の開発と性能評価
- iv) CO₂給湯ヒートポンプのさらなる高効率化に関する検討

次に各章の概要を記す。

第1章では、給湯分野の省エネルギーが必要であり、ヒートポンプの開発・導入による省エネルギーや地球温暖化防止効果のポテンシャルを検討し、その効果の大きさを示した。また、環境に負荷の小さい自然冷媒を利用したヒートポンプの開発が必要であり、自然冷媒の特徴や開発状況についてまとめた。試算によれば、高効率給湯ヒートポンプの普及によるポテンシャルは、わが国の一次エネルギー消費量およびCO₂排出量の約2%、約4%削減に相当するという結果が得られた。自然冷媒に関しては、それぞれ長所・短所を有しており、各々の特長を活かせる分野から開発・商品化が進んでいることを示した。さらに、本研究で取り上げた自然冷媒CO₂の特徴・適用分野と世界的な開発動向についてまとめた。開発動向については、本研究の成果を基に、家庭用CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機が、2001年5月に世界で初めてわが国で商品化されたことから、概ね2000年以前と2000年以降に分けて記載した。2000年以前については、近年のCO₂冷媒を利用した機器開発は、1980年代後半にノルウェーの研究機関であるSINTEFで始まったこと、その後、ヨーロッパ、アメリカ、日本で

研究開発が盛んになったことをまとめた。また、2000年以降については、家庭用CO₂冷媒ヒートポンプ給湯機の技術進展を中心にまとめた。商品化以降、普及とともに技術開発が進展し、各要素機器の高効率化やサイクルの改善により、JRA規格の定格条件において、COPが3.5から5.1まで向上したことを示した。

第2章では、高温度差加熱が必要とされる給湯に対して、効率の上限を決める理想サイクルについて熱力学的な考察を行い、そのサイクルと成績係数(COP)を導出した。さらに、この理想サイクルのCOPとフロン系や自然冷媒系の各種冷媒の損失のないサイクルのCOPを比較し、CO₂冷媒がこの理想サイクルの効率に最も近く、CO₂は給湯用ヒートポンプサイクルの作動媒体として、最も優れたポテンシャルを有していることを明らかにした。

第3章では、技術の実現可能性を考慮し、圧縮機効率や熱交換温度差を設定してCO₂給湯ヒートポンプサイクルのCOPや、作動圧力、圧縮比、体積容量などの特徴を把握した。CO₂は他の冷媒と比べて高圧で作動するが、逆に機器をコンパクトにできる可能性があることなど、給湯用ヒートポンプの実作動媒体として有望であることを明らかにした。

第4章では、CO₂冷媒を利用した家庭用給湯ヒートポンプ試作機の開発・性能評価結果についてまとめた。開発・試験・評価・課題抽出を行うことにより、圧縮機や熱交換器などの要素機器の高効率化を図り、冬期条件(外気温度8℃, 給水温度8℃, 給湯温度65℃)におけるCOP(給湯加熱能力/圧縮機インバータ入力)が、1号試作機の2.1に対し、最終試作機では3.4まで向上したことを示した。さらに、最終試作機において、各季節条件で性能評価試験を行い、開発目標である年間平均COPで3以上が達成可能であることを示すとともに、基本となる高効率運転制御方法を開発した。従来のヒートポンプでは、蒸発器の冷媒入口出口の温度差が一定になるように膨張弁を制御していたが、CO₂冷媒給湯ヒートポンプでは、給湯熱交換器(ガスクーラ)出口の冷媒温度と入口の給湯水温度の差で膨張弁の開度を制御することで、高効率な運転が可能であることを明らかにした。

第5章では、4章で述べた試作機の技術レベルを基準に、最近の技術開発動向も踏まえて、CO₂冷媒給湯ヒートポンプのさらなる高効率化の可能性(技術面からみたCOPの限界)についてサイクル計算により評価し、将来的な高効率

化の方向性を示した。日本冷凍空調工業会の JRA 規格に定められている中間期条件で、現状 5.1 程度の COP が 6 程度まで向上可能であることを示すとともに、高効率化のためには、一般的な等エンタルピ変化過程を用いる膨張弁ではなく、膨張過程でのエネルギーを動力として回収する膨張機の開発が重要であることを示した。

第 6 章では、本研究の実施により、家庭用の CO₂ ヒートポンプ給湯機の世界初の商品化が達成されたことも含めて、本研究の結論をまとめた。

以上示した成果や、別途実施した開発機によるフィールドでの実証試験等の結果から、家庭用 CO₂ ヒートポンプ給湯機の商品化に目処が得られ、2001 年 5 月に商品化された。その後、“エコキュート”の愛称で、各メーカーの市場参入と国の補助金制度により普及が進展し、2016 年 3 月末には累積出荷台数が 500 万台を突破した。

給湯分野の省エネルギーは重要な課題であり、高効率な給湯ヒートポンプの開発・普及により、我が国の省エネルギーが進むことを願って、本稿の結びとする。

謝 辞

本論文は、筆者が財団法人電力中央研究所、ミュンヘン工科大学熱力学 A 講座、九州大学で行った 23 年間（1993 年～2016 年）の研究成果をとりまとめたものである。

本論文を取りまとめるに当たり、全体にわたって終始多大なご指導を戴きました九州大学大学院総合理工学府 小山繁教授、同大学院工学府 森英夫教授、および、同大学院総合理工学府 宮崎隆彦准教授に深く御礼申し上げます。

本研究テーマを進める上で、筆者が研究を始めてから今日までご指導、ご協力戴きました財団法人電力中央研究所浜松照秀氏、佐藤幹夫氏、三巻利夫氏、岩坪哲四郎氏、長谷川浩巳氏、橋本克巳氏に深く感謝致します。

また、筆者がミュンヘン工科大学熱力学 A 講座に滞在中、ご指導戴きましたシュトラoup教授に感謝致します。Danke Shön!

試作機の開発と性能評価に関しては、東京電力株式会社、および株式会社デンソーとの共同研究の一環として実施したものであり、東京電力株式会社小早川智明氏、草刈和俊氏、株式会社デンソー伊藤正彦氏、榊原久介氏には終始大変お世話になりました。ここに謹んで感謝申し上げます。

試作機の試験に当たっては、株式会社電力テクノシステムズ宇田川恭二氏、有限会社サンテック酒田義弘氏のご尽力に負うところが大きく、御礼申し上げます。

最後に、元大成プラント社長 故 根本和男氏に謹んで感謝致します。筆者が電力中央研究所に入所して以来、無理な要求にも関わらず、ヒートポンプの試作や試験設備の製作を何度もして戴きました。氏のご尽力がなければ、エコキュートの商品化まで繋がらなかったのではないかと思います。本当にありがとうございました。

付録 1. 給湯ヒートポンプの普及による省エネ・CO₂削減・負荷平準化効果のポテンシャル評価

I. 家庭用ヒートポンプ給湯機による省エネ・CO₂削減効果のポテンシャル

1. 試算の前提となる統計データと処理

①1996年度の統計データを利用

(文献1：EDMC/エネルギー・経済統計要覧（'98年版）、(財)省エネルギーセンター、1998)

②我が国の一次エネルギー国内供給：529562×10¹⁰kcal（電力1kWhは2450kcalで換算、省エネ法）

③最終エネルギー消費：363540×10¹⁰kcal（電力1kWhは860kcalで換算）

④家庭部門の最終エネルギー消費：51162×10¹⁰kcal（最終エネルギー消費の14.1%を占める）

単位：10¹⁰kcal、下段は合計に対する%

産業部門	民生部門家庭	民生部門業務	運輸部門	非エネルギー	合計
171937	51162	43189	88906	8346	363540
47.3	14.1	11.9	24.5	2.3	100

⑤家庭部門給湯の最終エネルギー消費と内訳

給湯は家庭部門最終エネルギー消費の約3割を占める（15813÷51162、30.9%）。

単位：10¹⁰kcal、下段は合計に対する%

冷房用	暖房用	給湯用	厨房用	動力他	合計
868	14089	15813	3813	16579	51162
1.7	27.5	30.9	7.5	32.4	100

給湯の約9割は化石燃料の直接燃焼により賄われている（(5371+5048+3295+108)÷15813、87.4%）。

単位：10¹⁰kcal、下段は合計に対する%

電力	都市ガス	LPG	灯油	石炭他	太陽熱	合計
1063	5371	5048	3295	108	933	15813
6.7	34.0	31.9	20.8	0.7	5.9	100

⑥家庭部門給湯の一次エネルギー消費

家庭部門給湯の最終エネルギー消費を一次エネルギー消費に換算する。電力を1kWh（860kcal）=2450kcalで換算し、その他の値はそのまま一次エネルギー消費量とする。家庭部門給湯は、一次エネルギー国内供給の3.4%を占める（17782÷529562）。また、一次エネルギーに換算しても、給湯の約8割は化石燃料の直接燃焼により賄われている。

単位：10¹⁰kcal、下段は合計に対する%

電力	都市ガス	LPG	灯油	石炭他	太陽熱	合計
3027	5371	5048	3295	108	933	17782
17.0	30.2	28.4	18.5	0.6	5.2	100

⑦家庭部門給湯負荷の試算

最終エネルギー消費から給湯負荷を試算する。電力による給湯は全て電気温水器と仮定し、その効率を 0.9 とする。また、燃焼式給湯器の効率を 0.8、太陽熱を 1.0 とする。負荷でみても、給湯の約 9 割は化石燃料の直接燃焼により賄われている。

単位：10¹⁰kcal、下段は合計に対する%

電力	都市ガス	LPG	灯油	石炭他	太陽熱	合計
956	4297	4039	2636	86	933	12947
7.4	33.2	31.2	20.4	0.7	7.2	100

⑧我が国の CO₂ 排出量（1996 年度：315100 千トン-C（炭素換算）（文献 1）→ 約 3.2 億トン

⑨家庭部門給湯の CO₂ 排出量の試算

各エネルギー源の CO₂ 発生原単位を以下とする。

電力	都市ガス	LPG	灯油	石炭他
0.104 kg-C/kWh	0.0586 kg-C/Mcal	0.0668 kg-C/Mcal	0.0782 kg-C/Mcal	0.103 kg-C/Mcal

※電力の原単位：0.382kg-CO₂/kWh より換算、文献 2：電気事業連合会資料

http://www.meti.go.jp/committee/sankoushin/sangyougijutsu/chikyu_kankyo/shigen_energ_y_wg/pdf/001_04_03.pdf、2001

※都市ガスの原単位：51.3g-CO₂/MJ より換算、51.3×12÷44÷1000×4.18605=0.05856

文献 3：燃料報告書、温室効果ガス排出量算定に関する検討結果、平成 12 年 9 月、温室効果ガス排出量算定方法検討会、環境省、2000

※LPG の原単位：58.5g-CO₂/MJ より換算、文献 3（1996 年度の値）

※灯油の原単位：68.5g-CO₂/MJ より換算、文献 3

※石炭他の原単位：練炭・豆炭の値 89.95g-CO₂/MJ より換算、文献 3

※換算方法：C と CO₂：C=CO₂×12÷44、文献 3

cal と J：1 cal = 4.18605 J で換算、文献 3

家庭給湯部門の CO₂ 排出量は、上記の原単位と最終エネルギー消費内訳から以下の値となる。

家庭給湯部門の CO₂ 排出量：10493 千トン-C

$[1063 \times 0.104 \div 860 + (5371 \times 0.0586 + 5048 \times 0.0668 + 3295 \times 0.0782 + 108 \times 0.103) \div 1000] \times 10^{10} = 1.04929 \times 10^{10}$ kg-C

家庭部門給湯は、我が国の CO₂ 排出量の 3.3% を占める（10493÷315100）。

2. 省エネ・CO₂ 削減効果の試算

1996 年度ベースで太陽熱以外の給湯器が、全てヒートポンプに置き換わった場合を想定する。給湯ヒートポンプの COP(成績係数：給湯出力÷電気入力) は 3 と 4 の 2 ケースについて試算し、貯湯により 10% のロスが生じるものとする（貯湯効率 0.9）。

(1) 省エネ効果

- ①ヒートポンプが賄う給湯負荷： $12014 \times 10^{10} \text{kcal}$ (12947-933)
- ②ヒートポンプの消費電力：COP=3： $4450 \times 10^{10} \text{kcal}$ ($12014 \div 3 \div 0.9$)
COP=4： $3337 \times 10^{10} \text{kcal}$ ($12014 \div 4 \div 0.9$)
- ③ヒートポンプ消費電力の一次エネルギー換算
COP=3： $12677 \times 10^{10} \text{kcal}$ ($4450 \div 860 \times 2450$)
COP=4： $9506 \times 10^{10} \text{kcal}$ ($3337 \div 860 \times 2450$)
- ④太陽熱とヒートポンプを合わせた一次エネルギー消費
COP=3： $13610 \times 10^{10} \text{kcal}$ (12677+933)
COP=4： $10439 \times 10^{10} \text{kcal}$ (9506+933)
- ⑤家庭部門給湯の一次エネルギー削減量と削減率

	一次エネルギー削減量	一次エネルギー削減率
COP=3	$4172 \times 10^{10} \text{kcal}$ (17782-13610)	23% ($4172 \div 17782$)
COP=4	$7343 \times 10^{10} \text{kcal}$ (17782-10439)	41% ($7343 \div 17782$)

- ⑥これらの削減量は、我が国の一次エネルギー国内供給の、0.8%削減 (COP=3、 $4172 \div 529562$)、1.4%削減 (COP=4、 $7343 \div 529562$) に相当する。

(2) CO₂ 削減効果

- ①ヒートポンプの電力消費による CO₂ 発生量
COP=3： 5381 千トン-C ($4450 \times 0.104 \div 860 \times 10^{10} \text{kg}$)
COP=4： 4035 千トン-C ($3337 \times 0.104 \div 860 \times 10^{10} \text{kg}$)
- ②家庭部門給湯の CO₂ 削減量と削減率

	CO ₂ 削減量	CO ₂ 削減率
COP=3	5112 千トン-C (10493-5381)	49% ($5112 \div 10493$)
COP=4	6458 千トン-C (10493-4035)	62% ($6458 \div 10493$)

- ③これらの削減量は、我が国の CO₂ 排出量の、1.6%削減 (COP=3、 $5112 \div 315100$)、2.0%削減 (COP=4、 $6458 \div 315100$) に相当する。

II. 業務用ヒートポンプ給湯機による省エネ・CO₂ 削減効果のポテンシャル

1. 試算の前提となる統計データと処理

- ①1996年度の統計データを利用
(文献1：EDMC/エネルギー・経済統計要覧('98年版)、(財)省エネルギーセンター、1998)
- ②我が国の一次エネルギー国内供給： $529562 \times 10^{10} \text{kcal}$ (電力1kWhは2450kcalで換算、省エネ法)
- ③最終エネルギー消費： $363540 \times 10^{10} \text{kcal}$ (電力1kWhは860kcalで換算)

④業務部門の最終エネルギー消費：43189×10¹⁰kcal（最終エネルギー消費の11.9%を占める）

単位：10¹⁰kcal、下段は合計に対する%

産業部門	民生部門家庭	民生部門業務	運輸部門	非エネルギー	合計
171937	51162	43189	88906	8346	363540
47.3	14.1	11.9	24.5	2.3	100

⑤業務部門給湯の最終エネルギー消費と内訳

給湯は業務部門最終エネルギー消費の2割以上を占める（10055÷46252、21.7%）。

単位：10¹⁰kcal、下段は合計に対する%

冷房用	暖房用	給湯用	厨房用	動力他	合計
3007	10063	10361	3270	16487	43189
7.0	23.3	24.0	7.6	38.2	100

給湯の9割以上が化石燃料の直接燃焼により賄われている。

単位：10¹⁰kcal、下段は合計に対する%

電力	ガス	石油	石炭	太陽熱	合計
0	2941	6232	655	533	10361
0.0	28.4	60.1	6.3	5.1	100

⑥業務部門給湯の一次エネルギー消費

業務部門給湯の最終エネルギー消費を一次エネルギー消費に換算する。電力を1kWh（860kcal）

=2450kcalで換算し、その他の値はそのまま一次エネルギー消費量とする。業務部門給湯は、一次エネルギー国内供給の1.9%を占める（10055÷535022）。

単位：10¹⁰kcal、下段は合計に対する%

電力	ガス	石油	石炭	太陽熱	合計
0	2941	6232	655	533	10361
0.0	28.4	60.1	6.3	5.1	100

⑦業務部門給湯負荷の試算

最終エネルギー消費から給湯負荷を試算する。燃焼式給湯器の効率を0.8、太陽熱を1.0とする。

単位：10¹⁰kcal、下段は合計に対する%

電力	ガス	石油	石炭	太陽熱	合計
0	2353	4985	524	533	8395
0.0	28.0	59.4	6.2	6.3	100

⑧我が国のCO₂排出量（1996年度：315100千トン-C（炭素換算）（文献1）→約3.2億トン

⑨業務部門給湯のCO₂排出量の試算

各エネルギー源のCO₂発生原単位を以下とする。

電力	ガス	石油	石炭
0.104 kg-C/kWh	0.0586 kg-C/Mcal	0.0817 kg-C/Mcal	0.103 kg-C/Mcal

※電力の原単位：0.382kg-CO₂/kWhより換算、文献2：電気事業連合会資料

http://www.meti.go.jp/committee/sankoushin/sangyougijutsu/chikyu_kankyo/shigen_energy_wg/pdf/001_04_03.pdf、2001

※ガスの原単位：都市ガスと仮定し、51.3g-CO₂/MJ より換算、 $51.3 \times 12 \div 44 \div 1000 \times 4.18605 = 0.05856$

文献3：燃料報告書、温室効果ガス排出量算定に関する検討結果、平成12年9月、
温室効果ガス排出量算定方法検討会、環境省、2000

※石油の原単位：A重油と仮定し、71.6g-CO₂/MJ より換算、文献3

※石炭の原単位：一般炭（輸入炭）と仮定し、90.0g-CO₂/MJ より換算、文献3（1996年度の値）

※換算方法：CとCO₂： $C = CO_2 \times 12 \div 44$ 、文献3

calとJ： $1 \text{ cal} = 4.18605 \text{ J}$ で換算、文献3

業務給湯部門のCO₂排出量は、上記の原単位と最終エネルギー消費内訳から以下の値となる。

業務給湯部門のCO₂排出量：7490 千トン-C

$[2941 \times 0.0586 \div 1000 + 6232 \times 0.0817 \div 1000 + 655 \times 0.103 \div 1000] \times 10^{10} \text{ kg}$

業務部門給湯は、我が国のCO₂排出量の2.4%を占める（ $7490 \div 315100$ ）。

2. 省エネ・CO₂削減効果の試算

1996年度ベースで太陽熱以外の給湯器が、全てヒートポンプに置き換わった場合を想定する。給湯ヒートポンプのCOP(成績係数：給湯出力÷電気入力)は3と4の2ケースについて試算し、貯湯により10%のロスが生じるものとする（貯湯効率0.9）。

(1) 省エネ効果

①ヒートポンプが賄う給湯負荷： $7862 \times 10^{10} \text{ kcal}$ (8395-533)

②ヒートポンプの消費電力：COP=3： $2912 \times 10^{10} \text{ kcal}$ ($7862 \div 3 \div 0.9$)

COP=4： $2184 \times 10^{10} \text{ kcal}$ ($7862 \div 4 \div 0.9$)

③ヒートポンプ消費電力の一次エネルギー換算

COP=3： $8296 \times 10^{10} \text{ kcal}$ ($2912 \div 860 \times 2450$)

COP=4： $6222 \times 10^{10} \text{ kcal}$ ($2184 \div 860 \times 2450$)

④太陽熱とヒートポンプを合わせた一次エネルギー消費

COP=3： $8829 \times 10^{10} \text{ kcal}$ ($8296 + 533$)

COP=4： $6755 \times 10^{10} \text{ kcal}$ ($6222 + 533$)

⑤業務部門給湯の一次エネルギー削減量と削減率

	一次エネルギー削減量	一次エネルギー削減率
COP=3	$1532 \times 10^{10} \text{ kcal}$ (10361-8829)	15% ($1532 \div 10361$)
COP=4	$3606 \times 10^{10} \text{ kcal}$ (10361-6755)	35% ($3606 \div 10361$)

⑥これらの削減量は、我が国の一次エネルギー国内供給の、0.3%削減(COP=3、 $1532 \div 529562$)、0.7%削減(COP=4、 $3606 \div 529562$)に相当する。

(2) CO₂削減効果

①ヒートポンプの電力消費によるCO₂発生量

COP=3： 3521 千トン-C ($2912 \times 0.104 \div 860 \times 10^{10} \text{ kg}$)

COP=4： 2641 千トン-C ($2184 \times 0.104 \div 860 \times 10^{10} \text{ kg}$)

②業務部門給湯の CO₂ 削減量と削減率

	CO ₂ 削減量	CO ₂ 削減率
COP=3	3969 千トン-C (7490-3521)	53% (3969÷7490)
COP=4	4849 千トン-C (7490-2641)	65% (4849÷7490)

③これらの削減量は、我が国の CO₂ 排出量の、1.3%削減 (COP=3、 $3969 \div 315100$)、1.5%削減 (COP=4、 $4849 \div 315100$) に相当する。

Ⅲ. 給湯ヒートポンプによる省エネ・CO₂ 削減効果のまとめ

家庭部門・業務部門を合わせたポテンシャルは以下の通り。

(1) 省エネ効果

我が国の一次エネルギー国内供給の、1.1%削減 (COP=3、 $[4172+1532] \div 529562$)、2.1%削減 (COP=4、 $[7343+3606] \div 529562$) に相当。

(2) CO₂ 削減効果

我が国の CO₂ 排出量の、2.9%削減 (COP=3、 $[5112+3969] \div 315100$)、3.6%削減 (COP=4、 $[6458+4849] \div 315100$) に相当。

Ⅳ. 給湯ヒートポンプの普及による電力の負荷平準化効果のポテンシャル評価

1. 前提条件

1996 年度 (平成 8 年度) の統計データを利用 (10 電力会社計の値)

文献 4 : 電気事業便覧 平成 9 年度版、(社) 日本電気協会、1997

- A. 最大電力 (平成 12 年 8 月最大 3 日平均電力、送電端) : 1 億 6511 万 kWh
- B. 発電端供給力 (発受電端実績) : 8522 億 kWh
- C. 送電端供給力 : 8191 億 kWh
- D. 需要端供給力 : 7746 億 kWh
- E. 年負荷率 (送電端) : 56.6% ($C \div 8760 \div A \times 100$)
- F. 総合損失率 : 9.1% ($[1 - D \div B] \times 100$)

2. ヒートポンプ給湯機による負荷平準化効果のポテンシャル

1996 年度ベースで太陽熱以外の給湯器が、全てヒートポンプに置き換わった場合を想定する。給湯ヒートポンプの COP(成績係数 : 給湯出力 ÷ 電気入力) は 3 と 4 の 2 ケースについて試算し、貯湯により 10% のロスが生じるものとする (貯湯効率 0.9)。

①給湯ヒートポンプの電力消費

単位：10¹⁰kcal

COP	民生部門家庭	民生部門業務	合計
3	4450	2912	7362
4	3337	2184	5521

②給湯ヒートポンプ普及による電力消費増分

家庭部門においては、電気温水器の電力消費分（=1063×10¹⁰kcal）を差し引く。

単位：10¹⁰kcal

COP	民生部門家庭	民生部門業務	合計
3	3387	2912	6299
4	2274	2184	4458

この値を kWh に換算する。（1kWh=860kcal）

単位：億 kWh

COP	民生部門家庭	民生部門業務	合計
3	393.8	338.6	732.4
4	264.4	254.0	518.4

さらに、送電端の値に換算する。（1. の C と D より、8191÷7746=1.0574 を掛ける。）

単位：億 kWh

COP	民生部門家庭	民生部門業務	合計
3	416.4	358.1	774.5
4	279.6	268.6	548.2

③負荷率の改善効果

給湯ヒートポンプは深夜時間帯に稼動するものとし、最大電力は変わらないとすると、負荷率は以下に示すポイント（絶対値）だけ向上する。

（COP=3、民生部門家庭：416.4÷8760÷1.6511（最大電力）×100）

単位：%

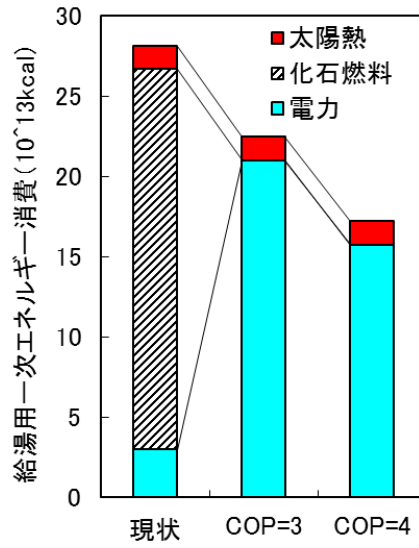
COP	民生部門家庭	民生部門業務	合計
3	2.88	2.48	5.35
4	1.93	1.86	3.79

④深夜時間帯の電力負荷増分

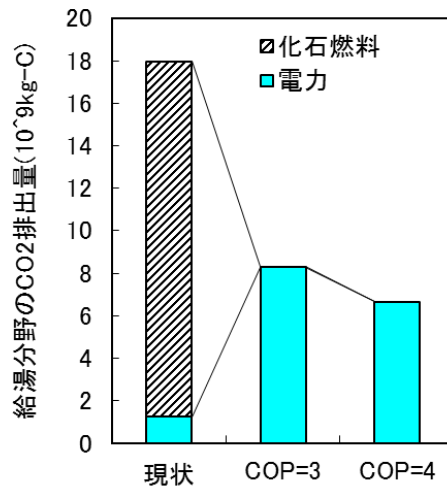
給湯ヒートポンプは深夜時間帯 8 時間に稼動すると仮定すると、以下の深夜電力需要が年間平均で発生する。（COP=3、民生部門家庭：416.4÷2920×10⁴） 2920=8760×8÷24

単位：万 kW

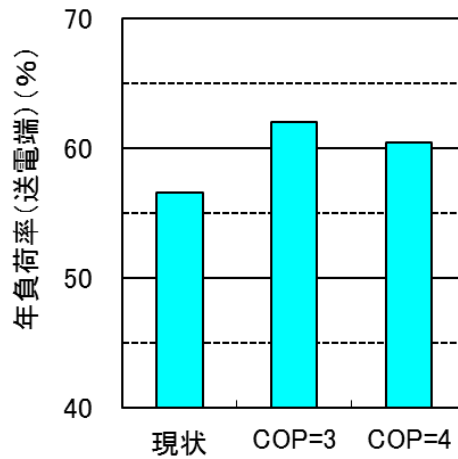
COP	民生部門家庭	民生部門業務	合計
3	1426	1226	2652
4	957	920	1877



給湯分野の一次エネルギー削減ポテンシャル



給湯分野のCO₂排出量の削減ポテンシャル

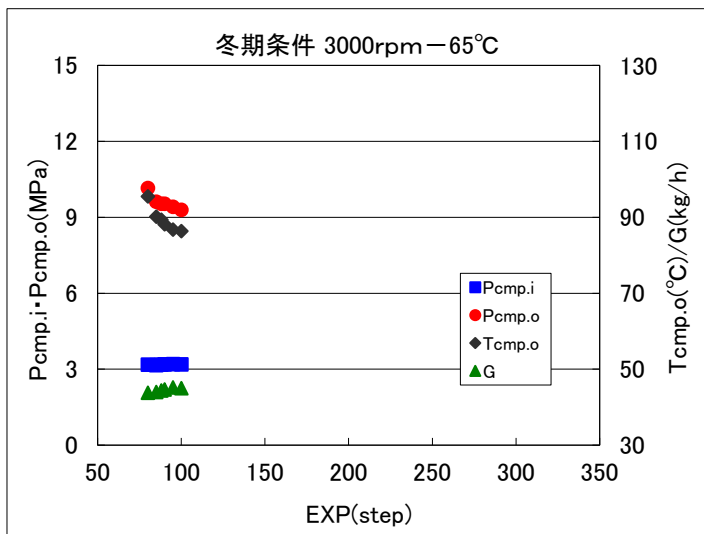
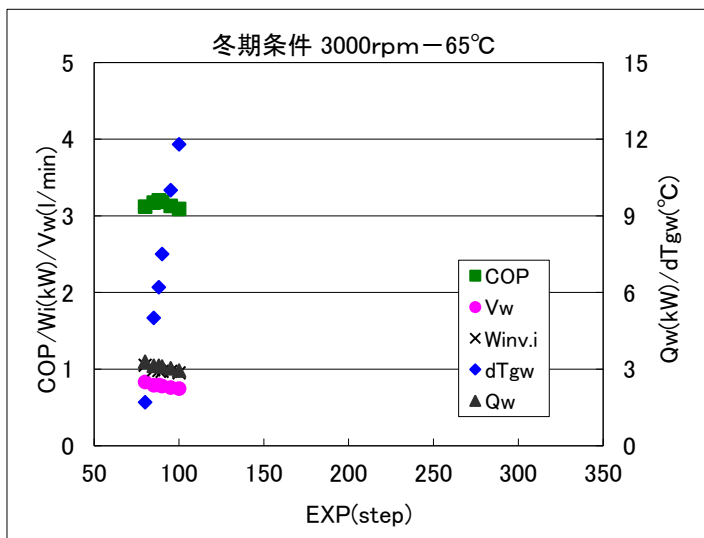


系統電力の年負荷率(送電端)の改善効果

付録 2. 最終試作機の各季節条件における性能・特性評価結果の詳細

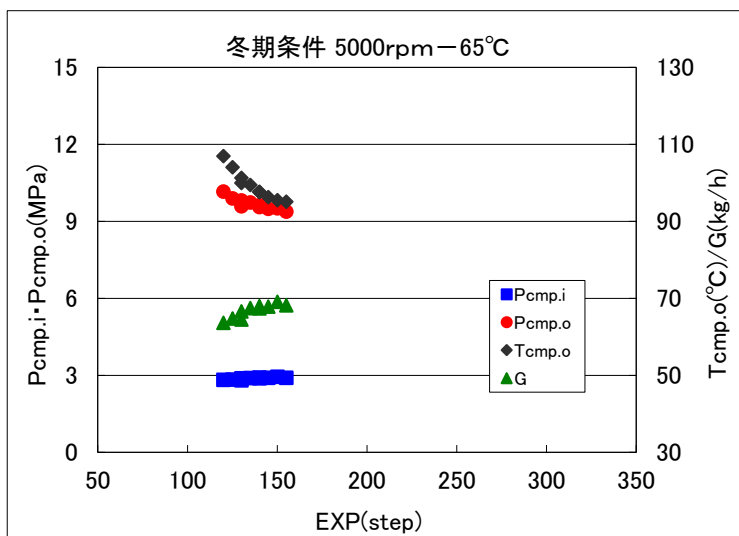
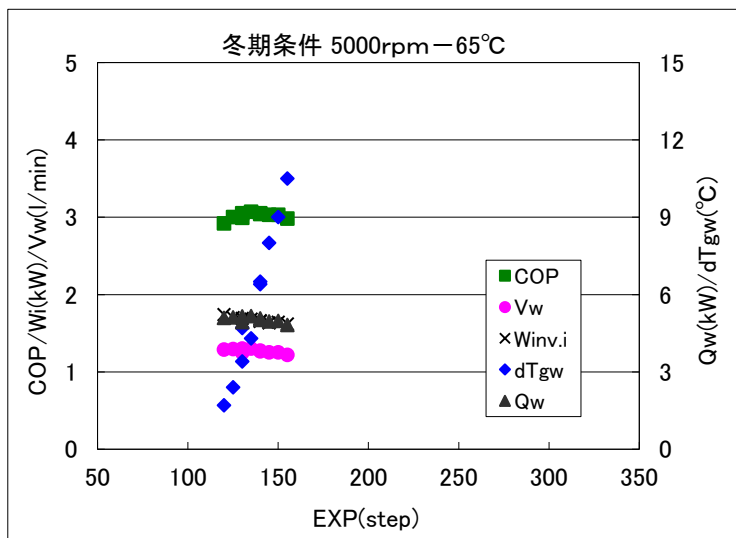
5.4.1 項の最終試作機の各季節条件における性能・特性評価では、設定した 18 の各試験条件において、膨張弁開度を 6 回程度変化させ試験を行い、COP が最大になった結果のみを示した。ここに、各条件の試験結果の詳細をまとめておく。

データ番号	膨張弁開度	水入口熱交温度差	成績係数	給湯能力	圧縮機インバータ入力	圧縮機吸入圧	圧縮機吐出圧	圧縮機吐出温度	冷媒質量流量	水流量
ID	ステップ	°C		kW	kW	MPa	MPa	°C	kg/h	l/min
	EXP	dTgw	COP	Qw	Winv.i	Pcmp.i	Pcmp.o	Tcmp.o	G	Vw
QR501	95	10.0	3.13	3.03	0.97	3.20	9.42	86.8	45.2	0.760
QR502	90	7.5	3.18	3.10	0.97	3.19	9.54	88.2	44.7	0.779
QR503	85	5.0	3.17	3.13	0.99	3.16	9.62	90.2	44.0	0.787
QR504	80	1.7	3.12	3.29	1.05	3.18	10.16	95.5	43.8	0.830
QR505	88	6.2	3.20	3.13	0.98	3.18	9.54	89.4	44.4	0.790
QR506	100	11.8	3.09	2.94	0.95	3.19	9.30	86.4	45.0	0.745



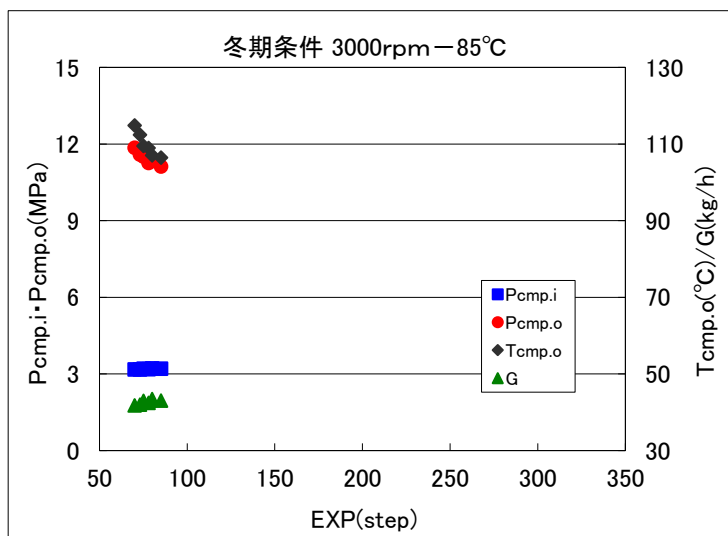
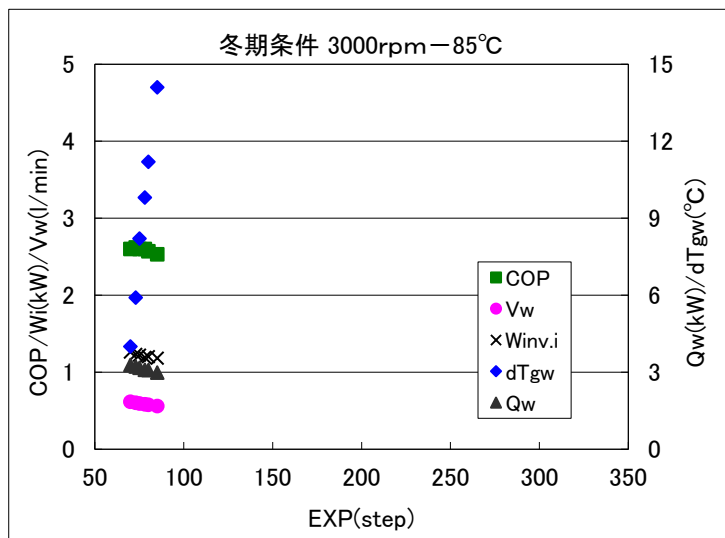
付図2.1 冬期条件の試験結果: 圧縮機回転数3000rpm - 給湯65°C

データ番号	膨張弁開度	水入口熱交温度差	成績係数	給湯能力	圧縮機インバータ入力	圧縮機吸入圧	圧縮機吐出圧	圧縮機吐出温度	冷媒質量流量	水流量
ID	ステップ	°C		kW	kW	MPa	MPa	°C	kg/h	l/min
	EXP	dTgw	COP	Qw	Winv.i	Pcmp.i	Pcmp.o	Tcmp.o	G	Vw
QR301	120	1.7	2.92	5.09	1.74	2.83	10.16	107.0	63.7	1.288
QR302	125	2.4	3.00	5.11	1.70	2.84	9.90	104.1	64.8	1.295
QR303	130	4.7	2.99	4.92	1.65	2.81	9.59	100.0	64.5	1.244
QR304	130	3.4	3.05	5.15	1.69	2.89	9.82	101.3	66.6	1.300
QR305	135	4.3	3.07	5.16	1.68	2.90	9.74	99.5	67.5	1.300
QR306	140	6.5	3.04	5.01	1.65	2.89	9.56	97.6	67.4	1.265
QR307	140	6.4	3.05	5.07	1.66	2.92	9.63	97.7	68.0	1.274
QR308	145	8.0	3.03	4.95	1.63	2.91	9.49	96.3	67.9	1.250
QR309	150	9.0	3.03	4.97	1.64	2.95	9.51	95.5	69.1	1.252
QR310	155	10.5	2.98	4.82	1.62	2.91	9.38	95.1	68.2	1.218



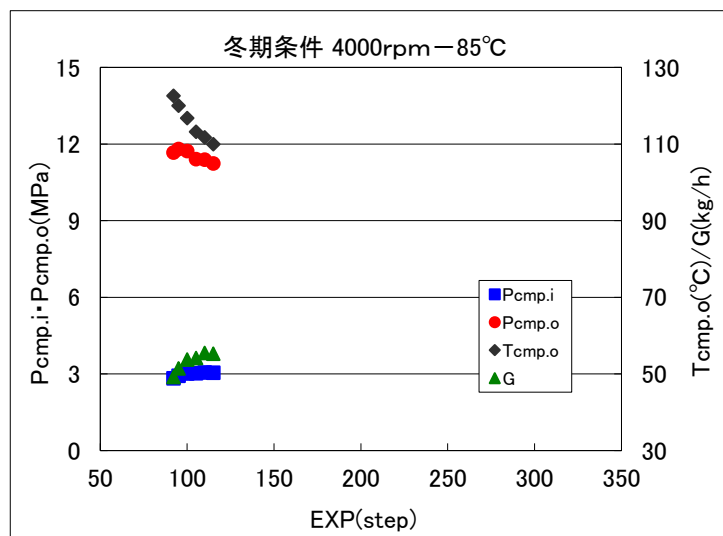
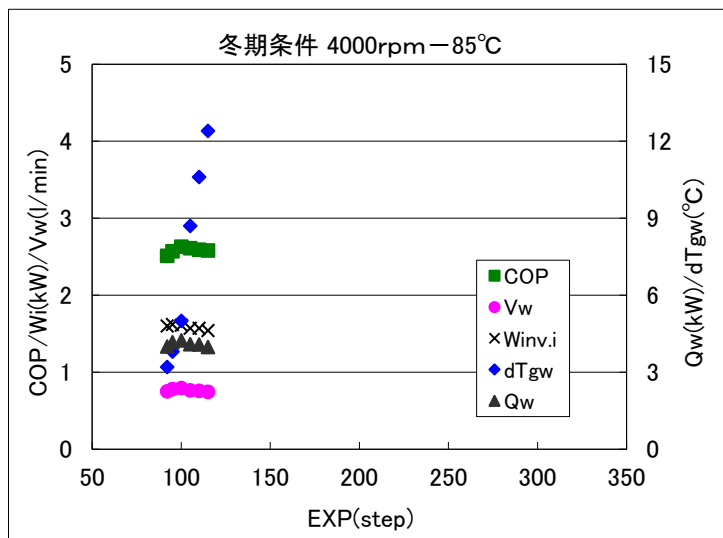
付図2.3 冬期条件の試験結果:圧縮機回転数5000rpm-給湯65°C

データ番号	膨張弁開度	水入口熱交温度差	成績係数	給湯能力	圧縮機インバータ入力	圧縮機吸入圧	圧縮機吐出圧	圧縮機吐出温度	冷媒質量流量	水流量
ID	ステップ	°C		kW	kW	MPa	MPa	°C	kg/h	l/min
	EXP	dTgw	COP	Qw	Winv.i	Pcmp.i	Pcmp.o	Tcmp.o	G	Vw
QR507	80	11.2	2.57	3.08	1.20	3.22	11.34	107.1	43.5	0.577
QR508	75	8.2	2.60	3.17	1.22	3.21	11.51	109.5	43.0	0.593
QR509	70	4.0	2.60	3.28	1.26	3.18	11.86	114.9	41.8	0.614
QR510	73	5.9	2.62	3.22	1.23	3.18	11.59	112.4	42.0	0.602
QR511	78	9.8	2.60	3.09	1.19	3.19	11.26	109.0	42.5	0.581
QR512	85	14.1	2.53	2.98	1.18	3.21	11.12	106.5	43.1	0.559



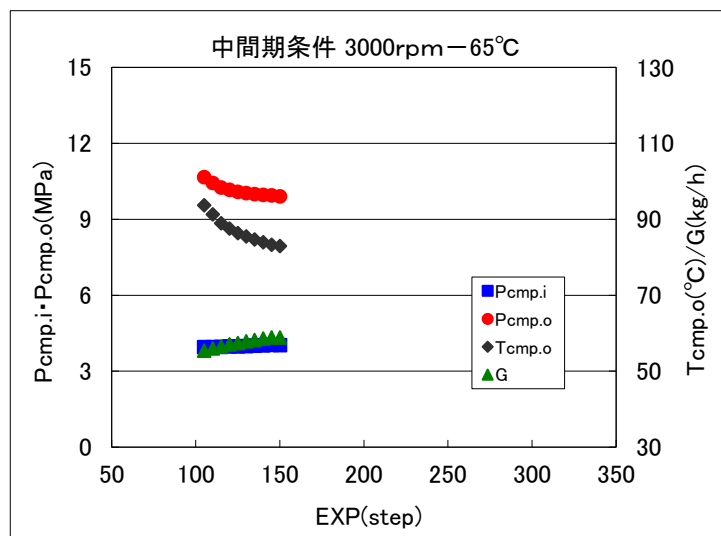
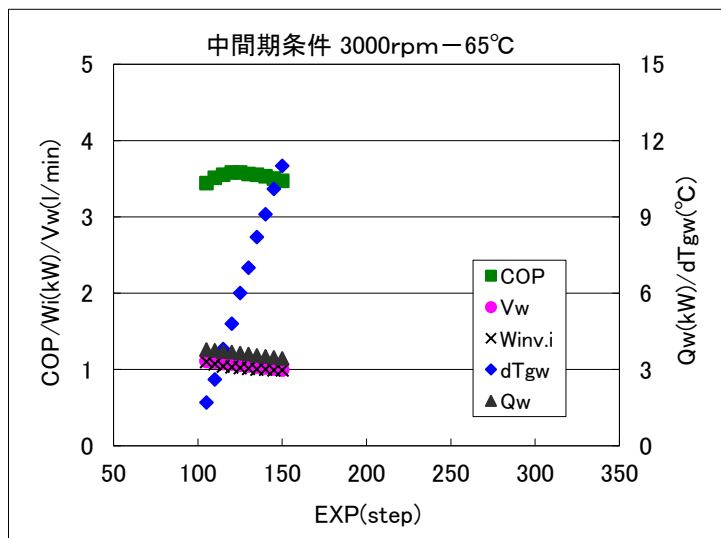
付図2.4 冬期条件の試験結果: 圧縮機回転数3000rpm - 給湯85°C

データ番号	膨張弁開度	水入口熱交温度差	成績係数	給湯能力	圧縮機インバータ入力	圧縮機吸入圧	圧縮機吐出圧	圧縮機吐出温度	冷媒質量流量	水流量
ID	ステップ	°C		kW	kW	MPa	MPa	°C	kg/h	l/min
	EXP	dTgw	COP	Qw	Winv.i	Pcmp.i	Pcmp.o	Tcmp.o	G	Vw
QR205	115	12.4	2.58	3.98	1.54	3.05	11.24	110.0	55.3	0.745
QR206	110	10.6	2.59	4.08	1.57	3.06	11.39	111.8	55.5	0.758
QR207	105	8.7	2.61	4.09	1.57	3.03	11.41	113.2	54.2	0.765
QR208	100	5.0	2.63	4.24	1.61	3.02	11.73	116.8	53.8	0.794
QR209	95	3.8	2.57	4.17	1.62	2.93	11.81	120.0	51.5	0.780
QR210	92	3.2	2.51	4.00	1.60	2.83	11.67	122.6	49.2	0.750



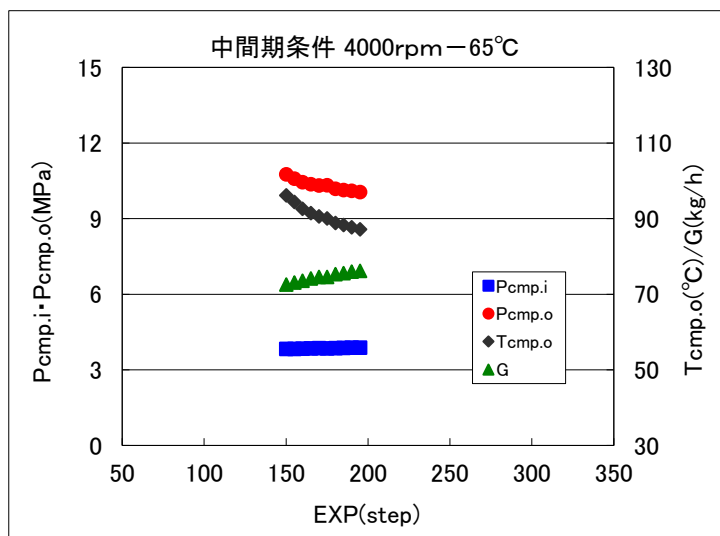
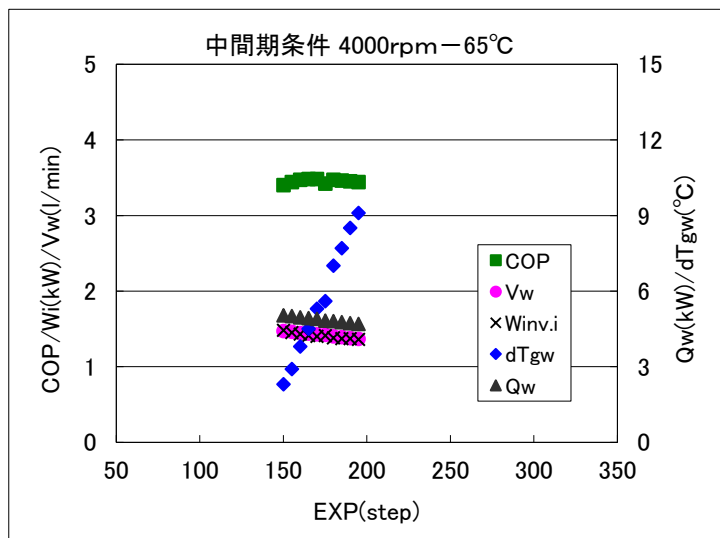
付図2.5 冬期条件の試験結果: 圧縮機回転数4000rpm - 給湯85°C

データ番号	膨張弁開度	水入口熱交温度差	成績係数	給湯能力	圧縮機インバータ入力	圧縮機吸入圧	圧縮機吐出圧	圧縮機吐出温度	冷媒質量流量	水流量
ID	ステップ	°C		kW	kW	MPa	MPa	°C	kg/h	l/min
	EXP	dTgw	COP	Qw	Winv.i	Pcmp.i	Pcmp.o	Tcmp.o	G	Vw
QR601	150	11.0	3.47	3.43	0.99	4.03	9.91	83.0	58.9	0.997
QR602	145	10.1	3.50	3.47	0.99	4.04	9.95	83.3	58.9	1.012
QR603	140	9.1	3.53	3.51	1.00	4.02	9.97	84.0	58.6	1.025
QR604	135	8.2	3.55	3.55	1.00	4.01	10.00	84.7	58.2	1.038
QR605	130	7.0	3.56	3.60	1.01	3.99	10.04	85.5	57.9	1.051
QR606	125	6.0	3.58	3.64	1.02	3.98	10.09	86.4	57.4	1.062
QR607	120	4.8	3.58	3.68	1.03	3.98	10.17	87.6	57.1	1.077
QR608	115	3.8	3.55	3.70	1.04	3.96	10.26	89.0	56.5	1.084
QR609	110	2.6	3.51	3.75	1.07	3.95	10.44	91.3	56.0	1.099
QR610	105	1.7	3.44	3.78	1.10	3.95	10.67	93.7	55.4	1.109



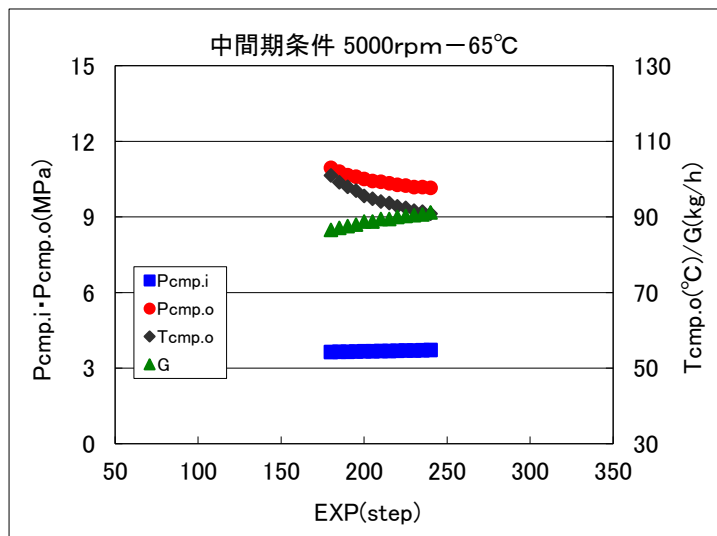
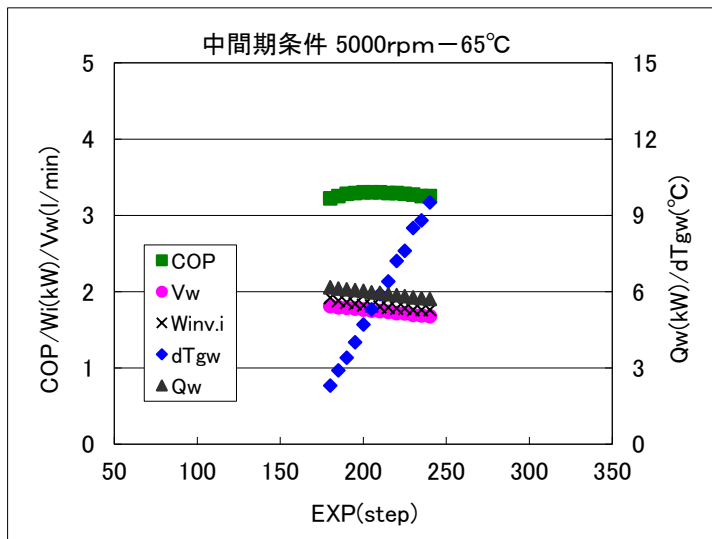
付図2.7 中間期条件の試験結果: 圧縮機回転数3000rpm-給湯65°C

データ番号	膨張弁開度	水入口熱交温度差	成績係数	給湯能力	圧縮機インバータ入力	圧縮機吸入圧	圧縮機吐出圧	圧縮機吐出温度	冷媒質量流量	水流量
ID	ステップ	°C		kW	kW	MPa	MPa	°C	kg/h	l/min
	EXP	dTgw	COP	Qw	Winv.i	Pcmp.i	Pcmp.o	Tcmp.o	G	Vw
QR801	150	2.3	3.40	5.03	1.48	3.83	10.76	96.2	72.6	1.471
QR802	155	2.9	3.44	5.00	1.45	3.83	10.59	94.4	73.1	1.461
QR803	160	3.8	3.47	4.95	1.43	3.84	10.45	92.6	73.6	1.445
QR804	165	4.5	3.48	4.92	1.41	3.85	10.37	91.5	74.2	1.436
QR805	170	5.3	3.48	4.89	1.40	3.86	10.32	90.6	74.6	1.426
QR806	175	5.6	3.42	4.82	1.41	3.85	10.33	90.1	74.6	1.420
QR807	180	7.0	3.47	4.80	1.38	3.86	10.19	88.9	75.3	1.400
QR808	185	7.7	3.46	4.76	1.37	3.87	10.14	88.3	75.6	1.390
QR809	190	8.5	3.45	4.72	1.37	3.88	10.11	87.7	76.0	1.378
QR810	195	9.1	3.44	4.69	1.36	3.88	10.06	87.2	76.2	1.367



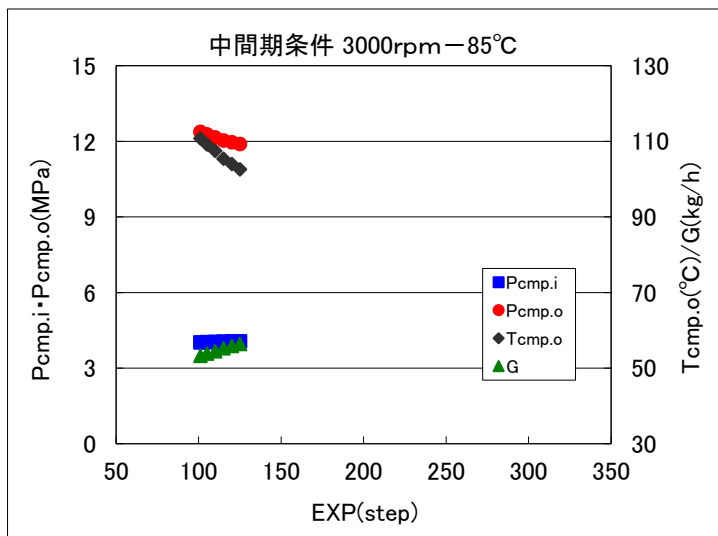
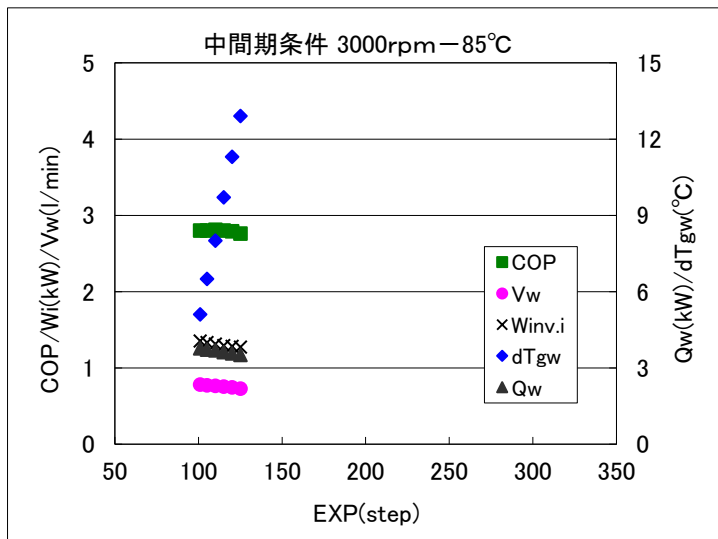
付図2.8 中間期条件の試験結果: 圧縮機回転数4000rpm - 給湯65°C

データ番号	膨張弁開度	水入口熱交温度差	成績係数	給湯能力	圧縮機インバータ入力	圧縮機吸入圧	圧縮機吐出圧	圧縮機吐出温度	冷媒質量流量	水流量
ID	ステップ	°C		kW	kW	MPa	MPa	°C	kg/h	l/min
	EXP	dTgw	COP	Qw	Winv.i	Pcmp.i	Pcmp.o	Tcmp.o	G	Vw
QR1001	180	2.3	3.22	6.17	1.92	3.64	10.95	101.0	86.6	1.811
QR1002	185	2.9	3.25	6.12	1.88	3.65	10.80	99.2	87.1	1.793
QR1003	190	3.4	3.28	6.09	1.86	3.65	10.66	98.0	87.6	1.786
QR1004	195	4.0	3.29	6.06	1.84	3.66	10.60	97.0	88.0	1.776
QR1005	200	4.7	3.30	6.03	1.82	3.67	10.51	95.6	88.8	1.764
QR1006	205	5.3	3.30	5.97	1.81	3.67	10.43	94.8	88.8	1.749
QR1007	210	5.9	3.30	5.95	1.80	3.68	10.40	94.1	89.5	1.742
QR1008	215	6.4	3.29	5.90	1.79	3.68	10.34	93.7	89.5	1.733
QR1009	220	7.2	3.29	5.86	1.78	3.69	10.28	92.8	90.0	1.717
QR1010	225	7.6	3.28	5.82	1.78	3.70	10.25	92.4	90.3	1.713
QR1011	230	8.5	3.27	5.77	1.76	3.70	10.19	91.7	90.5	1.695
QR1012	235	8.8	3.25	5.74	1.76	3.71	10.19	91.4	90.7	1.686
QR1013	240	9.5	3.25	5.71	1.76	3.72	10.16	90.9	91.2	1.676



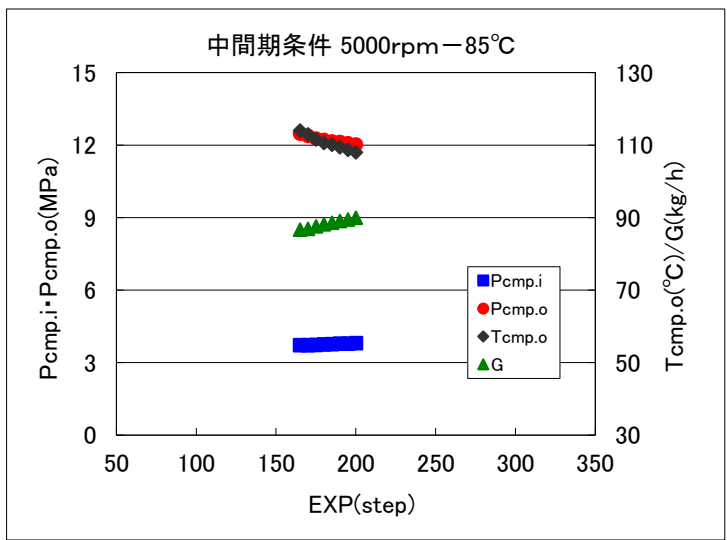
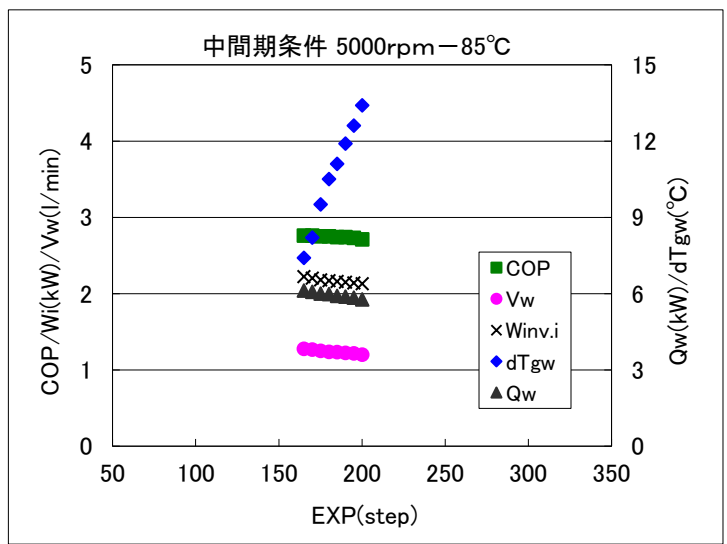
付図2.9 中間期条件の試験結果: 圧縮機回転数5000rpm—給湯65°C

データ番号	膨張弁開度	水入口熱交温度差	成績係数	給湯能力	圧縮機インバータ入力	圧縮機吸入圧	圧縮機吐出圧	圧縮機吐出温度	冷媒質量流量	水流量
ID	ステップ	°C		kW	kW	MPa	MPa	°C	kg/h	l/min
	EXP	dTgw	COP	Qw	Winv.i	Pcmp.i	Pcmp.o	Tcmp.o	G	Vw
QR701	125	12.9	2.76	3.51	1.27	4.07	11.90	102.6	56.4	0.727
QR702	120	11.3	2.79	3.57	1.28	4.07	11.97	104.0	55.9	0.743
QR703	115	9.7	2.80	3.62	1.29	4.06	12.04	105.4	55.3	0.752
QR704	110	8.0	2.81	3.69	1.31	4.05	12.16	107.5	54.5	0.765
QR705	105	6.5	2.80	3.72	1.33	4.04	12.28	109.2	53.9	0.769
QR706	101	5.1	2.80	3.76	1.35	4.03	12.38	110.8	53.3	0.781



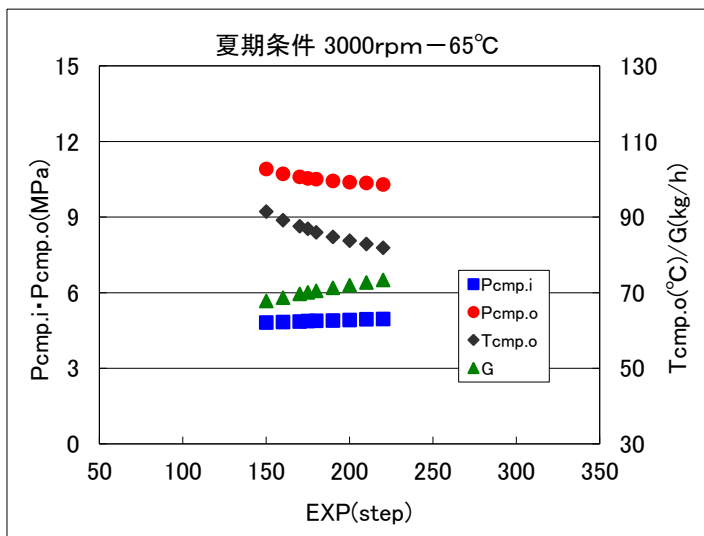
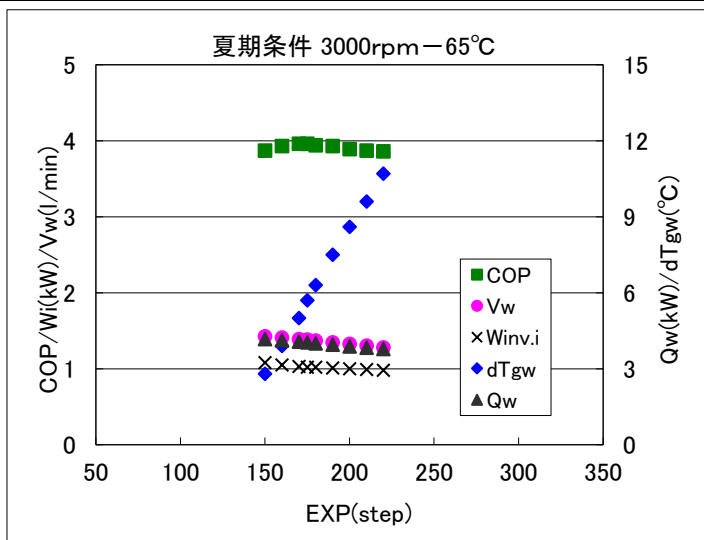
付図2.10 中間期条件の試験結果: 圧縮機回転数3000rpm-給湯85°C

データ番号	膨張弁開度	水入口熱交温度差	成績係数	給湯能力	圧縮機インバータ入力	圧縮機吸入圧	圧縮機吐出圧	圧縮機吐出温度	冷媒質量流量	水流量
ID	ステップ	°C		kW	kW	MPa	MPa	°C	kg/h	l/min
	EXP	dTgw	COP	Qw	Winv.i	Pcmp.i	Pcmp.o	Tcmp.o	G	Vw
QR1101	180	10.5	2.75	5.98	2.17	3.76	12.22	110.6	88.2	1.236
QR1102	175	9.5	2.75	6.00	2.18	3.74	12.27	111.6	87.6	1.248
QR1103	170	8.2	2.76	6.07	2.20	3.73	12.38	113.0	86.9	1.264
QR1104	165	7.4	2.76	6.12	2.22	3.73	12.48	114.0	86.7	1.276
QR1105	185	11.1	2.74	5.91	2.16	3.77	12.15	110.1	88.6	1.231
QR1106	190	11.9	2.74	5.88	2.15	3.79	12.13	109.4	89.1	1.223
QR1107	195	12.6	2.73	5.84	2.14	3.79	12.08	108.7	89.5	1.214
QR1108	200	13.4	2.71	5.77	2.13	3.81	12.03	108.0	90.0	1.200



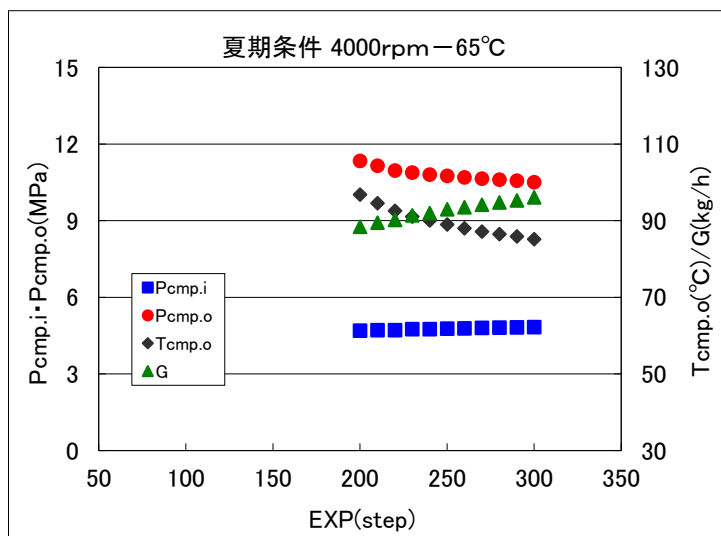
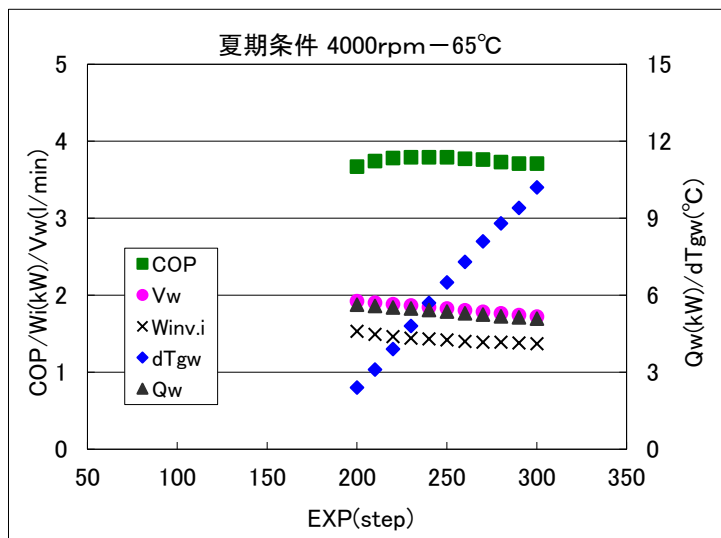
付図2.12 中間期条件の試験結果: 圧縮機回転数5000rpm-給湯85°C

データ番号	膨張弁開度	水入口熱交温度差	成績係数	給湯能力	圧縮機インバータ入力	圧縮機吸入圧	圧縮機吐出圧	圧縮機吐出温度	冷媒質量流量	水流量
ID	ステップ	°C		kW	kW	MPa	MPa	°C	kg/h	l/min
	EXP	dTgw	COP	Qw	Winv.i	Pcmp.i	Pcmp.o	Tcmp.o	G	Vw
QR1401	220	10.7	3.86	3.78	0.98	4.96	10.30	81.9	73.4	1.277
QR1402	210	9.6	3.87	3.83	0.99	4.95	10.36	82.9	72.7	1.301
QR1403	200	8.6	3.89	3.88	1.00	4.92	10.39	83.8	72.0	1.325
QR1404	190	7.5	3.93	3.95	1.01	4.90	10.44	84.8	71.3	1.346
QR1405	180	6.3	3.94	4.00	1.02	4.89	10.51	86.0	70.5	1.367
QR1406	170	5.0	3.96	4.07	1.03	4.86	10.60	87.6	69.7	1.390
QR1407	160	3.9	3.93	4.12	1.05	4.84	10.72	89.2	68.7	1.408
QR1408	150	2.8	3.87	4.17	1.08	4.82	10.91	91.5	67.8	1.425
QR1409	175	5.7	3.96	4.04	1.02	4.88	10.54	86.9	70.1	1.381



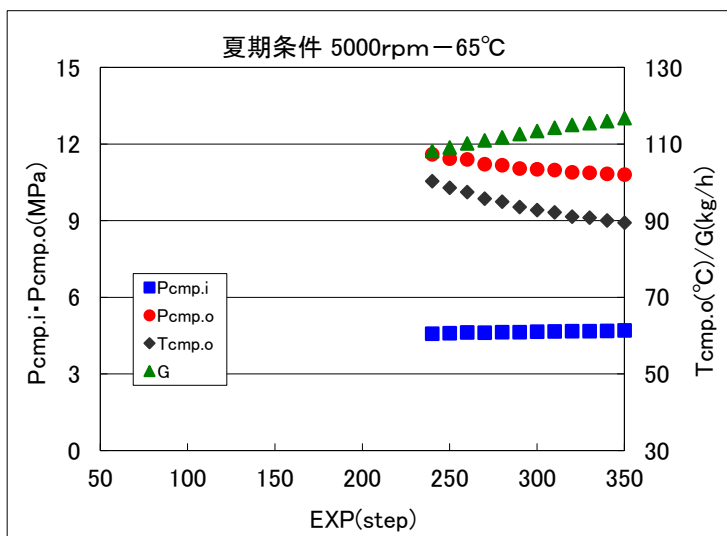
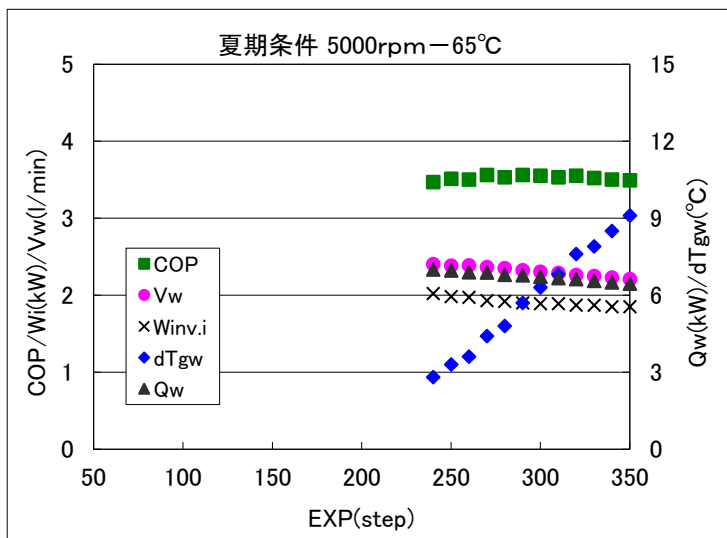
付図2.13 夏期条件の試験結果：圧縮機回転数3000rpm－給湯65°C

データ番号	膨張弁開度	水入口熱交温度差	成績係数	給湯能力	圧縮機インバータ入力	圧縮機吸入圧	圧縮機吐出圧	圧縮機吐出温度	冷媒質量流量	水流量
ID	ステップ	°C		kW	kW	MPa	MPa	°C	kg/h	l/min
	EXP	dTgw	COP	Qw	Winv.i	Pcmp.i	Pcmp.o	Tcmp.o	G	Vw
QR1301	300	10.2	3.71	5.08	1.37	4.84	10.51	85.2	96.1	1.722
QR1302	290	9.4	3.71	5.13	1.38	4.83	10.57	85.9	95.3	1.741
QR1303	280	8.8	3.73	5.17	1.39	4.82	10.61	86.5	94.8	1.764
QR1304	270	8.1	3.76	5.24	1.39	4.81	10.65	87.2	94.2	1.784
QR1305	260	7.3	3.77	5.29	1.40	4.79	10.70	88.0	93.5	1.803
QR1306	250	6.5	3.79	5.36	1.42	4.78	10.76	89.0	93.0	1.827
QR1307	240	5.7	3.79	5.42	1.43	4.76	10.81	90.1	92.0	1.842
QR1308	230	4.8	3.79	5.48	1.44	4.76	10.89	91.1	91.4	1.866
QR1309	220	3.9	3.78	5.52	1.46	4.72	10.97	92.6	90.2	1.881
QR1310	210	3.1	3.74	5.58	1.49	4.72	11.15	94.6	89.5	1.903
QR1311	200	2.4	3.67	5.63	1.53	4.70	11.34	96.8	88.4	1.922



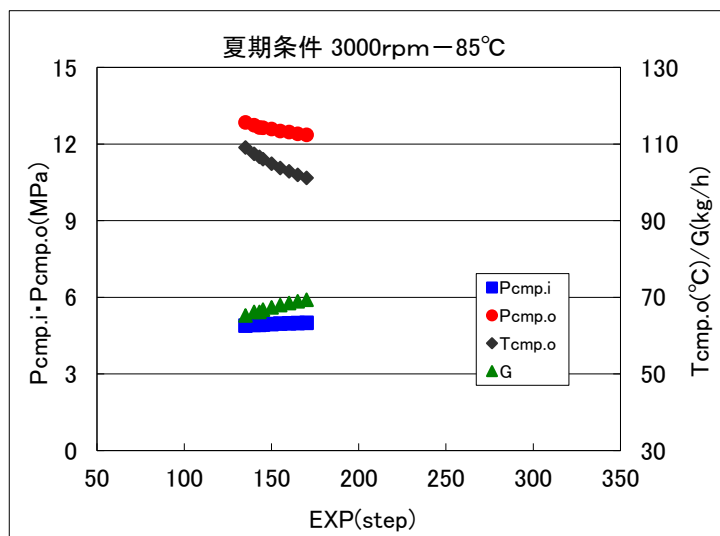
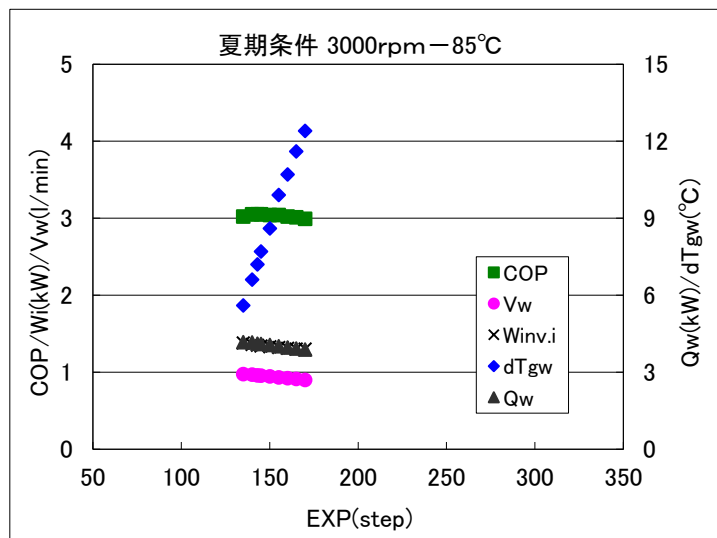
付図2.14 夏期条件の試験結果：圧縮機回転数4000rpm－給湯65°C

データ番号	膨張弁開度	水入口熱交温度差	成績係数	給湯能力	圧縮機インバータ入力	圧縮機吸入圧	圧縮機吐出圧	圧縮機吐出温度	冷媒質量流量	水流量
ID	ステップ	°C		kW	kW	MPa	MPa	°C	kg/h	l/min
	EXP	dTgw	COP	Qw	Winv.i	Pcmp.i	Pcmp.o	Tcmp.o	G	Vw
QR1201	240	2.8	3.47	7.00	2.02	4.58	11.60	100.3	108.2	2.401
QR1202	250	3.3	3.51	6.96	1.98	4.60	11.43	98.6	109.1	2.382
QR1203	260	3.6	3.50	6.89	1.97	4.63	11.40	97.5	110.2	2.387
QR1204	270	4.4	3.56	6.88	1.93	4.62	11.21	95.8	111.0	2.363
QR1205	280	4.8	3.53	6.79	1.92	4.64	11.17	95.0	111.8	2.349
QR1206	290	5.7	3.56	6.77	1.90	4.64	11.05	93.6	112.6	2.323
QR1207	300	6.3	3.55	6.71	1.89	4.66	11.02	92.8	113.4	2.303
QR1208	310	6.8	3.53	6.66	1.89	4.67	10.99	92.2	114.3	2.286
QR1209	320	7.6	3.55	6.62	1.87	4.68	10.90	91.1	115.0	2.261
QR1210	330	7.9	3.52	6.56	1.87	4.68	10.88	90.8	115.5	2.248
QR1211	340	8.5	3.50	6.50	1.85	4.69	10.84	90.1	116.0	2.229
QR1212	350	9.1	3.49	6.45	1.85	4.71	10.81	89.5	116.8	2.208



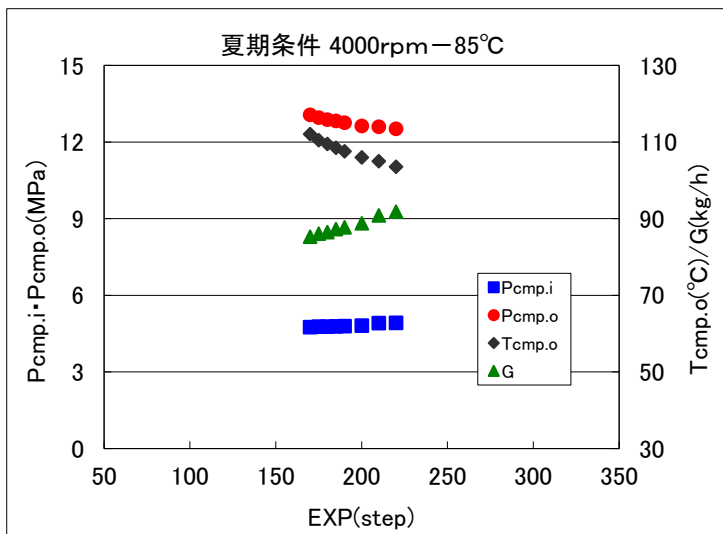
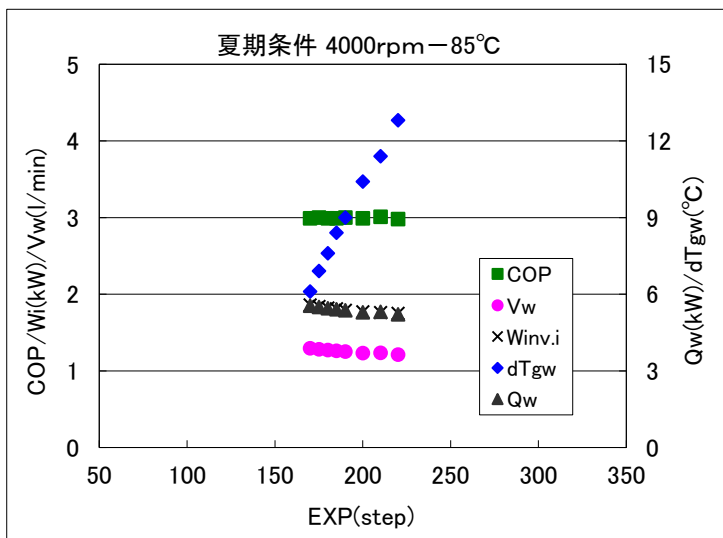
付図2.15 夏期条件の試験結果: 圧縮機回転数5000rpm - 給湯65°C

データ番号	膨張弁開度	水入口熱交温度差	成績係数	給湯能力	圧縮機インバータ入力	圧縮機吸入圧	圧縮機吐出圧	圧縮機吐出温度	冷媒質量流量	水流量
ID	ステップ	°C		kW	kW	MPa	MPa	°C	kg/h	l/min
	EXP	dTgw	COP	Qw	Winv.i	Pcmp.i	Pcmp.o	Tcmp.o	G	Vw
QR1501	170	12.4	2.99	3.88	1.30	5.01	12.36	101.2	69.4	0.899
QR1502	165	11.6	3.01	3.92	1.30	5.00	12.40	102.0	69.0	0.910
QR1503	160	10.7	3.02	3.96	1.31	4.99	12.47	102.9	68.5	0.922
QR1504	155	9.9	3.04	4.01	1.32	4.98	12.51	103.8	68.0	0.932
QR1505	150	8.6	3.04	4.06	1.33	4.96	12.59	104.9	67.4	0.945
QR1506	145	7.7	3.05	4.10	1.34	4.94	12.64	106.1	66.8	0.954
QR1507	140	6.6	3.05	4.16	1.36	4.93	12.74	107.5	66.2	0.967
QR1508	135	5.6	3.02	4.17	1.38	4.90	12.85	109.1	65.3	0.974
QR1509	143	7.2	3.05	4.11	1.35	4.93	12.65	106.7	66.2	0.957



付図2.16 夏期条件の試験結果: 圧縮機回転数3000rpm-給湯85°C

データ番号	膨張弁開度	水入口熱交温度差	成績係数	給湯能力	圧縮機インバータ入力	圧縮機吸入圧	圧縮機吐出圧	圧縮機吐出温度	冷媒質量流量	水流量
ID	ステップ	°C		kW	kW	MPa	MPa	°C	kg/h	l/min
	EXP	dTgw	COP	Qw	Winv.i	Pcmp.i	Pcmp.o	Tcmp.o	G	Vw
QR1601	220	12.8	2.98	5.21	1.75	4.93	12.52	103.6	91.9	1.209
QR1602	210	11.4	3.01	5.31	1.76	4.92	12.60	105.0	90.9	1.234
QR1603	200	10.4	2.99	5.29	1.77	4.82	12.63	106.0	88.8	1.232
QR1604	190	9.0	3.00	5.37	1.79	4.80	12.76	107.6	87.8	1.251
QR1605	185	8.4	2.99	5.41	1.81	4.79	12.83	108.5	87.3	1.259
QR1606	180	7.6	2.99	5.45	1.82	4.78	12.88	109.5	86.5	1.269
QR1607	175	6.9	3.00	5.50	1.84	4.78	12.96	110.5	86.1	1.280
QR1608	170	6.1	2.99	5.55	1.86	4.76	13.07	112.1	85.3	1.292



付図2.17 夏期条件の試験結果: 圧縮機回転数4000rpm - 給湯85°C

データ番号	膨張弁開度	水入口熱交温度差	成績係数	給湯能力	圧縮機インバータ入力	圧縮機吸入圧	圧縮機吐出圧	圧縮機吐出温度	冷媒質量流量	水流量
ID	ステップ	°C		kW	kW	MPa	MPa	°C	kg/h	l/min
	EXP	dTgw	COP	Qw	Winv.i	Pcmp.i	Pcmp.o	Tcmp.o	G	Vw
QR1701	300	14.3	2.82	6.32	2.24	4.77	12.66	104.6	113.6	1.466
QR1702	290	13.3	2.84	6.41	2.25	4.75	12.71	105.6	112.8	1.490
QR1703	280	12.4	2.86	6.48	2.27	4.74	12.76	106.5	111.9	1.508
QR1704	270	11.4	2.87	6.56	2.28	4.73	12.85	107.6	111.0	1.530
QR1705	260	10.5	2.89	6.62	2.30	4.71	12.90	108.7	109.9	1.546
QR1706	250	9.5	2.89	6.70	2.32	4.67	12.99	109.9	108.9	1.561
QR1707	240	8.5	2.90	6.78	2.34	4.67	13.08	111.3	107.7	1.579
QR1708	230	7.3	2.90	6.87	2.37	4.65	13.22	113.0	106.8	1.603
QR1709	220	6.2	2.89	6.95	2.40	4.63	13.36	115.0	105.4	1.621

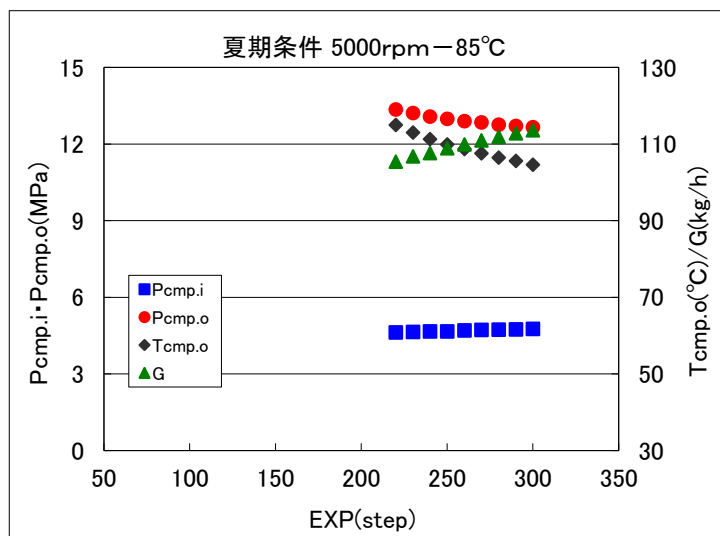
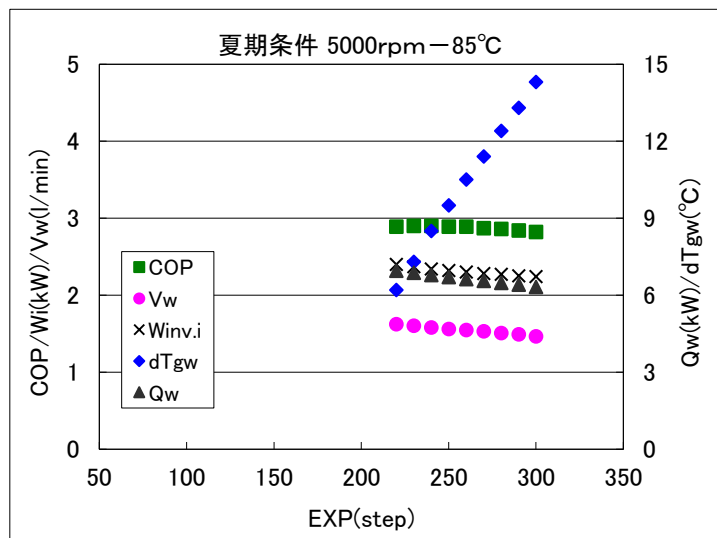


図2.18 夏期条件の試験結果：圧縮機回転数5000rpm—給湯85°C

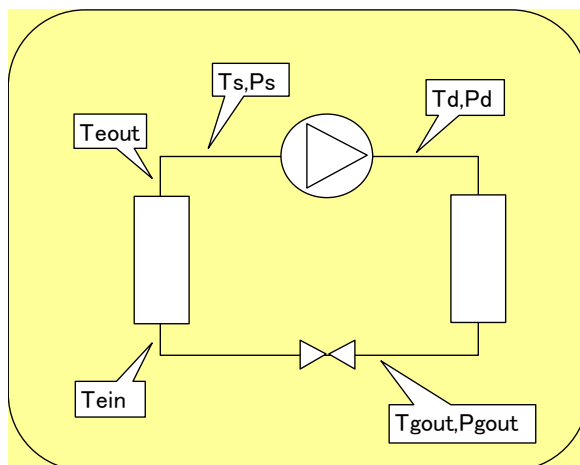
付録 3. 最終試作機の冷媒封入量変化試験結果

最終試作機において、冷媒封入量を変化させて評価試験を行った。試験条件と結果を付表 3.1 に示す。試験は 2 種類の冬期条件で行い、冷媒封入量はベースの 600g、600g から増加させる方向で 660g および 700g について行った。また、表は、各試験条件において、圧縮機回転数を一定とし、膨張弁開度を変化させ、COP が最大になった結果を示している。

いずれの条件においても、冷媒封入量を増やして行くと、圧縮機吐出圧力が上昇するが、圧縮機吸入冷媒の温度が低下するため、圧縮機の吐出温度は逆に低くなっている。また、吸入温度の低下により、圧縮機の総合効率は逆に高くなっている。圧縮機の効率のみからみれば、冷媒封入量は 700g に増やしたほうがよいことがわかる。一方、COP は冷媒封入量 600g と 660g では変わらないが、700g になると若干低下している。

以上の結果を踏まえ、圧縮機の運転条件や圧縮機吐出温度を抑えることを優先させ、5 章に示す最終試作機の試験は冷媒封入量を 700g として実施した。

付表 3.1 冷媒封入量変化試験条件と結果



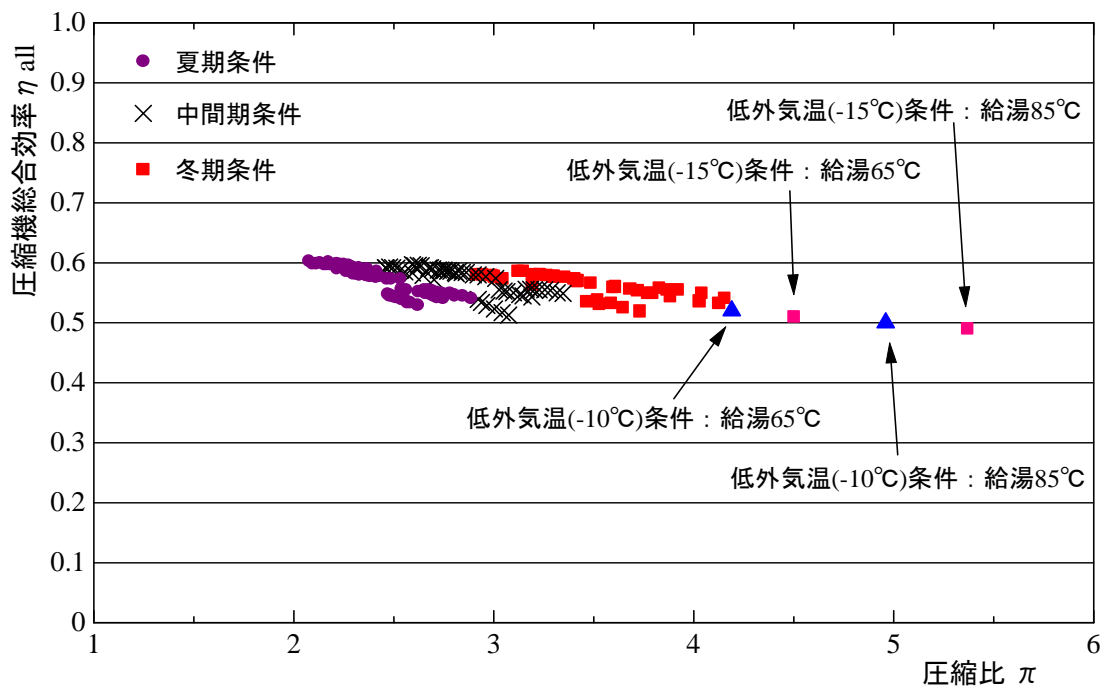
試験条件		冬期1			冬期2		
冷媒封入量(g)		600	660	700	600	660	700
データID		QWR207	QWR302	QWR601	QDR201	QDR403	QDR701
外気(°C)		7.6	7.4	7.4	3.3	3.4	3.4
湿度(%)		48.4	49.1	51.5	52.8	53.8	53.4
給水(°C)		7.9	7.7	7.7	7.0	7.0	7.1
給湯(°C)		65.2	65.1	65.1	88.1	87.9	87.9
水流量(L/mi)		0.873	0.874	0.869	0.772	0.774	0.776
温度(°C)	Td	97.5	92.9	90.3	124.2	120.4	118.5
	Tgout	10.9	11.5	12.2	14.0	14.9	15.4
	Tein	-1.9	-1.7	-1.7	-6.5	-6.2	-6.2
	Teout	3.9	1.0	-0.9	-5.1	-5.8	-6.1
圧力(MPa)	Ts	3.3	0.3	-1.1	-5.4	-6.2	-6.5
	Pd	9.61	9.70	9.76	11.48	11.54	11.66
	Pgout	9.45	9.52	9.58	11.26	11.31	11.43
Ps		3.31	3.31	3.33	2.89	2.90	2.92
冷媒流量(kg/h)		45.2	47.0	48.1	52.9	54.6	55.6
COMP回転数(rpm)		3120	3120	3120	4320	4320	4320
給湯能力Qw(kW)		3.48	3.50	3.47	4.36	4.37	4.37
圧縮機インパータ入力(kW)		1.023	1.030	1.034	1.694	1.702	1.712
GOP		3.40	3.40	3.36	2.57	2.57	2.55
ΔT(°C)(Tgout-給水)		3.0	3.9	4.5	7.0	7.9	8.3
圧縮機総合効率(%)(注1)		0.571	0.576	0.575	0.529	0.540	0.543

注1: 圧縮機総合効率=冷媒循環量×断熱圧縮仕事÷圧縮機インパータ入力

付録 4. 最終試作機の圧縮機の効率について

最終試作機の圧縮機は、気液分離器の吸入配管下部から、潤滑油とともに冷媒液も一部圧縮機へ吸入される。このため、圧縮機吸入条件が気液 2 相になる場合が多い。従って、圧縮機吸入条件を推定する必要が生じ、圧縮機単体の効率評価は困難になる。ここでは、参考として、圧縮機の総合効率（＝断熱圧縮仕事÷圧縮機インバータ入力）について検討してみた。なお、圧縮機の吸入条件は、吸入前に設けられた圧力センサと温度センサのデータをそのまま用いている。

付図 4.1 に得られた圧縮機の総合効率を示す。横軸は圧縮比とした。最終試作機のデータで、5.4.1 項の各季節条件における性能・特性評価試験、および 5.4.3 項の低外気温条件における性能評価試験の結果を示した。図から、総合効率は、ほぼ 0.5～0.6 の範囲で、圧縮比が大きくなると低下する傾向が読み取れる。ただし、同じ圧縮比でも差が見られるため、他の要因も考慮する必要がある。詳細な検討は割愛するが、圧縮機の効率については、東京程度の気象条件では十分な性能を有していると言える。ただし、図に示したように、圧縮比が大きくなる条件、すなわち寒冷地向けには更なる効率向上が必要である。



付図 4.1 圧縮機の総合効率（最終試作機での試験結果より）
（圧縮機の総合効率＝断熱仕事÷圧縮機インバータ入力）

An inside story behind the advent of “Eco Cute” CO₂ heat pump water heater for residential use

Michiyuki Saikawa

Central Research Institute of Electric Power Industry (CRIEPI)

2-6-1 Nagasaka, Yokosuka City, Kanagawa Prefecture, 240-0196, JAPAN

Tel: +81-46-856-2121; Fax: +81-46-856-3346; E-mail: saikawa@criepi.denken.or.jp

Summary

More than ten years have passed since the “Eco Cute” CO₂ heat pump water heater for residential use was commercialized in May 2001 in Japan through collaborative R&D including Central Research Institute of Electric Power Industry (CRIEPI). Cumulative shipments amounted to more than 4.6 million at the end of March 2015. There were two projects involving hot water supply heat pumps prior to the development of Eco Cute in CRIEPI, though neither went into commercial production. In this paper, the history and technical aspects of the advent of Eco Cute, including the former two projects, are introduced.

1. Introduction

More than ten years have passed since the “Eco Cute” CO₂ heat pump water heater for residential use was commercialized in May 2001 in Japan through the collaborative R&D of Tokyo Electric Power Company (TEPCO), Denso Corporation (DENSO) and Central Research Institute of Electric Power Industry (CRIEPI). It became widespread through the introduction of a subsidy by the Japanese government, market entry of new products and growing interest in environmental problems. Cumulative shipments amounted to more than 4.6 million at the end of March 2015 as shown in Fig. 1^[1].

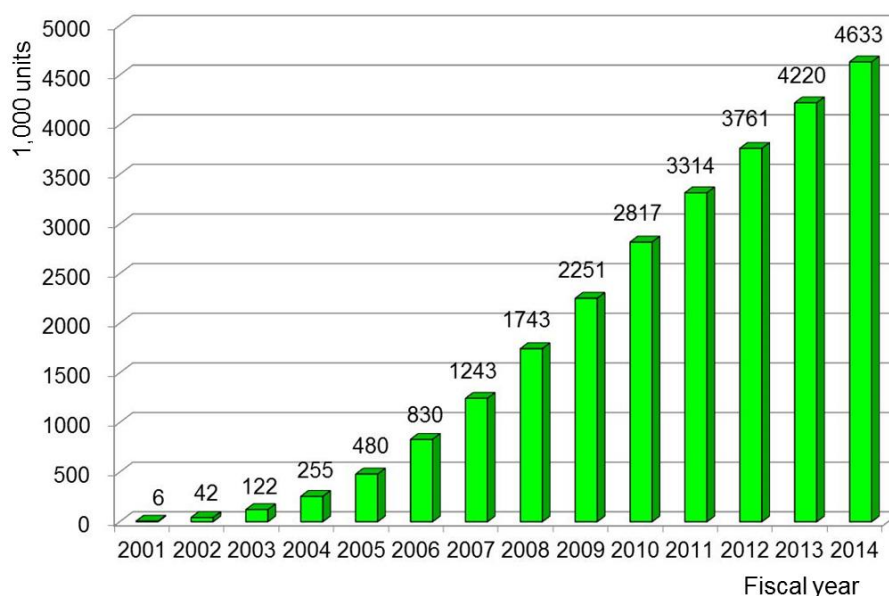


Fig.1 Cumulative shipments of “Eco Cute” CO₂ heat pump water heater for residential use in Japan
(Made from the statistical data, such as JRAIA^[1])

There were two projects involving hot water supply heat pumps prior to the development of Eco Cute in our institute, CRIEPI, though neither went into commercial production. On this occasion, the history and technical aspects of the advent of Eco Cute, including the former two projects, are introduced.

2. History of research & development of heat pumps in CRIEPI

The R&D activities of heat pumps in CRIEPI began when it was entrusted with a part of the Super Heat Pump development project, which was a national project and started in 1984. Because heat pumps work on the same principle as thermal power generation cycle, a staff member of the thermal power section, who was senior to me, was assigned to play a central role in this research project. The CRIEPI decided to hire a new employee for the project, which led to me joining in 1986.

Not only was the entrusted research conducted, but also the original research in CRIEPI was started, the sector in which the introduction of a heat pump could bring about a large energy saving effect was investigated. As results, it was found that major energy savings were possible if a highly efficient heat pump could be developed and introduced for domestic tap water heating. The demand for hot tap water accounts for about 30% of residential final energy consumption, but most of this demand is met by the direct combustion of fossil fuel.

Under such a circumstances, a new system named the “two-stage compression and cascade heating heat pump water heater (TS-HPWH)” was invented by my senior staffer based on his knowledge and experiences in the field of the thermal power generation cycle. This system was later registered as a Japanese patent.

For a normal refrigerant such as Fluorocarbon, water or air is heated by a refrigerant that condenses at a constant temperature on the high pressure side of the heating cycle. For this reason, good efficiency can be gained if the heating temperature range is small, as seen in the cycle for air conditioning. On the other hand, for hot water supply, water of 10 °C needs to be heated up to 65 °C, thus requiring a heating process with a high temperature rise. Fig. 2 (a) shows the heating process wherein water at 65 °C is made by a simple heat pump cycle. As shown in the figure, there is a section in which low temperature water at about 20 °C is heated by condensing refrigerant at about 70 °C, which results in large loss. A heating temperature of about 30 °C suffices to heat the water at 20 °C.

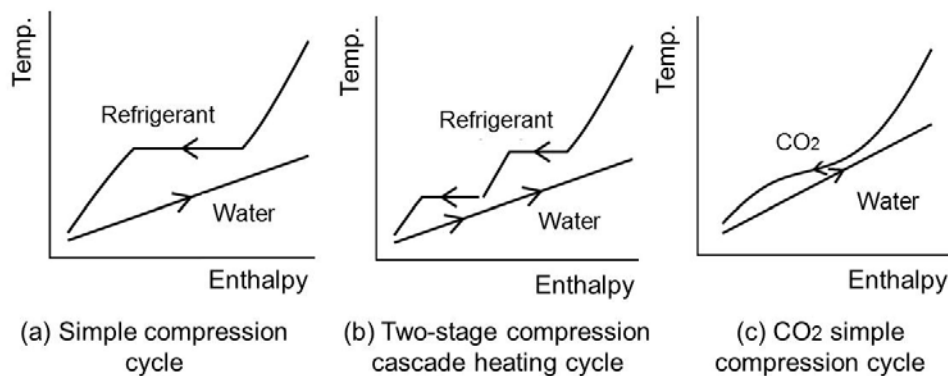


Fig.2 Comparison of heating cycle (Temperature - Enthalpy Diagram). Tap water is heated from 10°C to 65°C.

The TS-HPWH we had invented was intended to decrease the irreversible loss by preparing two condensation pressures through its two-stage compression. By doing so, it could achieve proper heating suitable for the temperature level shown Fig. 2(b). Next it was examined whether this system could actually be put into practical use and what kind of elemental technology would need to be adopted for it. In this respect, an experimental system apparatus was manually fabricated as shown in Fig.3. Using this apparatus, the feasibility of its cycle was verified and good results were obtained.



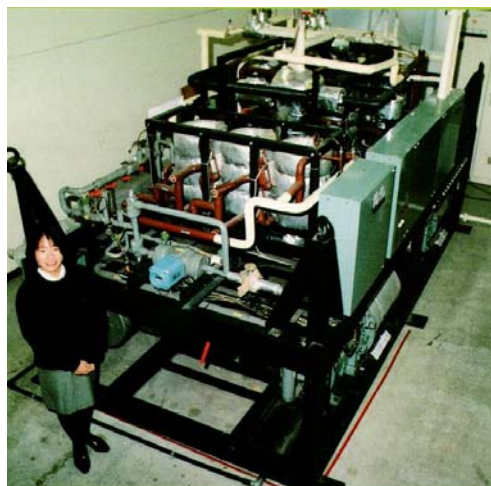
Heating capacity 4kW, installed in 1987

Fig.3 Experimental apparatus of two-stage compression system

Collaborative R&D with electric power companies and a manufacturer were conducted from 1988 to 1992 in order to develop the air conditioning & hot water supply heat pump for residential use based on TS-HPWH. The development progressed smoothly, evolving onto actual field tests. Despite these efforts, this apparatus was not made into a commercial product. The reasons for this were lower hot water supply efficiency than expected and its unattractiveness in terms of price, size and so forth. Instead, rather than a multifunctional heat pump, a heat pump equipped with only a hot water supply function was to be developed.

Having learnt from experience, the development of TS-HPWH for commercial use in hotels and other facilities was conducted from 1990 to 1996. A prototype was made as shown in Fig.4. In order to produce this on a commercial basis, collaborative development with a manufacturer and a general contractor was initiated. The collaboration resulted in a basic system for commercial use and the development of its elemental technology. Unfortunately, a commercial system did not materialize because of issues surrounding Fluorocarbon. The developed system was very good from a technical standpoint, particularly because it was designed specifically for hot water supply. Nevertheless, the development was run at an inopportune time.

Thus, two collaborative developments were conducted, but neither resulted in commercial products. Two younger colleagues joined us, so four employees now worked on the R&D project at CRIEPI, with some funds invested in the ongoing project. Accordingly, R&D of heat pumps was under increasing pressure in-house, with questions being asked as to the progress of our heat pump research.



Heating capacity 150kW, installed in 1991

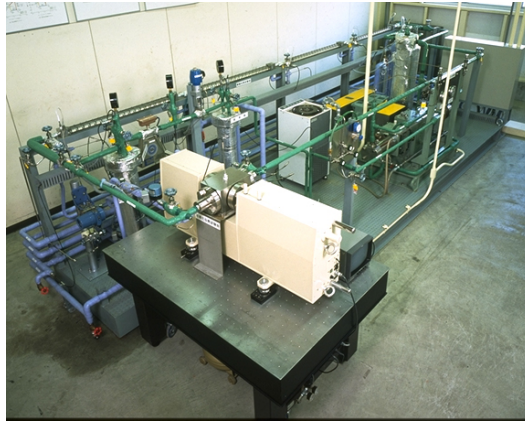
Fig.4 Prototype of two-stage compression system for business use

3. Investigation of natural refrigerants and encounter with CO₂ refrigerant

One of the main reasons for the failure of the commercialization of the two-stage compression system for commercial use was an issue surrounding the use of fluorocarbon refrigerants. At that time, CFC-12 was used for two-stage compression systems, and generally, refrigerants in the HFC family had become promising alternatives to conventional refrigerants in Japan and the United States. In Europe, the move was toward examining natural refrigerants. Considering these facts, in 1993 our investigation turned towards the idea of examining natural refrigerants from a long-term viewpoint.

Among natural refrigerants, CO₂ was focused on because it has unique properties. Basic studies began in 1995. It was confirmed that a higher COP can be theoretically obtained from CO₂ than any other refrigerant when making hot water. The reason is described in Fig. 2. It can be seen from Fig. 2(c) that CO₂ does not condense, unlike normal refrigerants, and that its temperature decreases gradually as water is heated. For this reason, irreversible loss is reduced, bringing about a higher COP than for fluorocarbon refrigerants. Though the two-stage compression system had been invented previously, the use of CO₂ enabled us to produce almost ideal hot water heating.

Back in those days, R&D of CO₂ refrigerants was already underway in Europe, but not in Japan. So a basic experiment loop for a CO₂ heat pump was designed, fabricated and installed (Fig. 5) in March 1996. At that time, there was no compressor available capable of operating on CO₂ pressure. For this reason, a company that was small in size but specialized in high pressure gas processes was found and it made the compressor for the loop. Using the experiment loop, the feasibility of the CO₂ cycle, its control method and heat transfer were investigated. As a result, it confirmed that CO₂ was a promising refrigerant for hot water supply.



Heating capacity 4kW, installed in 1996

Fig. 5 Basic experiment loop for CO₂ heat pump

4. Joint development of CO₂ heat pump water heater

In March 1998, when it had been found that the CO₂ refrigerant could be put into practical use and was a promising refrigerant for hot water supply, a sales representative from TEPCO visited CRIEPI to inquire into natural refrigerant technologies for use in air conditioning. Explaining that CO₂ was a good refrigerant for hot water supply, he understood the excellent properties of CO₂ as a refrigerant for a heat pump water heater. Consequently, in-house arrangements for the development of both companies were started. However, it is true that only a manufacturer can actually produce a product, so it was necessary to find a manufacturer to be able to participate in our development.

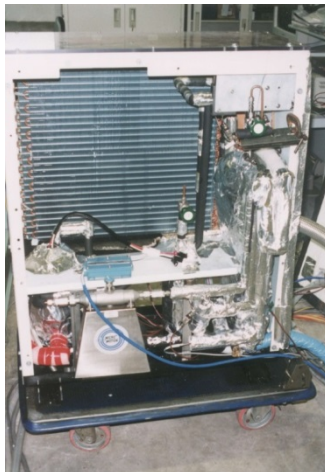
In May of the same year, 1998, an international conference on natural refrigerants was held in Europe. CRIEPI participated in the conference and made a presentation about the results of basic studies of a CO₂ heat pump. DENSO from Japan also presented the development of a CO₂ car air conditioner. While listening to the presentation, it became clear that DENSO could develop a CO₂ heat pump water heater. Numerous meetings were held at the conference, between CRIEPI and DENSO. In July, a representative from TEPCO visited DENSO and discussed a joint development project. Initial reactions were not completely positive as DENSO was a car air conditioner maker. However, once the development technology was explained, DENSO agreed to the offer. In effect, the joint development project began in October.

During the joint development, a wind tunnel for testing a prototype of the CO₂ heat pump water heater was installed in CRIEPI as shown in Fig. 6 (1999). A lot of tests on the prototype (Fig. 7) were performed using the wind tunnel. Measuring, analyzing and evaluating COP and efficiencies of elements were conducted. Development issues were abstracted and measures for performance improvements were investigated. Improved components were sent to CRIEPI by DENSO. These components were assembled, tested and evaluated, and then results were returned to DENSO. This cycle was repeated over and over again. Finally, it was confirmed that our initial goal of the developed technology could be attained.



Heating/cooling capacity 5kW, installed in 1999

Fig.6 Test chamber for prototype of CO₂ heat pump water heater



Heating capacity 4kW, installed in 1999

Fig.7 Prototype of CO₂ heat pump water heater for residential use

Anyway, after many ups and downs, the “Eco Cute” was commercialized for the first time in the world in May 2001. The saying, "third time lucky" surely applies to CRIEPI. Past experiences from the two previous failed attempts at commercialization contributed greatly to the success of this development project.

5. Conclusion

This paper has looked at the difficulties encountered prior to the advent of Eco Cute being introduced. Looking back on the development of Eco Cute, it really got started in a timely fashion with good connections between people, each of whom had their own role to play. In the end a good outcome was achieved through each of us working towards the same goal. The Eco Cute that was installed in my home is shown in Fig. 8. Taking responsibility as a developer, it was purchased in 2004 and has been used for more than 10 years. In the heavy snow of February 2014, it failed, yet after repair, it once again started to produce hot water.



Heating capacity 6kW, tank capacity 460L, 2004 model

Fig.8 Eco Cute at my home

Acknowledgements

The author would like to thank Mr. Tomoaki Kobayakawa (TEPCO), Mr. Kazutoshi Kusakari (TEPCO), Mr. Masahiko Ito (DENSO) and Mr. Hisayoshi Sakakibara (DENSO) as members of the joint development of CO₂ heat pump water heater. The author also would like to thank Dr. Teruhide Hamamatsu, Mr. Toshio Mimaki, Mr. Tetsushiro Iwatsubo, Mr. Hiromi Hasegawa and Dr. Katsumi Hashimoto as bosses or colleagues of CRIEPI.

Reference

[1] http://www.jraia.or.jp/english/excel/shipments_fy_e.xls