

産業用ヒートポンプの応用

IEA Industrial Energy-related Systems and Technologies Annex13
IEA Heat Pump Programme Annex35

第5章 Task3： 研究開発プロジェクト

目 次

1. 要約	p216
2. 導入	p224
3. オーストリア	p224
3.1 オーストリアで利用できる産業用ヒートポンプ	
3.2 オーストリアにおける研究開発プロジェクト	
3.3 文献	
4. カナダ	p236
4.1 導入	
4.2 歴史的背景	
4.3 カナダの研究開発プロジェクト	
4.4 参考文献	
5. デンマーク	p270
5.1 導入	
5.2 進行中の研究開発	
5.3 実証	
5.4 経済および他のインセンティブ	
6. フランス	p292
6.1 導入	
6.2 フランスの産業	
6.3 温度レベル	
6.4 フランスにおけるヒートポンプ：成熟、流体そして技術	
6.5 EDF R&D の研究開発活動	
6.6 現在および将来の活動	
6.7 EDF R&D における実験的テストベンチ	
6.8 技術協力：EDF および ジョンソンコントロール	
6.9 アルターエコプロジェクト	
6.10 パコプロジェクト	
6.11 展望	

7. ドイツ	p307
7.1 シュトゥットガルト大学エネルギー経済およびエネルギーの使用の 合理化研究所	
7.2 テルメアエネルギージュステーメ（熱エネルギーシステム）	
8. 日本	p326
8.1 日本における産業用ヒートポンプ技術の概要	
8.2 高温ヒートポンプ	
8.3 高温ヒートポンプのための低 GWP の調査とそれらの熱力学的サイクル 性能に関する基礎的解析	
8.4 蓄熱技術の産業応用	
9. 韓国	p371
9.1 産業用ヒートポンプの研究開発の背景	
9.2 韓国の研究開発プログラム	
9.3 ヒートポンプ研究開発の事例	
10. オランダ	p383
10.1 TKI- ISPT 革新プログラム	
10.2 再生可能加熱冷却に関する欧州技術プラットフォーム (RHC-Platform)	
10.3 技術開発	
10.4 進行中の研究開発プログラム	
10.5 蒸留塔に組み込まれたヒートポンプ	
10.6 参考文献	

第5章 Task 3

1. 要約

オーストリアでは、すでに少数の既存のヒートポンプが産業に応用され、この話題の関連は、オーストリアで成長している。

いくつかの国内生産者が産業用ヒートポンプをすでに提供している事実に加えて、オーストリア研究開発ヒートポンプ・コミュニティは、産業応用に適した高温ヒートポンプにちょうど関心がある。

オーストリアのチームは、六つのメーカーが 1MW までの能力で、ヒートシンクの最高温度が 98℃以下で、ヒートポンプを提供することを明らかにし、3 つの関連したプロジェクトについて記述している。

Table 1-1: オーストリアにおける研究開発プロジェクト

プロジェクト	システム	状況	加熱能力	供給温度	冷媒
プロセスへの供給のための排熱のアップグレード（昇温）	ハイブリッド（吸収／圧縮）	プロトタイプ	25 kW	85 °C	NH ₃ -LiNO ₃ および他の組み合わせ
冷凍目的のための産業用排熱の利用	吸収	シミュレーション	-	100 °C	NH ₃ -H ₂ O および他の組み合わせ
煙道ガス凝縮熱の昇温	直接膨張	実験的解析のための試験装置		-	-

カナダの研究開発計画は、建物の家庭用給湯および、または、産業加熱目的のための熱を供給するため、比較的中小規模の産業の生産施設から低質な排熱を回収することに集中している。

この目的は、適切な品質レベル、流量および温度で、十分な量の廃熱を提供することができる、いろいろなエネルギー集約型の産業のプロセスにおいて、数種類の産業用ヒートポンプを適切に設計し、プロセスに組み込み、運転することである。

すべてのこれらのプロジェクトは、将来の要求、例えば、中小規模の産業プロセスのエネルギー強度の低減および環境的熱汚染の縮小に対応することを目的とした。

表 1-2 : カナダの研究開発計画

プロジェクト	システム	状況	能力	供給温度	冷媒
熱駆動エジェクタ	蒸気圧縮式	ラボテストベンチ	9 kW (冷却)	10 °C	R-134a
二相流エジェクタ	蒸気圧縮式	ラボテストベンチ	—	—	—
CO ₂ エジェクタ冷凍	エジェクタ冷凍	実証試験, ラボプロトタイプ	—	-5°C	CO ₂
CO ₂ 遷臨界ヒートポンプ	2 段圧縮	シミュレーション, ラボシステム, 計測プロジェクト	100 kW	85°C	CO ₂
アンモニアヒートポンプ	単段圧縮	ラボプロトタイプ	~ 48 kW	85 °C	NH ₃
	2 段圧縮	シミュレーション	2.7 MW	90 °C	—
カスケードヒートポンプ	2 段圧縮	シミュレーション	27.2 kW	84.6 °C	R-134a, R-1234yf
機械式蒸気圧縮	機械式蒸気圧縮	産業プラントにおける試験	—	—	—
低温乾燥	圧縮	ラボスケール	5.6 kW (圧縮機, 公称電気入力)	—	—
高温乾燥	圧縮	産業規模プロトタイプ (2 ユニツと)	65 kW (圧縮機, 公称電気入力)	—	R-236fa

産業プロセスにおけるヒートポンプ使用の潜在的で技術的な必要条件の概要を得るために、2つの評価報告書が、デンマークのために2013年に発表された。2つのレポートは異なるアプローチで実行され、これは、結果が100%比較し得るものでなくて、決定的でないことを意味している。しかし、両方のレポートは、産業における可能性の良い徴候を与える。

最初のレポートは、一般の産業の余剰熱および、内部と外部の両方の異なる方法における利用の可能性を考慮している。技術的かつ経済的な障害が考慮される。第2のレポートの焦点は、同じプロセスで熱が回収され、利用される異なるプロセスにおいて、ヒートポンプを使うことに関して、より詳細である。産業廃熱の外部の利用は、考慮されない。可能性が、180℃までの温度要求のプロセスに対して評価され、それぞれ20K、40 K、70Kの温度上昇に分類される。そして、180℃の温度要求と20Kの温度上昇は、熱源が160℃であることを意味し、70Kの温度上昇は熱源が110℃であることを意味する。

両方のレポートは大多数の可能性が100℃より低い温度を必要とすることを示し、出口温度は、ほとんどの場合、技術的障害ではないことを意味する。

この評価は、温度を20K上昇させるだけのヒートポンプに対して、若干の可能性あることを示し、熱能力がMW級であっても、高いCOP値が可能であることを意味する。

この二年間に、大規模ヒートポンプを織り込んだ、いくつかの実証プロジェクトがあった。そして、それらは主に、遷臨界CO₂または高圧アンモニアシステムだった。その際に、研究開発は、水蒸気システムやアンモニア／水ハイブリッドプロセスの分野にもある。3つの実証プロジェクトは、産業目的に関連する。

表 1-3 : デンマークの研究開発計画

プロジェクト	システム	状況	能力	供給温度	冷媒
新規のターボ圧縮機によるエネルギー効率に優れた乾燥	水蒸気圧縮のための Rotrex ターボ圧縮機	産業的实施 - 木材乾燥	446 kW	-	蒸気
		産業的实施 - 魚骨粉	~2.2 MW	100 °C	蒸気
超高温ハイブリッドヒートポンプ	ハイブリッド（圧縮／吸収）	理論的研究	-	180 ~ 250 °C	NH ₃ -H ₂ O および異なる組み合わせ
孤立系エネルギーチャージ (ISEC) による高効率熱力学サイクル	ISEC 概念は 2 つ以上のタンクからなる。一つのタンクは加熱される一方、他のタンクは熱を放出する。	プロジェクトはちょうど始められたばかりである。期間は 3 年間である。	-	-	-

フランスでは、ここ数年、ヒートポンプに関する関心が回復した。

最近では、産業用 (> 100 kWth) 高温 (> 80°C) ヒートポンプ、そして、より高温 (> 100°C) のヒートポンプが開発されてきた。現在、フランスの産業では、高温またはより高温のほんの少しのクローズドサイクル機械式ヒートポンプが組み込まれているが、興味と照会は増え続けている。EDF の研究開発は、3 つのプロジェクトに集中している：

Table 1-4: フランスにおける研究開発プロジェクト

プロジェクト	システム	状況	能力	供給温度	冷媒
AlterECO プロジェクト	より高温のヒートポンプ、HFC-混合冷媒	実験的試験 2011 年 産業的試験 2014 年	250 kW	140°C	ECO3 (商標名)
EDF/JCI 技術協力	高温ヒートポンプ	実験的試験 2010 年	700 kW	100°C	R134a R245fa
PACO プロジェクト	より高温のヒートポンプ、水冷媒、磁気軸受けの遠心式圧縮機	実験的試験 2012/13 年	700 kW	140°C	水

以下に示す種々の商業的障害にもかかわらず、フランスでは、2020 年までに少なくとも 1500 台の産業用高温ヒートポンプの設置が期待されている：

- ヒートポンプに関する知識と経験の不足
- それらの使用の初期に十分に設計されなかったモデルに起因するヒートポンプの否定的な認識
- 不安定なエネルギー価格

ヒートポンプの組み込みは、以下に示す、熱エネルギー貯蔵および様々な利点により最適化される：

- ヒートポンプは定格点で運転される
- 熱需要はより小さいヒートポンプで賄うことができ、投資も抑えることができる。

ドイツのヒートポンプメーカーと ANNEX 35/13 のパートナーは産業用ヒートポンプのための幾つかのプロジェクトを明らかにした：

Table 1-5: ドイツの、およびドイツのパートナーからの研究開発プロジェクト

プロジェクト	システム	状況	能力	供給温度	冷媒
NeatPump	高圧力圧縮	チョコレート工場におけるプロジェクト	-	90 °C まで	NH ₃
-	高圧力圧縮	製紙工場ほかにおけるプロジェクト	14 MW まで	90 °C まで	NH ₃
-	二段圧縮	工場に設置	n. a.	100 °C	R-134 / R-600a
ビール醸造	単段圧縮	工場に設置	54 kW	120 °C	R-600a
部品洗浄システム	圧縮	工場にプロトタイプを設置	~ 55 kW (at 50 Hz)	100 °C	R-245fa
thermeco2	CO ₂ 遷臨界サイクルヒートポンプ	工場に設置	1 MW まで	90 °C	CO ₂

高温応用のための新しい冷媒に関する研究もまたドイツで行われている。有望な候補は LG6 と MF2 である。

日本は産業用ヒートポンプをクローズドサイクル機械式、オープンサイクル機械式蒸気再圧縮、オープンサイクル熱式蒸気再圧縮、そして、クローズドサイクル吸収式ヒートポンプの四つのタイプに分類している。90°Cの温水を 72kW の加熱能力で供給できる CO₂ 遷臨界サイクル空気熱源ヒートポンプは日本で商品化され、日本だけでなく、韓国、台湾、インドネシアその他でも販売されている。100°Cの温風を 110kW の加熱能力で供給できる CO₂ 遷臨界サイクル水熱源ヒートポンプも、また、日本で商品化されている。

Table 1-6: 日本における研究開発プロジェクト

プロジェクト	システム	状況	能力	供給温度	冷媒
2 元サイクルヒートポンプ	カスケードサイクル	商品化	35 kW	70 °C	R-410A / R-134a
ヒートポンプ蒸気供給システム（水熱源—加圧水加熱）	二段圧縮	工場に設置	370 kW	120 °C	R-245fa
	単段圧縮	工場に設置	660 kW	165 °C	R-134a / R-245fa
循環水加熱のためのヒートポンプ	カスケードサイクル	工場に設置	14 kW	90 °C	R-410A / R-134a
排熱回収ヒートポンプ給湯機	2 段遠心式圧縮	工場に設置	376 to 547 kW	90 °C	R-134a

蓄熱技術の産業応用に加えて、高温ヒートポンプのための低 GWP 冷媒の調査と熱力学的サイクル性能もまた日本で実施された。すでに実用化されたものを含む、最近の蓄熱技術が紹介された。

韓国では、全エネルギーの 60%以上が産業応用のために消費される。産業分野における最終エネルギーの大きな部分は、熱を発生させることか、工業プロセスに必要な原料として供給される。それで、多くの活動が、一次エネルギー消費と温暖化ガス放出を低減することを目的として、効率を改善する、または、先進的なプロセスを作るためになされた。そのような活動の主な方向性は次の通りである。

- 再生可能エネルギーを伴うハイブリッド化熱源による産業プロセスからの排熱の利用（温室効果ガスと製造コストの低減）
- プロセスに直接使用し得る温水の製造
- 以前は無視されてプロセスの一部となっていた先進的な産業プロセスへのヒートポンプ応用の展開

このような状況の下、産業用ヒートポンプの応用は、今日、会社だけではなく政府機関からも多くの関心を得ている。韓国におけるヒートポンプ研究開発はエネルギー効率資源プログラムに分類される。プログラムの範囲は、2006-2015 年の間に、エネルギー・資源技術の開発のために、政府枠組み計画の目的の効果的な達成を確実にすることになっている。そこで、重要な部分はエネルギー保存、ヒートポンプ、マイクロコージェネ、建築エネルギー、エコカー、クリーン燃料、エネルギー装置、産業プロセス、CCS とエネルギー資源である。

Table 1-7: 韓国における研究開発プロジェクト

プロジェクト	システム	状況	能力	供給温度	冷媒
排熱による給湯ヒートポンプ	ハイブリッド圧縮/ 吸収	プロトタイプ	30 kW	90℃以上	NH ₃ /H ₂ O
煙道ガスからの熱回収を伴うヒートポンプシステム		食品工場における実証	100 kW	60 °C	-
地中熱ヒートポンプ	圧縮	工場に設置	1000 RT	-	R-410A
2 温度下水熱回収二重効用吸収式ヒートポンプ	二重効用吸収式	プロトタイプの性能試験	-	70 °C	-
太陽熱利用ハイブリッドヒートポンプ	-	ラボテスト	13 kW	-	-

オランダにおける産業プロセスの革新に関する研究開発は、大部分は、ISPT 革新プログラムを通して経済情勢省に支えられている。このプログラムにおける主要なプレイヤーはオランダのプロセス産業、デルフト工科大学、オランダエネルギー研究センターである。鍵となる技術の一つとしてのヒートポンプ技術への関心は、論理的で、基礎研究から始めて、現在は、実証段階に達した長い実績がある。

したがって、蒸留ヒートポンプ技術における新しい発展は、より高い経済性の範囲における新規のヒートポンプおよび新しい熱統合の形を目指すものである。

オランダにおいて、これらの開発は以下の通りである：

- オランダエネルギー研究センターにおける熱音響ヒートポンプ
- デルフト工科大学における圧縮再吸収ヒートポンプ
- 吸着ヒートポンプ
- デルフト工科大学における熱統合蒸留塔

2. 導入

IEA HPP IETS Annex「産業用ヒートポンプの応用」の主要なプログラムの一つは、産業がエネルギー資源をより効率的に使用することを支援するために、ヒートポンプ技術を開発し、進めることである。これは、プロセス効率を向上させることと、産業生産プロセスにおいて放出された廃棄エネルギーを回収して再利用することの両方においてヒートポンプを使用することを意味する。これは、産業の必要条件を満たすために、産業における廃棄エネルギーのより効果的で無駄のない回収、産業部門の中で適切なヒートポンプの適用の特定とヒートポンプ技術のその後の開発のために、研究、開発およびプロトタイプ試験を促進すべきである。システム研究に加えて、性能向上とコスト低減が得られるであろう、冷媒と構成要素開発プログラムを含む高温ヒートポンプが、支援されなければならない。以下の参加国/組織における研究開発計画は、Annex にとって興味深い：

3. オーストリア

オーストリアの既存の産業用ヒートポンプは少数であるにもかかわらず、この話題の関連は、オーストリアで大きくなっている。幾つかの国内メーカーは産業用ヒートポンプを売り出していることに加えて（3.1 章参照）、オーストリア研究開発共同体は、産業応用に適した高温ヒートポンプに集中している（3.2 章参照）。

3.1 オーストリアにおいて有効な産業用ヒートポンプシステム

この章では、オーストリアのヒートポンプ市場の選別に基づいて、オーストリアのメーカーにより、現在の最新鋭の有効な産業用ヒートポンプについて述べる。

この選別によれば、50kW から 1,000kW の加熱能力を持つ、標準化されたものだけでなく、カスタマイズされた蒸気圧縮式ヒートポンプが、排熱回収と商業用ビルにおける使用のために、幾つかのオーストリアのヒートポンプのメーカーによって、売り出されている。

これらのヒートポンプは、通常、低い熱利用側温度差（10K）で、60°Cまでの、あるものは、98°Cまでの、温度レベルを供給するために設計されている。さらにまた、吸収チャラーがオーストリアのメーカーによって提供され、それは産業の冷凍目的のための排熱の利用を可能にする。表 3-1 は、オーストリアの産業用ヒートポンプ・メーカーの典型的な概要を示す。

表 3-1：オーストリアの産業用ヒートポンプ・メーカーの概要（2013 年 11 月現在）（完全には保証しない。）

メーカー	種類	能力	冷媒	最高出力温度
IDM-Energiesysteme GmbH	蒸気圧縮式	50～500 kW	R-134a	65 °C
OCHSNER Wärmepumpen GmbH	蒸気圧縮式	100～300 kW	Oko1 “	< 98 °C
HELIO THERM Wärmepumpen GmbH	蒸気圧縮式	49～134 kW	R-134a	60 °C
FRIGOPOL Energieanlagen GmbH	蒸気圧縮式	最大 1MW	R-717, R-723, R-236fa etc.	> 70 °C
COFELY Kältetechnik GmbH	蒸気圧縮式	100～700 kW	R-134a, R-717, etc.	< 80°C
PINK GmbH	吸収式	20 kW (冷却能力)	NH ₃ /H ₂ O	冷却応用

IDM Energy Systems GmbH は、彼らのいわゆる TERRA MAX（図 3-1 参照）を提供している。それは蒸気圧縮式ヒートポンプであり、2 つまたは 3 つのスクロール圧縮機によって作動し、冷媒として R-407C または R-134a を採用し、能力範囲は 50 から 650kW である。このヒートポンプは 65°C 以下の熱利用温度で有効である。[IDM, 2013]



図 3-1: Terra Max 130 の基本構造[IDM, 2013]

COFELY Kältetechnik 社は、家庭と産業のための蒸気圧縮式チラーとヒートポンプを提供している。COFELY は、彼らのチラーから、直接、または、クローズドサイクルの、または付加的なヒートポンプ（R-134a、R-717 その他）によって、排熱を回収する可能性を提供している。排熱を昇温させるために、Cofely は、産業応用のための、1MW までの加熱能力のための半密閉レシプロ式圧縮機あるいはスクリー式圧縮機を用いて、熱源温度

35℃まで、熱利用温度 65℃までの条件で、150～700kW の加熱能力を持つ、それらのポートフォリオにおける産業応用のための、標準的な R134a クローズドサイクル蒸気圧縮式ヒートポンプを持っている。さらにまた、Cofely は、50 から 750kW の加熱能力のためのレシプロ式圧縮機とおよそ 1MW までのスクリー圧縮機を備えた、同時加熱冷却のための産業応用に対する R-717 圧縮式ヒートポンプを提供している。[Cofely, 2013]

商業ビルまたは産業における種々の応用のために、OCHSNER GmbH は、能力が 100 から 960 kW までの半密閉コンパクト圧縮機を備えたヒートポンプのシリーズを提供している。Ochsner は、65℃までの熱利用温度に対して、R-134a, R-407C あるいは商業的冷媒を用いている。加えて、Ochsner は、産業応用のためのヒートポンプを、例えば、“Toppump”として、提供している。高温の応用のために、Ochsner は、標準的なヒートポンプを提供している。それは、5 から 10 K の熱利用側の小さな温度差で、排熱を 40℃の温度レベルから 98℃まで上昇させる。Ochsner によって “Öko1” と呼ばれる冷媒は、不燃性かつ非毒性であるため、高温レベルにおいて、適当な圧力レベルを提供する。[Ochsner, 2013]



図 3-2: 高温ヒートポンプ [Ochsner, 2013]

有効な排熱温度レベルに従って、Ochsner は 2 種類の高温ヒートポンプを、それらのポートフォリオにおいて、提供している。これらは、10℃より高い熱源温度のための 2 段ヒートポンプ(IHWSS, 図 3-3 参照) と呼ばれる、基本的にカスケードプラントであるものと、もう一つは、35 °C から 55 °C までの熱源温度のための単段圧縮ヒートポンプ(IHWS, 図 3-4 参照) と呼ばれる、エコノマイザサイクルとして設計されているものである。

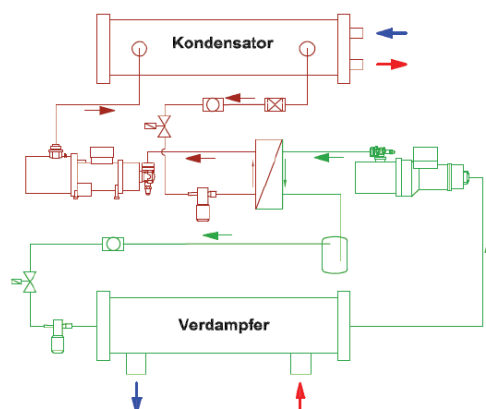


図 3-3: Ochsner 高温ヒートポンプのフロー図
型式: IWHSS 二段 -カスケードサイクル [Ochsner, 2013]

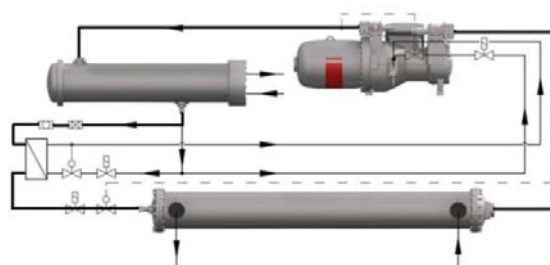


図 3-4: Ochsner 高温ヒートポンプのフロー図
型式: IWHS 単段 - エコマイザーサイクル [Ochsner, 2013]

オーストリアのヒートポンプメーカーHeliotherm Wärmepumpen GmbH は 産業および商業ビルへの応用のための熱利用温度が 60℃までの加熱能力が 139kW の標準化されたヒートポンプ(図 3-5 参照)を提供している。



図 3-5: Heliotherm の産業応用のためのヒートポンプ[Heliotherm, 2013]

オーストリアの会社である Frigopol Energieanlagen GmbH は、R-717, R-723 あるいは他の冷媒の圧縮機と冷却、および、または、加熱応用のための 1 MW までの能力で、異なる圧縮機型式のカスタマイズされたヒートポンプシステムを製造している。

例えば、Frigopol (2013)は、既に、1 MW の能力で、冷媒として R-236fa によって作動する地域熱供給への応用のためにカスタマイズされたプラントを引き渡している（図 3-6 参照）。Frigopol は、また、産業応用のための 100℃までの高温ヒートポンプ革新的研究開発プログラムを実行している。（3.2.1 章参照）



図 3-6: R236fa 高温ヒートポンプ [Frigopol, 2013]

PINK GmbH は、太陽熱、または、70℃以上の産業排熱によって駆動される、冷却能力約 20 kW の吸収式チラー(図 3-7 参照)を提供している。PINK からの実際の吸収式チラーはアンモニア／水を作動物質の組合せとして用いた単段プラントである。 [Pink, 2013]



図 3-7: Pink チラー PC 19 [Pink, 2013]

3.2 オーストリアにおける研究開発プロジェクト

スクリーニング調査は、産業排熱の回収に適したヒートポンプシステムの異なるトピックスを調査するプロジェクトがオーストリアにあることを示している。この章では、三つの関連したプロジェクトが記述される。一つのプロジェクトは、プロセス熱供給（3.2.1 章参照）のための排熱の昇温のための概念を、また、一つのプロジェクトは、冷凍目的（3.2.2 章参照）のための産業排熱の利用のための概念を、また、一つのプロジェクトは、煙道ガス凝縮熱（3.2.2 章参照）の昇温のための概念を調査した。

3.2.1 ハイブリッド（吸収／圧縮）ヒートポンプシステム

19 世紀後半以来、吸収／圧縮ヒートポンプシステムの概念が知られている(Osenbrück, 1895)。ある技術的困難のために、概念が、商業的な大きな規模では、今日まで実現されなかった。一般に、このシステムは、図 3-8 に示すように、蒸気圧縮サイクルと吸収溶液サイクルの組み合わせである。

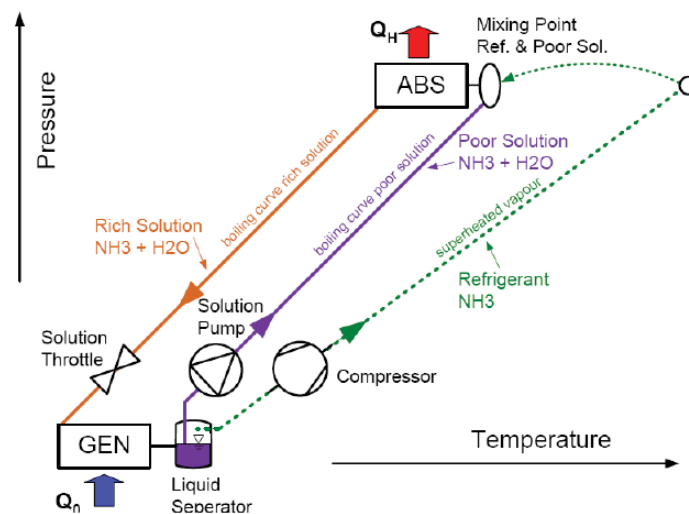


図 3-8: 溶液 (温度 - 圧力) 線図における吸収／圧縮ヒートポンプシステム [Moser, Zotter, Rieberer, 2011]

図 3-8 に示すように、低圧レベルでの気液分離器からの冷媒蒸気は電動圧縮機により高い圧力レベルまで圧縮される。高圧冷媒蒸気は、吸収器(ABS)の内部で低濃度の液と混合され、高温レベルの熱利用側への吸収熱の排出によって完全に吸収される。

吸収器(ABS)からの高濃度溶液は再生器(GEN)への絞り弁で膨張する。

低温レベルにおける熱源からの熱供給のために、冷媒蒸気は、再生器(GEN)において、脱着する。低圧レベルにおける残りの低濃度溶液は、電動溶液ポンプによって高圧レベルの吸収器(ABS)の中に注入される。一方、冷媒蒸気は圧縮機で圧縮される。

吸収／圧縮ヒートポンプは高温応用に適している。純粋冷媒の代わりのある一対の作動物質の使用によって、吸着と脱着の圧力レベルを、循環量比率（溶液流と冷媒流の比率）をそれぞれ変化させることによる溶液濃度の変化により、調整され得る。吸収／圧縮ヒートポンプは、蒸気圧縮式ヒートポンプと比べて、幾つかの長所がある。:

- 蒸気圧縮式ヒートポンプと比べて中くらいの圧力レベルで、熱利用側出口で高い温度が可能である。例えば、熱利用側の 100 °C 以上の温度が、(蒸気圧縮式ヒートポンプにおける) 純粋アンモニアに対する 62 bar より高い圧力レベルの代わりに、アンモニア／水に対する 20 bar より低い高圧圧力で、達成され得る。
- 再生器と吸収器において生ずる温度すべりが、循環量比率の変化によって、有効に必要な外部温度すべりに従って、変化し得る。この事実は、熱交換器における低い不可逆性によってより高い成績係数が得られる（ローレンツ・プロセス）。
- 吸収／圧縮ヒートポンプは高い温度上昇に適しており、熱と冷凍の同時生産が見込まれる。

技術的な見地から、もし、油潤滑の圧縮機が用いられるならば、一對の作動物質と油が高温で両立でき、油戻りのための準備が考慮されなければならない、そして、それは蒸気圧縮式ヒートポンプの場合より複雑であるため、油の管理は問題になり得る。従来の油潤滑圧縮機の使用は、高い吐出温度と油の熱的安定性のために制限される。非常に高い圧力比において、多段圧縮が、より高い成績係数のために考慮されなければならない。最後に、制御システムのより高い複雑さは、より複雑なシステム設計から生じる。

Annex 35 のための仕事の範囲で、熱工学研究所において、ハイブリッド吸収／圧縮ヒートポンプサイクルのための異なるシミュレーションモデルが、一對の作動物質であるアンモニア/水のために組み立てられた。詳細な調査のための一例として、若干の結果が、図 3-9 に示される。単段 Osenbrück サイクル（溶液熱交換器付、図 3-10 参照）の循環量比率（ f 、式 2 参照）に対する成績係数（ COP_H 、式 1 参照）と高圧レベル（ P_{high} ）が、図 3-9 に示される。図に示す通り、高圧レベルは循環量比率の変化によって調節され、そして、それは、 COP への影響がある。

$$COP_H = Q_{ABS} / (P_{Compressor} + P_{Solution Pump}) \quad (\text{式 1})$$

$$f = m_{Solution Pump} / m_{Compressor} \quad (\text{式 2})$$

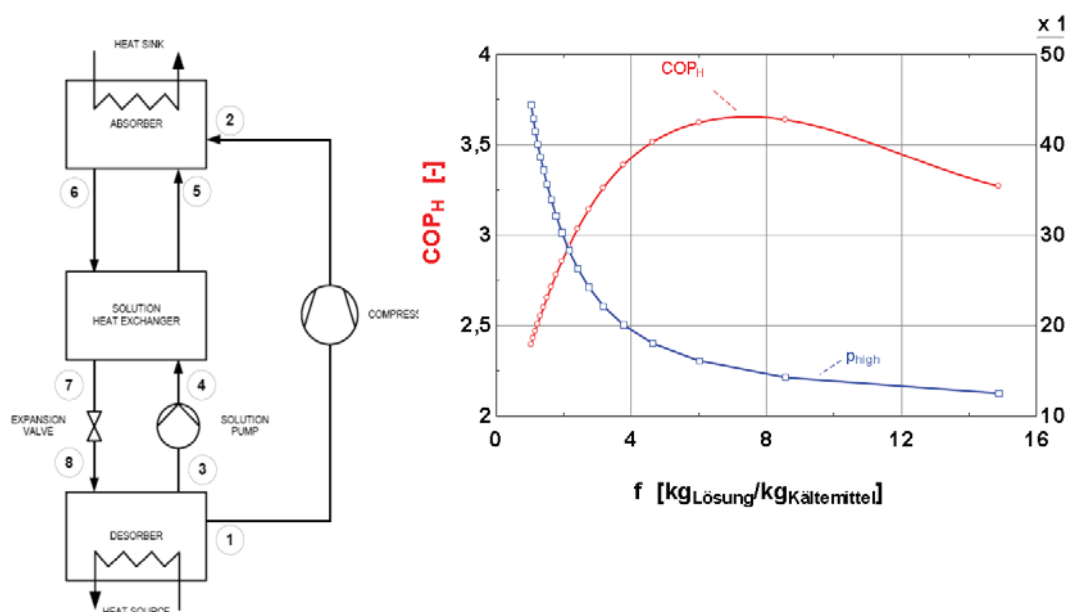


図 3-10:
ハイブリッド NH₃/H₂O ヒートポンプ
(Osenbrück サイクル), (Nordtvedt,
2005)

図 3-9:
シミュレーション結果 - COP_H & p_{high}
vs. f , $p_{low} = 2 \text{ bar}$, $t_{source,ex} = 40^\circ\text{C}$,
 $t_{sink,ex} = 85^\circ\text{C}$, [Vehovec et al., 2013]

近年では、ハイブリッドヒートポンプシステム（HHP）として一般に知られている吸収/圧縮ヒートポンプに関する研究活動が増加している。それでも、商業的に利用できる HHP を供給する会社は、ほんのわずかである。例えば、ノルウェーからの“Hybrid Energy AS”は、図 3-11 に示すように、数百 kW の加熱能力を持ち、カスタマイズされたアンモニア/水・吸収/圧縮ヒートポンプを提供する。



図 3-11: 二つのハイブリッドヒートポンプ“Hybrid Energy AS”
加熱能力 左: 300 kW, 右: 650 kW [Nordtvedt, 2009]

オーストリアの資金提供機関「FFG」（プロジェクト No. 834614）によって、財政的に支援する、オーストリアの研究プロジェクト「HyPump」においては、プロジェクト・パートナーである IWT（グラーツ工科大学）、AIT および Frigopol（オーストリアの圧縮機とヒートポンプのメーカー）が、小規模の応用（およそ 25 kW）のために、コストを最小にするために標準化された構成要素だけから構成される、ハイブリッドヒートポンプを開発する。これは、このプロジェクトの主要な狙いが産業排熱回収のための高温ヒートポンプを開発することであり、高い市場性を達成するため、短い費用回収期間を要求するためである。「HyPump」プロジェクトの中で、異なる一対のアンモニアベースの作動物質が調査され、お互いに比較される。純粋なアンモニア気相が油潤滑圧縮機と冷媒蒸気における水分アンモニア／硝酸リチウム($\text{NH}_3\text{--LiNO}_3$)が選ばれた[Hannl & Rieberer, 2014]。プロトタイプ機を組み上げるため、システム設計問題ための解決方法が詳細に解析されるだけでなく、例えば、一対の作動物質と設計境界条件の変化を用いて、異なるシステム形状が研究された。試験装置の実際の設計が図 3-12 に示される [Hannl & Rieberer, 2014]。



図 3-12: 吸収／圧縮ヒートポンププロトタイプ機@ IWT [Hannl & Rieberer, 2014]

3.2.2 吸収式ヒートポンプシステム

吸収式ヒートポンプシステム(AHP)は、排熱の温度レベルを上昇させるためだけではなく、しばしば、産業用冷凍目的のための排熱を活用するために使用される。プロセス自身とその構成要素の他に、AHP の効率とコストに関して、作動混合物が重要な役割を果たす。AHP は熱駆動ヒートポンプとも呼ばれる。それゆえに、AHP は、一方では、冷却用のための、例えば、かまどや空気圧縮機などからの、 60°C 以上の温度レベルの排熱によって駆動される。他方では、AHP が、例えば、 160°C の水蒸気で駆動され、例えば、地域熱供給のための、煙道ガスの凝縮熱を用いるため、排熱の温度レベルを 60 から 90°C へ昇温させることができる。種々の作動混合物が研究されてきたが、 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ と $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ の二つだけが、商業的に有効である。産業冷凍応用は、ほとんど、 0°C 以下の蒸発温度が必要であるため、 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ AHP プロセスは、グラーツ工科大学の熱工学研究所における産業応用のための焦点が当てられている。図 3-13 は、圧力／温度線図における単段の $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ AHP プロセスを示す。

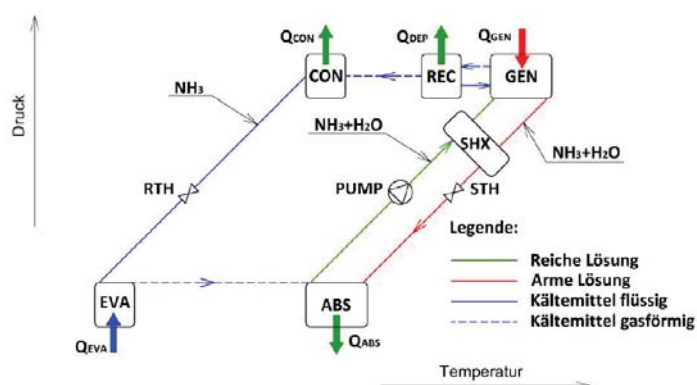


図 3-13: 圧力／温度線図における単段の $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ AHP プロセス [Kotenko, 2012]

NH₃/H₂O AHP プロセス（図 3-13 参照）は、次の条件（パラメータ）で、ソフトウェアプログラム ASPEN Plus を用いて、熱力学的シミュレーションによって、解析されてきた：

冷却水入口／出口温度 20/25℃ および 25/30℃

冷水入口／出口温度 +2/-1℃

冷却のための成績係数 COP_c の計算値が、図 3-14 における温水入口温度（希釈溶液の温度に影響する）に応じて示されている。明らかに、低い温度上昇（青い線）における COP_c の最大値は、再生器出口温度 80-100 °C の範囲内にあり、約 0.69 である。高い温度上昇（緑の線）では、COP_c の最大値は、約 0.62 であり、より高い再生器温度 95-100 °C における熱を必要とする。排熱温度の下降（80-85°C まで）によって、NH₃/H₂O 吸収式ヒートポンププロセスの使用は、低い温度上昇において効率的である。

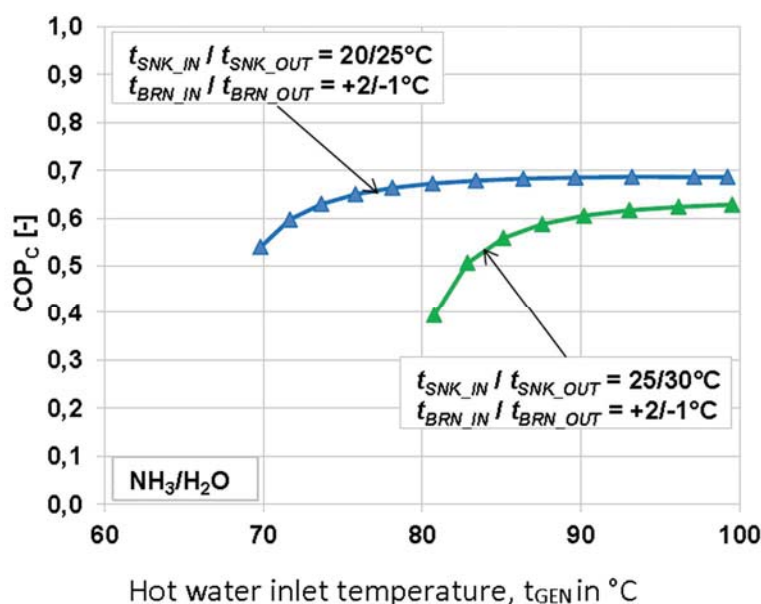


図 3-14: NH₃/H₂O 吸収式ヒートポンププロセスのための冷却成績係数 COP_c
 冷却水入口／出口温度：20/25 °C および 25/30 °C、ブライン入口／出口温度：+2/-1 °C
 [Rieberer et al., 2012]

アンモニア／イオン性液体プロセス

この数年、NH₃/H₂O 作動混合物（すなわち精留の必要）の若干の欠点を解決するために、吸収材としてのイオン液体（IL）の使用が提案されてきた。

一般に、IL は、100°C 以下の融点で完全にイオン（陽イオンと陰イオン）から成る物質として、文献に記述されている。

グラーツ工科大学熱工学研究所において、2つのイオン液体（[bmim][BF₄]および[bmim][PF₆]）による NH₃/IL 吸収式ヒートポンププロセスは、分析されて、上述の NH₃/H₂O 吸収式ヒートポンププロセスと比較された。冷却 COP の計算値が図 3-15 に示される。両方

のイオン液体による吸収式ヒートポンププロセスの効率は、 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 吸収式ヒートポンププロセスのそれより低い。低い再生温度では、イオン液体によるプロセスの冷却 COP の低下が見られる。これは、高濃度および低濃度の溶液における NH_3 の濃度の間の低い差、したがって、高い特定の溶液流量（高濃度溶液の流量と冷媒の流量との比率）によって生ずる。

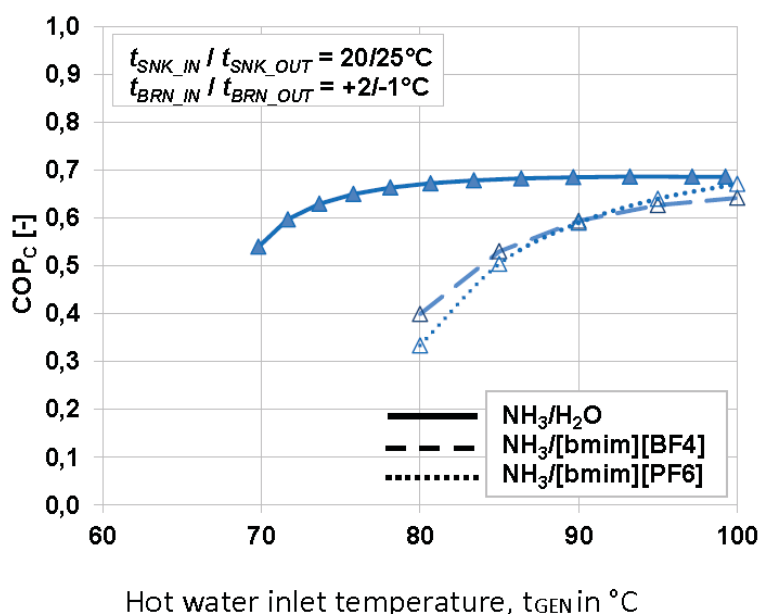


図 3-15: 再生器出口温度に依存する冷却 COP の計算値の比較
作動混合物 : $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3/[\text{bmim}][\text{BF}_4]$ および $\text{NH}_3/[\text{bmim}][\text{PF}_6]$
[Rieberer et al., 2012]

一般に NH_3/IL 吸収式ヒートポンププロセスは、従来の廃熱を利用した産業用冷凍応用のための $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 吸収式ヒートポンププロセスに打ち勝つことはできないが、加熱応用の高い可能性があるとは結論付けることができる。

しかし、吸収式ヒートポンプは、経済的、環境的な見地から、例えば、パン焼き釜や空気圧縮機などからの、排熱を利用するための高い可能性を持っている。

3.2.3 煙道ガス凝縮熱の昇温のためのヒートポンプ

吸収式ヒートポンプやコージェネレーションシステムと同様に、ヒートポンプは、例えば、発電所やコージェネレーションシステムプラントからの煙道ガス凝縮熱の昇温に、熱供給システムの温度レベルが煙道ガスの露点温度より高い場合でも、使用できる可能性を持っている。

現在の国家プロジェクト ICON(FFG-No.: 829964, プロジェクトヘッド: AIT, プロジェクトパートナー: BIOS BIOENERGIESYSTEME GmbH, OCHSNER heat pumps GmbH, Scheuch GmbH)はヒートポンプシステムによって、バイオマスプラントの煙道ガス凝縮によって出力された熱を増加させることである。

熱回収に加えて、バイオマスプラントにおける煙道ガス凝縮のためのシステムは、1 MWth バイオマスプラントに対して典型的に、埃と白煙を減少させるための方法としてすでに知られている。実際、例えば、地域熱供給システムの有用な温度レベルは、不幸にも、煙道ガスの露点温度(50~60 °C)は加熱戻り温度よりもかなり低いので、煙道ガス凝縮には高すぎる。ヒートポンプを組み込むことによって、燃焼ガス凝縮は、全ての季節で、より効率的で、有効となる。したがって、バイオマスプラントにおけるこのヒートポンプの応用は、約 10 から 15%の必要燃料の節約をもたらし、CO₂放出の相当な低減に関連する。さらに、煙道ガスの水蒸気除去のための電力も、煙道ガス凝縮のためのヒートポンプを使用して低減することができる。結論として、バイオマスプラントにおけるこのようなヒートポンプの応用は環境的かつ経済的な大きな可能性を提供する。オーストリアのプロジェクトの範囲内で、煙道ガス凝縮に適した直膨式蒸発器や冷媒を用いたヒートポンプが開発されて、調査された(図 3-16 参照)。



図 3-16: オーストリア技術研究所における煙道ガス凝縮の実験的解析のための試験装置
[Seichter et al., 2013]

3.3 参考文献

Cofely, 2013

[http://www.cofely.info/leistungen/waermepumpen/industrie/\(02.10.2013\)](http://www.cofely.info/leistungen/waermepumpen/industrie/(02.10.2013))

- FRIGOPOL, 2013 <http://www.frigopol.com/en/home/> (02.10.2013)
- Hannl, D., Rieberer, R., 2014 ABSORPTION/COMPRESSION CYCLE FOR HIGH TEMPERATURE HEAT PUMPS – SIMULATION MODEL, PROTOTYPE DESIGN AND INITIAL EXPERIMENTAL RESULTS in Proc.:11TH IEA Heat Pump Conference, 2014, Montreal (status: paper accepted)
- Heliotherm, 2013 www.heliotherm.com/ (02.10.2013)
- IDM, 2013 <http://www.idm-energie.at> (02.10.2013)
- Kotenko, O., 2012 Potential Analysis of Alternative Absorption Heat Pumping Processes with Special Emphasis on Sodium Hydroxide as Additive – Doctoral Thesis at Graz University of Technology, Institute of Thermal Engineering, Graz, 2012
- Nordtvedt, S.R., 2005 Experimental and theoretical study of a compression/absorption heat pump with ammonia/water as working fluid; Doctoral Thesis at Norwegian University of Science and Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Refrigeration and Air-Conditioning, Trondheim, 2005
- Nordtvedt, S.R., 2009 R&D Activities at IFE on Thermal Heat Pumps; Energy Systems Department Institute for Energy Technology, IEA Industrial Heat Pump Kick-off Meeting, 2009-04-07, IEA Annex Industrial Heat Pumps

4. カナダ

4.1 導入

カナダの産業は、国全体の一次エネルギー入力のおよそ 48%を必要とする。8 つの主要な製造工業（例えばパルプと紙、主要な金属と油）により用いられる年間エネルギーは、カナダの産業 [NEB, 2008] によって使われる全エネルギーの 65%に当たるおよそ 170 万テラジュールを占める。しかし、エネルギー入力の最高 71%は、廃棄熱流（例えばスタック放出（燃焼ガスと熱気）、蒸気、プロセスガスおよび廃液）を通して、環境に放出される。最大の熱損失はパルプと紙産業（36.4%）で起こり、主要金属の製造業（23%）がこれに続く [Stricker, 2006]。

IEA-IETS Annex 13 / IEA-HPP Annex 35 [Annex 35, 2010] は、産業ヒートポンプを産業用プロセスにおける熱回収と熱の昇温に用いる中間および高い温度の熱エネルギーユニットとして定義している。これは、産業プロセスにおける熱回収のためだけでなく、産業用建物の暖房と空調のためにも使われるとも明記されている。

産業用ヒートポンプがかなり化石の燃料消費を減らすことができ、したがって、温室効果ガスの排出だけでなく、世界的な省エネルギーと産業の生産性改善に貢献できるため、カナダはいくつかの研究開発研究を始め、若干のフィールド実証プロジェクトがこれに続く。この範囲は、将来の産業と環境必要条件を満たすための適切なヒートポンプの応用を特定することであった。

カナダの研究開発計画は、一次エネルギー（電気、天然ガス、石油）の価格が比較的安く、産業会社が、特定のエネルギー消費を低減するよりも、生産効率（収益性）を改善するために研究している、特定の国家エネルギー複合体において実施されてきた。

この特別な精力的な環境にもかかわらず、理論的で実験的な研究開発作業は、特別にエジェクタを用いることにより、ヒートポンプ蒸気圧縮サイクルを改善するために実行された[Scott]。

さらに、低温で有効な液体状の産業排熱は、カナダの生産会社によって使用される全エネルギーの 25 %に当たるため、いくつかの研究開発作業は、一般に、 -5°C と 35°C の間の比較的低い温度で熱を回収して、 $85\text{--}90^{\circ}\text{C}$ までの温度で温水を生産することができる高温ヒートポンプに、いくつかの研究開発作業は集中した。[Minea, 2010]。この分野では、カナダの研究開発プロジェクトは、国の専門知識を高めることと、公共と産業における認識を改善することだけではなく、自然冷媒（例えば、二酸化炭素とアンモニア）と、ある程度知られた熱力学サイクルを使うことに、集中した。

4.2 歴史的背景

過去には、IEA HPP アネックス 9 プロジェクト（高温産業用ヒートポンプ— 1990）が、その際に行った研究開発努力の詳しい説明だけでなく、高温産業用ヒートポンプに関する状況報告書を提出した[Annex 9, 1990]。その後、IEA HPP アネックス 21（産業用ヒートポンプの世界的な環境的利益-1996）は、潜在的な産業用ヒートポンプ適用の概要を提供し[Annex 21, 1995]、産業用ヒートポンプに対する主な市場障害として、オペレーターとエンジニアの経験不足を確認した。産業用ヒートポンプ利用を低いレベルに至らしめた他の理由は、一次エネルギーの比較的低いコストと潜在的利益に関する知識の不足であった。

1995 年以前は、低温産業用ヒートポンプは、カナダで開発され、特に材木乾燥と蒸発/蒸留プロセスに加えて、乳業、家禽、精糖、ビール醸造、酒生産と魚処理を含む食品業界で使用された[Annex 21, 1995]。1993 年の末頃に、1900 以上の工場を含む 14 の選ばれたプロセスの 17%は産業用ヒートポンプを使っていた。そして、それらの 90%以上は材木乾燥であった。

2010 年の末に、ケベック（カナダ東部）、オンタリオとマニトバ（カナダ中部）とブリティッシュ・コロンビア（カナダ西部）において調査を受けた 339 の工場では、既存の産業用ヒートポンプ(26 台)の 31%が、排熱回収のために 27%が、 $14\sim 1,050\text{ kW}$ の間の冷却能力を持つ蒸発プロセスのために 8%が使用されていた[Minea, 2010]。

今日、その有名な潜在的利点（例えば、暖房のためにエネルギー消費の低減、既存のプロセスの能力増大、製品品質と工場の環境性の向上）にもかかわらず、既存の技術的に経済的に生き残れる機会と比較して、カナダで設置されている産業用ヒートポンプの数は、まだ比較的低い。

より高い資本費用と安いエネルギー価格が、潜在的利益に関する知識の不足と産業用ヒートポンプ技術に関する経験と同様に、この状況を説明するかもしれない。

4.3 カナダの研究開発プロジェクト

アネックス 35/13 のリーガルテキスト[Annex 35, 2010]に述べられた産業用ヒートポンプの定義によれば、過去 10 年の間、カナダの研究開発計画は、家庭用温水消費や産業の加熱目的を形成するために熱を供給するために、比較的小規模から中規模の産業生産設備から低レベルの排熱を回収することに集中した。この目的は、適切な品質レベル、流量、温度で十分な量の排熱を供給するため、種々のエネルギー集約産業における幾つかの形式の産業用ヒートポンプを、適切に、設計し、取り付けて、運転することであった。

この数年間、2 つのカナダの公共研究機関、すなわち CANMET エネルギー技術センター Varennes [Scott] とハイドロケベック研究所（LTE）[Minea, 2010] は、産業用ヒートポンプに関するいくつかの研究開発プロジェクトを実施した。

すべてのこれらのプロジェクトは全て、中小規模の産業プロセスのエネルギー集約と環境熱汚染の低減のような、将来の必要性に応えることを意図していた。LTE 研究所は、熱源側と熱利用側のそれぞれの温度の従来の範囲を広げることを目的とする技術に取り組んだ。この範囲は、特に、廃液からの、 -5°C 程度の低い温度における排熱回収と、例えば、 85°C までの比較的高温の熱の供給であった（図 4.1 参照）。

これらの技術は、世界的なエネルギーコストと温室効果ガスの低減に効率的に貢献する能力だけでなく、より速い産業的实施を可能にする単純さのために、理論的、かつ、実験的に研究された[Minea, 2011a; Minea, 2013]。同時冷却加熱プロセスがこれらの据付で必要とされるので、小規模から中規模の産業における適用が、病院のような大きな機関の建物と同様に、目標とされた。この範囲は、産業的熱回収のためのいくつかのヒートポンプ・サイクルを適合させ、かつ／または、改善し、それらのエネルギー面と環境面的に利点を実証し、将来の実証、かつ／または、適用プロジェクトのための産業を用意することだった。

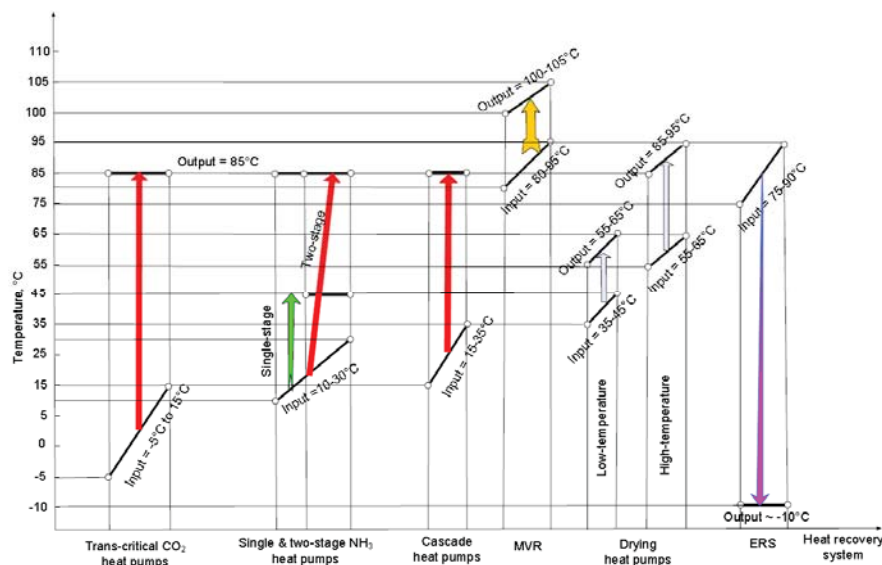


図 4-1: ハイドロケベック研究所で研究された産業用熱回収システム [Minea, 2011a; Minea, 2013]

ERS:エジェクタ冷凍システム; Input: 熱源（排熱）側熱媒体の入口温度;

MVR: 機械式蒸気再圧縮機; Output: 熱利用側熱媒体の出口温度

他方、CANMET 研究所は、その研究開発努力を、エジェクタ冷却とヒートポンプ - エジェクタシストシステムの設計とエネルギー性能の改善に集中した[Scott]。前術したように、カナダの一次エネルギー価格（例えば、電気、天然ガス、石油）は、まだ今日、他の先進工業国のそれらと比較しても、比較的低い。この現実は、たとえ可能性が巨大であるとしても、小規模および中規模の産業をヒートポンプのような熱回収技術に投資させなかった。結果として、カナダの研究開発プロジェクトは、巨大な量の低級な産業排熱を有効に使用するために、効率的で信頼性のある技術的解決法を提案することによって、むしろ将来のエネルギーと気候の危機に集中した。

4.3.1 熱駆動エジェクタヒートポンプ

熱駆動ヒートポンプシステムにおける蒸気圧縮装置としてのエジェクタの使用は過去 20 年以上に亘って、ますます関心を集めてきた[Scott]。機械式蒸気圧縮ヒートポンプシステムとは異なり、これらのシステムは電気に代わり熱によって駆動される。エジェクタは単純な装置であり、一般に、蒸気流の圧縮と同時に真空を作るのに用いられる。それらは可動部品が無く、比較的製造しやすく、従来の機械式蒸気圧縮機の比較的安価な代替に相当し、保守費用も安価である。これらの特徴は、例えば、吸収、吸着と比較しうる COP で、他の熱駆動システムに勝る利点をエジェクタヒートポンプに与えることができる。しかし、エジェクタは、大抵は 7-15 bar の比較的高圧の一次駆動蒸気を必要とする。

しかし、エジェクタは比較的高い圧力 (7-15bar) で主要な動機蒸気を必要とし、そして、それらの騒音レベルはかなり高くなる。

従来の産業用エジェクタの応用では、水蒸気が、真空と冷却の効果を生み出す駆動流体として、使われる[Ashrae, 1969]。単純なエジェクタ・サイクルの効率を改善するために、蒸気圧縮と吸収システムにおけるエジェクタの統合と同様に、より複雑なサイクルが調査された[Yu, 2006]。重要な努力は、太陽熱駆動エジェクタ冷凍システムの開発にも捧げられた[Pridasawas, 2008]。

より最近には、新しい研究作業が、より好ましい運転条件を提供し、システム効率を向上させるために、他の駆動流体を使用することの利点を示した。いくつかの HFCs (例えば、R-245fa, R-141b, R-134a and R-142b) が、自然冷媒 (例えば、ブタン、プロパンおよび CO₂) [Elbel, 2011] と同様に、代替作動流体として考慮された。典型的なエジェクタは、駆動 (一次) 蒸気 (流) を入れる一つの入口と蒸発器 (図 4.2a) から吐出された気液混合物を入れるもう一つの入口を持つ[Scott]。ノズル出口域において、一次蒸気流は、低い圧力と温度で、超音速で流れる。これは、蒸発器からの二次流をして収束部を通過させ、二次流は音速条件に達する。一定の断面積部分(b)において、超音速流と 2 次蒸気流は混合する。この混合部分における摩擦、混合損失およびショック形成は、流れを圧縮し、亜音速まで減速させる。さらにディフューザーの中で圧縮が起こり、この後、混合流れが凝縮器(c) に流れ込む [Ouzzane, 2003; Scott, 2008]。

このような単段または多段エジェクタシステムが、吸引流体を運ぶために駆動流体の圧力エネルギーを速度エネルギーに変換し、それから、速度エネルギーを圧力エネルギーに変換することにより混合流体を再圧縮するために、設計された。

適切に設計されたノズルは、低い圧力域からより高い圧力域まで高压流体を圧縮して、経済的に利用するために、彼らを圧縮するために、高い圧力の流体を経済的に利用する。典型的に、エジェクタ効率は、エネルギー出力とエネルギー入力を比較することを意味する。エジェクタは理論的な等エントロピー過程に近いので、それらの全体効率は吸い込み効率の関数として表される。駆動流体による、低速度吸い込み流体の直接吸い込みは、駆動流体にもともと存在する衝撃と乱流に起因する運動エネルギーの避けがたい損失につながる。この分数 (それは運動量の交換によって混合物にうまく送られる) は「吸い込み効率比率」(ω) と呼ばれている。そして、二次の質量流量と一次の質量流量の比率 (図 4.2b) として定義される

どのような与えられた再生器と蒸発器の温度に対しても、このパラメータは、臨界出口圧力 (p_c^*) まで一定のままである。この値を上回って、二次流れは、もはや、超音速には達せず、そして、 ω は急速に減少する。エジェクタがヒートポンプシステムにおける圧縮機として使用されるとき、それを去っていく流れは凝縮器 (図 4.3) を通過する。凝縮器の後、作動流体は 2 つの別々の流れに分けられる：一つは蒸発器に戻り、残りは、一次駆動流れを生じるために、蒸気再生器に汲み上げられる。

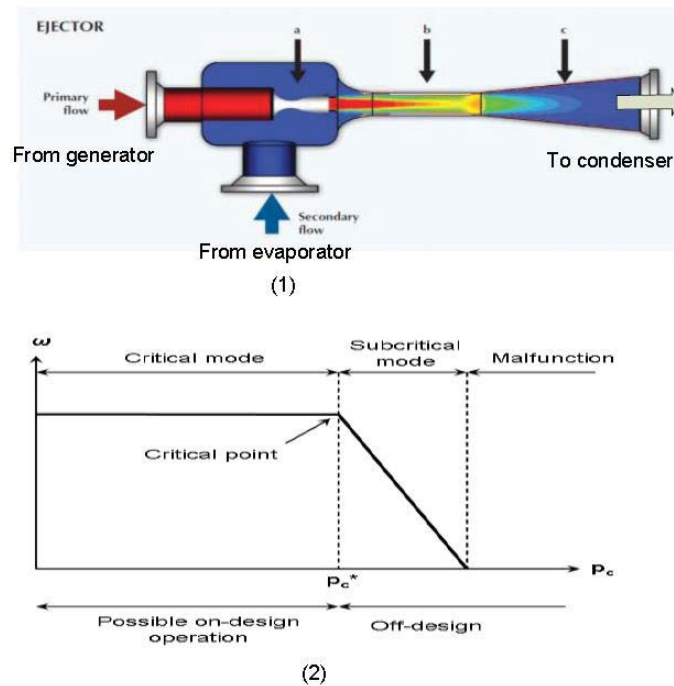


図 4-2: (1) 単相一段式エジェクタの略図; (2) エジェクタの典型的性能曲線;
 p_{c^*} : 臨界凝縮器圧力; ω : 吸い込み効率比率 [Scott]

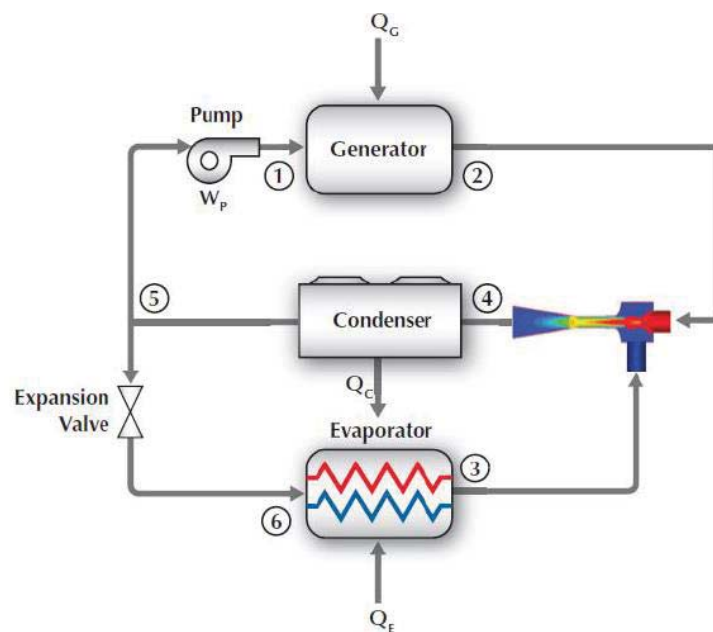


図 4-3: 単純エジェクタヒートポンプの略図[Scott]

実験的な研究開発作業を実施する前に、CanmetENERGY 研究所は、単相の、超音速エジェクタの数値シミュレーションモデルを開発した[Ouzzane, 2003]。

超音速エジェクタの中に流れの完全な説明を提供して、一次元のエジェクタモデルは、数値流体解析（CFD）方法とソフトウェアを使用して開発された[Scott, 2008]。

このように開発された 1 次元モデルを使って、産業排熱と冷媒としての HFC-134a を用いて冷却を提供するために、エジェクタが、実験的なヒートポンプのプロトタイプのために、設計・構築された[Scott, 2011]。

熱駆動ヒートポンプの COP は、全エネルギー入力（熱的および電氣的）に対する（冷却、加熱または両方とも）製造された有用なエネルギーの比率と定義される。

臨界点における吸い込み効率比率は、エジェクタヒートポンプで達成できる最高の COP の典型であり、そして、結果として、より高い吸い込み効率比率が得られる。駆動蒸気ボイラーの効率を計算に入れなければ、0.35 を上回る COPs が、それぞれ凝縮温度 36℃、蒸発器温度 15℃および再生器飽和温度 80 °Cにおいて、予測された。

したがって、低い温度上昇におけるエジェクタヒートポンプの COP は、吸収式ヒートポンプと同程度であるが、初期投資はずっと低い。ラボテストベンチ（図 4.4）は、一次駆動蒸気として蒸気を製造するために最高 30kW の電気を使用する一方、最高 9kW の冷却を蒸発器から製造した。予備的な結果は、それぞれ、凝縮器温度 25 °C、蒸発器温度 10 °Cと再生器温度 90 °Cにおいて、およそ 0.4 の熱的 COP で、5kW の冷却が提供され得ることを示した[Scott]。



図 4-4: CanmetENERGY 研究所のエジェクタテストベンチの概観 [Scott]

CanmetENERGY で実施される第 2 の研究開発計画は、二相流エジェクタを調査する。膨張弁仕事を回収する（さもなければ、従来の蒸気圧縮ヒートポンプシステムにおいて失われる）ために、最初の実験的なテストベンチは、超音速エジェクタを既存のヒートポンプシ

システムに組み込む。他のテストベンチは、二相流エジェクタの運転をより良く理解するために、造られる[Aidoun, 2011]。

Canmet Energy の研究チームは、熱駆動ヒートポンプが、産業応用のための従来の機械式蒸気圧縮システムの興味深い代替を提供すると、推定する。

高い信頼性と産業排熱によって力を得るための能力を与えられれば、エジェクタを基礎にした熱回収システムは、産業ヒートポンプが使用されるどのような分野においても、将来の応用に対して、重要な可能性を提供する[Scott]。

4.3.2 CO₂ エジェクタ冷凍システム

従来の冷却システムは電動圧縮機を使用する。しかし、多くの国で、1年で最も暑い期間に、冷却と空調システムが深刻な電氣的ピーク負荷問題を生ずる。一方、種々の排熱、太陽熱、地熱、バイオマスエネルギーなどの、比較的余剰のエネルギーがある。

熱駆動エジェクタ技術（別名ジェットポンプ冷凍またはエジェクタ冷凍）が、長年、冷却用途に使用されてきた。

それらの開発の現状では、これらのシステムは、蒸気圧縮システムより非常に低い COP を持つが、単純さと可動部分が無く、産業排熱（または、太陽熱エネルギー）を 35 °C から 75 °C までの熱源として使用して、冷凍する能力によって、利点を提供する。

1910 年以降、エジェクタ冷凍サイクルが、1930 年代に CFC 冷媒が開発されるまで、空調用途に使用されてきた。その時、機械式蒸気圧縮サイクルが、熱駆動サイクルよりかなり高効率であり、支配的になった。しかし、特に、60MW までの冷却能力をもたらし化学およびプロセス産業において、エジェクタ技術の研究開発は、特に世界的に広まった

[Eames, 1995; Shrerif, 1998; Chunnanond, 2004; Alexis, 2005]。発電と加熱を同時に提供するコージェネレーションシステムに、冷却も提供できるようにしたトリジェネレーション発電システムと同様に、他の用途が、排熱が利用できて、エジェクタ冷凍システムがプロセス冷却と輸送冷凍のために使用され得る、食品処理産業において、発見された。

エジェクタ冷凍技術の広範囲にわたる使用に対する主な障害は、蒸気圧縮システムと他の熱駆動技術と比較して、そのより低い成績係数 COPs (0.3)、および、それらの適用を促進する産業プロセスの非入手性を意味する。他方、特に、食品加工またはトリジェネシシステムの産業で、技術の取り込みを促進する主な駆動者は、技術の利点の成功した誇示、一次エネルギー価格の連続的な増大、および、製造業におけるより良い熱の統合である。

エジェクタ冷凍システムの魅力を増加させるために、研究開発は、効率を向上させ、CO₂と炭化水素のような、水以外の自然冷媒によって作動し得るエジェクタを開発し、回転運動エジェクタのような代替のエジェクタ型式を開発する可能性を持つこと、0℃以下に適用範囲まで拡大すること、サイクルの最適化、および、従来の蒸気圧縮式と吸収式システムによるエジェクタの統合を強化することが、まだ、必要である。

35℃より上の入口温度の排熱を用いて、0℃と約-5℃との間の温度で冷たい流体を生産することを目的とするCO₂エジェクタ冷凍システム（ERS）の事前調査は、設計されて、カナダで実験的に研究された。寒冷気象を模擬する熱的の条件の範囲内で、作動流体としてのCO₂を用いた小規模の研究所プロトタイプが、造られて、テストされる[Minea, 2011a; Minea, 2013]。

EPS セットアップ（図 4.5）は、従来の機械式圧縮機を置き換えるために、直接熱エネルギーによって動力を供給されたエジェクタを使用する。システム内の唯一の可動部分は、作動流体循環ポンプである（第 4.3.1 節参照）。

研究所プロトタイプは、2つのループ、それぞれ動力と冷凍のループから成る（図 4.5a）。動力ループの中で、高圧CO₂液体冷媒を蒸発させるために、低レベルの熱が、ボイラーで使われる（6 から 1 の過程）（図 4.6）。製造された高圧の蒸気は、一次流体として知られ、それがノズルを通して加速されるエジェクタの中を流れる。生ずる圧力低下は、状態 2 で、蒸発器から蒸気（二次流体として知られている）を誘引する。流れが減速し、圧力が回復するディフューザに入る前に、2つの流体は、混合室で混合する。それから、混合流体はそれが凝縮される凝縮器へと流れ、環境に熱を排出する。それから、状態 4 において凝縮器を出る一部の液体は、動力サイクルの完成のために、ボイラーにポンプで圧送される。残留する液体は膨張装置によって膨張し、液体と蒸気の混合物として、状態 8 において、冷凍ループの蒸発器に入る。冷媒は、冷凍効果を発生する蒸発器で蒸発し、そして、それから、結果として生じる蒸気は、状態 9 において、エジェクタに吸い込まれる。

冷媒（二次流体）はエジェクタ内で一次流体と混合し、状態 4 において凝縮器に入る前に、ディフューザ部で圧縮される。混合流体は凝縮器において凝縮し、状態 5 において凝縮器を出て、そして、冷凍サイクルが再開する。

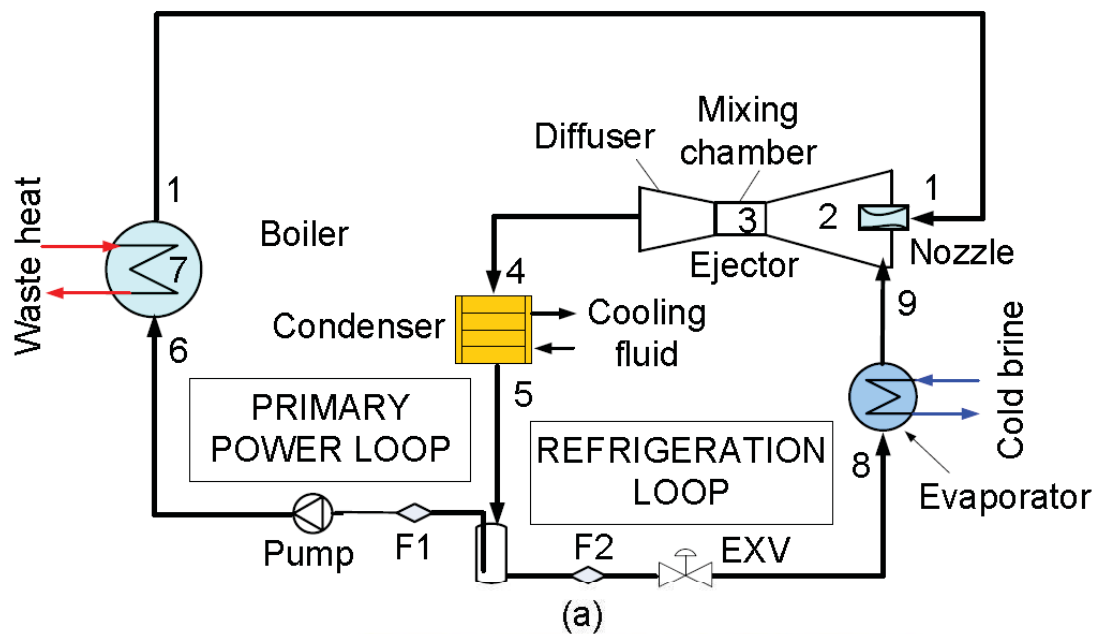


図 4-5: エジェクタ冷凍システムの実験的なセットアップ; (a) 概略図; (b) 研究所プロトタイプの概観 [Minea, 2011a; Minea, 2013]

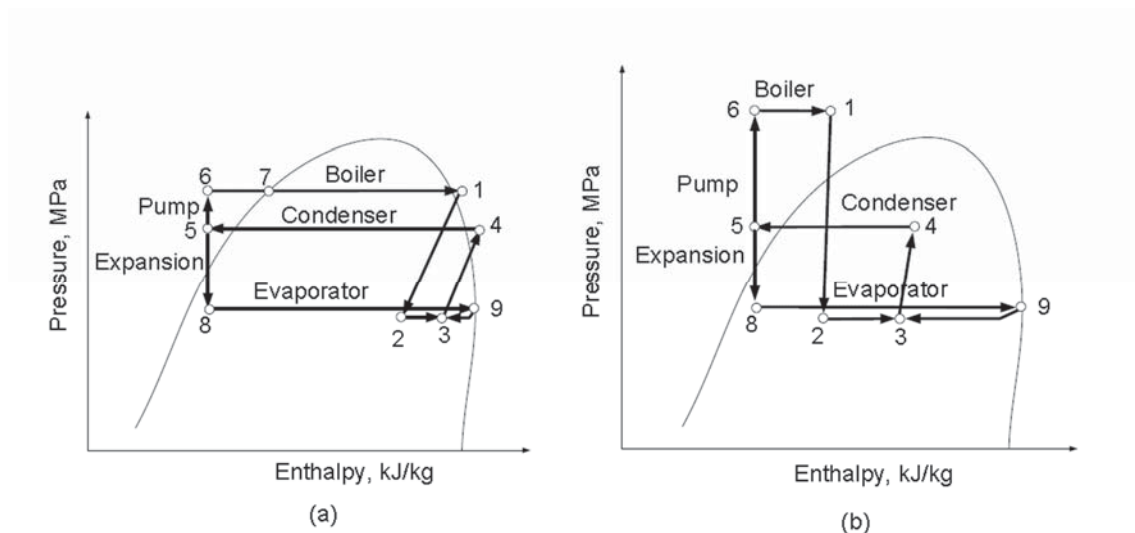


図 4-6: エジェクタ冷凍熱力学のサイクル; (a) 比較的低いエジェクタ入口圧力; (b) 非常に高いエジェクタ入口圧力[Minea, 2011a]

Table 4-1 は、十分に低い冷却流体の入口温度が寒冷気候の中で有効であり、最も低いエジェクタ入口圧力を生ずるという、仮定に基づく、プロトタイプ的设计パラメータを要約する。この仮定は、1.6 と 1.7 の間の範囲に亘る低いエジェクタ圧縮比（ p_4 / p_3 ）につながる。

Table 4-1: 最低エジェクタ入口圧力のためのサイクル設計（図 4.5 と図 4.6 参照）

状態	圧力	温度	エンタルピー	流量
–	MPa	°C	kJ/kg	kg/s
1	6.4	25	410	0.145
4	5	15	420	0.195
5	5	15	220	0.195
6	6.4	10	220	0.145
7	6.4	12	220	0.145
8	3	–5	220	0.05
9	3	–5	435	0.05

最低のエジェクタ入口圧力における熱力学的サイクル設計に基づけば、5.6%の平均計算誤差を持って、ボイラー、蒸発器と凝縮器の設計加熱（冷凍）能力は、それぞれ 27、11.4 および 40.7kW であった（図 4.6a）。このケースでは、CO₂ 液体ポンプのエネルギー消費を無視しても、ボイラーへの熱入力と冷凍効果との比で定義されるシステム COP は 0.4 であり、まだ従来の蒸気圧縮システムの COPs と比べて比較的低かった。排熱のシステム入口温度 35℃および冷却水温度 20℃において冷却能力 313kW の産業規模 CO₂ エジェクタ冷凍機械は、EES ソフトウェアでシミュレーションが行われてきた。そのような入口運転パラメータを使って、冷ブラインは 5℃において、約 78.4 の COP で、供給されることができた（図 4.7）。しかし、非常に低い冷凍温度レベルを達成するために、より高い排熱入力温度とより低い冷却流体入口温度を考慮することによって、最適化作業が進行している。

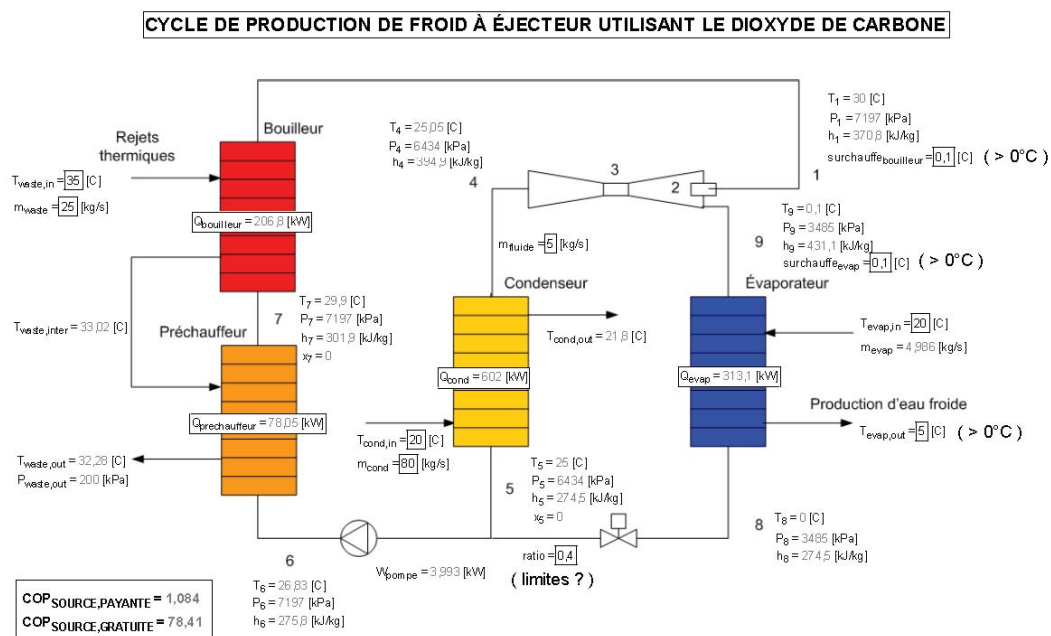


図 4-7:産業規模 CO₂ エゼクション冷凍システムのシミュレーション[Richard, 2011]

4.3.3 高温ヒートポンプ

アネックス 35/13 プロジェクト[Annex 35, 2010]の一部として、カナダの小規模および中規模の製造業におけるカナダにおける高温ヒートポンプ応用を開発、適合、販売促進するために、多くの研究開発作業が行われてきた[8]。この節では、自然冷媒 (CO_2 , NH_3) および低 GWP 人工冷媒 (HFC-236fa, HFC-245fa, HFC-134a, HFO-1234yf) を使用した、高温ヒートポンプ (即ち、一段、二段およびカスケード) および機械式蒸気再圧縮システムを含む、いくつかの熱回収技術について簡潔に記載する。各々技術の原理がテクノロジーの原則はまとめられ、そして、例えば、運転パラメータとエネルギー性能のような、シミュレーションと成し遂げられた実験結果の一部が提供される。提示されるデータは、実行可能で効率的な熱回収技術の実施を速めることによって、産業にエネルギー資源をもっと効率的に使用させることを支援し、奨励することを目指す。

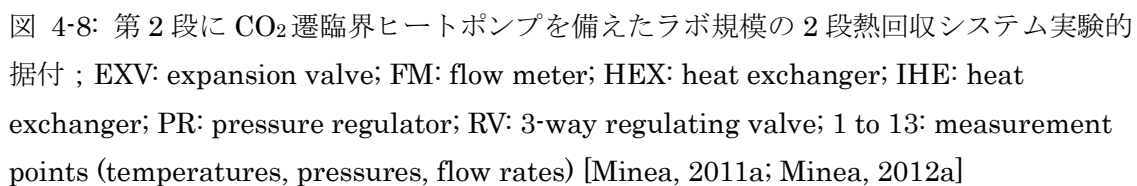
4.3.3.1 CO_2 遷臨界ヒートポンプ

80-85 °C と同じくらい高い温度で温水 (または温風) を製造するために、-5 °C と 25 °C の間の温度で液体状態の産業排熱排水および/またはプロセス流体は、 CO_2 遷臨界ヒートポンプのための価値ある熱源である[Minea, 2013; Minea, 2012a]。

予熱熱交換器 (第 1 段として) と 7 kW (軸動力) 水-水 CO_2 遷臨界ヒートポンプ (熱回収第 2 段として) を含むラボスケールの 2 段熱回収システム (図 4.8) が設計されて、製造され、試験される[Minea, 2011; Minea, 2013; Minea, 2012a]。

産業廃水 (熱源) の温度が、加熱されるべき冷水の温度より高いとき、予熱熱交換器が必要である。この場合、 CO_2 ヒートポンプに入る前に、それはより熱い排熱 (熱源) 流体から熱を回収して、より冷たい水 (ヒートシンク) を予熱する。

しかし、入口における排熱源の温度が冷水を予熱するには十分高くないとき、予熱熱交換器はバイパスされなければならない。従って、予熱熱交換器は、三方電動バイパス弁を備えている。ヒートポンプ冷凍回路は、半密封一定速 CO_2 圧縮機、3 つのプレート熱交換器 (蒸発器、ガス冷却器と内部熱交換器)、低圧側面受液器および電子膨張弁を含む。産業排熱源を模擬した蒸発器に、48kW の電気ボイラーが、温水を供給する。この研究の範囲が、最も温度の低い熱源とヒートシンク入口温度で、 CO_2 遷臨界ヒートポンプの挙動を調査することであったので、予熱熱交換器はすべてのラボ試験の間、バイパスされた。予熱熱交換器を通した、または、バイパスさせた後、冷水は、一定の流量、温度および圧力で、貫流型ガス冷却器に供給される。熱源入口温度と流量によって異なる温度で、温水は製造される。



いくつかの試験が、以下の実験条件の下で行われた：(i) 排熱源とヒートシンクの両方の流体が、一定の流量（すなわち、排熱源水に対して 1kg/s と冷水に対して 0.11kg/s ）で、ヒートポンプに入る。；(ii) 排熱源流体は、冬季に、 7°C 、 10°C および 12°C 、そして、夏季に 7°C および 15°C でヒートポンプに入る； そのような熱的条件が、それぞれ冬季と夏季の寒冷の気象に対して詳細に、ここでは、「極端」とみなされる。；(iii) これらの熱源入口温度は、冷水が予熱熱交換器をバイパスすることを許容した；(iv) 湯タンクの組み立ても、水成層問題を避けるために、バイパスされる；(v) 製造された温水は都市下水道に拒絶されるため、新鮮な冷水と混ぜ合わせられた後、 40°C より下の温度にされる。熱回収システム入口におけるのより高い排熱源温度（すなわち、冬季の 15°C 、夏季の 25°C より高い）に対して、予熱熱交換器はバイパスされることができない。それは、ヒートポンプ蒸発器に入る前に、冷水を予熱するために動作しなければならない。たとえば、排熱流体の温度が二段階熱回収システムの入口で、その最大値（ 45°C ）に達するならば、それはヒートポンプ蒸発器に入る前に 38°C にクールダウンされる。それと同時に、冷水の温度は、たとえば、ヒートポンプ・ガス冷却器に入る前に、最低 7°C （冬季に）と 17°C （夏季に）から 38°C まで上昇させられる[Minea, 2012a]。そのような運転状況の下で、第1段階熱回収装置として、予熱熱交換器は、全熱回収システムの全体エネルギー効率を改善する。「極端な」冬の運転条件の下に、ガス冷却器出口の温水温度が図 4.9a に示される。

冷水が 7°C でヒートポンプに入り、プロセス温水が、ヒートポンプ蒸発器に 7°C 、 10°C および 12°C で入る排熱温水を用いることによって、平均温度 67°C 、 69°C および 71°C で供給された。ガス冷却器出口の温水温度は、対応する高压ガス冷却器（圧縮器吐出）圧力でだけでなく、排熱源入口温度に伴って、上昇した。

ヒートポンプの成績係数(COP_{hp})は、ガス冷却器から供給される熱エネルギー($\dot{m}'_{\text{hot water}} \times C_p \times \Delta T_{\text{gc}}$ 、ここで、 $\dot{m}'_{\text{hot water}}$ は質量流量、 C_p - 加熱される水の平均比熱、および ΔT_{gc} - ガス冷却器の内部における温水温度上昇)を圧縮機への電気入力で割った値として、定義される。システム加熱成績係数 (COP_{syst})は、同様に、ガス冷却器から供給される熱エネルギーを圧縮機と排温水循環ポンプへの電気入力で割った値として、定義され得る。

図 4.10b は、ヒートポンプ（圧縮機だけ）とシステム（圧縮機および排温水循環ポンプ）の成績係数を、同じ「極端な」冬季運転条件のために、示す。

一定の冷水入口温度で、ヒートポンプとシステムの両方の加熱成績係数は、排熱源入口温度とともに上昇する。冬季の間に、ヒートポンプに入る冷水が 7 °C で、それぞれ、ヒートポンプに入る排熱流体が 7 °C (試験 W-1)、10 °C (試験 W-2) および 12 °C (試験 W-3) で、回収される熱エネルギーは、これらの試験 (図 4.9b) の各々の間に供給される全熱エネルギーの約 74% だった。

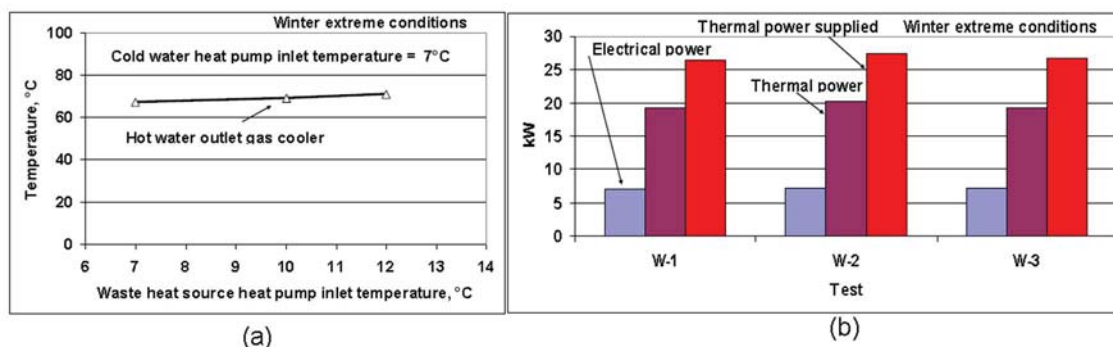


図 4-9: ヒートポンプの「極端な」冬季運転条件; (a) ガス冷却器出口における温水温度; (b) 全体エネルギー収支 [Minea, 2013; Minea, 2012a]

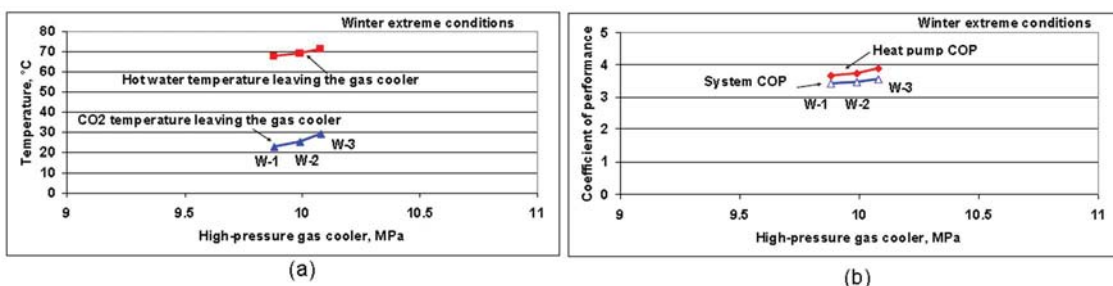


図 4-10: 極端な冬季運転条件におけるヒートポンプ性能; (a) ガス冷却器出口における CO₂ と温水の温度; (b) ヒートポンプとシステムの成績係数 [Minea, 2013; Minea, 2012a]。

極端な夏季の運転条件 (テスト S-1 と S-2) においてガス冷却器出口の CO₂ と温水温度が図 4.11a に示される。

冷水は 17°C でヒートポンプに入って、それぞれ 7°C と 15°C でヒートポンプ蒸発器に入っている排温水を用いて、温水が 72°C と 77°C で供給される。CO₂ 蒸気と温水ガス冷却器出口の温度は、高圧ガス冷却器 (圧縮機吐出) の圧力とともに上昇する。

図 4.11b は、ヒートポンプ（圧縮機だけ）とシステム（圧縮機プラス排熱温水循環ポンプ）の成績係数を極端な夏季の運転条件のために示す。両者の COPs は 3 を超えたが、システム加熱 COPs はヒートポンプ COPs より約 8.2%低かった。図 4.12a は、「極端な」夏季の運転条件でガス冷却器出口の温水温度を表す。

これらの「極端な」条件下で、回収される熱エネルギーは、全熱エネルギーの約 70%がヒートポンプのガス冷却器（図 4.12b）で供給されることを示した。排熱源と冷水の入口温度の実験的な範囲を超えて、内部熱交換器の最大熱的有効性は、冬季（41.4%）において達成され、「極端な」夏季運転条件（17.5%）では、最も低かった。この比較的低い熱的有効性は、更なる設計改良と内部熱交換器の適切な選択がシステムの全体的な暖房性能を高めることが要求されることを示す。EES ソフトウェアに基づくシミュレーションモデルにより、大多数の実験的な試験が確認された。得られた結果の一例が図 4.13 の中で与えられる。

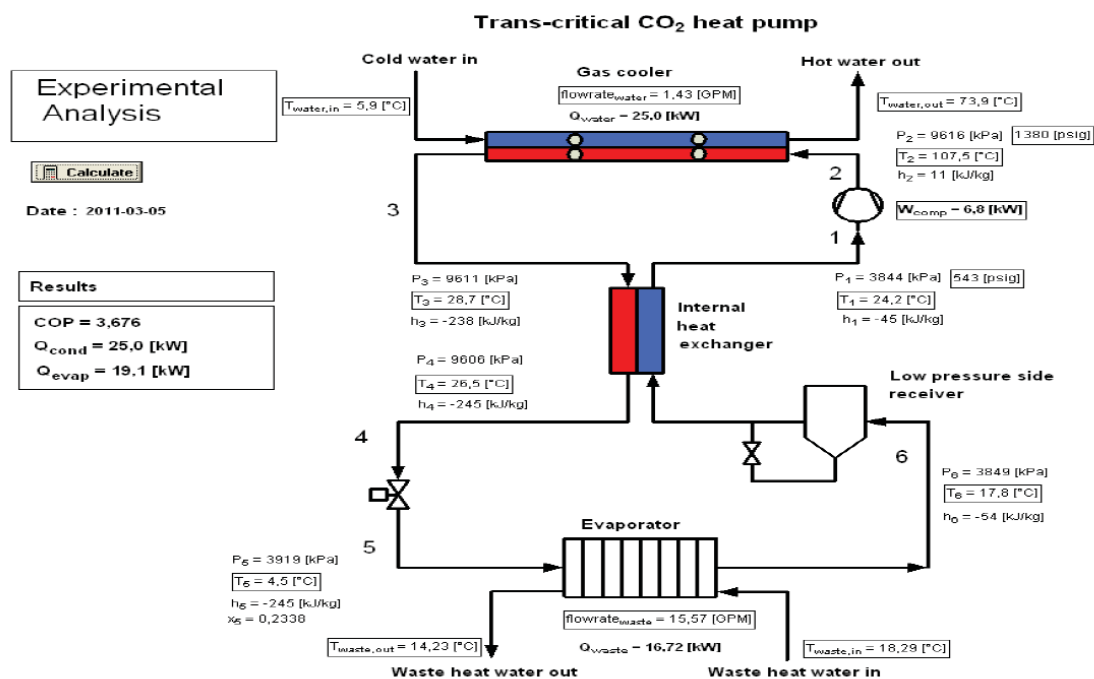


図 4-13: EES ソフトウェアによる遷臨界 CO₂ ヒートポンプシミュレーションの例
[Richard, 2011]

図 4.14 は、カナダの酪農工場に最近設置された CO₂ 超臨界産業用ヒートポンプを示す [Minea, 2013; Marchand, 2011]。温水は、プロセス排熱を回収することによって 60 °C と 75 °C の間の変化した温度で供給される。この IHP（産業用ヒートポンプ）は完全に取り付けられ、そして、集中的なモニタリングプロジェクトが進行中である。最初の結果は、2013 年末に提供されることが期待されている。

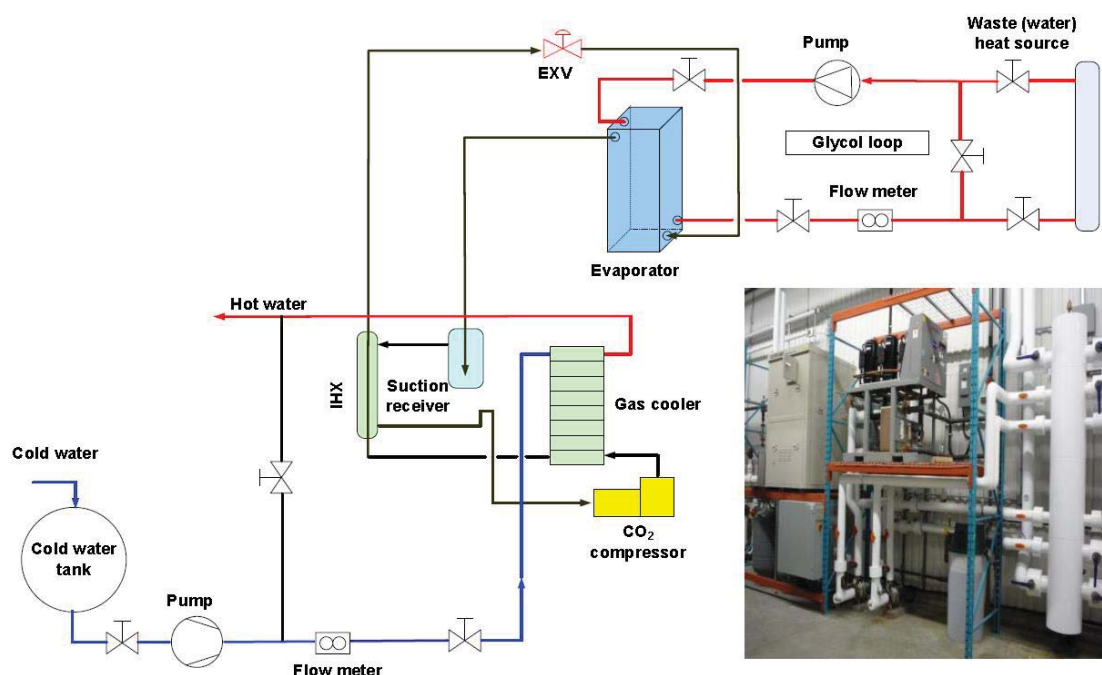


図 4-14:カナダの酪農工場に設置された 100 kWth CO₂ 遷臨界産業用ヒートポンプの概略
図 [Minea, 2013; Marchand, 2011]

4. 3. 3. 2 アンモニアヒートポンプ

この数年間、研究は、合成冷媒を代替するための自然冷媒の使用に集中した。

他の代替候補の中で、アンモニア (NH₃、R-717) は、オゾン層破壊係数 (ODP) と地球温暖化係数 (GWP) がゼロであり、エネルギー効率が高く、安価な冷媒である。

カナダでは、15 °C から 45 °C の間の温度における、低品質な排熱排出は、多くの製造業の全一次入力約 25% に相当する。同時に、多くの産業プロセスと家庭の消費者は、60 °C と 85 °C の間を変化する温度で、温水を必要とする。

アンモニア単段および二段産業用ヒートポンプは、この仕事を達成できた。

しかし、たとえアンモニアが、この排熱回収温度範囲のために、その有名な性質にもかかわらず、適切な冷媒であっても、特に、雰囲気中の高濃度において、その毒性と燃焼性のために、自然冷媒として、未だ受け入れられない。一段式 7.5kW（圧縮機公称動力入力）水熱源水出力アンモニアヒートポンプが設計され、製作・据付され、試験された。そのユニットは、カナダの冷凍コード（図 4.15）に従って、アンモニア検知・放出システムを備えた機械室に設置された[Minea, 2011a; Minea, 2013]。ヒートポンプの蒸発器に供給される排熱（熱源）を模擬した 48kW の電気ボイラーが、温水を供給した。凝縮器の熱は、空冷式液体冷却器によって、屋外に放出された。

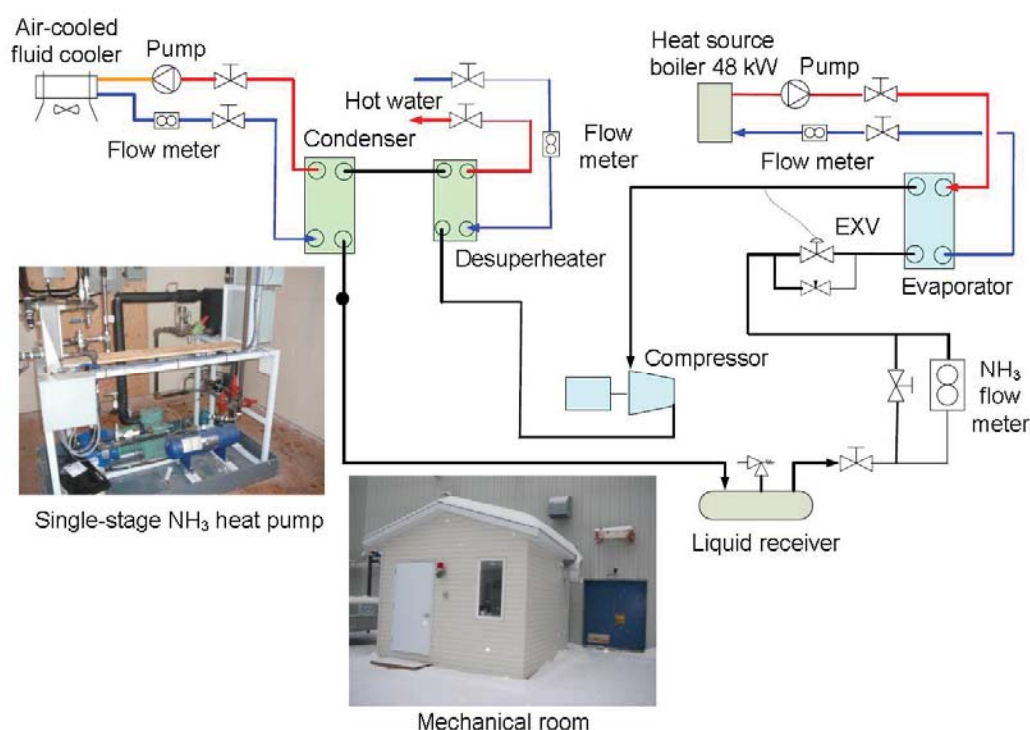


図 4-15: 単段アンモニアヒートポンプの実験的構成[Minea, 2011a; Minea, 2013]

このプロジェクトの主な範囲は、アンモニア熱回収ヒートポンプが、カナダの産業と規制の環境の中で、信頼でき、安全であり、高いエネルギー性能を達成することを実証することであった。

他の目的は、将来の研究開発作業を奨励することであって、特に、二段アンモニアヒートポンプの領域では、地方の技術者のために詳細な運転・保全技術を伸ばし、カナダで更なる実施例を促進して、大部分の地方のメーカーが、アンモニアヒートポンプを、信頼できる検知装置とともに、提供するのを奨励して、公共の信頼度を高め、アンモニアを安全で効率の高い冷媒として、普及促進することであった。

図 4.16a から分かるように、15 °C でヒートポンプの蒸発器に流入する、1.08kg/s の排熱輸送流体（水）のとともに、ヒートポンプは 1.26kg/s の温水を 42 °C で供給した。これと同時に、過熱防止装置が 25.5 °C から 44 °C までのプロセス用または家庭用の 0.19 kg/s の温水を加熱した（図 4.16a）。圧縮機のエネルギー消費量に基づけば、ヒートポンプの成績係数は 3.84 だった。しかし、圧縮機および排熱温水循環ポンプを考慮するとき、それは 3.46 に低下し、圧縮機、排熱温水循環ポンプ(0.65 kW)および温水循環ポンプ(1.44 kW)を考慮するとき、それは 2.85 に低下した。

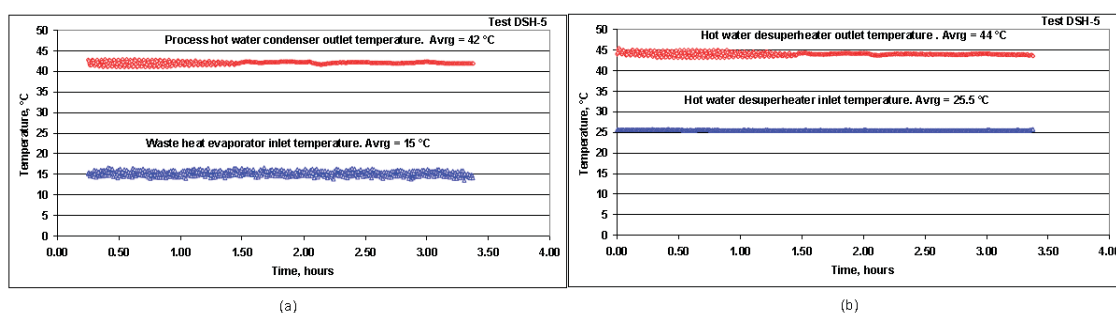


図 4-16: 単段アンモニアヒートポンプ; (a) 排熱（入口）とプロセス水（出口）の温度; (b) 過熱度低減器の入口と出口の温水温度[Minea, 2011a; Minea, 2013]

単段と二段の両方のアンモニアヒートポンプのシミュレーションモデルが、EES ソフトウェアを使用して開発された。シミュレーション結果の一部は、実験的に確認された。図 4.17 は、たとえば、プラントに既存のアンモニア冷凍システムからの 90 °C の温度で来る圧縮機吐出アンモニア蒸気の過熱度低減によって、冷水を 10°C から 85 °C に加熱するために使用された二段アンモニアヒートポンプのシミュレーション結果を示す [Richard, 2011]。

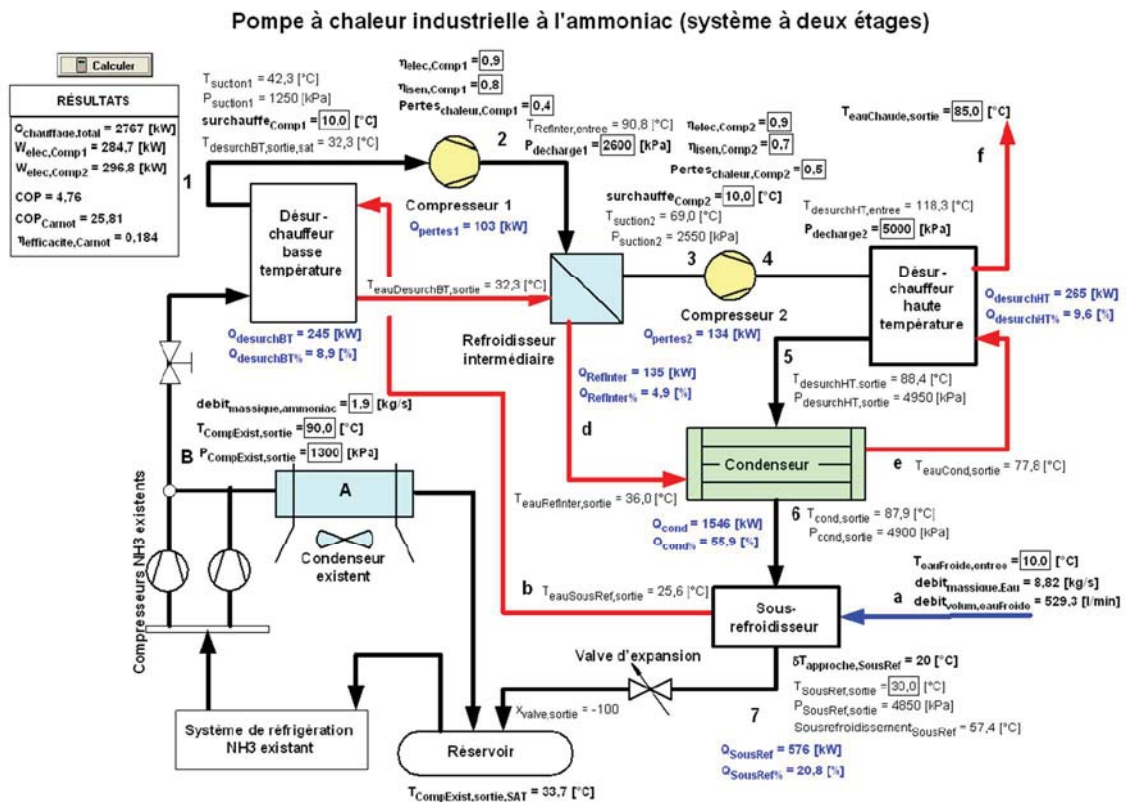


図 4-17: 二段アンモニアヒートポンプのシミュレーションモデル[Richard, 2011]

図 4.18a は、カナダの酪農工場で最近実施された単段式アンモニアヒートポンプの図の概要を示す[Gosselin, 2013]。最後に、図 4.18b は、大きな既存のアンモニア冷凍システムから熱を回収するために実施された産業用二段式アンモニアヒートポンプを示す[Vilter]。この実施プロジェクトはちょうど始まっており、そして、最初の予備的結果は 2013 年 12 月に期待されている。

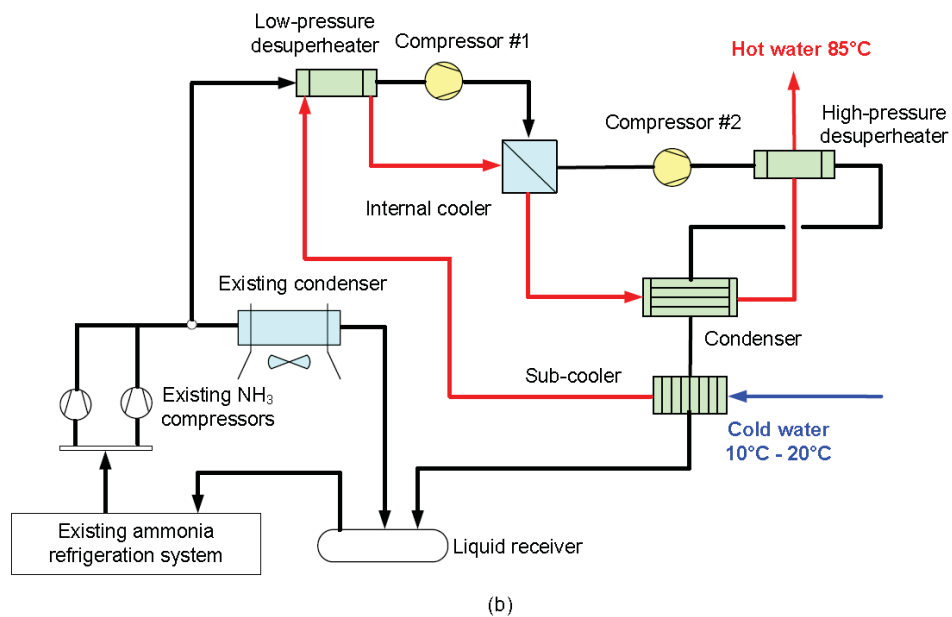
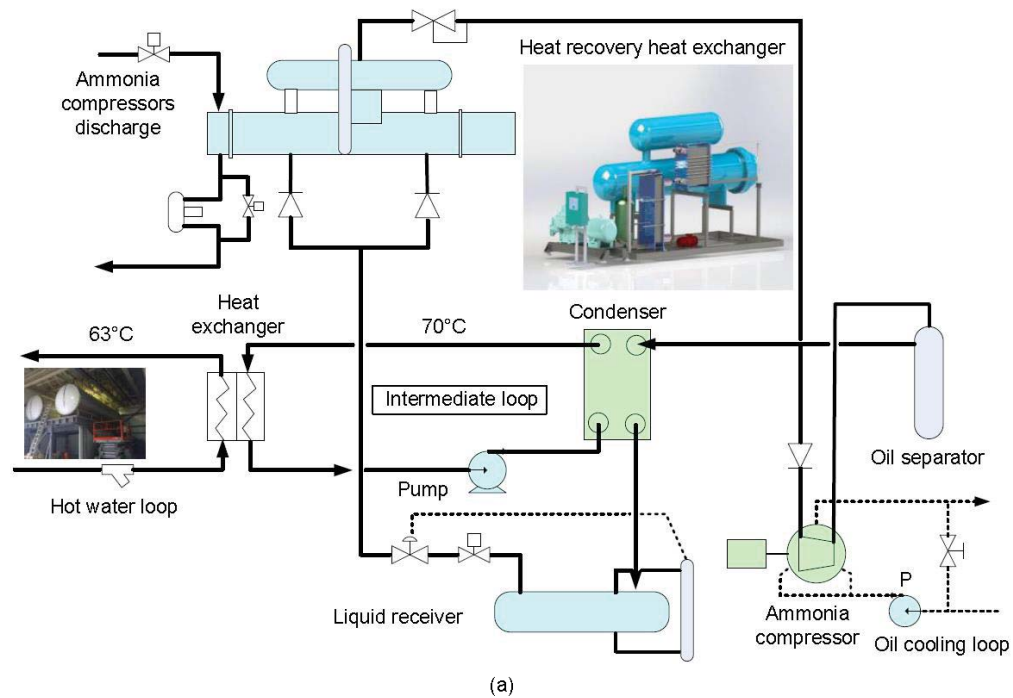


図 4-18: カナダの既存のアンモニア冷凍システムにおける産業用アンモニアヒートポンプ
 応用の例; (a) 単段式の応用 [Gosselin, 2013]; (b) 二段式の応用 [Vilter]

4.3.3.3 カスケードヒートポンプ

カスケードヒートポンプシステムは、各段の圧縮機に対して、低い圧力比とより高い等エントロピー効率との長所がある。それと同時に、作動流体の異なる組合せが、排熱源とヒートシンク源の温度範囲に応じて使用され得る。他方、カスケードヒートポンプシステムは、カスケード熱交換器における余分な温度差、より大きな複雑さ、および余分な制御の問題を導入し、わずかに全体成績係数を低下させる。しかし、このエネルギー性能の低下は、大量で、ただの産業排熱を回収する高温ヒートポンプの面ではあまり重要でないと思われる。

最高の作動流体の組合せ、制御シーケンスおよびエネルギー効率を見つけるために、2つのカスケードヒートポンプ・サイクルが、研究された[Minea, 2011a; Minea, 2013]。最初の概念(図 4.19)は、中間のカスケード(凝縮器/蒸発器)熱交換器による2つの電動の蒸気圧縮式クローズドサイクルを含む最適化されたカスケードシステムである。

標準的なカスケードサイクルと比較して、この構成は、システムの起動を容易にするために、第2のヒートポンプサイクルに液体冷媒ポンプ、または、交互に、蒸気注入ソレノイド弁が、を含む。各々の稼動サイクルの初めに、液体ポンプ、または、注入ソレノイド弁は、受液器#2に貯蔵される高温冷媒(HFC-245fa)を除去するのを助けることができる。第2の概念(図 4.20)は、中間の液体の閉ループによって結合する2つの蒸気圧縮式サイクルで構成される[Minea, 2011a; Minea, 2013]。

どちらの実験的構成も、排熱源としての48kWの電気ボイラーと、ブライン(50%エチレングリコール水溶液)の閉ループを介して凝縮熱を排出する屋外の空冷式の液体冷却器を使用する。それらは、10℃から30℃まで変化する温度において排熱(水)を回収し、85℃までの温度で熱(プロセス用または家庭用の温水)を供給するため、大きさを設定された。HFC-236fa、HFC-134aおよびHFO-1234yf冷媒は、第1段のための作動流体として、HFC-245faは第2段のための高温冷媒として、うまく選定された。

主な選定基準は、選ばれた冷媒の熱物性と環境への影響(ODP、GWPなど)であった。その効率が70%と97%の間を変化する電動往復圧縮機が選定された。圧縮機能力が蒸発温度と増加する圧力比とともに減少するので、両方の圧縮機は自動変速コントローラを備えていた。各々の冷媒の熱物性に従って、電子拡大弁は、5℃と15℃の間で変化する値で過熱することを保つようにプログラムされた。

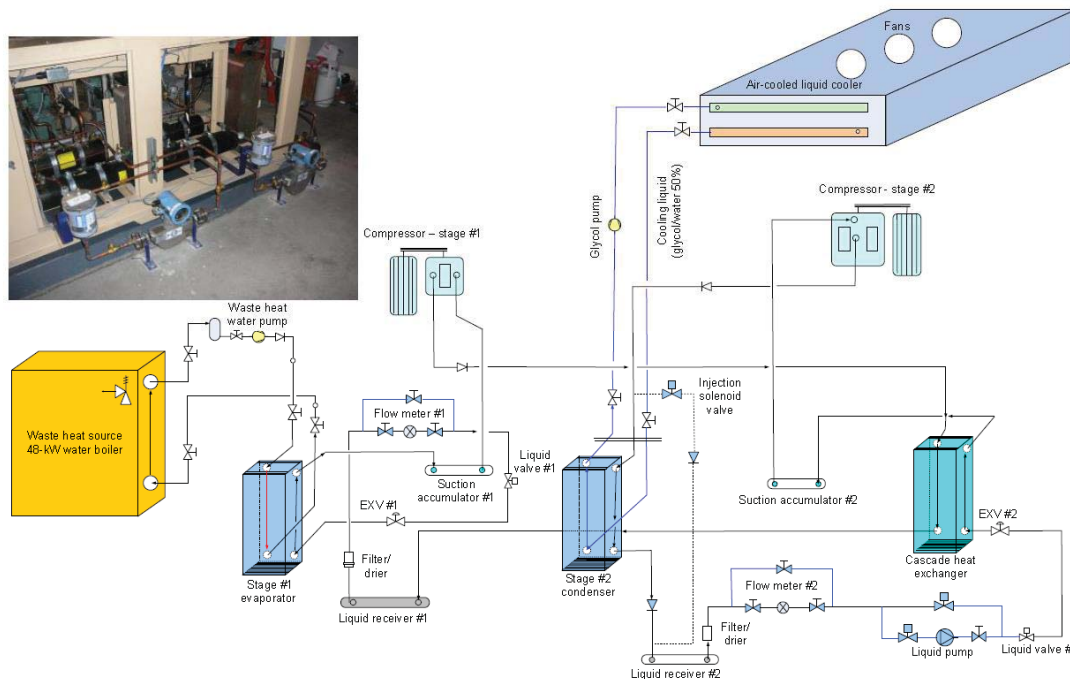


図 4-19: 最適化されたカスケードヒートポンププロトタイプ; EXV: 膨張弁[Minea, 2011a; Minea, 2013]

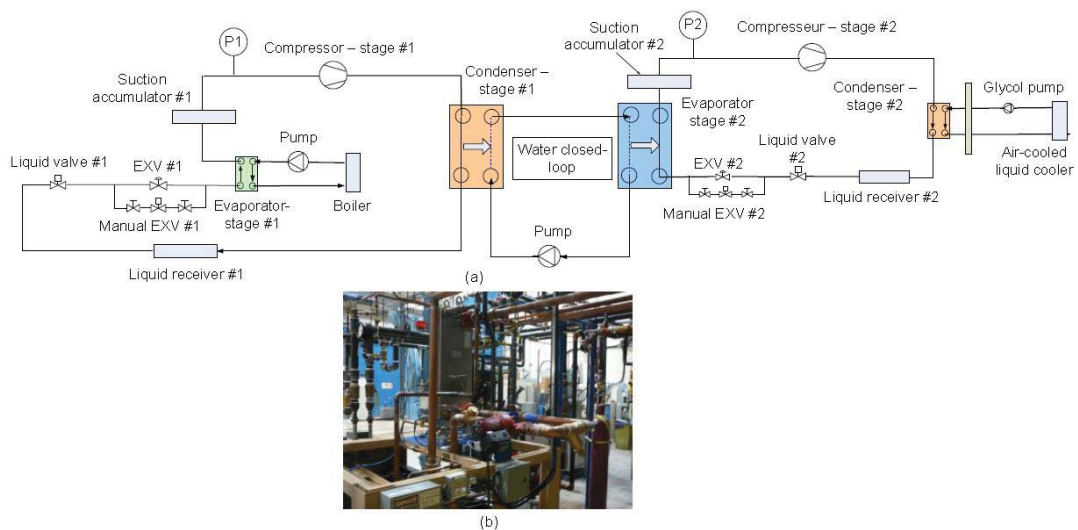


図 4-20: 中間閉ループを備えたカスケードヒートポンプ;(a)概略レイアウト; (b)中間閉ループの外観; EXV: 膨張弁, 2011a; Minea, 2013]

図 4.21 は HFO-1234yf および HFC-134a 冷媒を、それぞれ、第 1 段と第 2 段に用いて成し遂げたラボ試験の結果に対するシミュレーション結果を示す。
25 °C の入口温度において排熱を用いることによって、温水が 84.5 °C で、全体の成績係数は 2.08、カルノー効率はずか 0.34 で、提供された[Richard, 2011]。しかし、より高い排熱入口温度で、より高い COPs とカルノー効率が得られた。

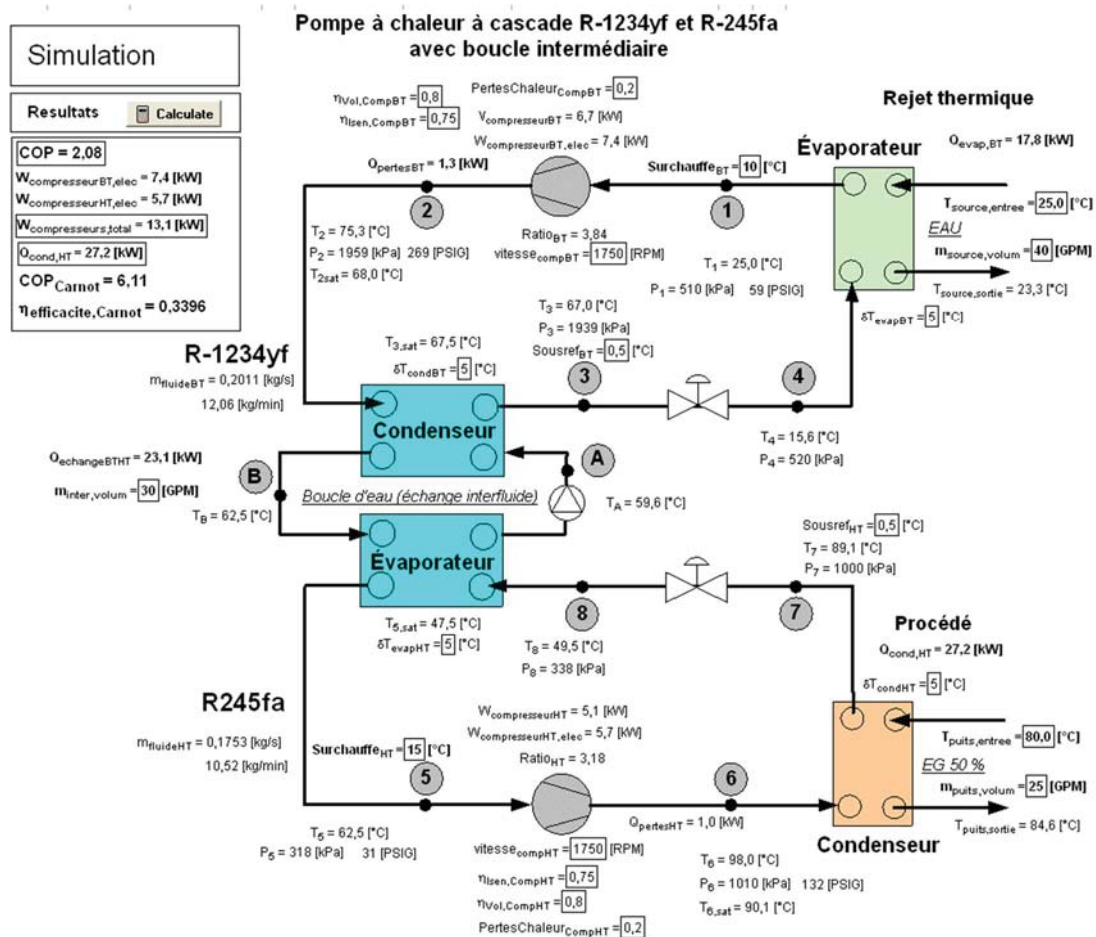


図 4-21: 第 1 段と第 2 段の冷媒としてそれぞれ HFO-1234yf および HFC-134a を用いた、中間閉ループを備えたカスケードヒートポンプシステム[Richard, 2011]

カスケードヒートポンプシステムの産業的適用のために、多くの実用的なオプションが利用できる。図 4.22 で分かるように、そのようなシステムの最初の段階は、鳥肉処理工場で産業製氷機の排熱を回収できる [Caddet]。カスケードヒートポンプシステムは熱回収システムの第 2 段であり、中間の閉ループによって、既存の冷凍プラントの凝縮器から熱を回収するためにも用いる。12 °C でシステムに流入する冷水は、貯湯タンクに貯えられ、かつ／または、産業プロセスまたは他の消費者に供給される前に、予熱熱交換器の中で 25 °C まで、カスケードヒートポンプによって 63 °C まで加熱される。

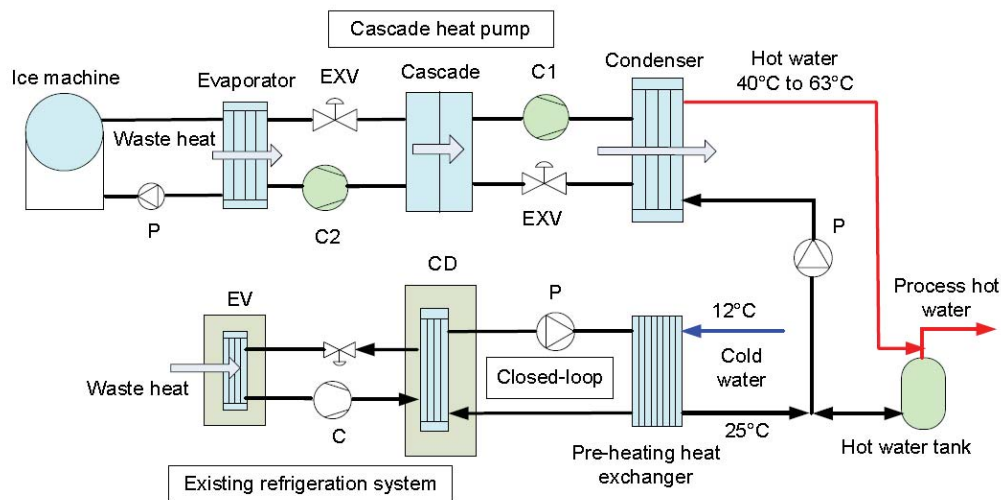


図 4-22: カナダの鳥肉処理工場適用されたカスケードヒートポンプの概略図[Caddet]

4. 3. 3. 4 機械式蒸気再圧縮機

蒸発と蒸留のような、多くのエネルギー集約産業プロセスにおいて、低圧蒸気は排熱として大気へ排出される。他の方法の中で、機械式蒸気再圧縮半開熱力学的サイクルが効率的に高い品質（エンタルピー、温度）の排熱を効率的に回収することを可能にする。蒸気の潜熱を回収することは、その圧力と温度を上げ、同じ蒸発器の中で凝縮させることによって達成される。これを達成するため、真空（圧縮機またはブロワー）の下で稼動できる高速回転で、高圧力の装置が、回収された蒸気の圧力とその対応する飽和（凝縮）温度を上昇させるのに用いられる。このように、同じ蒸気が、初期の蒸発蒸留プロセスによって濃縮されるべき液体または溶液のための加熱媒体として、使用され得る。圧縮機（遠心式、ターボ式、容積式、軸流式など）あるいはブロワーの選定が、最も重要な設計課題である。今日、遠心式圧縮機が、圧縮比が約 2 に制限されても、MVR 設置の中で、未だ、最も一般的な型式である。それらは、通常、吸入ラインの中で液分離器とともに装備される。液滴が腐食を起こし、より低効率で、可能性のある羽根の破損に導く [Annex 21, 1995]。MVR システムは、同程度の容量の従来の蒸気加熱された蒸発器システムと比較して、減少したエネルギー消費と冷却水の要求を低減させるような利益を提供する。しかし、従来の蒸気加熱システムよりコストがかかり、圧縮機のための高い電力と電圧の必要性が、経済的見地から、産業応用の数を制限するかもしれない [Annex 21, 1995]。

MVR システムは非常に高い COPs（100 まで、さらにより高く）を提供する。そして、温度上昇の程度に非常に依存して、一般的に、20 °C 以下である、または、でなければならない。

機械式蒸気再圧縮システムは、カナダの産業設備（図 4.23）で研究され、改善されて、うまく設置されて、テストされた[Bédard, 2002]。この MVR 蒸発器システムは、沸騰する溶液から放出される蒸気が圧縮機で圧縮されることを除けば、従来の蒸気加熱単効用蒸発器と類似している。前記のように、それが加熱媒体として蒸発器に戻されるように、圧縮機は蒸気の圧力と飽和温度を上げる。これは、全体システムの蒸発負荷に合致するために必要な蒸気量を減らす。真空ポンプは容器の中に約 200mbar の圧力を維持する。そして、それは 60 °C の水沸騰温度と一致する。圧縮機 (107.5kW) は、蒸発側と凝縮側の間で、蒸気の圧力を 20mbar、温度を 2 °C 上昇させる。

製品は、容器の底から上部まで連続的に再循環する。熱交換器の中で、圧縮蒸気は凝縮して、そして、液体は外側に汲み上げられる。プレート熱交換器は、容器を出て凝縮と濃縮の両方を行った製品から、熱を用いることによって、流入する製品を予熱する。

従来の蒸発システムによって必要とされるエネルギーが蒸発する水 1 トンにつきおよそ 700 キロワット時である一方、圧縮機は蒸発する水 1 トンにつき 7.8 キロワット時を消費する。このように、成績係数は、供給される熱エネルギーを電氣的消費エネルギーで割った比率と定義され、86 であった。しかし、システム運転の間、蒸気の形の平均約 30kW の予備的熱エネルギーは、濃縮されている製品の温度を一定に維持するために、供給された。この運転は、特定のエネルギー消費を蒸発する水 1 トンにつき 9.9 キロワット時に増やしま、そして、システム平均 COP は 68 に低下した。しかし、この最後の数は真空ポンプと他の循環ポンプのエネルギー消費を含んでおらず、その全電力は 60kW と推定された [Bédard, 2002]。

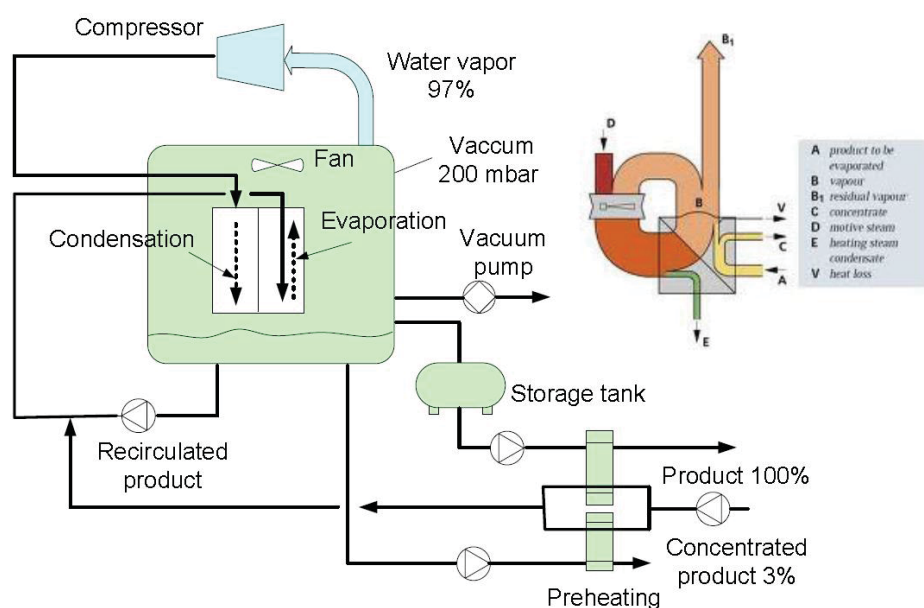


図 4-23: カナダで適用された機械式蒸気再圧縮システム[Bédard, 2002]

4.3.3.5 ヒートポンプ支援木材乾燥

木材乾燥は、複雑な、高度に非線形の熱力学プロセスである。カナダでは、大部分の従来の硬質材木と軟質材木の乾燥窯は、一次エネルギー源として、化石燃料（油、プロパン、天然ガス）またはバイオマス（樹皮）を使う。しかし、それらのほとんどは、除湿乾燥目的のために、ヒートポンプに結合することができる。この場合、実際的には、湿気を含んだすべての温風は、環境に放出される。このプロセスは、プロセス空気を再加熱して除湿することによりエネルギーを節約することにある。暖かく乾いた空気は、乾燥すべき木板の表面の上に導かれ、そして、その非常に低い相対湿度は、木材から湿気を除去するのを助ける。回収される水蒸気は、ヒートポンプ蒸発器の外面にフィンのある伝熱面で凝縮し、それから、ヒートポンプの凝縮器を通過することによって、再び加熱される。このように、熱は、乾燥機の厚くて湿った空気から回収され、そして、回収された顕熱と潜熱は、除湿されて乾燥する空気を再加熱するのに用いられる。他の利点は、製品含水量の適切な制御、減少したエネルギー消費および産業用乾燥ヒートポンプのための比較的短い回収期間を含む。しかし、基本的な温風対流乾燥機と比較されるとき、乾燥ヒートポンプは、より高い資本と維持費を含んで、運転するために複雑で、有資格運転員を必要とする。

a) 低温乾燥ヒートポンプ

低温ラボスケールプロトタイプは、圧縮機公称電気入力 **5.6 kW** の低温ヒートポンプ（図 4.24）と結合された変速ファンを備えた **13m³** の強制対流乾燥機が除湿を通してカナダの広葉樹種を乾燥させるために、広範囲に研究された[29, 30]。広葉樹（例えば、サトウカエデ、白カンバとキハダカンバ）は比較的複雑な細胞構造を持ち、そして、東部カナダで、それらの平均の含水量は **65%** と **72%** の間を変化する。これらの種のために、乾燥は、製造プロセス（家具など）における重要な段階である。乾燥機は、蒸気と電氣的予備加熱コイルを備えている。蒸気は、天然ガス燃焼蒸気ボイラーによって可変流量で供給される。材木面の上の空気流量は、迅速な空気交換を提供し、デッドスポットを最小にするために、十分に高く保たれる。

均一な加熱と乾燥を確実にするために、気流の方向は、定期的に逆転にされる。ヒートポンプは、圧縮機、ブロワー、蒸発器、凝縮器、過冷却器、冷媒配管および制御を含み、乾燥機の隣の機械室に設置される。製品の実際の含水量に基づいて、乾燥スケジュール（ヒートポンプ1時間あたりの稼働時間だけでなく）は、各乾燥サイクルに先立って確立される。図4.25aに示すように、ヒートポンプ圧縮機運転時間は、断続的な乾燥スケジュールに従って設定された[Minea, 2006; Minea, 2011b]。加熱と除湿の過程は、乾燥機の中も空気の実際の湿球温度によって制御された。各乾燥サイクルの初めに、圧縮機の1時間ごとの稼働率は100%で予め設定され、そして、乾燥機内の実際の湿球温度と乾球温度をそれらの設計点と實際上、等しくするために、それは0から100%の間で連続的に調節された。そのようなスケジュールの下で、例えば、圧縮機1時間あたりの稼働時間が60%で設定されるならば、圧縮機は30分間稼働し、次の20分間停止した。ヒートポンプが起動した後、実際の湿球温度が上限より上にあったとき、圧縮機の稼働時間が増やされ、それが下限の下にあったとき減少した。図4.25bは、図4.25aに示される断続的な乾燥方法を用いたキハダカンバの典型的乾燥サイクルの間に抽出された水の累積量を表す。

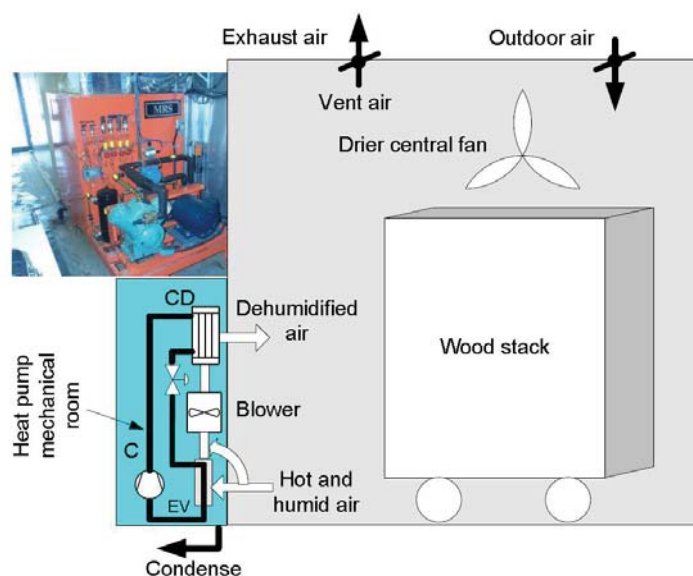


図 4-24: ラボ規模の広葉樹の乾燥ヒートポンププロトタイプの概略図 [Minea, 2006; Minea, 2011b]; B: blower; C: compressor; CD: condenser; EXV: expansion valve; EV: evaporator; LV: liquid valve; SA: suction accumulator; SC: sub-cooler; SV: solenoid valve; VS: variable speed; A, B: air circulation direction.

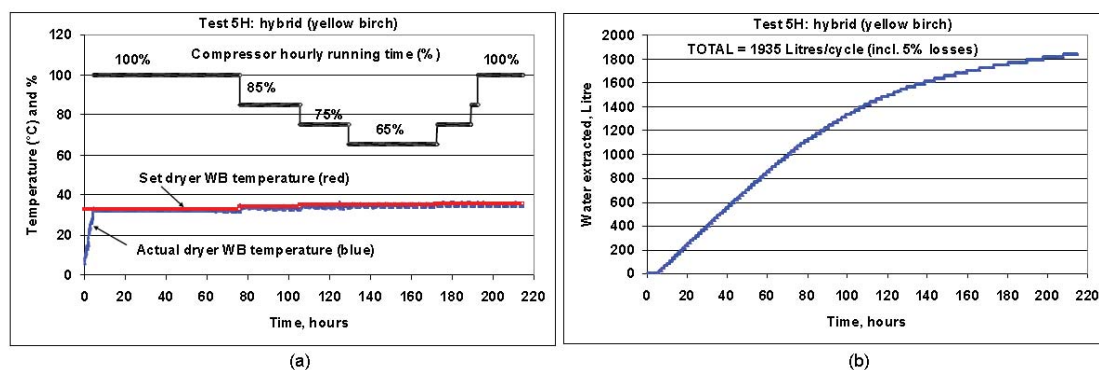


図 4-25: (a) 圧縮機の 1 時間当たりの稼動時間と乾燥機湿球温度(WB)の設定値と実際の値のグラフ; (b) 抽出された水の累積量 [Minea, 2006; Minea, 2011b]

システムの平均除湿効率は、比湿気抽出率 (SMER) によって表され、これは抽出された水の質量とヒートポンプ全電気エネルギー消費(圧縮機とブロワー)との間の比率を表し、木材繊維飽和点より上の $2.5 \text{ kg}_{\text{water}}/\text{kWh}_{\text{hp}}$ であった。他方、同じ乾燥サイクルの天然ガス消費量は、同等の従来の乾燥サイクルの天然ガス消費と比較して、57.5%減少した。天然ガスを使用する従来の乾燥サイクルと比較して、総光熱費 (電気と天然ガスの合計) は、23%減少した。

b) 高温乾燥ヒートポンプ

産業規模の、高温乾燥ヒートポンププロトタイプもまた、蒸気加熱コイルを備えた 1 台の 354 m^3 の強制空気対木材乾燥機と 2 台の高温乾燥ヒートポンプ (図 4.26) を含み、カナダでも調査された [Minea, 2011b; Minea, 2004, Minea, 2012b]。

仕上げられた針葉樹材木は、大部分は建設産業のために標準的なサイズで生産される。針葉樹（例えば松、トウヒとモミ（針葉樹の種））は、水分の移動のための機械的支持と経路として用いられている垂直と水平の線維細胞から成る。これらの種は、一般的に、比較的高い温度（しかし 115 °C より高くない）で乾燥し、そして、このように、対流乾燥機に結合する高温ヒートポンプが必要とされる[Minea, 2011b; Minea, 2004]。油を燃料とするボイラーは、加熱に蒸気を供給する。乾燥機の中央部のファンは、機内の空気の強制循環を行う。各々のヒートポンプは、隣接した機械室にある、65kW（公称電気入力）の圧縮機、蒸発器、可変速ブロワーと電子制御を含む。両方の遠隔凝縮機は、乾燥室に設置される。冷媒（HFC-236fa）は、非毒性と不燃性の流体であり、最高プロセス温度に匹敵する比較的高い臨界温度を持つ。膨張弁は、プロセス温度の設定値と実際の値を表示するマイクロプロセッサー・ベースの制御装置によって、制御される。

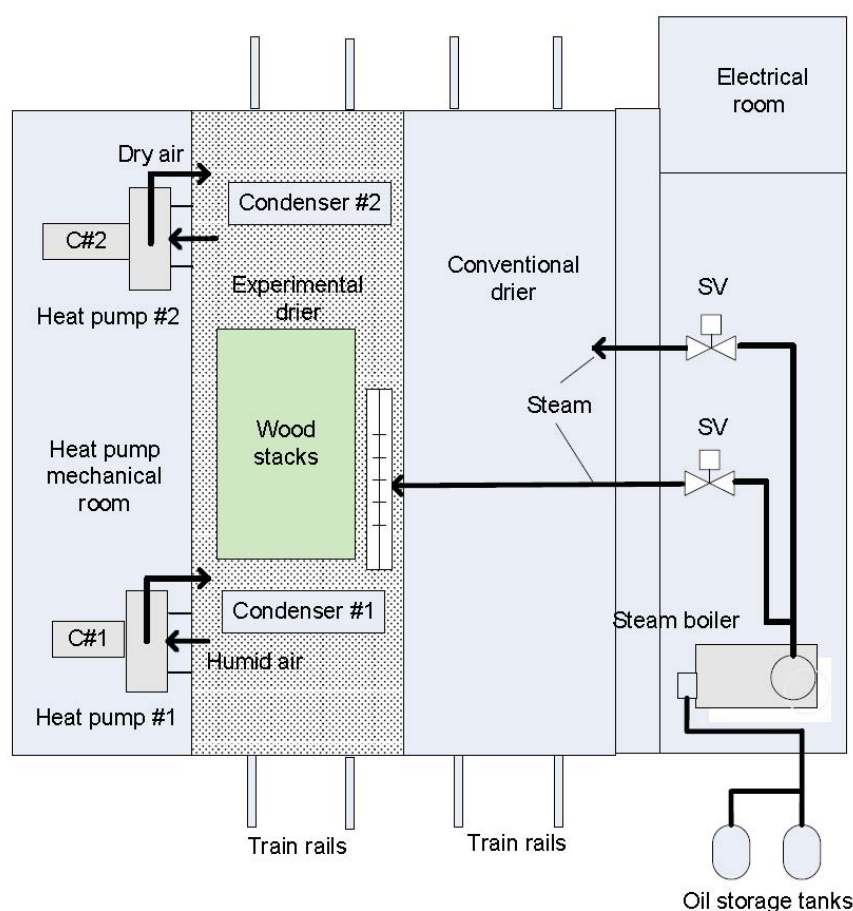


図 4-26: 実験的産業規模の針葉樹乾燥ヒートポンプシステムのサイト[Minea, 2011b; Minea, 2004; Minea, 2012b]; C: compressor; LV: liquid valve; SA: suction accumulator; SC: sub-cooler; EXV: expansion valve; VS: variable speed; SV: solenoid valve; A, B: direction of air circulation

乾燥機内に入る前の針葉樹含水量に基づいて、一般的には、35%~45%（乾燥方式）の範囲で、最適な乾燥スケジュールが、各々の針葉樹種のために作成された。両方のヒートポンプの平均成績係数性能（COP）は、有用な熱出力（kW）を電気入力（kW）で割った値として定義され、乾燥サイクルの始めの 4.6 から終わりの 3 の間を変化した。各乾燥サイクルの全エネルギー消費のうち、ヒートポンプ（圧縮機およびブロワー）が 72%を、乾燥機中央部のファンが 28%を使用した。乾燥時間は、ホワイトスプルースを約 18%の最終含水量で出荷するのに 2.5 日となり、モミに対しては、平均 6.3 日となった。抽出される水の総量は、乾燥ホワイトスプルースと 27000 kg の乾燥バルサムモミに対して、19,100kg (図 4.27) を超えた。

従って、比較的高い水抽出率が、178.8 kg_{water}/h と 313 kg_{water}/h の間で変化し、それぞれ達成された。これらの数は、換気水分損失（平均して、90kg_{water}/h）を含まないが、凝縮水損失の 5%を見込む。比水分抽出率（SMER）は、1.46 kg_{water}/kWh（バルサムモミ）から 2.52 kg_{water}/kWh（ホワイトスプルース）の範囲にあった。これらの値は、予熱段階の間に消費するエネルギーを含まず、また、それらは、乾燥窯の中央のファンと換気水分損失によって消費されるエネルギーに対するどのような差し引きも含まない。最後に、高温ヒートポンプによる乾燥サイクルの間の消費エネルギーは、27%と 57%の間にあり、唯一のエネルギー源として油を使用する従来の乾燥サイクルの間に消費するエネルギーより低かった。また、従来の針葉樹の乾燥サイクルのコストと比較して、エネルギー費の平均的な低減は、およそ 35%と推定された。

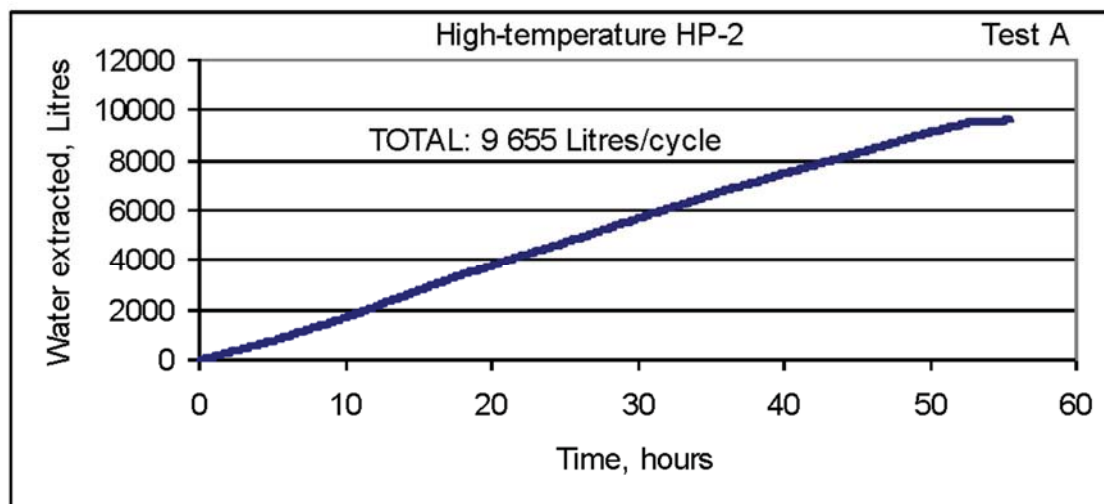


図 4-27: ヒートポンプ 2 だけから抽出された針葉樹の水分累積量[Minea, 2011b; Minea, 2004; Minea, 2012b]

4.4 参考文献

- Aidoun, 2011 Aidoun, Z., Giguère, D., Scott, D.A. and Hosatte, S. (2011). “Ejector applications in refrigeration and heating: an overview of modeling, operation and recent developments,” , Proc. 10th IEA Heat Pump Conference, Tokyo, 2011.
- Alexis, 2005 Alexis, G.K. Energy analysis of ejector-refrigeration cycle using water as working fluid, Int. J. Energy Res., 2005, 29:95-105.
- Annex 9, 1990 IEA HPP, IMPLEMENTING AGREEMENT ADVANCED HEAT PUMPS, Annex 9. High-temperature Industrial Heat Pumps, 1990.
- Annex 21, 1995 IEA HPP Annex 21. Industrial Heat Pumps - Experiences, Potential and Global Environmental Benefits, 1995.
- Annex 35, 2010 IEA-IETS Annex 13 / IEA-HPP Annex 35 Legal Text.
- Ashrae, 1969 ASHRAE, 1969. Steam-jet refrigeration equipment, Chapter 13, ASHRAE Guide and Data Book.
- Bédard, 2002 Bédard, N., Lessard, A.-C., Dansereau, P. La compression mécanique de la vapeur appliquée à la concentration d’acide chez NEXANS, La maîtrise de l’énergie, 2002.
- Caddet CADDET - Case study, CA 90.075.
- Chunnanond, 2004 Chunnanond, K., Aphornratana, S. Ejectors: applications in re-frigeration technology, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2004, 8, 129-155.
- Eames, 1995 Eames, I.W., Aphornratana, S., Sun, D.W. The jet-pump cycle-a low cost refrigerator option powered by waste heat, Heat Recovery systems & CHP, 1995, vol. 15, no. 8, pp. 71 i-721.
- Elbel, 2011 Elbel, S. Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on trans-critical carbon dioxide air-conditioning applications, International Journal of Refrigeration, 2011, Vol. 34, No. 7, pp. 1545-1561.
- Gosselin, 2013 Gosselin, M. Récupération de chaleur avec la technologie de la thermopompe ammoniac, ASHRAE, Chapitre de la ville de Québec, janvier 2013.
- Marchand, 2011 Marchand, A. La Fromagerie Polyethnique innove en matière de performance environnementale, La Maîtrise de l’énergie - Hiver 2011.
- Minea, 2004 Minea, V. Heat Pumps for Wood Drying - New Developments and Preliminary Results, Proceedings of the 14th INTERNATIONAL DRYING SYMPOSIUM (IDS 2004), Sao Paulo, Brazil, August 22-25, 2004, Volume B, pp. 892-899.

- Minea, 2006 Minea, V. Hardwood Drying with Low Temperature Heat Pumps, Proceedings of the 15th International Drying Symposium, Volume C, pp. 1757-1762, Budapest, Hungary, 20-23 August 2006.
- Minea, 2010 Minea, V. Overview of Energy Situation and Energy Use in Seg-ments of Industries and Commercial Buildings in Canada - Inter-national Energy Agency (IEA), Heat Pump Program Annex 13/35, 1st Country Interim Report, December 2010.
- Minea, 2011a Minea, V., Richard, M.A. Waste heat valorisation in small and medium industries. Hydro-Québec report - phase 2, LTE-2011, April 2011.
- Minea, 2011b Minea, V. INDUSTRIAL DRYING HEAT PUMPS. In: Refrigeration: Theory, Technology and Applications. 2011 Nova Science Pub-lishers, Inc., pp. 1-70.
- Minea, 2012a Minea, V. Low-grade industrial waste heat recovery with CO₂ trans-critical heat pumps in cold climates, 10th IIR Gustav Lo-rentzen Conference on Natural Refrigerants, Delft, The Nether-lands, 2012.
- Minea, 2012b Minea, V. Using industrial heat pumps in sawmills for lumber drying. IEA HEAT PUMP CENTRE, NEWSLETTER, VOL. 30, No. 1/2012, pp. 19-25.
- Minea, 2013 Minea, V. Valorisation des rejets thermiques dans les petites et moyennes entreprises, Hydro-Québec (LTE) report - phase 3, août 2013.
- NEB, 2008 National Energy Board. Canadian Energy Overview, 2008. Energy Market Assessment, 2008.
- Ouzzane, 2003 Ouzzane, M. and Aidoun, Z. Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design, Applied Thermal Engineering, 2003, Vol. 23, pp. 2337-2351.
- Pridasawas, 2006 Pridasawas, W. Solar-driven refrigeration systems with focus on the ejector cycle, PhD Thesis, Royal Institute of Technology, KTH, Sweden, ISBN 91-7178-449-7, 2006, 286 p.
- Richard, 2011 Richard, M.A. Waste heat valorisation in small and medium in-dustries, Hydro-Québec report - phase II, LTE-RS-2011-002.2, April 2011.
- Scott Scott, D., Sunye, R. Ejector thermally-driven heat pumps, CanmetEnergy, Canada.
- Scott, 2008 Scott, D., Aidoun, Z., Bellache, O. and Ouzzane, M. (2008). CFD simulations of a supersonic ejector for use in refrigeration appli-cations, Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 14-17,
- Scott, 2011 Scott, D.A., Aidoun, Z. and Ouzzane, M. An experimental investi-gation of an ejector for validating numerical simulations, Inter-national Journal of Refrigeration, 2011, Vol. 34, pp. 1717-1723.

- Sherif, 1998 Sherif, S.A., Goswami, D.Y., Mathur, G.D., Iyer, S.V., Davanagere, B.S., Natarajan, S., Colacino, S. A Feasibility study of steam-jet re-frigeration, Int. j. energy res., 1998, 22, 1323- 1336.
- Stricker, 2006 Stricker Associates Inc.. Market study on waste heat and re-quirements for cooling and refrigeration in Canadian industry, 2006.
- Vilter www.vilter-emerson.com
- Yu, 2006 Yu, J., Chen, H., Ren, Y., Li, Y. A new ejector refrigeration system with an additional jet pump, Applied Thermal Engineering, 2006, 26, 312-319.

5. デンマーク

5.1 導入

2010 年に、デンマークの気候変動政策に関する委員会は、2050 年までに化石燃料によらないデンマークのエネルギーシステムへの道について述べる報告書を公表した。

政治制度において、委員会の答申に関してコンセンサスがあり、そして、このように、デンマークのエネルギー研究は、これらによって支配されて高度になっている。

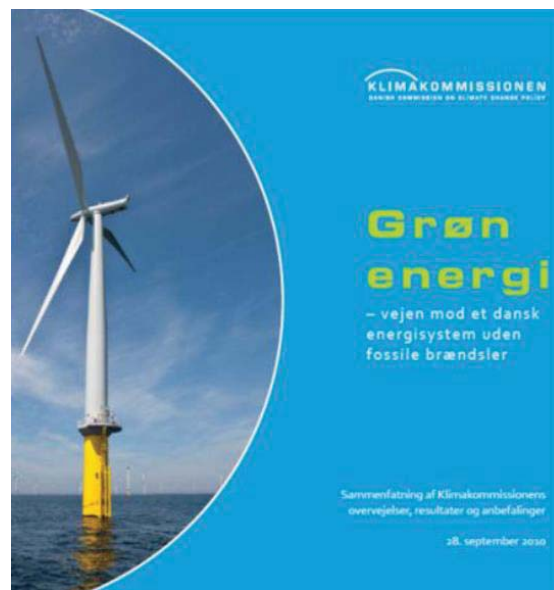


図 5-1: デンマークの気候変動政策に関する委員会: “グリーンエネルギー -化石燃料によらないデンマークのエネルギーシステムへの道。委員会の考察、結果と答申の概要”, 2010 年 9 月 28 日出版

報告書では、電気によって製造されるエネルギーと過剰な熱の利用の関連として、ヒートポンプが、将来のエネルギー供給における重要な役割を果たすものと認められた。ヒートポンプの将来の役割を明白に示すために、委員会議長のキャサリン・リチャードソンは、2050 年までに、地域熱供給の 25%から 50%が、ヒートポンプによって供給されるべきであると、推定した。デンマークの家庭の 60%以上は、地域暖房によって、暖房される。

□冷媒の状況

デンマークには、大部分の他の国より厳しい合成冷媒の使用に対する規則がある。CFC と HCFC 冷媒に関して、デンマークは国際的な規則に従い、そして、このように、CFC は完全に廃止され、一方、HCFC（主に R-22）は 2015 年 1 月 1 日までに段階的に廃止されなければならない。HFC 冷媒に関しては、デンマークは、0.2-10kg の冷媒が充填されているプラントだけが許容される特別規則を実施する。実際には、これは、自然冷媒を使う産業用ヒートポンプだけであることを意味する。

5.2 進行中の研究開発

デンマークの研究開発では、大規模ヒートポンプは、70 と 90 °C の間の往きの温度で、主に地域暖房システムで利用される。熱源は、一般的に、周囲温度、または、それよりわずかに高い温度で、煙道ガス、表面水、蓄熱、下水処理水その他であり得る。そして、焦点の技術は、遷臨界 CO₂、アンモニアおよびイソブタンである。

今日、CO₂ システムは、デンマークにおける商業用冷凍のための主要な選択であり、遷臨界状態における熱力学特性が、媒体が、40°C 以下の温度から 70-90°C まで加熱されるヒートポンプ適した CO₂ を作り、このように、それを大部分の地域暖房システムにふさわしくする。アンモニアシステムは、産業用の冷却から始まり、そこで、ヒートポンプにおける主要な違いはより高い作動圧力である。伝統的に、デンマークのアンモニアヒートポンプは、25 あるいは 40 bar のシステムで、それぞれ 50-55 °C と 70-75 °C の最大温度に達する。今日新たに、50 と 60bar スクリューとピストン圧縮機が開発され、実証されている。これらのシステムは、90 °C を上回る。イソブタンは、低圧 HFC（ヒートポンプ）の構成要素を使って利用され得る低圧冷媒である。イソブタンシステムは、水を標準的な低圧の構成要素を用いて、約 85 °C まで加熱できる。

□産業応用におけるヒートポンプ

産業プロセスにおけるヒートポンプの適用は、地域暖房システムにおけるよりしばしば非常に複雑である。熱生産コストは、地域暖房が行っているもので、そして、ヒートポンプが貢献する燃料節約を意味し、ヒートポンプが利益をもたらすようにする上で、重要である。

製造会社において、製品は主な焦点である。ここでは、エネルギーコストは、いつも主要な競争のパラメータの1つであるとは限らず、そして、ヒートポンプが提供する唯一の利益が特に重要でないかもしれないことを意味する。産業プロセスでは、ヒートポンプが熱源と温度レベルに依存しているため、ボイラーは直接ヒートポンプに代えることがしばしば難しい。従来のシステムでは、これらパラメータはほとんど重要ではなく、そして、熱回収が非常に難しく、熱分配システムがしばしば高温のために作られていることを意味する。これは、ほとんどのヒートポンプがセントラル暖房システムよりもむしろ熱回収装置として特定のプロセスに組み入れられなければならないことを意味する。これは、熱源と需要の時間帯における不整合でさらに複雑になる。

産業応用における熱要求と必要条件の分析が産業プロセスでヒートポンプを使うことの潜在的で技術的な必要条件の概要を持つために、2つの評価報告書が2013年に出版された。2つの報告書は、結果が100%相当な、決定的でないことを意味する異なるアプローチで、完成される。しかし、両方の報告書は、産業における可能性の良い徴候を与える。最初の報告書[Viegand, 2013]は、一般の産業の余剰熱および利用の可能性を、内部と外部の両方の異なる方法で考慮する。技術的で経済的な障害が考慮される。

最初の報告書 [Viegand, 2013] で最も重要な結果は、以下の通りである：

- 産業のプロセスのデンマークの熱需要の4分の1は、60 °Cまたはより低い温度を必要とする
- 産業のプロセスのデンマークの熱需要の2分の1は、100 °Cまたはより低い温度を必要とする
- 産業のプロセスのデンマークの熱需要の2分の1は、100 °Cより高い温度を必要とする。

第2のレポートの焦点は、熱が、同じプロセスで、回復され、利用される、異なるプロセスで、ヒートポンプを使うことに関して、より詳細である。

産業排熱の外部での利用は、考慮されない。可能性が、最高 180 °Cの温度条件でのプロセスに対して評価され、それぞれ 20K、40K および 70K の温度上昇に分類された。

180°Cの必要条件と 20K の温度上昇は熱源が 160 °Cであることを意味し、一方、70K の温度上昇とが熱源が 110 °Cであることを意味する。第2の報告書[Weel, 2013]の最も重要な結果は以下の通りである：

- 70K の温度上昇と 180 °Cの出力で、熱需要の約2分の1がヒートポンプで製造し得る。
- 40K の温度上昇で、ポテンシャルの約35%が可能である。この温度上昇において、100°Cより高い温度を必要とするのは、ポテンシャルの小さな部分だけである。
- 20K の温度上昇で、ポテンシャルの約25%が可能である。この温度上昇において、100°Cより高い温度を必要とするのは、ポテンシャルの無視し得る部分だけである。
- 40K の温度上昇と 10 °Cの出力で、ポテンシャルの約75%が可能である。
- 温度に関係なく、ポテンシャルの約95%が2 MW以上の熱能力でカバーされ得る。

両方の報告書は、大多数の可能性が 100 °C より低い温度を必要とすることを示し、ほとんどの場合、その出口温度は技術的な障害ではないことを意味する。この評価は、20K 上昇させるだけのヒートポンプに対して若干の可能性があることも示し、そして、加熱能力が MW 級である場合に、高い COP の値が可能であることを意味する。1MW 未満の能力を備えるヒートポンプに対する若干の可能性だけがある。

Viegand, 2013 Analysis of utilization of industrial excess heat, Viegand & Maa-gøe, 2013

Weel, 2013 The potential for high temperature heat pumps in industrial application, Weel & Sandvig, 2013

5.3 実証

大規模ヒートポンプを設置したこの二年間に、いくつかの実証プロジェクトがあり、そして、それは主に遷臨界 CO₂ または高圧アンモニアシステムであった。

現在、研究開発は水蒸気システムとアンモニア/水ハイブリッドプロセスの分野にある。次の 3 つの実証プロジェクトは、産業プロセスに関連する：

「水蒸気圧縮のための Rotrex ターボ圧縮機の開発」

このプロジェクトは、新しく競争力のある電気式水蒸気圧縮の開発が狙いである。圧縮機はデンマークの「Rotrex」ターボ圧縮機を基礎とし、そして、それは、現在、空気の圧縮のために使われている。プロジェクトは発展して、研究所レベルで水蒸気を用いたプロトタイプをテストする。水蒸気を使用して圧縮機の予備試験と計算が実行され、そして、実際と理論が一致していることが検証された。今日、市場には、さまざまな形式の圧縮機があり、望まれる応用のために使用できるが、それらは非常に高価であるか、能力で制限されるか、信頼性が不十分である。水蒸気ヒートポンプは、高効率と 70 から 250 °C における低い運転圧力によって、他のタイプのヒートポンプとは異なる。今日、システムがしばしばオーダーメイドであり、そして、それは非常に高価であり、他の代替手段が利用できる加熱応用で、利益をもたらさない。Rotrex 圧縮機は、独立した装置として、あるいは、伝統的なヒートポンプと組み合わせて、既存の蒸気システムに直接組み込まれることができ、そこで、水蒸気圧縮機は、すなわち、90 °C から 120 °C までの温度から、温度レベルをさらに 20-30 °C 上昇させることができる。

一般に、この技術の目標は、50~200 °C の温度範囲で、熱を使用する産業界であり、可能性は巨大である。乾燥応用のためのターボ圧縮機の使用に関する Weel&Sandvig、Rotrex および DTI による論文が、以下のページにある：

5.3.1 高温ヒートポンプに基づく新規のターボ圧縮機による高効率乾燥

(1) 要約

乾燥は、多くの産業における製品保存のための最もエネルギー集約型の活動の1つである。乾燥のための一次エネルギー消費量を低減する1つの方法は、乾燥プロセスから流出する潜熱を回収するために高温ヒートポンプを取り付けることである。

Rotrex、Weel&Sandvig および DTI は、蒸気のために設計された新しい高速半径流ターボ圧縮機を開発している。圧縮機は、自動車ターボチャージャーの Rotrex スーツに由来する。蒸気圧縮機は、乾燥システム内の取り付けにふさわしいヒートポンプのための作動サイクルの心臓部である。

新しい概念は、実際の乾燥システムのための運転仕様に合致させるために、圧縮機を平行と直列に配置できるモジュール方式に基づく。乾燥ヒートポンプシステムの COP 値は、一般的に、4~6 の間にあり、実際の配置に依存する。ヒートポンプの作動媒体として、蒸気は、高い COP 値、非毒性および温室効果の可能性の無いことを満たす、高温におけるその優れた熱力学特性のために、選ばれる。

(2) 導入

乾燥は、産業のプロセスで最もエネルギー集約型の活動の1つである。乾燥は、世界中の産業のプロセスで、全エネルギー消費量のおよそ 20%を消費している。多くの努力が、過熱水蒸気による乾燥として乾燥効率を向上させること、プロセス制御を改善させること、等のために、すでに実行された。そして、乾燥プロセスへのヒートポンプの組み込みは、乾燥効率をそれ自体改善しないで、乾燥プロセスの間、乾燥機からの排熱を使用できる熱にまで昇温する方法である。ヒートポンプは、ここまで供給温度における温度限界のため、産業プロセスに適してはいなかった。さらにまた、電気と化石燃料（ガスと石油）のための価格上昇は、過去 10 年で、大部分の国でのヒートポンプの組み込みに、非常に好都合である。ヒートポンプの性能は、単純な理想カルノー・ヒートポンプ・サイクルのための、主要な支配方程式に由来することができる。COP の値は、熱源温度 T_c とヒートシンク温度 T_h から表現でき、一定の熱源とヒートシンク温度で、ヒートポンプの最も高い理論的な性能を表す。

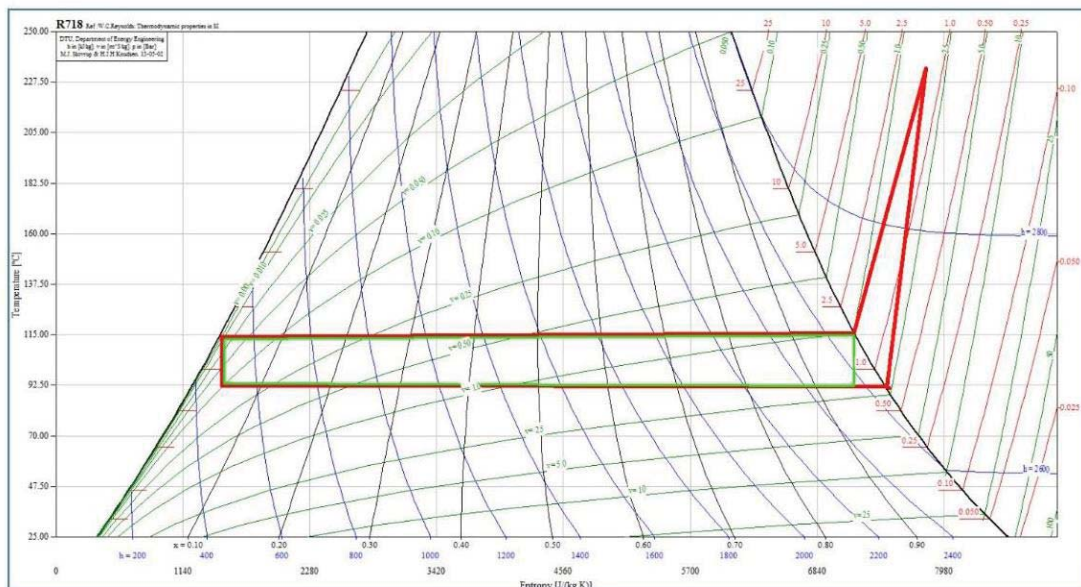


図 5-2: TS 線図上における理想カルノーサイクル、水ベースヒートポンプサイクル（緑）と実際のサイクル（赤）

一般的に、実際のヒートポンプサイクルの効率は、実際の凝縮器と蒸発器の温度を考慮したときのカルノーヒートポンプサイクルの理論値の約 0.6 から 0.75 である。

$$COP_{real} = \frac{Q}{E} = 0.6 \dots 0.75 \frac{T_h}{T_h - T_c}$$

$$COP_{Carnot} = \frac{T_h}{T_h - T_c}$$

ここで、E は圧縮機を駆動するための電気入力で、Q はヒートポンプからの水蒸気を凝縮させることで放出される熱である。温度上昇と蒸発温度に対する COP のグラフが図 5-3 に示される。温度上昇 50 K が、COP 値として約 4.5 - 5 の結果を生ずるであろう。多くの乾燥応用と他の産業プロセスにおいて、20 - 60 K の温度上昇が排熱を乾燥設計のための有用な熱に変換するために必要である。図 5-3 に、ヒートポンプのための温度上昇に対する達成しうる COP 値の関係が示される。この図からわかるように、温度上昇が 30 から 70 K に対して、COP 値は 4-8 が達成可能である。

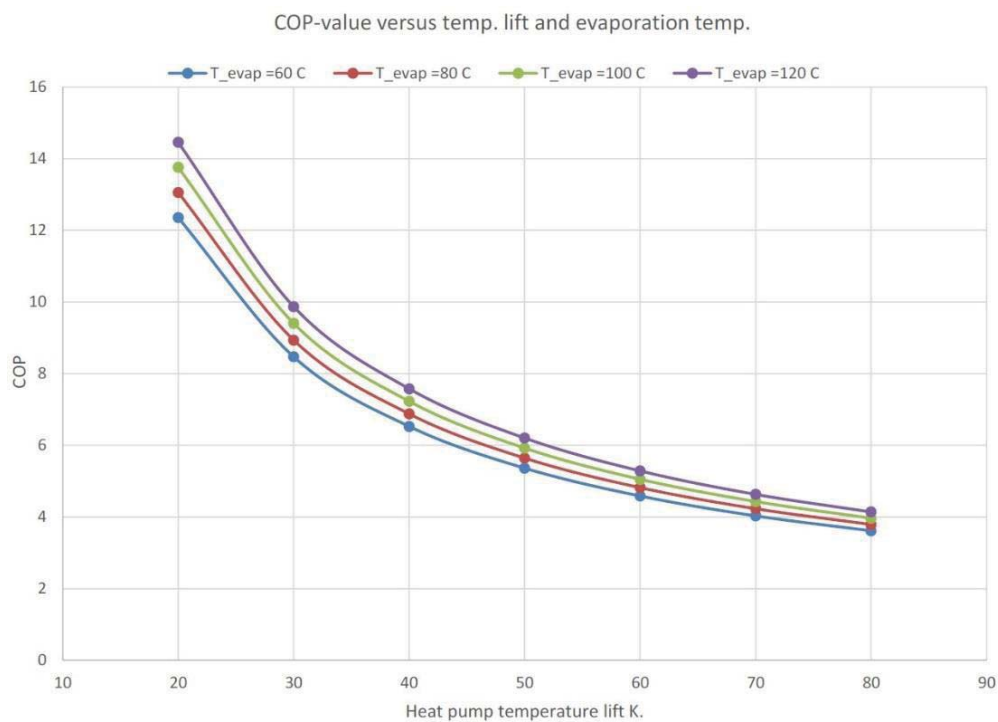


図 5-3： 温度上昇と蒸発温度に対する COP 値

多くの産業応用に、排熱温度（熱源温度）は 100 °C から 40 °C あるいはそれ以下までの範囲で、プロセス加熱への温度要求は 100 °C から 150 °C までの範囲で、有効である。様々な熱源温度要求を達成するための最高のヒートポンプは、熱交換器（凝縮器と蒸発器）におけるエクセルギー損失を最小にするために、同様な温度すべりを持つことが必要である。ローレンツ・サイクルヒートポンプは、熱交換器におけるエクセルギー損失を減らすために、凝縮器と蒸発器の中で温度すべりを導入した。

理想的なローレンツ・サイクルの COP 値は、以下によって表される：

$$COP_{Lorenz} = \frac{T_{hm}}{T_{hm} - T_{cm}}$$

ここで、 T_{hm} は凝縮器温度であり、 T_{cm} は蒸発器温度である。

図 5-4 において、T-Q 図中の理想的なカルノーサイクルとローレンツ・サイクルとの比較が示される。ローレンツ・サイクルは、無限の多段階カルノーサイクルに等しい。

ローレンツ・サイクルは、アンモニア - 水のような 2 成分混合物、あるいは、遷臨界プロセス (典型的には、作動流体としての CO_2 による) を用いることによって、近似され得る。現実には、高温範囲では、作動媒体としての水による、2 から 3 段階の多段カルノープロセスは、より高い COP 値を達成する。

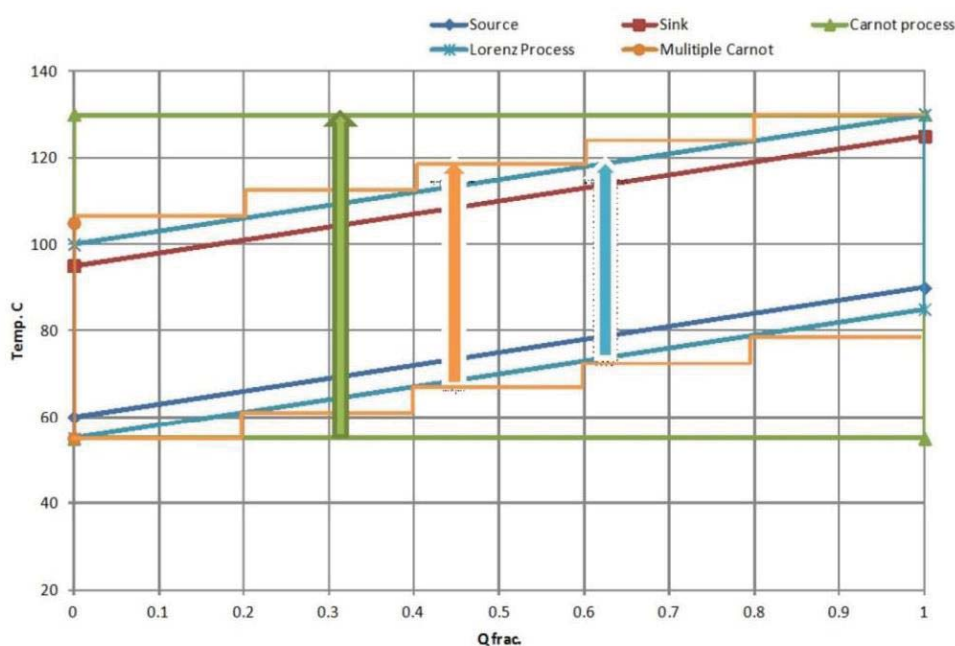


図 5-4: TQ-線図上における異なるヒートポンプサイクルの比較

ヒートポンプにおける主なサイクルと構成要素の概略が図 5-5 に示される。ヒートポンプの中には、4 つだけの重要な構成要素 (圧縮機、凝縮器、膨張弁および蒸発器) がある。

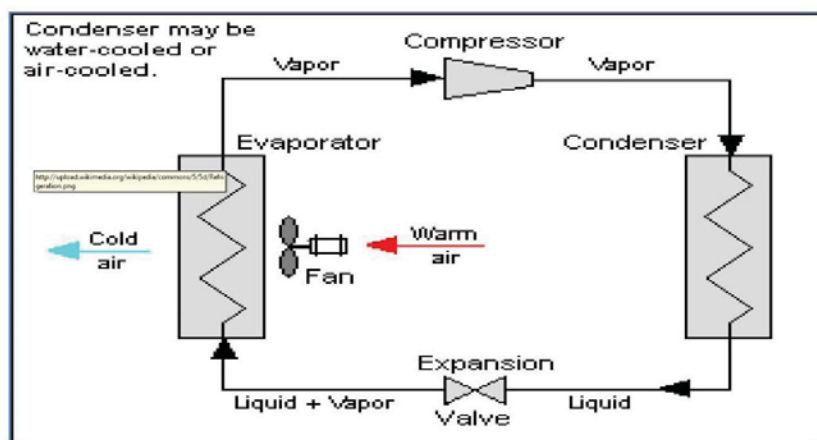


図 5-5: 圧縮式ヒートポンプにおける主要な構成要素の概略図

乾燥の応用では、乾燥温度と温度に対する排熱流は、回収可能な熱と達成できるヒートポンプの COP 値に対して主要な支配パラメータである。既存の乾燥システムは、それらをヒートポンプの組み込みには不適合にする高いエクセルギー破壊を持って、設計される。過熱水蒸気における新しい乾燥プロセスは、重要なより少ないエクセルギー破壊を持ち、それによって、効率的なヒートポンプの組み込みにずっと適している。

高温ヒートポンプのための様々な作動流体の比較は、100 °C以上の凝縮温度のためには、最も効率的な媒体であることを示す。図 5-6 に、異なる作動流体（水、ブタン、イソブタン、CO₂、NH₃）によるヒートポンプに対する COP の値が示される。高温運転に対して、水が優れた作動流体であることは明白である。

水蒸気の 1 つの欠点は、蒸発温度が 80 °C以下であるときの比較的低い蒸気密度であり、ヒートポンプの圧縮機に高い体積処理能力を要求する。ターボ圧縮機には、非常に高い容積流量能力があり、したがって、水蒸気ヒートポンプに好ましい。

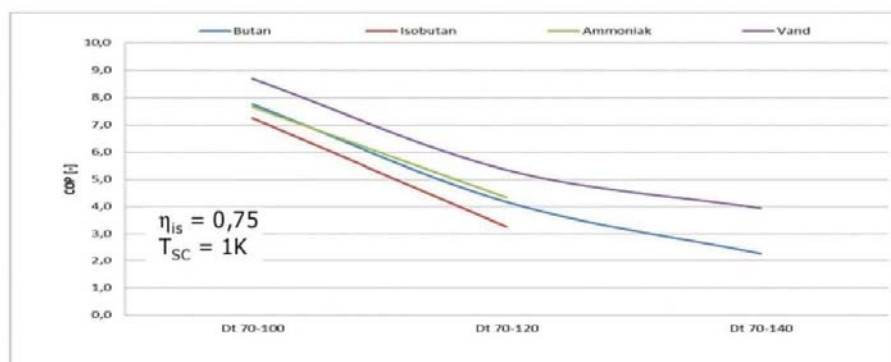


図 5-6: 温度上昇に対する種々のヒートポンプ冷媒の COP 値（蒸発温度 70 °C）

(3) 圧縮機の開発と試験

水蒸気圧縮のためのターボ圧縮機は、自動車ターボチャージャーの Rotrex ラインナップに由来している。アルミニウムベースの圧縮機は、チタンでできた新しいインペラーと交換され、ハウジングと渦形は、より高い圧力比と高効率と耐久性に適合させるため、設計された。新しいカーボン・ベースの軸シールは、軸で漏れている蒸気または油を防ぐために装着された（図 5-7 参照）。

圧縮機の吸引量は、約 0.28m³/s で、そして、蒸気による最大圧力比は約 3 である。1 つのターボ圧縮機ユニットから成る典型的なヒートポンプの設置は、蒸発器からの吸引圧力が 0.9 bar(a)（飽和蒸気温度 93 °C）であるとき、130 °Cで約 450kW の熱を供給することができる。

Rotrex ターボチャージャーは、優れた性能を持ち、ユニークな牽引ギア式圧縮機を備え、そして、自動車用として承認されてきた実績がある。牽引ギアは 7.5 の段階的な比率を持ち、効率は全負荷で 98.5%である。最高 105,000 RPM の圧縮機インペラーの速度を保証するために、牽引ギアの低速軸は、直接、高速モータ (15,000 RPM) に、あるいは、高速ベルト

駆動を介して標準モータに結合される。図 5-7 と図 5-8 に、牽引ギア、ハウジング、インペラー、渦形などを備えた圧縮機組み立ての若干の原理図面が示される。

牽引ギアは、牽引（または摩擦）部品上で安全な油膜を維持し、外部のオイルクーラーを通して油を循環させる内蔵油ポンプにより、潤滑される。

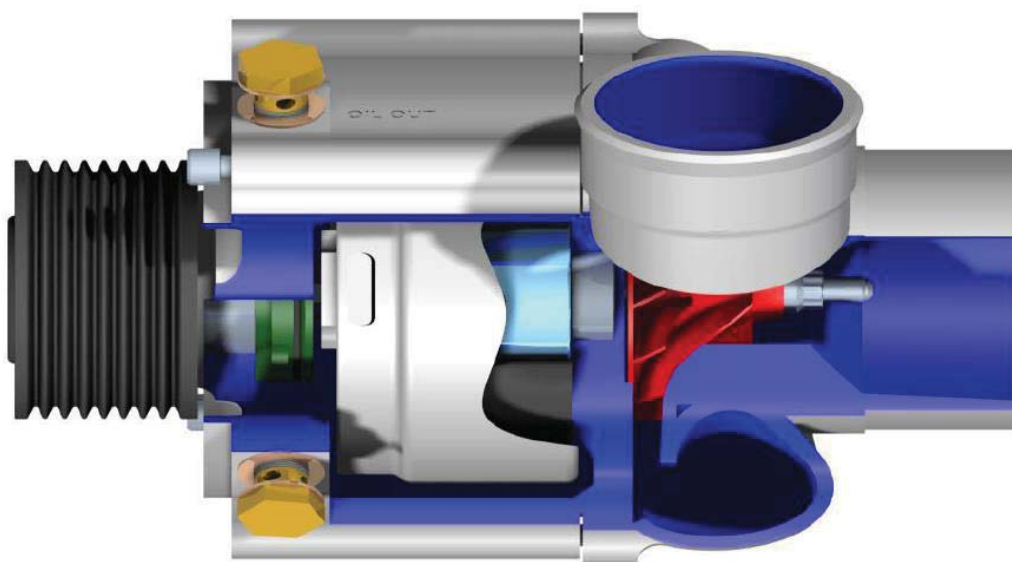


図 5-7: 圧縮機とギア

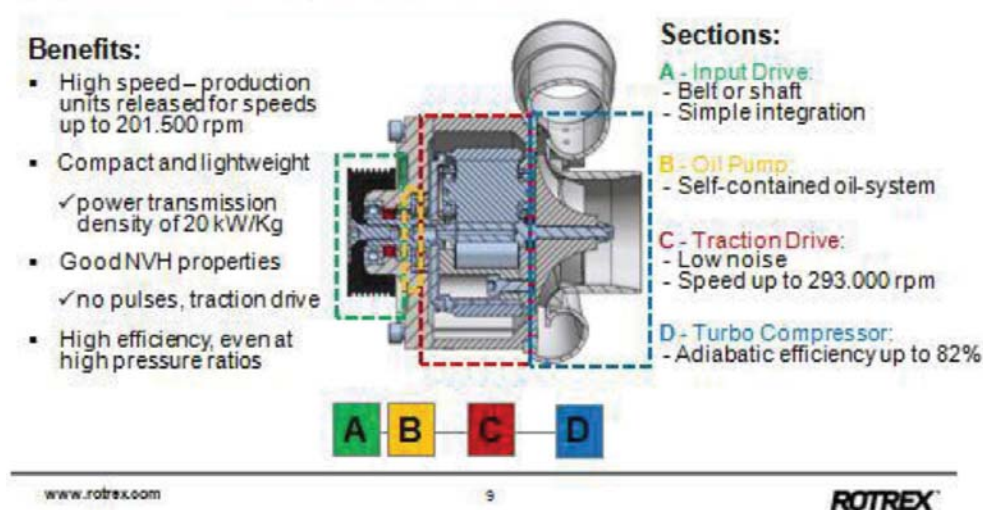


図 5-8: 蒸気圧縮機のための Rotrex 圧縮機と主要部品

図 5-9 において、Frederikssund における Haldor Topsøe A/S の生産設備で設置される装備上で、試運転の間、実際に測定された運転点を含む予測性能マップが描かれる。測定された性能は、期待される性能に近かった。試験装備からの写真が図 5-9 に示される。

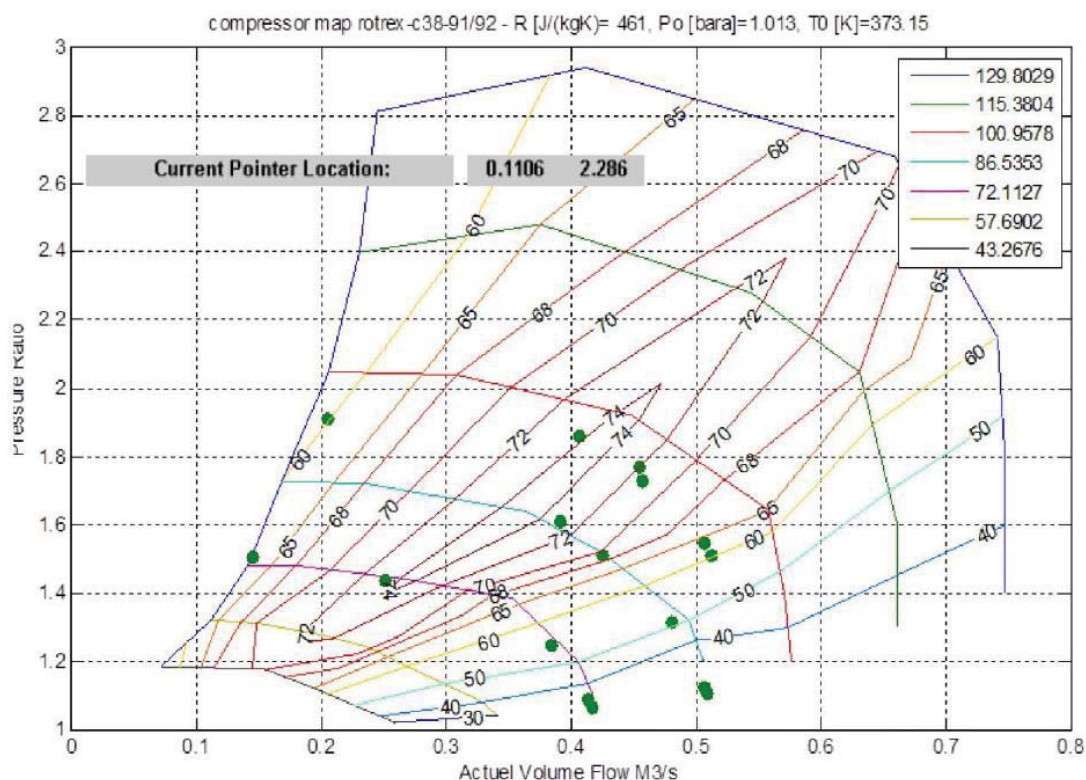


図 5-9: (空気から蒸気に変換して) 予測された圧縮機マップにおける測定された運転点

牽引ギアを含む新しいターボ圧縮機には、そのコンパクトさと 6kg の重量を考慮して、非常に高い体積吸引能力がある。比較として、約 12,000m³/h の能力を持つ蒸気圧縮のためのスクリー圧縮機[Mayekawa, 2002]の重量は、6,000 kg である。同じ能力と温度上昇が、12 台の Rotrex ターボユニットが、第 1 段が 8 台で、第 2 段が 4 台という 2 段階の並列直列に配置され、圧縮機の総重量は 72kg になった。



図 5-10: デンマーク、Fred-erikssund にある Haldor Topsøe の製造施設での最初のヒートポンプ試験の写真

(4) 乾燥産業におけるヒートポンプの適用

新しいヒートポンプ概念には、一次エネルギー消費を減らしたいという多くの乾燥応用において使用される可能性がある。大部分の乾燥応用に対しては、初期投資コストと運転コストのバランスをとるために、40K を上回る温度上昇が必要とされる。

DTI、ROTREX&Weel および Sandvig によるプロジェクトで開発された新しい圧縮機ユニットは、約 30K の温度リフトに相当する、3 までの圧力比のために設計される。より高い温度リフトを達成するために、図 5-11 で示すように、直列結合で配置された圧縮機による二段階構成は、30 と 60K の間の温度上昇を提供することができる。



図 5-11: 必要とされる能力と圧力比を満たすために、並列と直列を結合させた組み合わせによるコンプレッサの構成

ある可能な適用は木材乾燥である。木材は、図 5-12 に示す典型的な時間に対する乾燥曲線によるバッチプロセスとして乾燥される。

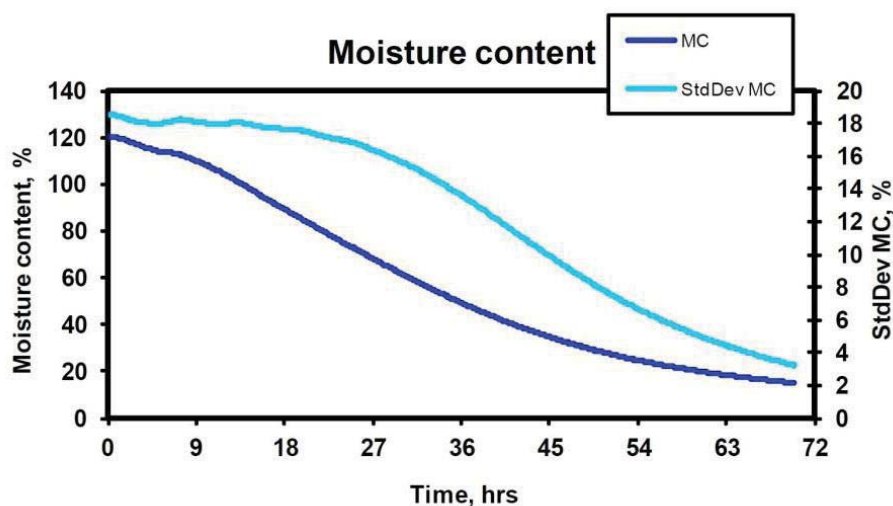


図 5-12: 木材乾燥窯における典型的な乾燥曲線

図 5-13 に、木材乾燥窯におけるヒートポンプの組み込みのための 2 つのオプションが示される。(左) 従来の「空気乾燥機」にレトロフィットさせたヒートポンプと (右) 過熱水蒸気釜乾燥システム

(5) 蒸気釜乾燥プロセス

従来の釜乾燥プロセスにおいて、乾燥室への 446 kW の熱を供給するとき、ヒートポンプ循環ファンは 20 kW を消費し、圧縮機は 84 kW 消費する。総合 COP の値は約 4 である。過熱蒸気乾燥釜概念において、COP の値は約 7 に達し得る。

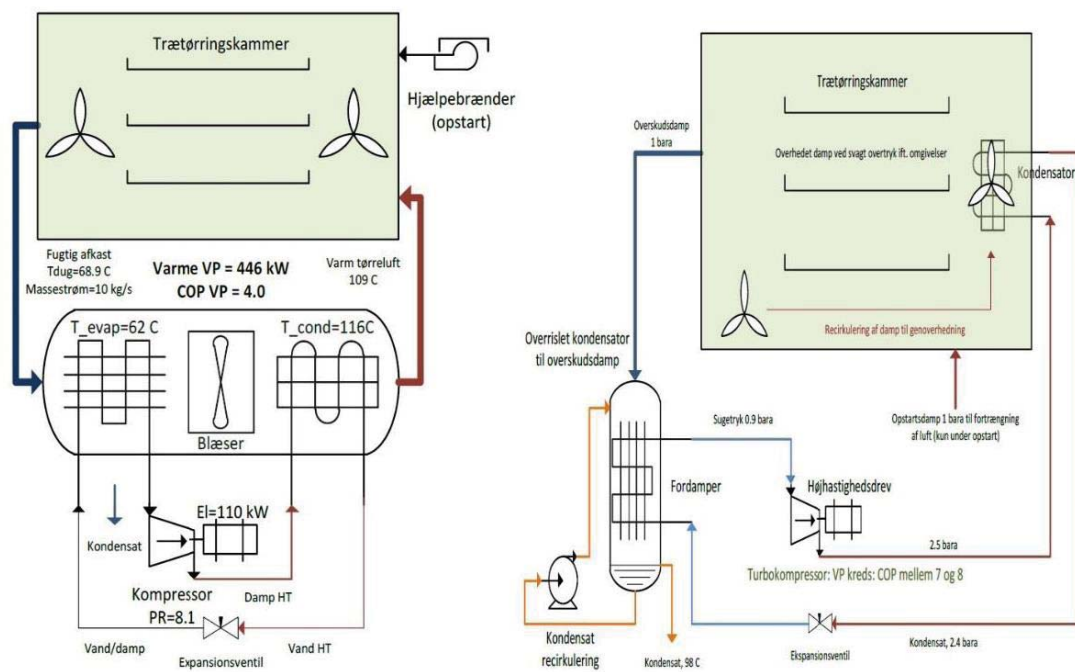


図 5-13: 木材乾燥窯におけるヒートポンプの組み込み
(左) 従来の乾燥と (右) 過熱水蒸気の中での乾燥

もう一つの応用は、魚骨粉産業とヘドロ乾燥など使用される円盤乾燥機である。そして、円盤乾燥機に組み込まれるヒートポンプのための熱と質量のバランスが図 5-14 に示される。

間接的な乾燥機にヒートポンプを組み込むとき、熱が排気流から回収され得る高い露点温度曲線を維持するために、乾燥機内の空気のと排気を最低まで低減することが重要である。そのうえ、排気管のより少ない空気分は、より高い熱伝達係数と、そして、結果として、より少ない圧力損失による、より小さな熱交換器を意味し、ブロワーの電力を節約する。

図 5-15 は、種々の空気分を持つ 1kg/s の水を蒸発させる乾燥機からの排気流における 1bar の全圧力における熱に対する凝縮温度を示す。ほとんど純粋な水（空気分が無い）は、一定の温度 100 °C で凝縮する。少しの空気でも存在するならば、凝縮温度はかなり減少する。

例えば、7%の空気が存在するならば、最終的な凝縮温度（ヒートポンプポンプの設置されている場所から見られるならば蒸発温度）は約 10K 低下して、それによって、ずっと高い温度上昇とヒートポンプへの圧縮機電気入力を要求する。

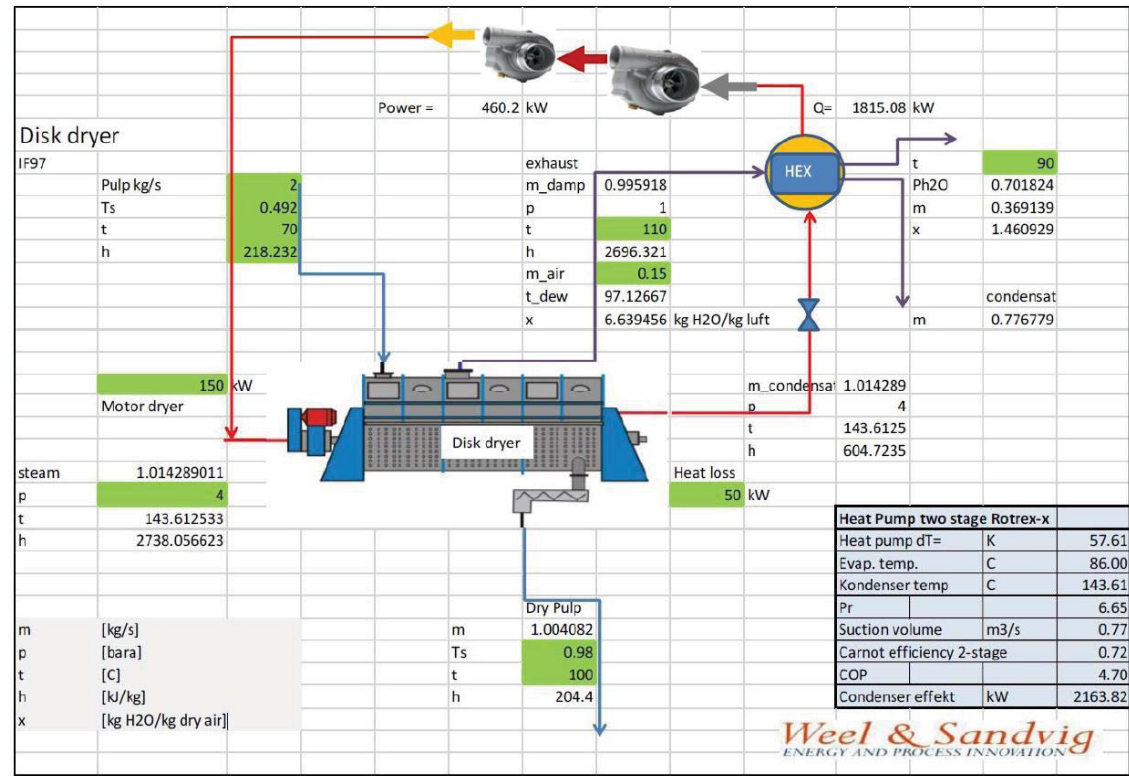


図 5-14: 円盤乾燥機に組み込まれたヒートポンプのエネルギーと質量バランス（魚骨粉産業）

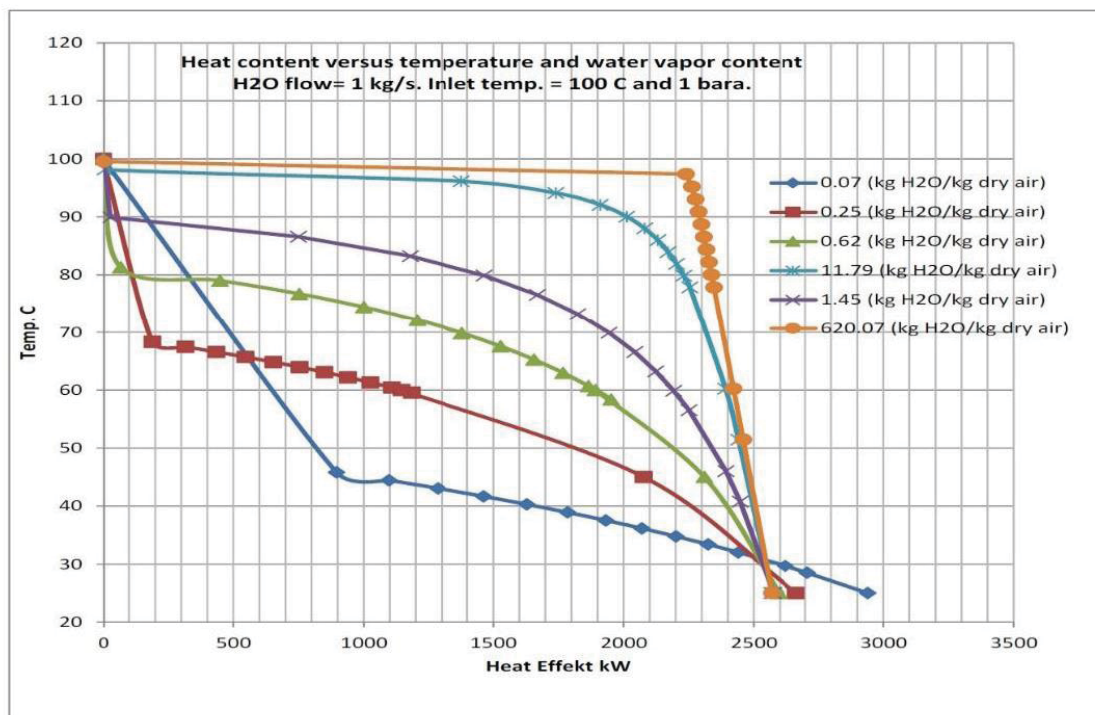


図 5-15： 温度および水蒸気分に対する熱効果

過熱水蒸気の中のペットフードの乾燥が開発されてきた [Schmidt, 2012]、そこで、図 5-16 で示すように、ヒートポンプが考慮された。過熱水蒸気乾燥機へヒートポンプを組み込むとき、循環蒸気流と温度上昇の最適化と熱交換器の大きさが考慮されなければならない。図 5-17 には、蒸気再熱器 ($dT_{\min} = 5K$) における対数平均温度差に対する蒸気圧縮機と蒸気循環ファンの電力と COP の値が示される。図から分かるように全電力の最小値が存在する。

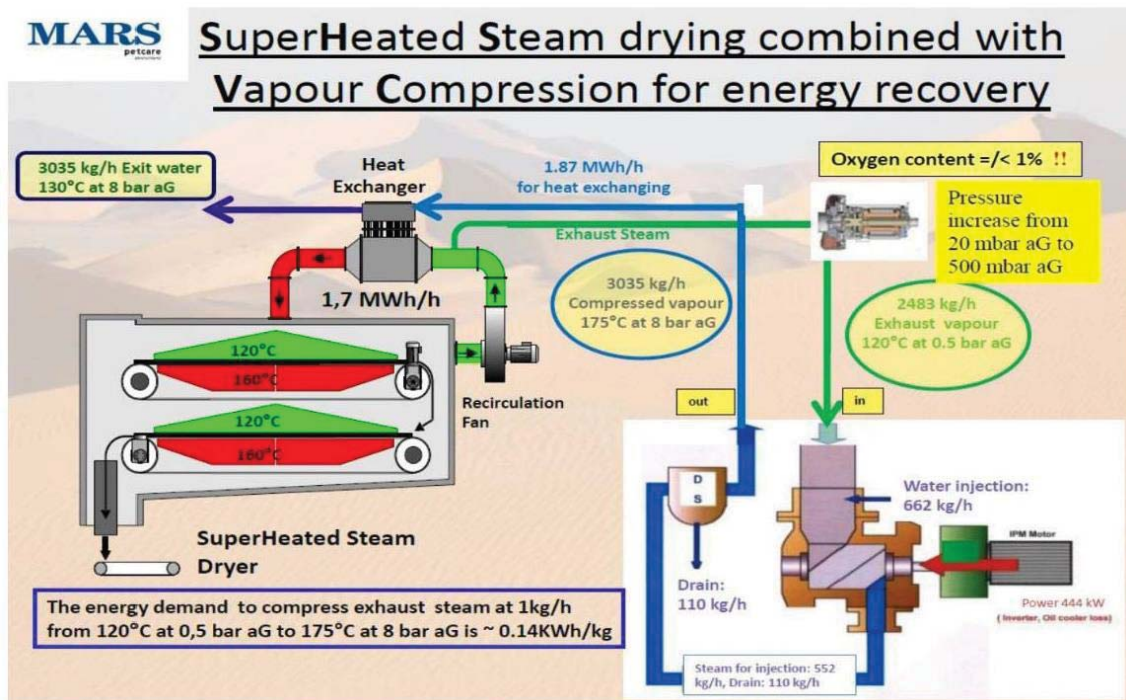


図 5-16: 統合されたヒートポンプによるペットフードのための加熱水蒸気乾燥プロセス
文献 [4]

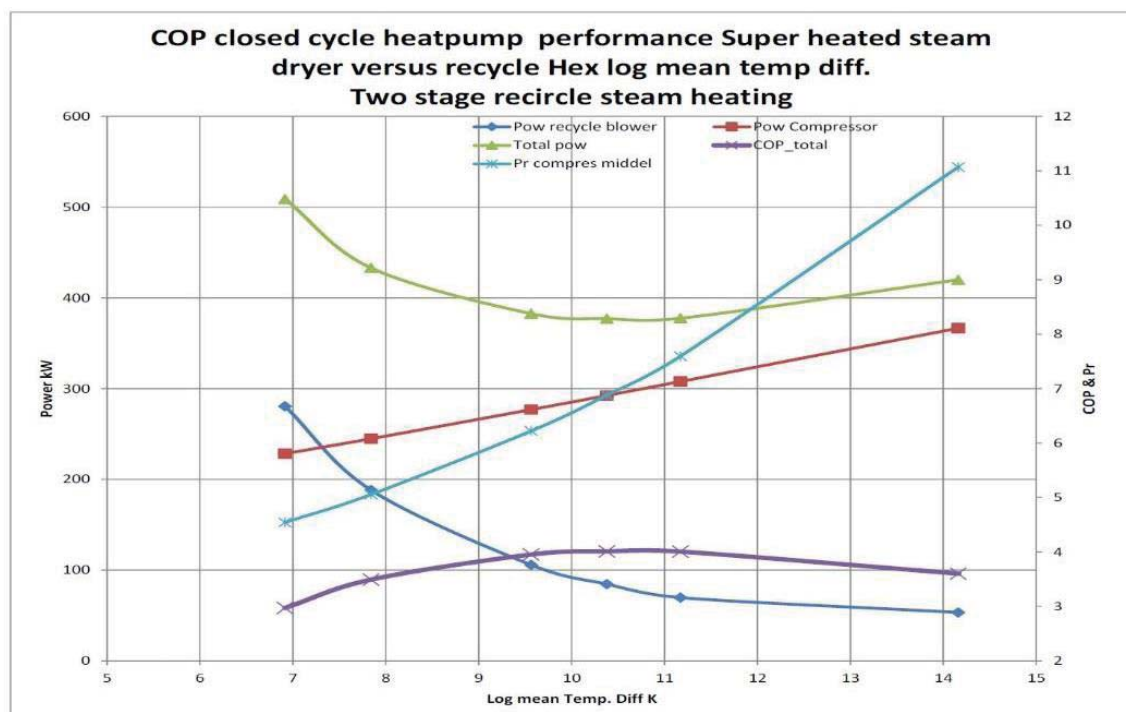


図 5-17: 加熱能力 1,500 kW の過熱蒸気システムのためのヒートポンプの最適化の例

(6) 結論

我々は乾燥応用におけるヒートポンプについて明るい将来を見て、この技術が主要なエネルギー節減と乾燥産業における CO₂ 削減を提供すると期待する。分析は、新しいターボ圧縮機を基礎としたヒートポンプのコンセプトが乾燥応用に適用することができて、4 と 7 の間の COP の値を達成することができることを示した。

Mayekawa, 2002 Steam Compressor for Brewery Plant Y. Endo, Mayekawa Mfg. Co. 2002.

Schmidt, 2012 SHS AS A TECHNOLOGY PLATFORM FOR SUSTAINABLE & COM-PETITIVE ADVANTAGE, Taastrup 02.11.2012, Siegfried Schmidt, Mars GmbH Europe.

Weel, 2012 Industrial heat pumps for high temperatures, Mogens Weel, Jens Mikkelsen, 2012.

Weel, 2013 The potential for high temperature heat pumps in industrial application, Weel & Sandvig, 2013.

5.3.2 産業プロセスのための超高温のハイブリッドヒートポンプの開発

産業規模のヒートポンプ用は、最近まで、75-80℃の最高温度に制限されてきて、そして、それによって応用範囲を制限している。

この数年の間に、新しい構成要素が利用でき、そして、排熱回収のための高温ヒートポンプの使用は、市場への道を発見した。100℃の最大温度は、まだ、伝統的なヒートポンプサイクルと流体に基づくこれらのプロセスの間の制限である。

ハイブリッドエネルギー (HE)、それはこのプロジェクトのパートナーであり、吸収と圧縮のサイクルが結合される「複合型プロセス」と呼ばれているヒートポンププロセスを再発明した。この組合せのため、標準的な産業用冷凍部品で 110℃の温度に達することができる。これは、非常に高い効率でなされる。

現在、市場では、6つのハイブリッドプラントが 50,000 時間以上運転されている。プロセスは信頼できることがわかり、そして、COP の推定値に達することができる。

EUDP プロジェクト「高温ヒートポンプによる低級排熱の利用」の期間中、デンマークの会社 Innotek は HE とハイブリッドプロセスに導入されて、コスト最適化とデンマークの市場に対する販売代理店に関する、HE との協定に調印した。デンマークにおける関心は、これのためにすさまじくなった。

プロジェクトの狙いは、より高い圧力へ許容される新しい標準的な構成要素を用いることによって、ハイブリッドプロセスの運転限界を増やすことである。新しい構成要素を用いることによって、最高温度は、180-250 °Cと同じくらい高くなり得る。

これは、ヒートポンプを利用して、より低い温度で廃棄エネルギーを回収し、より高い温度レベルでプロセスにエネルギーを戻すために、食物とプロセスの産業における新しい市場を開くであろう。これらのプロセスのほぼ 100%は、今日、化石燃料を使って、加熱される。

プロジェクトは、180-250 °Cより上の高温のための、効率的で信頼できるヒートポンププロセスを開発することができることを、実証するであろう。

プロジェクトは三つの部分からなる：

- 1) 超高温のためのハイブリッドヒートポンプの理論的、実験的研究
- 2) 組合内のエンドユーザーにおけるプロセスへの可能な実行（ヒートポンプの導入）の調査と一般的な市場調査の誘導
- 3) 組合内のエンドユーザーにおけるプロセスでの実証

プロジェクトは、ここ数年、販売されている商業的に利用できる産業冷凍装置をベースにして、180-250 °Cの範囲の温度に達することができることを、確かめる。そのような高い能力システムの実施は、今日まで、ほとんど不可能であるプロセスにおいて、一次エネルギー、ほとんど常に化石の燃料の使用を低減することを可能にする。

プロジェクトは、どこで超高温ハイブリッドヒートポンプがこれを行うための有益なツールであり得るかを、調査する。さらに極めて高温のヒートポンプ（UHHP）は、食品と装置の産業へより多くの再生可能なエネルギーを使用させることを可能にする。

□ハイブリッドプロセス

ハイブリッドプロセスは、よく知られた蒸気圧縮式サイクルと吸収式サイクルの組合せであり、自然冷媒の水とアンモニアを使用する。二つの冷媒は、混合物として、ハイブリッドプロセスの中で流れている。二つの冷媒を混ぜるとき、中程度の圧力で高温に達することができる。図 5-18 に示すように、到達できる最高温度は、水/アンモニア（ $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ ）溶液の濃度次第になっている。

Vapor pressure curves

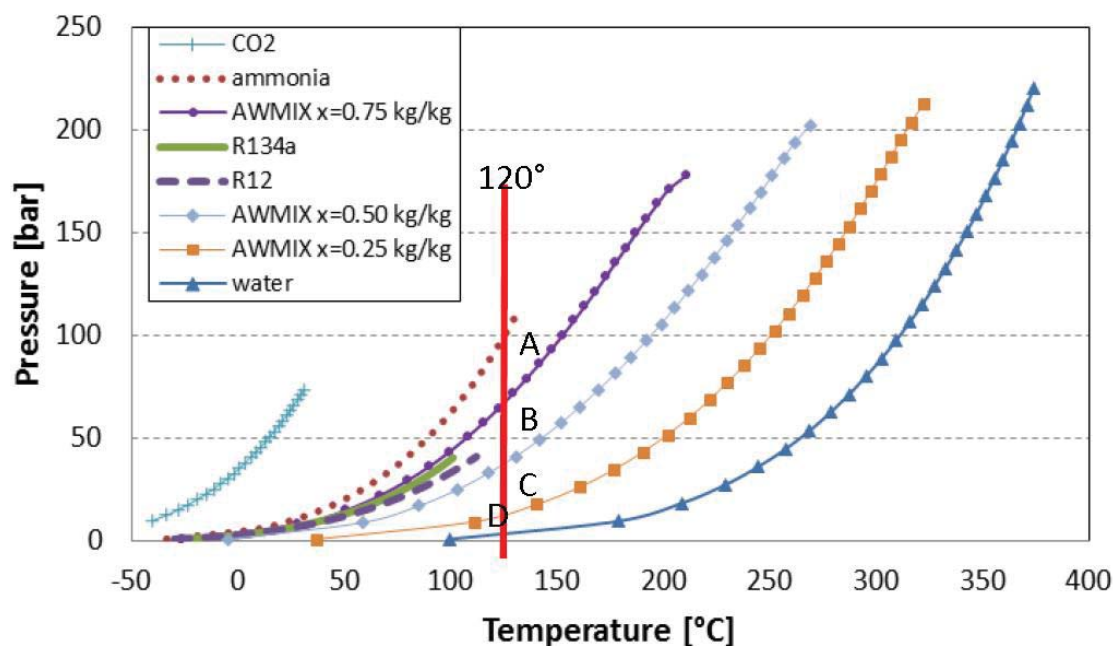


図 5-18: 異なる冷媒の比較 与えられた温度に達するために必要な圧力

図は、異なる作動流体のための達成できる温度を示す。赤い線は 120 °Cを示し、そして、これを達成するために必要とされる圧力が濃度によって大きく影響を受けることがわかる：A: 純粋な NH_3 ~100 bar、B: 75%の NH_3 ~65 bar、C: 50%の NH_3 ~35 bar および 25%の NH_3 ~15 ba。純粋な水を使用することは 1 bar (g)である。低い作動圧力は、標準的な産業用冷凍設備を 110 °Cまで使用することを可能にし、再び、同じ温度レベルのための他の技術に対抗して、大変楽観的な影響を競争力に及ぼす。

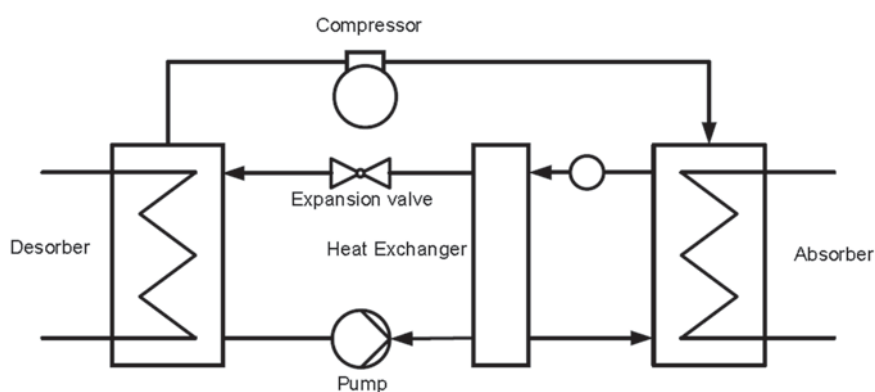


図 5-19: ハイブリッドプロセスのフロー図

図 5-19 は、ハイブリッドプロセスのフロー図を表す。

従来の蒸気圧縮サイクルと比較して、脱着装置は蒸発器、吸収器は凝縮器に一致する。脱着器において、低温（排熱であり得る）で、熱は熱源から冷媒へ移される。従来の蒸気圧縮サイクルでは、冷媒は一定温度で蒸発する。これは、ハイブリッドプロセスの場合ではなく、蒸発は部分的で、冷媒温度は入口から出口で変化する。この現象は、温度すべりと呼ばれている。

蒸発するアンモニアは、より高い温度と圧力に圧縮機の中で圧縮され、そして、脱着器から水（まだ液体）が、熱交換器を通して、吸収器に汲み揚げられる。吸収器において、熱は、ヒートシンクに排出される（より高い温度で排熱をプロセスに戻す）。再び、熱は脱着器の中で、温度すべりを伴って、移される。

伝統的な蒸気圧縮式サイクルは、凝縮機内の熱が一定温度で排出される。プロセスに対して最も高い COP を達成するために、脱着装置と吸収装置内の温度すべりは、ヒートシンクと熱源の温度プロファイルにマッチすべきである。これは、図 5-20 に図示される。

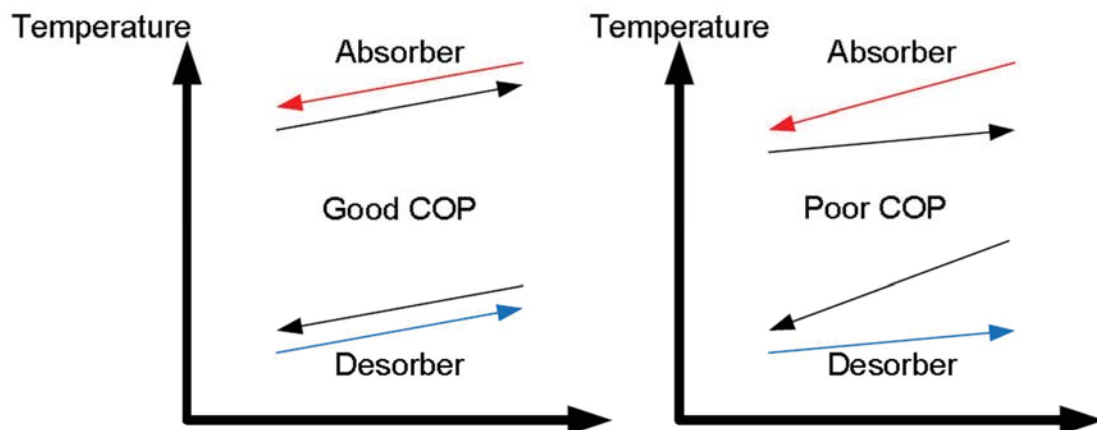


図 5-20: ヒートシンクと熱源の温度プロファイル

5.3.3 独立システムエネルギー充填 (ISEC; Isolated System Energy Charging) を伴った高効率熱力学的サイクル

この研究開発計画は、ちょうど今開始され、そして、実験の結果はこの時には利用できない。新しい概念は、2016 年までに開発され、実証される予定である。以下は、プロジェクトの短い説明である。

目的は、ヒートポンプのエネルギー効率における、50%までの改善を実証することであり、そこでは、新規の技術を使用して、ヒートポンプが蓄熱の使用を伴って、運転され、ヒートポンプにおける平均温度レベルを低下させる。投資回収期間は3年未満になることが期待される。

□熱力学的サイクル

プロジェクトは、開発とヒートポンプにおける伝統的な熱力学的サイクルに基づく高効率加熱ユニットが、新規開発の独立システムエネルギー充填 (ISEC; Isolated System Energy Charging) を使用して、どのように 50%までの省エネルギー可能性を達成できるか、を実証することを目指す。一つのタンクを一時に加熱することにより、缶の凝縮温度（または蒸発温度）は、二次媒体の実際の温度に従って、変化する。これは、凝縮温度が、加熱プロセスの間、液体の中間温度よりわずかに高いだけであることを意味する。

ISEC 概念は、二つ以上のタンクから成る。1つのタンクが、（以前に蓄熱された）他のタンクの放熱される間に、加熱される。第2のタンクが放熱されると、最初のタンクは完全に蓄熱され、そして、システムは、第2のタンクに蓄熱される間、最初のタンクを放熱するために、切り替える。熱源とヒートシンクから見れば、ISEC 概念の導入は、この条件を変えない。

プロジェクト活動は、理論的な計算、設計、そして、個々の構成要素の建設、実験的なステージおよび実証段階の期間中の実際のシステムの建設を含む。

5.4 経済的および他のインセンティブ

このレポートの他の部分で言及されるように、電気はボイラーの伝統的な燃料より 2.5～3.5 倍高価であり、このように、この領域において、産業応用で競争的であるためにより高い、ヒートポンプに対する COP を必要とする。

ヒートポンプの初期コストは、伝統的な暖房設備と比較して、数倍より高く、そして、非常に高い COP 値を持ち、運転時間の多いヒートポンプだけが利益をもたらすことを意味する。このため、最も即座の応用は、小温度上昇でのプロセスで、そして、多くの運転時間と安定した熱要求が、より複雑で高価でないシステムを意味する。ほとんどの場合、低減したエネルギー消費による投資回収期間は要望より長い、他の駆り立てるものがあり得る。エネルギー消費の低減、CO₂ フットプリントなどのような協調的エネルギー政策が、ヒートポンプを利用することによって、対処され得る。

デンマークでは、エネルギーの消費者と供給者は、毎年特定の量だけエネルギー消費を減らすことを要求される。その人の自身のエネルギー消費を減らすことによって、または、他にどこかから余剰の削減を買うことによって、この必要条件は、満たされることができる。例えば、三つの会社は、各々、1年につき5 MWh だけ、それらのエネルギー消費を減らすことを要求されるとする。もし、1つの会社が、その会社内で、15 MWh だけエネルギー消費を減らす方法を発見し、他の二つの会社が消費を減らさなければ、最初の会社が、他の2つの会社のために、余剰な低減を分割することによって、「カバーする」ことが許される。実施においては、エネルギー低減（省エネルギーと呼ばれる）は、各年を通して会社、供給者と助言者の間で取引される。「省エネルギー」の各々のMWh に対する価格は、市場に対する買い手、使用可能度および期待に依存して変化する。「省エネルギー」の1 MWh は、一般的に、50～65 ユーロの間の価値を保有している。長い時間（年6,000 時間以上）運転されるヒートポンプが、一般的に、投資経費の半分をカバーし、産業応用におけるヒートポンプにとって、この「助成金」が不可欠なことを意味している。

「省エネルギー」は、地域熱供給プラントにおいて、これらがこのシステムの一部ではないため、何の価値も持たない。住居の暖房のためのエネルギー消費は課税され、ヒートポンプには利点がある。なぜならば、ヒートポンプを使用すれば、他の化石燃料より、熱単位あたりの税が顕著に低いためである。

これは、地域暖房システムにおけるヒートポンプの利用が、同様に短い回収期間で、可能であることを意味する。

6. フランス

6.1 導入

ヨーロッパは、現在、2020 年以降のためのエネルギー政策に関して、委員会に付託されている。他の目的の中で、欧州連合はそれ自身の二酸化炭素の排出とエネルギー消費を減らし、エネルギーミックスにおいて、再生可能エネルギーの割合を少なくとも20%まで上昇させることになっている。供給者義務と白い証明書（特定量のエネルギー削減を証明する文書）は、これらのエネルギー効率の目標に貢献するために、フランスで確立された。産業セクターにおける省エネルギーは、住宅セクターや商業セクターと同様に、白い証明書の資格がある。フランスの産業のエネルギー消費は、450 TWh/年に相当する。最終的なエネルギー使用のおよそ75%は、熱の目的（焼成炉、反応炉、ボイラー、乾燥機その他）のためである。大規模な二酸化炭素の排出を引き起こしている化石燃料の燃焼から、その熱の大部分は、生まれる。

いくつかの研究は、フランスでは、熱の目的のために使われる最終的なエネルギーのおよそ30%が産業界における損失によって排出され、ほんのわずかの処置しか白い証明書によって報いられることができないと推定する。それらのほとんどは、ボイラーのエコノマイザーから得られ、そして、可変速駆動（VSD; Variable Speed Drive）。実際、これらの2

つ手段には高い EE ポテンシャルがあつて、かなり現場で実行しやすい。逆に、より複雑なプロジェクトの省エネルギーは、標準化された予測方法によってほとんど推定されることができず、そして、標準化されていない手段の評価手順はかなり遅い。結果として、産業プロセスの熱回収のような複雑な行動は、当面はほとんど報いられることができない。しかし、エネルギー効率と CO₂ 目標を達成するために、熱を保存して、回復して、利用することの行動は、発展され、白い証明書の資格があるものと認められなければならない。

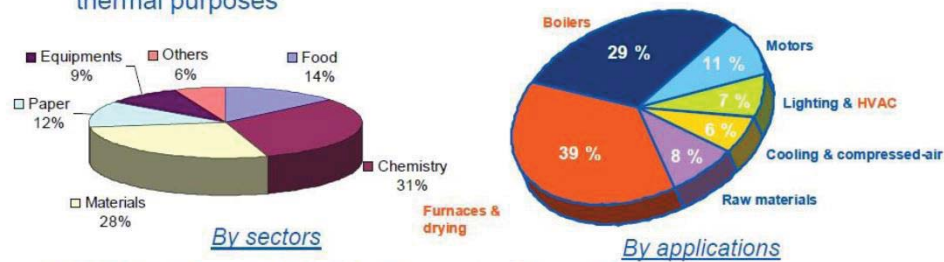
主要な産業の熱需要は、60 から 140 °C にわたり、そして、それらは約 30 TWh/年に相当する。これらの温度レベルで、ヒートポンプ技術のための多くの機会が存在し、高温熱をもたらすために低温熱を回収させる。

いくつかの研究は、ボイラー、焼成炉または乾燥機のような熱の高温装置により使用される燃料の 10% と 25% の間で煙道ガスの中で回復することが理論的に可能であり、そして、それはフランスにとって約 35-85 TWh/年を意味すると推定する。

しかし、この全部の可能性が、まったく経済的にアクセスできるというわけではない。たとえば、抵抗材料で熱交換器を設置することが高価であるように、若干の燃焼ガスは腐食性でありえます。そのうえ、製品の品質と生産性とを比較して、省エネルギーは、産業における投資の主要な基準ではない。純粋な EE 投資（生産を主な活動としない）が通常、受け入れられる 3 年未満の投資回収としなければならないことを、EDF は経験した。その厳しい基準のために、いくつかの投資は、特定の産業によって、費用対効果がよいものと「判断」されず、そのため、全部の可能性の一部には達しない。ヒートポンプ（HP）は、重要な投資をしばしば必要とする。それゆえに、この技術は、最も短い回収期間で、最初に、そして、主に、部門に広がる。フランスでは 1980 年代に、高温ヒートポンプの開発は、現れ始めた。エネルギーの安値と高い投資のために、良い費用対効果を見つけることは難しく、ガスボイラーが好まれた。この 2、3 年、ヒートポンプポンプに対する興味を取り戻された。最近の開発は、産業用（> 100 kWth）の高温（> 80 °C）ヒートポンプ、そして、非常に高温のヒートポンプ（> 100 °C）のためになされてきた。現在、フランスの産業において、少数の密閉サイクル機械式高温または非常に高温のヒートが設置されているが、関心と問い合わせは大きくなり続けている。

6.2 フランスの産業

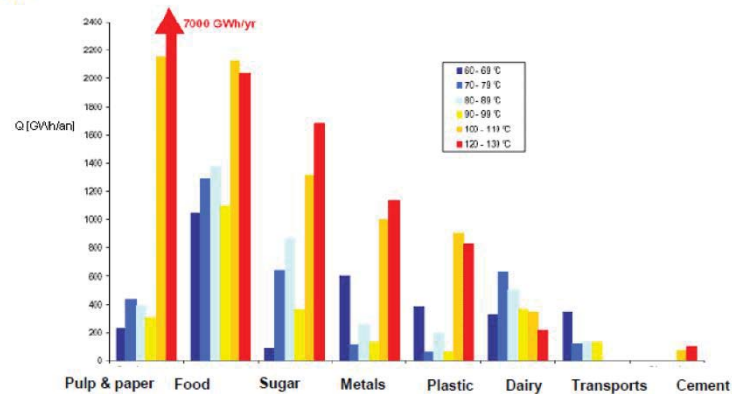
- ◆ French industry consumes 450 TWh/yr
- ◆ Industry : 25% to 30% of total energy consumption
 - 1/3 of electricity
 - 2/3 of fossil fuels
- ◆ Around 70 % (~300 TWh) of the energy used in the French industry is for thermal purposes



- ◆ 30 % (estimate) of that heat is wasted through losses
- ◆ Heat recovery is necessary to reach EE and CO₂ goals !

Figure 6-1: Stakes of the heat recovery in the French industry

- ◆ Heat market in France
- ◆ One market segment is the combination of :
 - 1 Industrial sector
 - 1 Energy use
 - 1 T° level



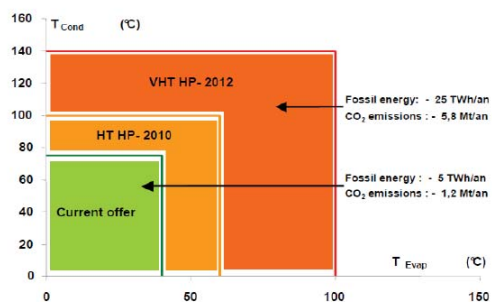
- ◆ Low temperature heat recovery (up to 150°C) → Potential of energy efficiency of **40 TWh**

Figure 6-2: Heat market in the French industry

6.3 温度レベル

凝縮器によって到達する温度レベルは、加熱応用のための主なパラメータである。2009年以前は、80 °Cより上の温度に達することができる標準的なヒートポンプはなかった。80 から 140 °Cの温度範囲における巨大な量の熱需要の特定が、この温度限界より上で加熱することができるシステムを開発することに導く。

◆ Heat Pump operative field - 2009



◆ Heat Pump operative field - 2012

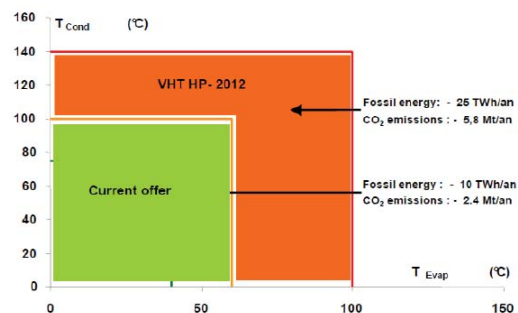


図 6-3: 温度レベルの進化

次の図は、2013 年に異なるメーカーによって到達された温度レベルを示す。

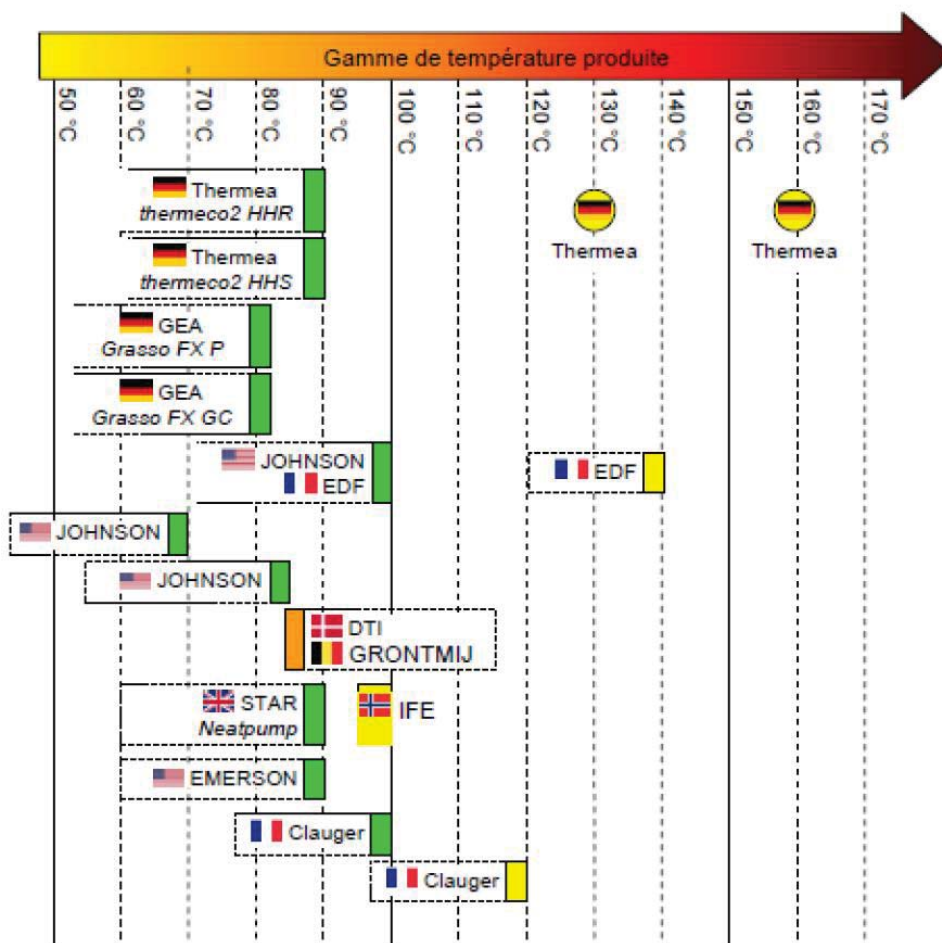


図 6-4: メーカーによって到達された温度レベル

フランスの高温産業用ヒートポンプにおける 3 人の主な役者は次の通りである：

ジョンソン・コントロールズ（ヨーク）、Clauger、EDF

彼らは、フランスで販売とメンテナンスのネットワークを持っている。

6.4 フランスのヒートポンプ：成熟度、流体および技術

次の図は、フランスにおいて開発、または、設置されたヒートポンプの技術の詳細を与える。

Table 6-1: フランスにおける産業用ヒートポンプの温度、成熟度と技術

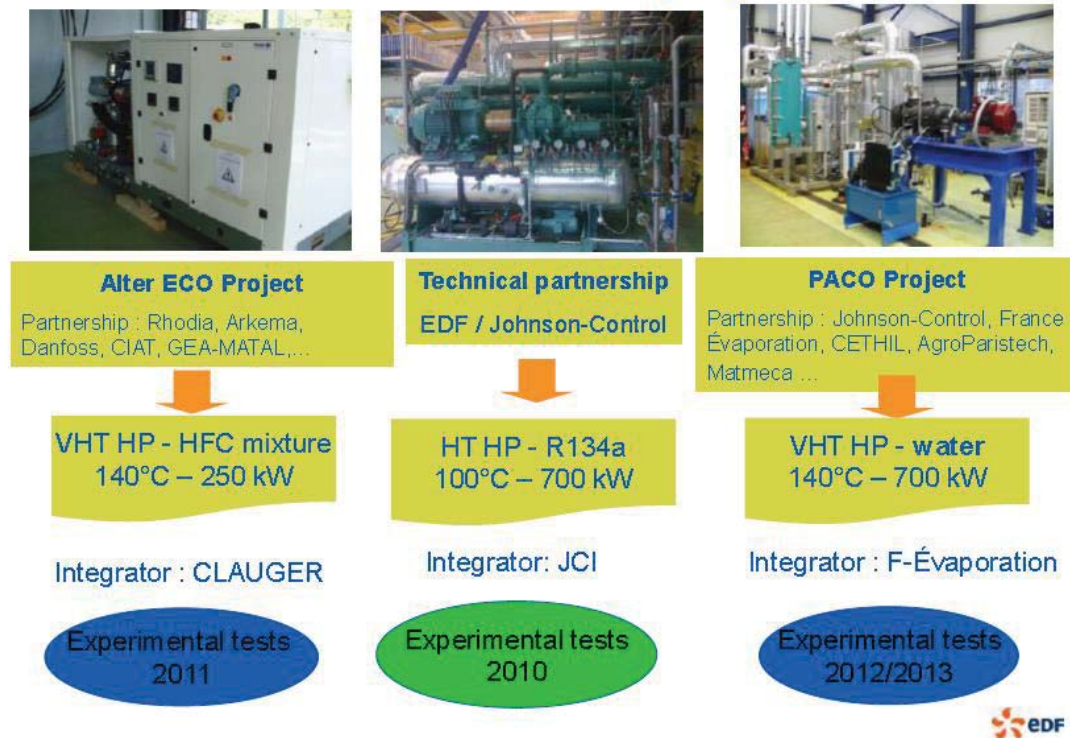
Temperature	Maturity	Manufacturers / Developers	Refrigerant	Compressor technologie
Up to 70 °C	Standards	Trane  GEA  Clauger  Ciat  Carrier 	R134a Ammonia	Centrifugal Screw
70 - 100 °C	Commercialized	Johnson Control/EDF 	R134a R245fa	Centrifugal Screw
		Clauger 	Ammonia	Screw Surcompressor on chiller condenser
		GEA Refrigeration 	Ammonia	Screw
100 – 120 °C	Pre commercialized	Johnson Control / EDF 	R245fa	Centrifugal
		Clauger 	Ammonia	Surcompressor on chiller condenser
120 – 140 °C	Prototype	EDF – Altereco  EDF – PACO 	ECO3 ¹ Water	Centrifugal, Scroll
140 – 165 °C	∅	∅	∅	∅

注 1: ECO3 は HFC の混合物である。

6.5 EDF R&D の活動

EDF は 100 °C より高い温度に到達するための新しい作動流体を用いた高温産業用ヒートポンプの開発に関して活動している。

EDF R&D : 3 main projects



6.6 現在と将来の活動

AlterECO プロジェクト：2014 年における産業における実験

EDF / JCI：R-245fa を用いた 120°C までの実験的試験

PACO プロジェクト：磁気軸受けを備えた遠心式圧縮機

6.7 EDF R&D における実験的テストベンチ

高温で作動する機械のために、EDF R&D の EPI 部とジョンソン・コントロールズは、三つの水管ループでできた、高温性能を向上させるためのテストベンチを開発した：

- 高温ループ（赤色）はプロセス熱需要を模擬することを可能にする。回路はポンプと可変容量乾式冷却機を装備された。水および加圧水が流体として使用される。
- 低温ループ（青色）はプロセス排熱を模擬する。水が流体として使用される。
- 第三のループ（茶色）は高温ループから、可変容量乾式冷却機の助けによって、熱を取り除くために必要である。グリコール溶液が通常、流体として使用される。

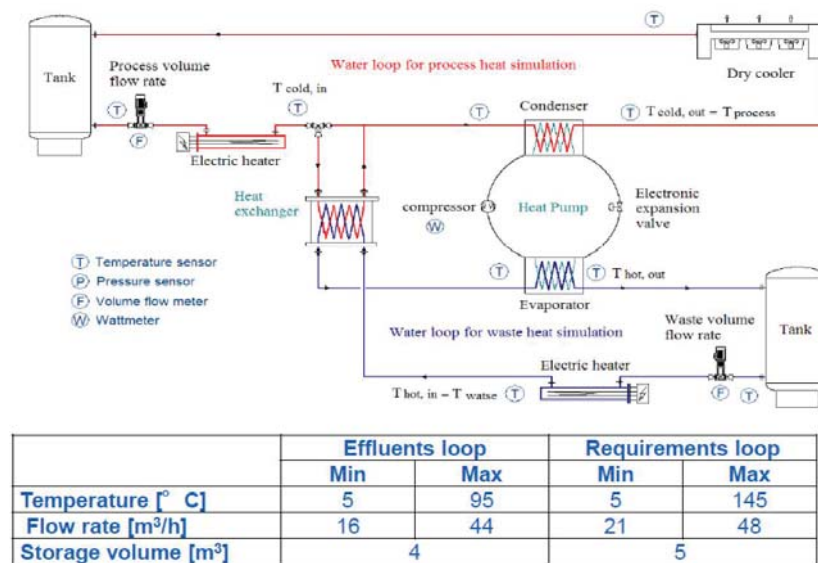


図 6-5: The experimental test bench

高温と低温の両方のループは、水槽、制御される電気ヒーターおよび可変流量ポンプを含む。さらにまた、システムは、ヒートポンプの前の主要な熱回収のための対向流プレート式熱交換器を含む。

それらの水管ループは、いくつかのセンサーからなる：温度変換器 PT100 Ω （測定範囲 0 - 200 °C、 $\pm 0.5K$ ）、電磁流量計（実験条件の動作範囲内で $\pm 0.25\%$ ）。全てのセンサー計測値は定常状態で便利なデータ収集ソフトウェアによって、専用の PC を用いて、収集される。

6.8 技術的な協力: EDF とジョンソン・コントロールズ

高温（100 °Cまで）で動く機械のために、ヒートポンプ（R-245fa のような流体によるラボ試験）の性能を向上させ、産業の実施を促進するために、EDF R&D の EPI 部は、ジョンソン・コントロールズと協力して働く。

6.8.1 ヒートポンプの記述

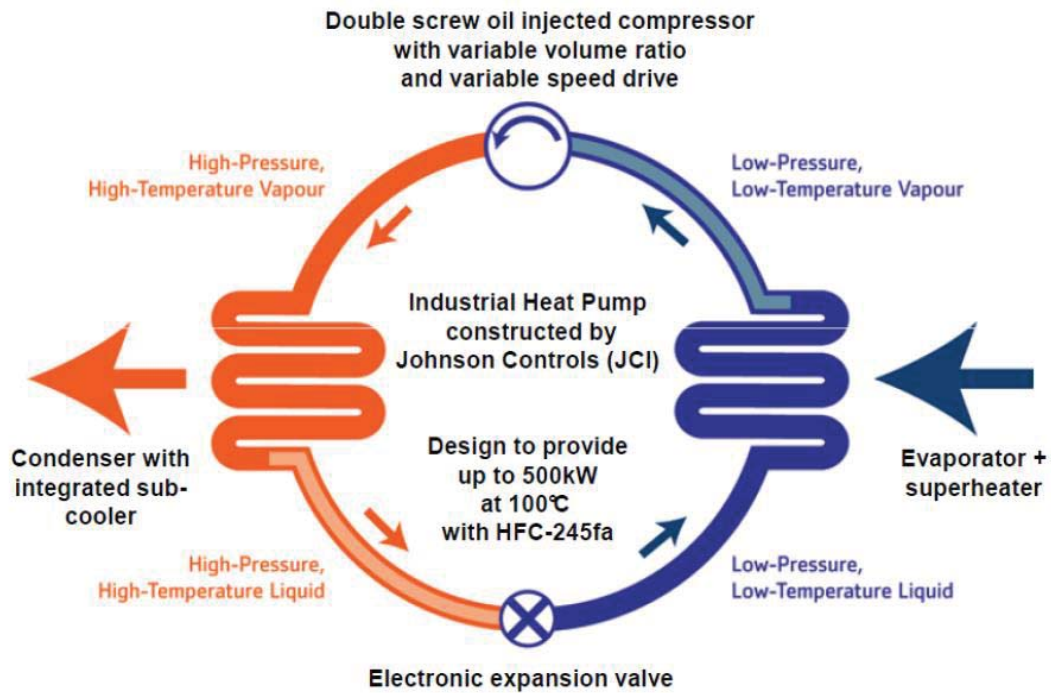


図 6-6: ジョンソン・コントロールズ / EDF ヒートポンプ

ダブルスクリー圧縮機が遠心式圧縮機によって置き換えられた。

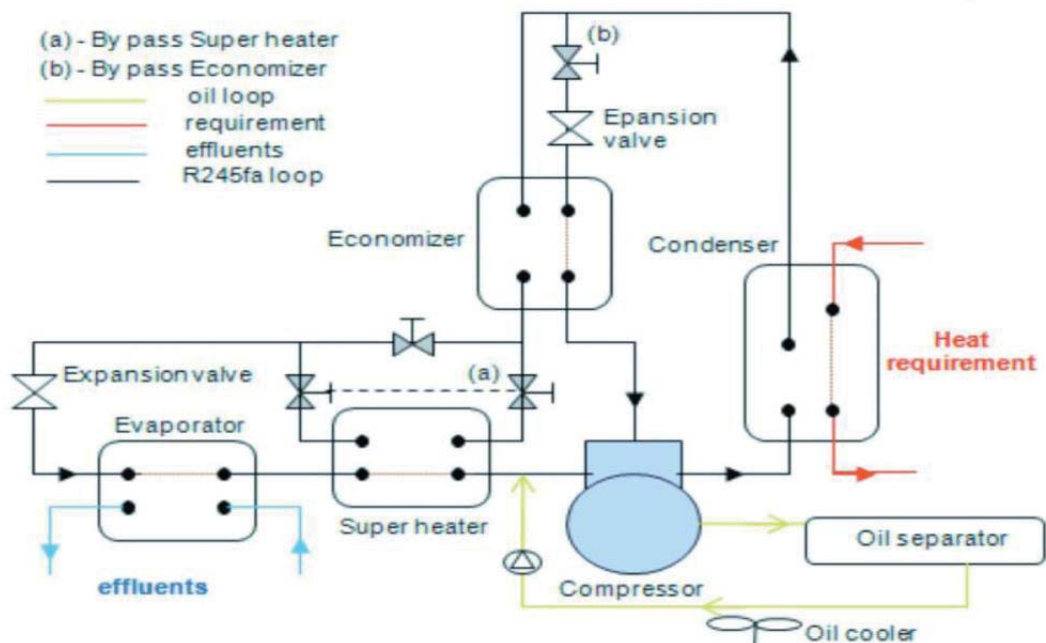


図 6-7: ジョンソン・コントロールズ / EDF ヒートポンプシステムの概略図



図 6-8: ジョンソン・コントロールズ / EDF ヒートポンプの写真

6.8.2 結果と性能

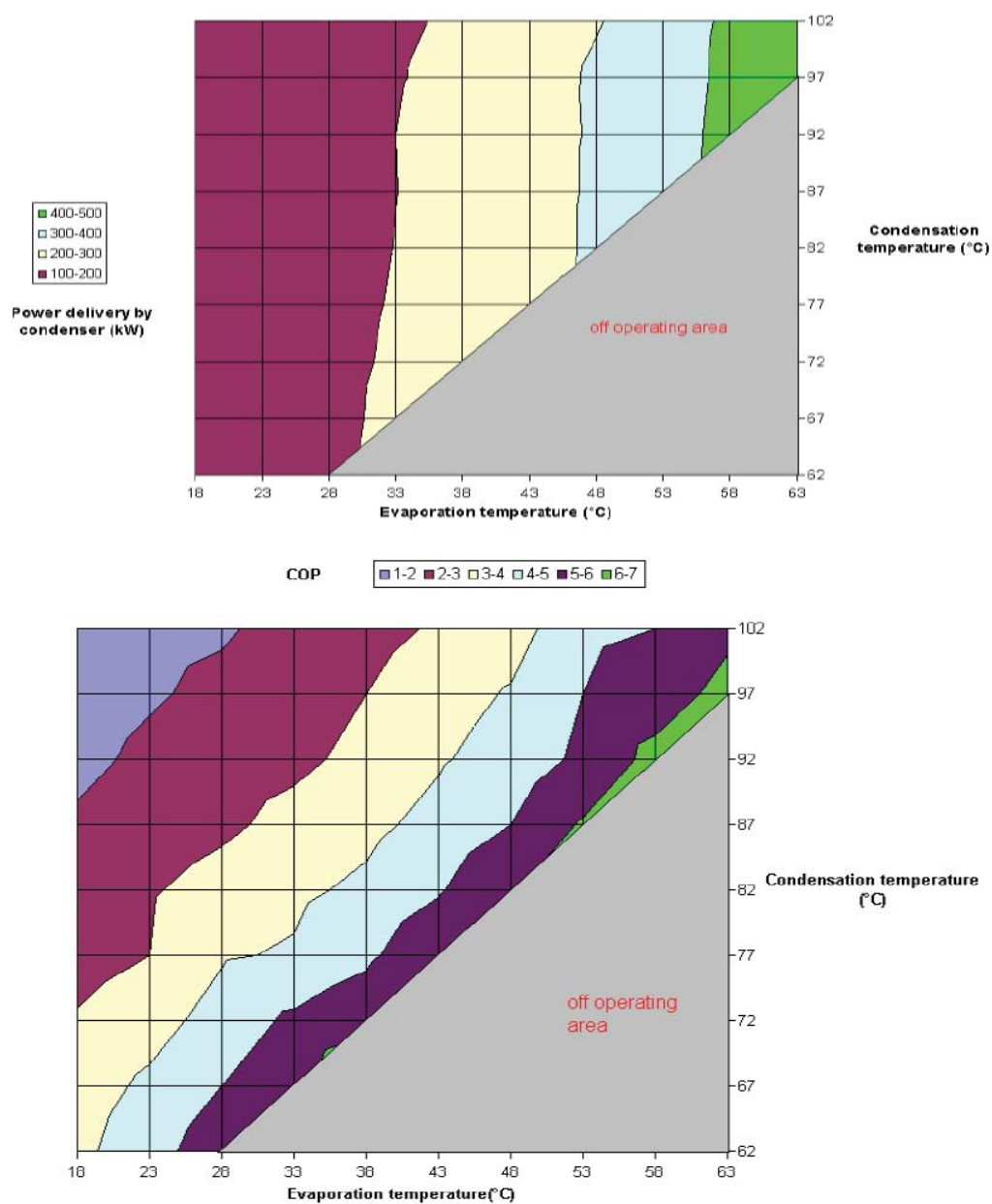


図 6-9: ジョンソン・コントロールズ / EDF ヒートポンプの性能

6.9 Altereco プロジェクト

このプロジェクトは、凝縮モードにおいて 140 °C で運転されることが出来るヒートポンプの開発と産業における試験を含む。プロジェクトは、数社のパートナーを含む：それは、熱交換器、流体、圧縮機などを研究し、供給している Danfoss、Arkema、Ciat および Clauger である。

プロジェクトは出版に至る：「スクロール圧縮機と新しい混合冷媒を備え、新しく開発された非常に高温の産業用ヒートポンプ（140 °C）の実験結果」

圧縮機出力は 75kW で、機械性能は、技術的な実現可能性を実証するために特徴づけられた。蒸発温度（35 °C から 5 °C ステップによる 60 °C まで）ごとに、凝縮温度は、80 °C から 5 °C ステップによる 140 °C まで）上昇される。

1,000 時間以上の試験キャンペーンが、信頼性を実証するために産業のような状況で、実行された。125 °C までの熱回収の効率が実証される。

良い性能が得られる。より高い温度のために、技術的な実現可能性が実証されるが、いくらかの更なる開発は効率と経済的な実行可能性を向上させるために行われなければならない：2 段圧縮機（それは所定の圧力比のために設計される）、膨張弁、その他。全てこれは、産業の目的のために、この新たに開発された機械を使用するために、プロトタイプの実証性と能力を実証する。

6.9.1 ヒートポンプの記述

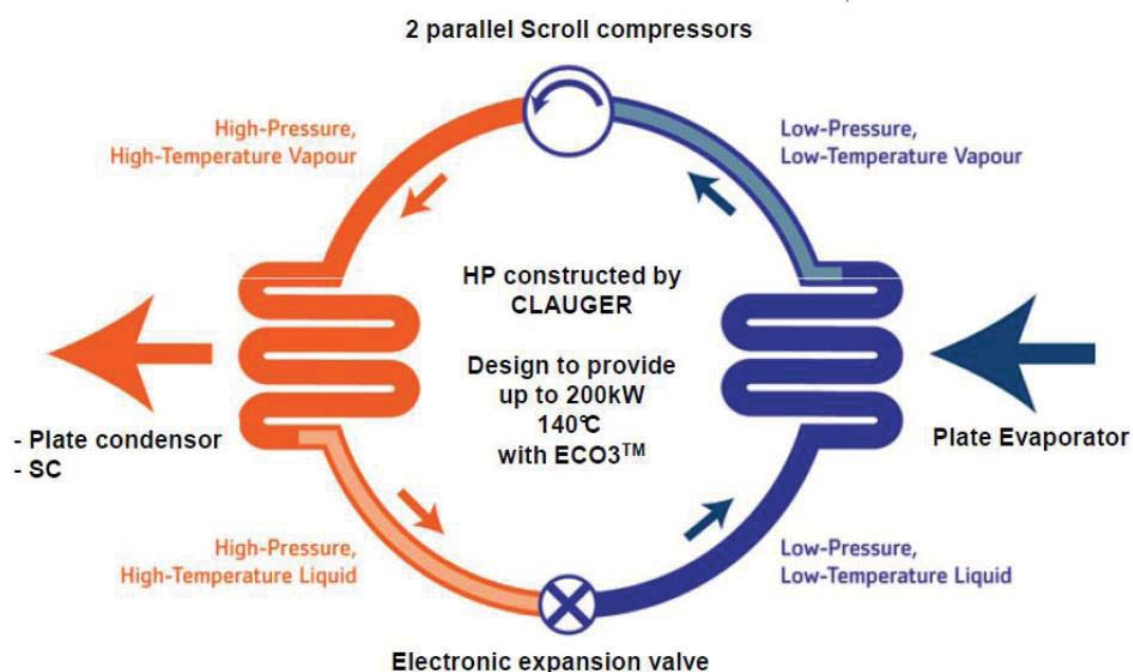


図 6-10: Altereco ヒートポンプ



Technical specifications :

- Condensation temperature : 77 to 140 °C
- Evaporation temperature : 30 to 60 °C
- Compressors max power : 75 kWe
- Condenser max power : 200 kWt



図 6-11: Altereco ヒートポンプの写真

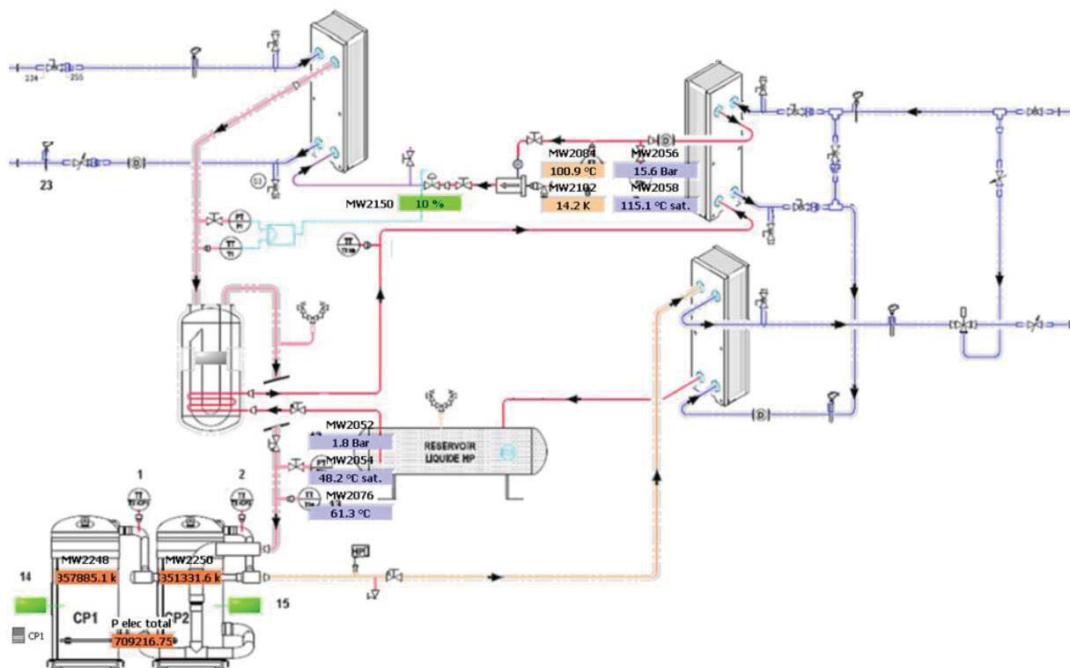


図 6-12: Altereco ヒートポンプ略図

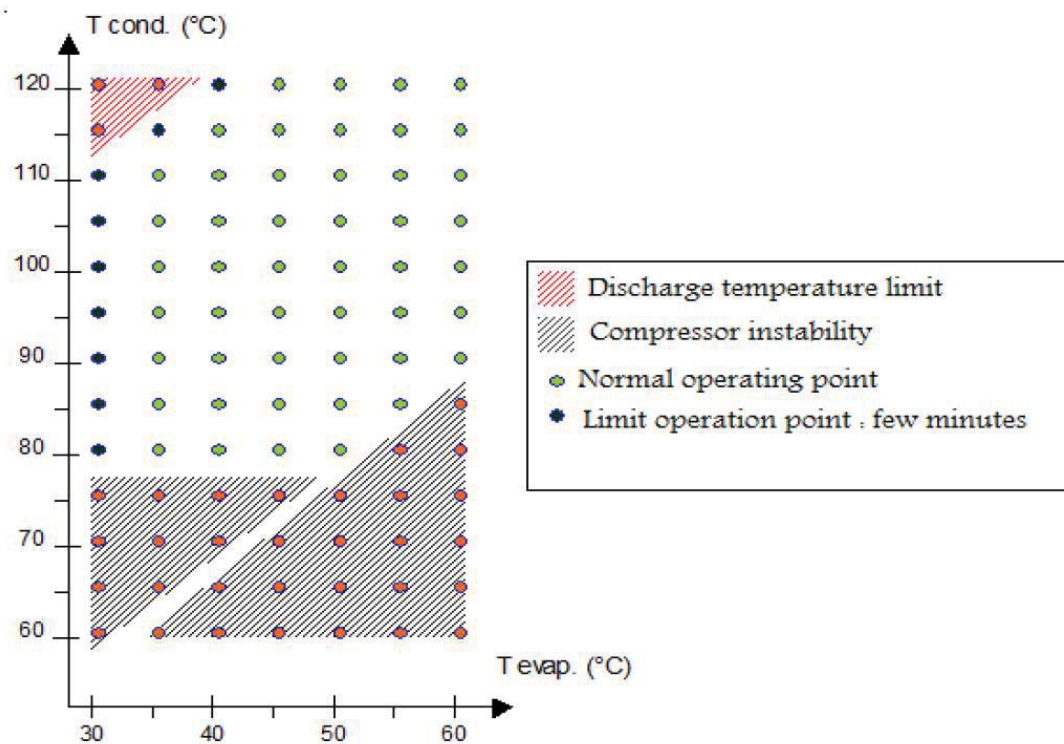
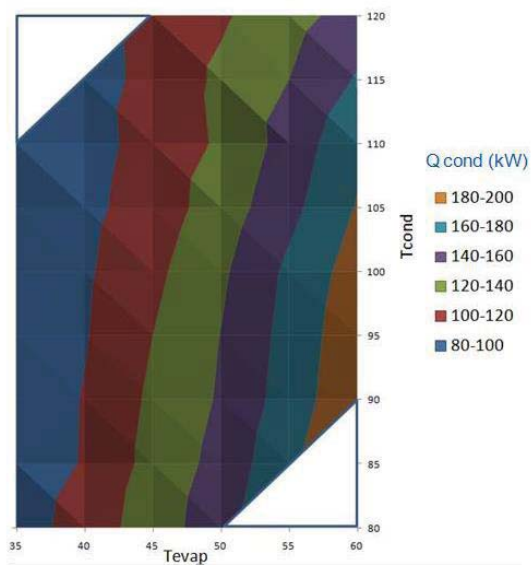


図 6-13: 運転点

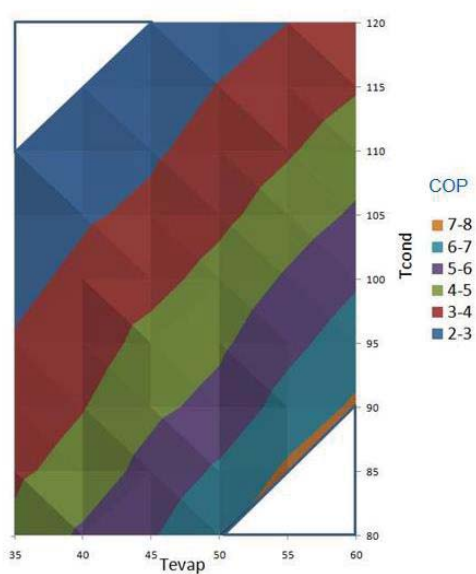
6.9.2 結果と性能

6.9.2.1 第1試験フェーズ(120 °C)

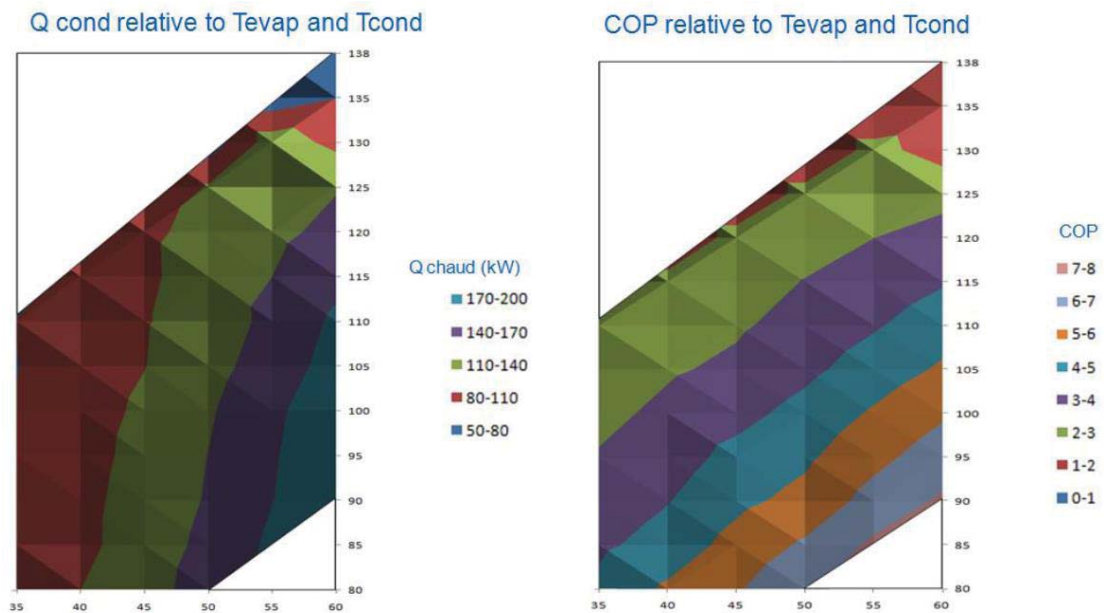
Q cond relative to T evap and T cond



COP relative to T evap and T cond



6.9.2.2 第2試験フェーズ (140 °C)



6.10 PACO プロジェクト

水を冷媒流体として使用したヒートポンプは産業における熱回収の興味深い解決法である。水は非毒性、不燃性であり、特に高温で優れた熱力学的特性を示す。実際、以下のグラフに見られるように、特定の温度（臨界温度の近くに）で、異なる流体の COP は減少する。

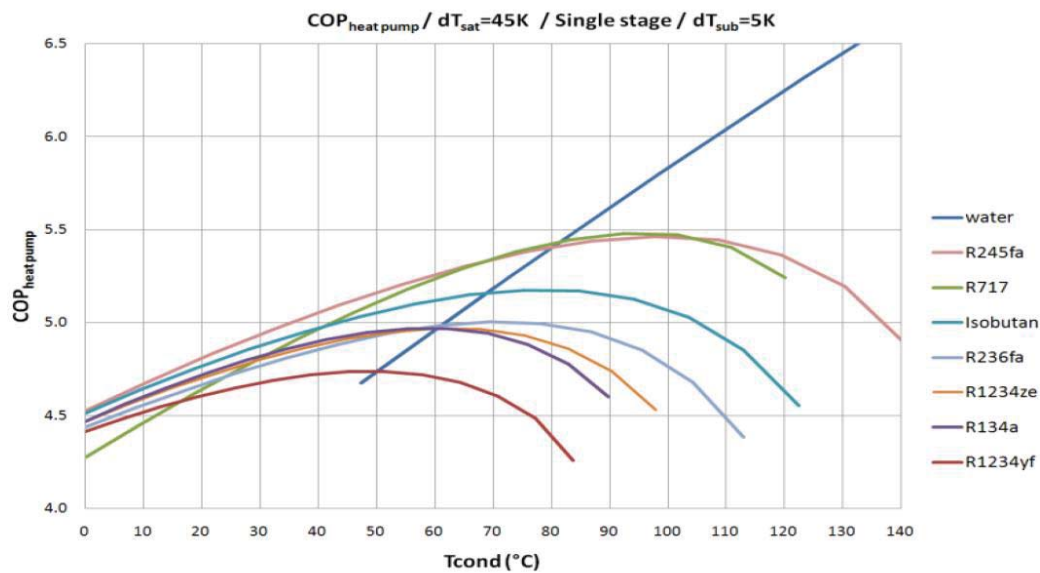


図 6-14: 凝縮温度に対する異なる流体の COP (出典: YORK)

水冷媒ヒートポンプの開発は、水蒸気の圧縮のために、著しく複雑である。遠心式およびローブ式圧縮機の圧縮比は低い。それは気体の温度を 20 °C 以上上昇させることを妨げる。今のところ、無理の無いコストでこの欠点に打ち勝つ唯一の技術的解決法は二つのローブ圧縮機を直列に配置することである。しかし、これらの圧縮機は、他のものと比べて信頼性が低く、効率も低い。このように、新規の水冷媒圧縮機が必要である。磁気ベアリングを搭載したスクリー式と遠心式の圧縮機が最も有望な技術である。圧縮機メーカーとの議論、そして、数値シミュレーションは、そのような圧縮機が水冷媒ヒートポンプに組み込まれれば、COP が（逆カルノーサイクルの）80%まで向上され得ることを示す。このプロトタイプ圧縮機の価格は非常に高いが、市場の発展に伴い、減少すべきである。このように、清算は保障され、水冷媒ヒートポンプは産業的現実になるであろう。このプロジェクトは、ANR によって部分的に資金を供給され、水を冷媒として使用し、凝縮モードで 100 °C から 140 °C の間で運転できるヒートポンプ（熱能力 700kW）の開発に関するものである。このプロジェクトの下で開発される圧縮機は、機械式蒸気再圧縮を濃縮または乾燥応用に適用するために使用できる。ジョンソン・コントロールズ、フランス Evaporation、Cethyl、IMB、Ag-roparitech は、この開発のための EDF のパートナーである。このプロジェクトは、2010 年に始まった。ヒートポンプのプロトタイプは開発中である。



図 6-15: PACO プロジェクトの写真

実験的なテストは 140 °C まで実現された。このレベルで、技術的な実現可能性は示されたが、ダブルスクロール圧縮機の機械的な問題のために、期待した性能には達しなかった。磁気軸受けを備えた遠心式圧縮機が、今、設置された。空気で確認され、現在、蒸気を用いた PACO ヒートポンプに関して試験中である。

6.11 展望

以下の様々な商業化の障害にもかかわらず、2020 年までに少なくとも 1,500 台の産業用高温ヒートポンプをフランスに設置することが期待されている：

- ヒートポンプに関する知識と経験の不足
- それらの使用の初期に十分に設計されていなかったモデルによる、ヒートポンプの否定的な認識
- 不安定なエネルギー価格。

産業用ヒートポンプの数は、木材乾燥やモルト製造以外は、すべての産業で比較的低い。結果として、証明されたエンジニアリング設計、実際のフィールド性能と経済性に関して、多くの産業応用のための情報が限られている。この認識不足は、産業用ヒートポンプ設置の成長を妨げる。1970 年代と 1980 年代において設置された第一世代の産業用ヒートポンプから造られた疑いが長引いている。これらの初期のヒートポンプシステムの一部は不適切に設計されて、期待通りには性能を発揮しなかった。しかし、しばしば回収期間が 2~5 年の範囲にあって、きちんと設計された最新のヒートポンプシステムは、高い信頼性を提供する。

不安定なエネルギー価格は、産業用ヒートポンプの採用に影響を与え得るもう一つの要因である。産業用ヒートポンプは主要な資本支出を代表することができ、そして、プラントの管理者は、その投資が、近い時期に、財政的な利益を提供すると期待している。財政的な利益はエネルギー価格と直接結びつき、そして、エネルギー価格が不安定であるならば、リスクに反対する意思決定者は、産業用ヒートポンプへの投資を避けるかもしれない。

以下の様々な利点により、ヒートポンプの取り付けは、熱エネルギー貯蔵で最適化されることができる：

- ヒートポンプは定格条件で動作する。
- 熱需要は、小さなヒートポンプでカバーでき、投資を低減する。

EDF R&D は世界的な熱回収連鎖について実験的研究を持っている。

7. ドイツ

7.1 シュトゥットガルト大学エネルギー経済と合理的なエネルギー使用のための研究所

7.1.1 産業用ヒートポンプの開発における進展

7.1.1.1 エマーソン気候技術社

スコットランドのヒートポンプメーカーのスター冷凍社と協力して、エマーソン気候技術社は、NeatPump を示した。NeatPump は作動流体としてアンモニアを使う。なぜなら、それが高い臨界温度と高い体積あたりの加熱能力を持つためである。エマーソンは、61.5bar の吐出圧力を達成できる新しいスクリー式圧縮機を開発した。この圧縮機付きのアンモニアヒートポンプは、最高 90℃ の流れ温度で、熱を製造することができる。図 7-1 の図が、この新しい圧縮機技術によってなされている前進を示す。

アンモニア冷媒の NeatPump は、いくつかのプロジェクト（例えば、地域暖房とチョコレート工場のプロセスの熱と冷却の生成[Pearson 2012]）において適用された。

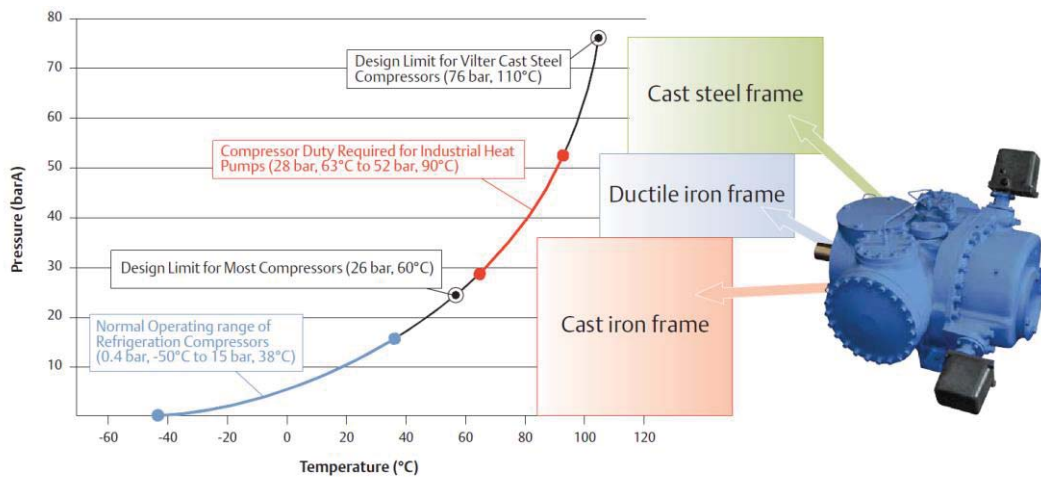


図 7-1: 圧力と温度の関係および使用できる圧縮機技術[Emerson 2010]

7.1.1.2 GEA 冷凍技術社

GEA も、高温アンモニアヒートポンプのための新しい圧縮機を開発した。新しいダブルスクリー式圧縮機的设计は、最高 63bar の吐出圧力を可能にする。この設計は、52bar の圧縮機に基づく。標準的なバージョンと比べると、新しい圧縮機は、雄ローターにおける、より強いスラスト軸受け、より強い駆動軸、他の高圧の構成要素を装備した。

52bar のバージョンが最高凝縮温度 82 °C に限られる一方、拡張した設計は、90 °C の温度に達することができる。圧縮機は、165 から 2,838kW の動力までの種々のサイズで利用できる。35 °C の熱源温度と 80 °C のヒートシンク温度において、この圧縮機を使用するヒートポンプは、5.0 の COP と 14MW の加熱能力に到達できる。

この技術を使用しているアンモニアヒートポンプは、いくつかのプロジェクト [例えば、温室、製紙工場およびガラランチーヌ（主に鶏肉や魚肉等の骨を除いて詰め物をしたものを

低温で茹でてアスピックで覆い、冷たくして提供するフランス料理)のための生産設備]で使用された[Dietrich 2012]。

7.1.1.3 Thermea Energiesysteme (熱エネルギーシステム社)

Thermea 社は自然冷媒 CO₂を使用するヒートポンプの専門メーカーである。この会社は高温 CO₂ ヒートポンプの二つのシリーズを持っている。Thermeco2 HHR は、往復動ピストン圧縮機を使用している。これは、45 から 1,000 kW の加熱能力の異なるサイズが有効である。CO₂ の特別な特性のために、熱源温度は 40 °Cに制限される。ヒートシンク側では、90 °Cまで到達できる。Thermeco2 HHS は、スクリー圧縮機を使用している。このヒートポンプの加熱能力は 1MW である。大きな温度すべりを利用するために、CO₂ ヒートポンプは、ガス熱交換器においてヒートシンク側の高い温度上昇を好む。これらの理想条件において、6.9 までの COP に到達することができる。これらの大きなサイズの CO₂ ヒートポンプは、熱源として河川水を使用した地域熱供給のような異なる運転条件においてうまく適用されている (Glaser 2013)。

7.1.1.4 Huber Kältetechnik (HKT, フーバー冷凍技術社)

フーバー冷凍技術社は、イソブタン (R-600a)を用いた二つの高温ヒートポンプを作り上げた。イソブタンの 135 °Cの臨界温度と低 GWP は、それを高温応用のための興味深い冷媒とする。しかし、R-600a は高い可燃性であることを忘れてはならない。

第1のヒートポンプは、低温段は R-134a を用いて、高温段に R600a を用いる 2 段システムである。熱源温度 17 °Cとヒートシンク温度 100 °Cで、ヒートポンプの COP は 1.7 に達する。このヒートポンプは、現在で、5,000 時間以上も稼動している。

第2の事例は、単段ヒートポンプであり、醸造水を 120 °Cまで加熱するために、ビール醸造に用いられる。ヒートシンク温度は 75 °Cである。温度上昇が 45K の結果において、このヒートポンプは、COP が 3.6、加熱能力が 54kW に達した [Huber 2013]。

7.1.1.5 ジーメンス社

ジーメンス社は、高温応用のために使用することができる既存の冷媒を調査した。有望な候補は、LG6 である。それは、既に、大量に使用できる。この冷媒の組成は、研究開発が終了するまでは、企業秘密であると考えられる。知られている特性は、165 °C以上の臨界温度と 1 の GWP である。加えて、この冷媒は毒性ではなく、かつ、可燃性でもない。ジーメンスは、12kW の加熱能力を持つ、ラボ規模の高温ヒートポンプの幾つかの試験を実施した。試験は、熱源温度は最高 110 °Cまで、および、ヒートシンク温度は 150°Cまで実施された。これまで、LG6 は、R-245fa よりもわずかに高い COP を示した。しかし、その使用は、比較的低い体積あたりの加熱能力のために、110 °C以上のヒートシンク温度に限られる [Reissner et al. 2013]。

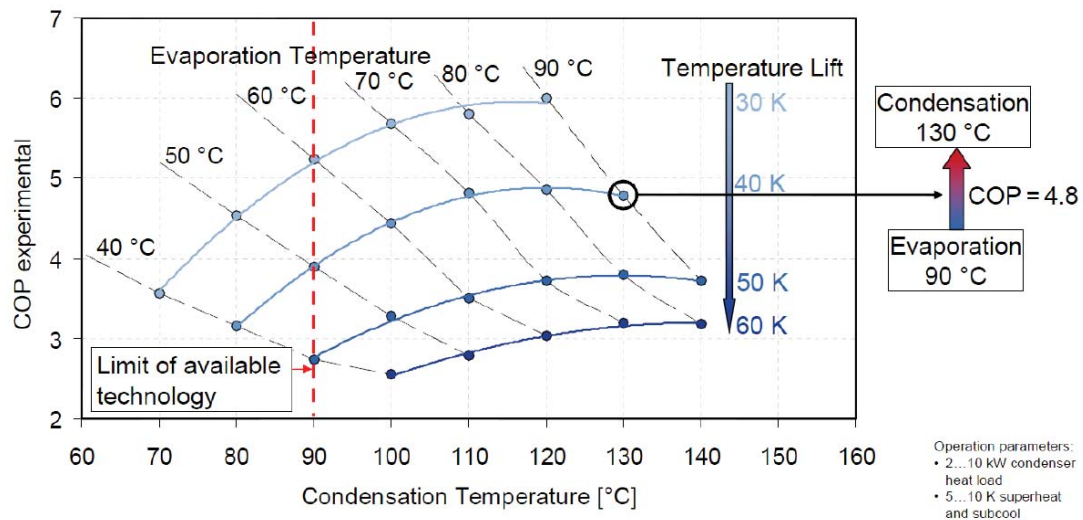


図 7-2: LG6 に対する試験結果 [Reissner et al. 2013]

7.1.2 R245fa を用いた産業用高温ヒートポンプの開発と応用

共同研究プロジェクトの範囲内で、産業プラント製造会社 Dürr Ecoclean 社、ヒートポンプメーカー Combitherm 社、シュトゥットガルト大学エネルギー経済とエネルギーの合理的使用のための研究所（IER）は高温ヒートポンプを開発し、部品洗浄システムに組み込み、広範な試験計画を実行した。金属加工産業において、多くのプロセスが、加工品の表面に汚れを残すことが判明している。部品洗浄システムは、製品から、脂肪、乳濁液、切り屑、粒子およびその他の汚染を取り除くのに用いられる。

部品洗浄システムは、自動化、部品スルーアウト、洗浄品質、メンテナンス条件とエネルギー消費の程度によって区別されることができる。しかし、運転の原理は単純である。加工品は、水または炭化水素をベースとした洗浄液で処理される。良い洗浄結果を達成するために、この溶液は高純度でなければならない。従来の部品洗浄システムにおいては、汚染が洗浄溶液に蓄積される。もし、ある純度限界を超えると、洗浄溶液は交換されなければならない。避けられない停止時間に加えて、古い洗浄溶液の処分と新しいものの購入のためのコストが発生する。

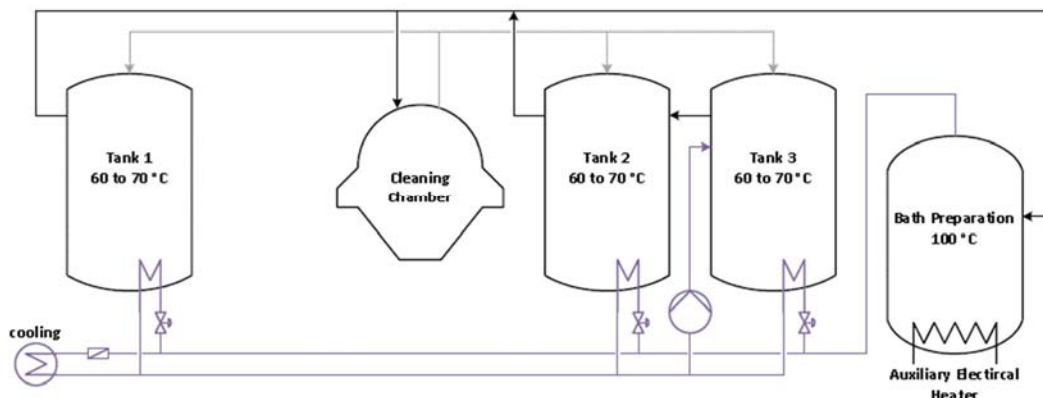


図 7-3: 部品洗浄システム EcoCMax の概略図

Dürr Ecoclean 社は、をそれらの部品洗浄システムに取り付けることによって、洗浄液の定期的な交換の必要を減らした。図 7-3 は、取り付けられた洗浄液準備槽ユニットで部品洗浄システムの略図を表す。洗浄液準備槽モジュールにおいて、水性洗浄液を蒸発させるために、熱は 100 °C で加えられる。このプロセスで必要とされる熱は、全て電気ヒーターによって生成される。油脂のような高温で沸騰する汚染は、蒸発器内に残る。それらは定期的に処分される。蒸発された洗浄溶液の熱分は、60 から 70 °C における洗浄溶液を保持する三つのタンクを加熱するのに使用される。このように、熱の大部分は、回収される。しかし、もし洗浄液準備槽が全負荷で運転されていれば、それは、より多くの回収され得る排熱を製造する。熱制御運転モードにおいて、洗浄液準備槽は一時間に 5 リットルの洗浄溶液を準備することができるだけである。50 l/h までの全負荷は、36 kW の熱入力によって準備できる。この場合には、外部冷却システムが余剰熱を吸収することが必要である。この排熱を回収し、それによって、外部冷却を伴わずに、洗浄液準備槽全負荷で運転することを可能にするために、ヒートポンプが考慮された。他の複数の会社が、洗浄溶液の使用時間を増加させ、それらの洗浄システムのエネルギー効率を改善するため、同様なアプローチを取った。彼らは、機械式蒸気再圧縮 (MVR) を用いて廃熱を回収する中央洗浄液準備槽ユニットを提供する。それらのシステムは、ずっと大きなサイズであり、1,500 l/h までの処理能力を備えている。これらのシステムのエネルギー入力は、1 リットル当たり 35 Wh である。

7.1.2.1 高温ヒートポンプの開発

競争力のある独立した洗浄液準備槽システムとは対照的に、Dürr は洗浄液準備槽を部品洗浄システムに取り付けた。したがって、運転条件は、独立した洗浄液準備槽システムに比べて、ずっと不安定になった。

蒸気再圧縮システムが安定的な運転条件において最もうまく動作し、特定の洗浄剤と結合して問題を引き起こす可能性のために、Dürr はより柔軟な閉サイクルの蒸気圧縮式ヒートポンプを使うことに決めた。

熱損失を制限するために、ヒートポンプの凝縮器が洗浄液準備槽に組み込まれなければならない。限られた建設スペースのために、熱交換器は比較的小さくしなければならず、10 から 15 °C の高い運転温度差が必要だった。115 °C までの高い凝縮温度のために、R-410A または、R-134a のような従来の冷媒は使用できないだろう。使用できる冷媒の調査の結果、必要な温度範囲における有利な特性のために、R-245fa が選ばれた。圧縮機は往復動ピストン式圧縮機である。この圧縮機型式は、運転温度を制御するために、種々の冷却の選択肢を提供する。圧縮機のための最適な冷却の選択肢を見つけるために、三つの異なる冷却システムが設置された。三つのシステムは全てそれぞれに制御される。これは、使用された圧縮機が、もともと、最大入口温度 40 °C で設計されてきたため、必要である。運転限界が図 7-3 に示される。凝縮温度 (t_c) が垂直軸にプロットされ、一方、吐出温度 (t_o) が水平軸にプロットされる。当初の設計限界が黒い色でプロットされる。異なる試験を通して、これらの限界は赤い破線で延長されるであろう。圧縮機で使用する潤滑油は最高運転温度である 130 °C まで安定していると考えられる。より高い温度が油のコークス化に通じ、ヒートポンプシステム全体、特に、圧縮機に損害を与える。圧縮機は電気モーターで動力を得る。その駆動力は、周波数変換器によって調節可能である。

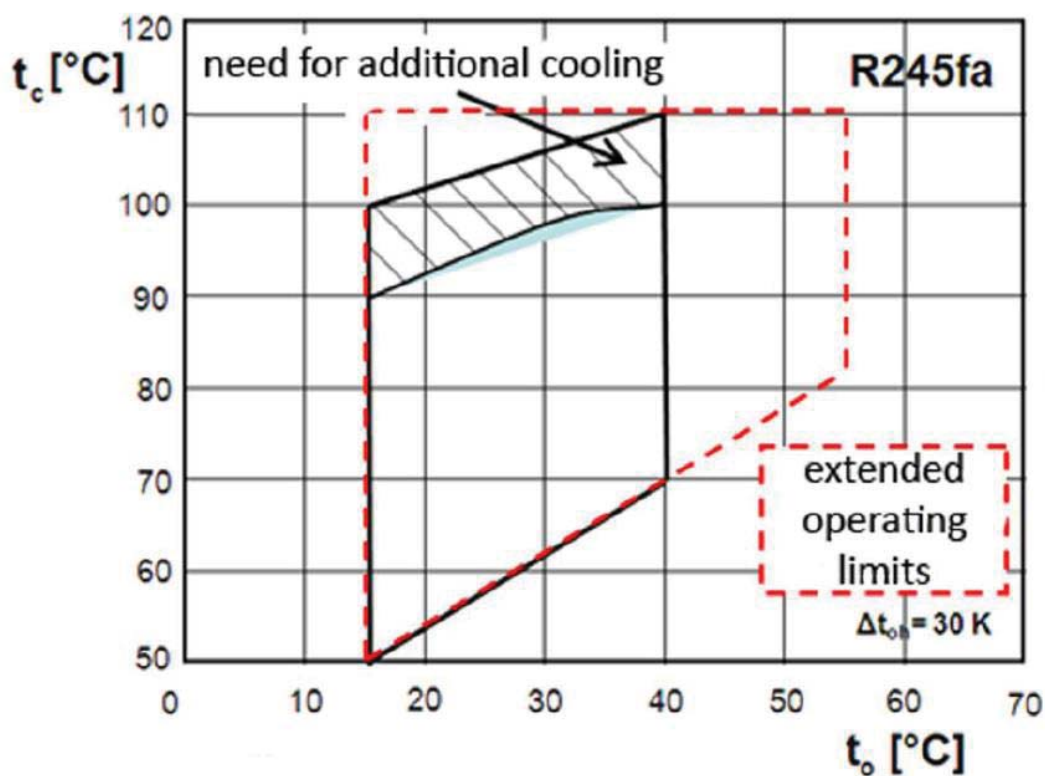


図 7-4: 往復動ピストン式圧縮機の運転限界

7.1.2.2 高温ヒートポンプの組み込み

ヒートポンプの洗浄液準備槽システムへの組み込みのために、三つの変形が議論された。三つは全て図 7-5 に図示される。

- オプション 1：洗浄液準備槽ユニットから排熱流への蒸発器の直接組み込み。このオプションは、最高温度を提供する。
- オプション 2：蒸発器のタンク 1 への組み込み。このように、タンクの容積は、ヒートポンプに対してより安定的な運転条件を作るためにバッファとして用いられる。
- オプション 3：蒸発器の既存のろ過回路への組み込み。外部熱交換器は、システムを、容易に、構築し、維持させる。さらに、回路の濾過装置は、小片が蒸発器に損害を与えるのを防ぐ。

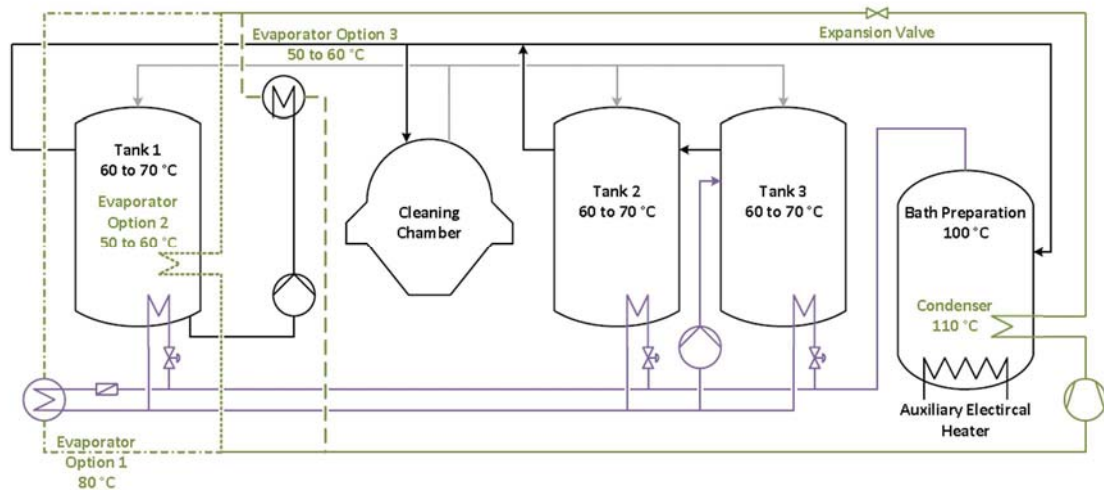


図 7-5： ヒートポンプの洗浄システムへの組み込みのためのオプション

三つ目のオプションは最終的に実行された。何故ならば、それが、最も高いプロセス信頼性を保障するからである。それに加え、プラント設計に大きな変化を必要としない。36 kW の電気ヒーターは洗浄液準備槽に残る。しかし、洗浄液準備槽内の水が 20℃から 100 ℃まで加熱される必要があるとき、その運転は、今や、起動段階に制限される。残りの時間はヒートポンプが熱供給を引き取る。それは、タンク 1 の 60 から 70 ℃と洗浄液準備槽の 100 ℃という、二つの温度領域を作る。このように、冷却需要が最小まで低減される。

7.1.2.3 高温ヒートポンプの試験

70 以上の測定のシリーズにおいて、99 の値が追跡され、評価された。システムは、高温ヒートポンプの全体像を得るために、異なるモードで試験された。システムはラボ条件の下で試験されたため、洗浄された部品からの熱損失は外部冷却によって模擬された。ヒートポンプの駆動力は、周波数変換機によって調節されることができる。

試運転において、ヒートポンプは、25Hz から 50 や 60Hz 以上の 75Hz までの、駆動周波数の範囲で運転された。通常の運転条件は 50Hz である。高温ヒートポンプの効率を決定するために、そのエネルギーバランスは、流量と温度の測定値を用いて、評価された。

測定点は、図 7-6 の中に示される。熱の供給は、洗浄液準備槽ユニットの後で測定されるだけである。このように、洗浄液準備槽の熱損失は、成績係数 (COP) の計算に含まれる。COP は、電力消費に対する熱出力の関係から得られる。

$$COP = \frac{c_p * \dot{m}_2 * \Delta T_2}{P_{el}}$$

試運転において、ヒートポンプは駆動周波数 50Hz で 3.4 の COP に達した。

上限と下限の端 (25Hz と 75Hz) で、3.1 の COP に、達した。運転条件から独立したヒートポンプの効率に関する情報を伝えるために、エクセルギー性能が計算された。

それは、理想的なカルノープロセスに対する関係に、実際の COP をセットする。

$$\eta_{ex} = \frac{COP}{COP_{Carnot}} = \frac{COP}{\frac{T_{condenser}}{T_{condenser} - T_{evaporator}}}$$

エクセルギー性能は、理想的なカルノープロセスの効率の 29.8% (25Hz) と 32.7% (50Hz) の間を変化する。加熱目的のための従来のヒートポンプは、40%~50%の値に達する。これらの結果は、図 7-7 に図示される。これらの結果に関して、試験された高温ヒートポンプがプロトタイプに過ぎないことが考慮されなければならない。最終バージョンにおいて、圧縮機冷却と配管の断熱が改善される。さらに、計算が洗浄液準備槽の熱損失も含むことが考慮され続けなければならない。

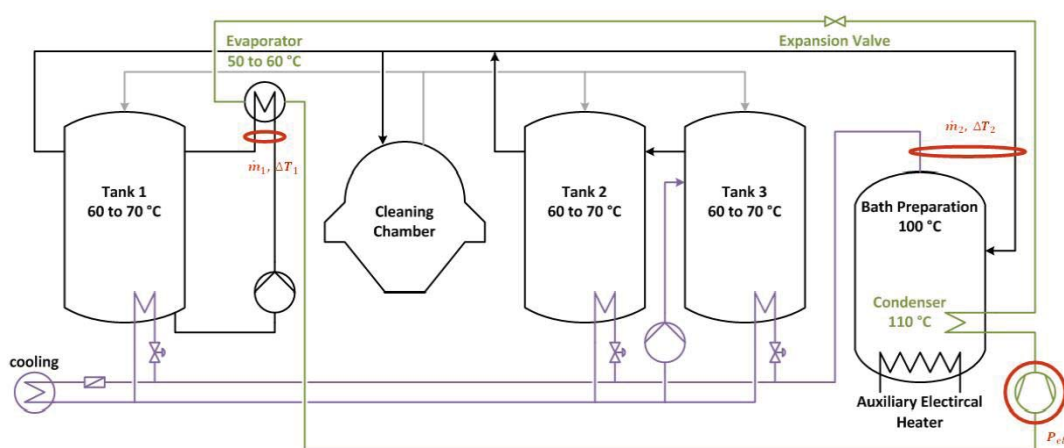


図 7-6: COP の計算のための測定点

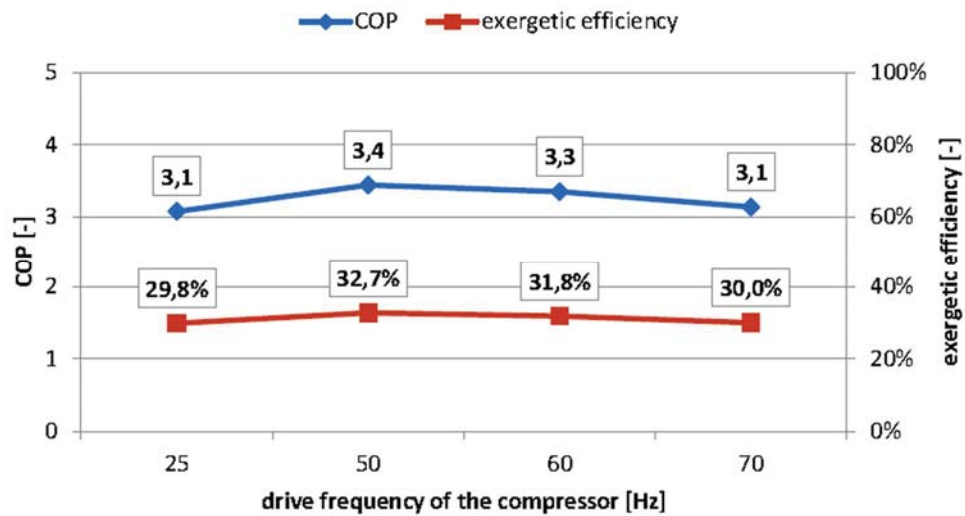


図 7-7: 高温ヒートポンプの COP とエクセルギー効率

エネルギー効率測定のための可能性を決定するために、システムの熱損失が計算された。蒸発器によって吸収される熱量は、測定点 1 のデータから計算される。蒸発器と駆動力における吸収熱の合計は、エネルギー入力フローである。

$$\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{loss}$$

$$(c_p * \dot{m}_1 * \Delta T_1 + P_{el}) - (c_p * \dot{m}_2 * \Delta T_2) = \dot{Q}_{loss}$$

システムの熱出力は、エネルギー入力より 25Hz と 75Hz で、それぞれ、14%～22%と少ない。喪失したエネルギーは、熱の損失の形で排出される。これらの損失は、圧縮機冷却、断熱されていない配管（タンク 1 から蒸発器への配管および洗浄液準備槽ユニット内の配管）で生じる。図 7-8 は、エネルギー入力と熱出力の間のギャップを表す。

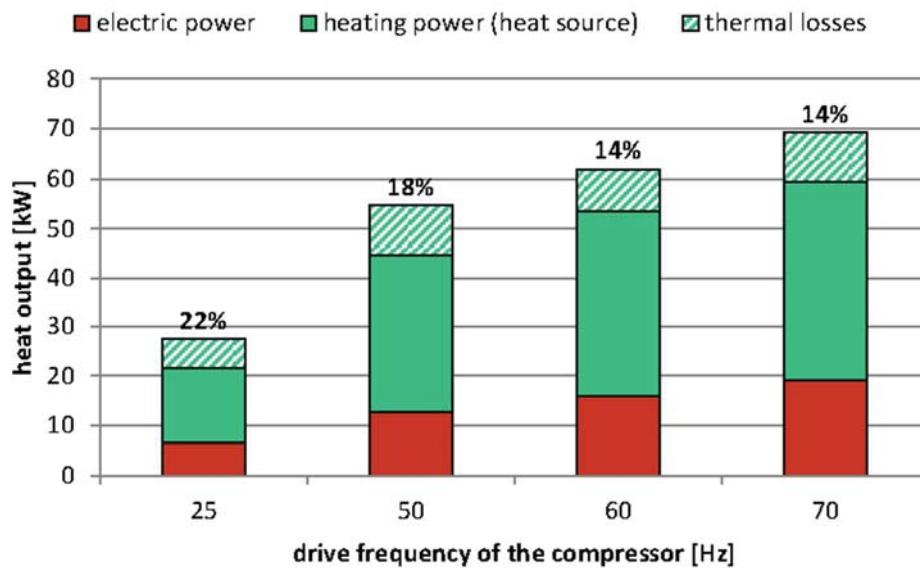


図 7-8: 洗浄液準備槽ユニットを含むヒートポンプシステムの熱損失

部品洗浄システムが最大負荷で運転されるならば、30kW の冷却が生成された排熱を排出するために必要である。洗浄の後、加工品は低圧力で熱気によって乾燥する。洗浄室において空気圧力を下げるために、真空ポンプが必要である。このポンプは、5.9kW の能力で冷却される必要がある。残りの 24kW は、洗浄総準備ユニットによって発生する熱余剰である。この排熱は、洗浄液準備槽ユニットを 100℃ に保つために、今、高温ヒートポンプによって利用される。50Hz の駆動周波数において、ヒートポンプのプロトタイプが 4kW を使わずに残すだけである。実際の条件下で、この熱は、処理された加工品によってシステムの外へ持ち出されたであろう。25Hz のモードだけでは、補助電気ヒーターが、多分必要である。図 7-9 は、部品洗浄システムにおけるエネルギーフローの概要を与える。

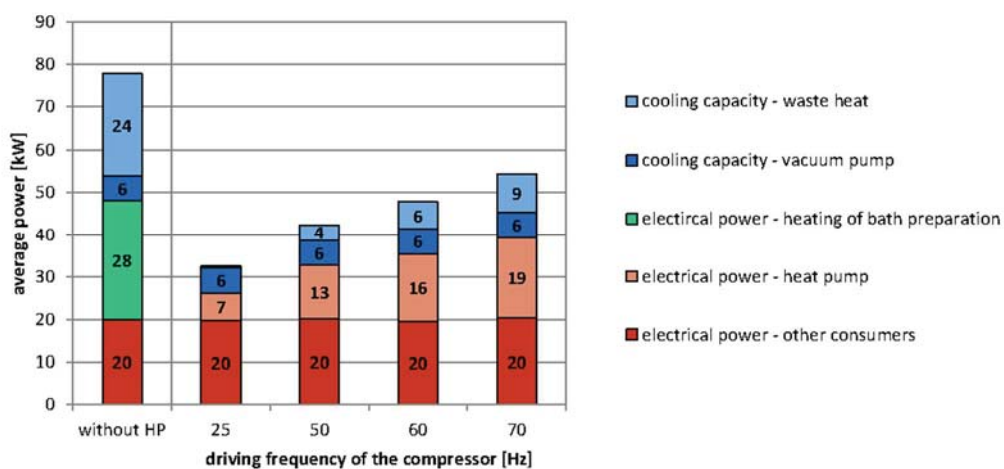


図 7-9: 部品洗浄システムのエネルギーバランス

エネルギー需要に加えて、洗浄液準備ユニットの能力がヒートポンプシステムの成功のためのもう一つの鍵となる数字である。通常の運転において、部品洗浄システムは 40l/h を準備する。33l/h で、この値は、35Hz の最低の駆動周波数において、ほとんど到達される。通常の運転（50Hz）で、70 l の 洗浄溶液が 1 時間あたりに準備される。異なる運転モードにおいて、用意された洗浄溶液の平均量が、図 7-10 に示される。

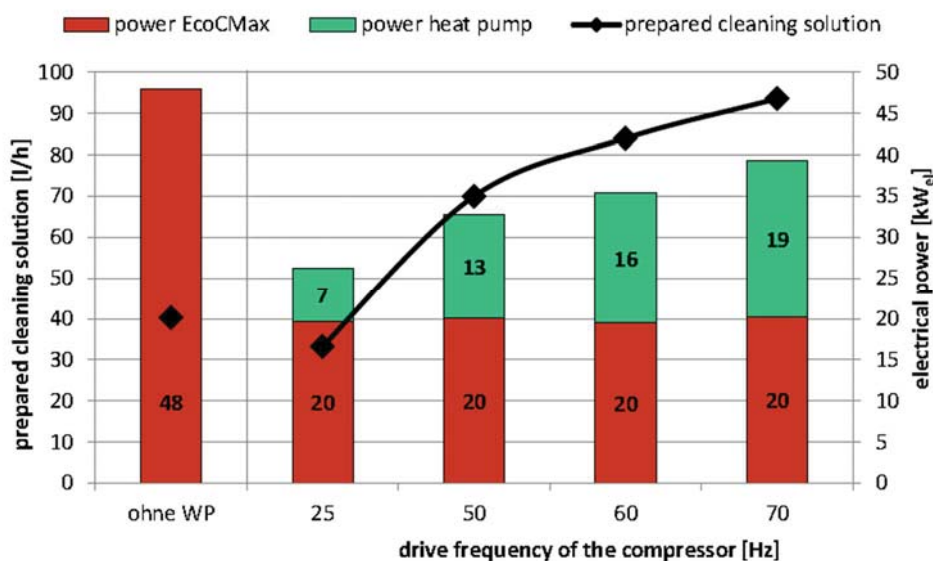


図 7-10: 異なる運転モードにおける洗浄液準備速度とエネルギー消費

図 7-11 は、1 リットルの洗浄液を準備するために必要なエネルギーがかなり下げられたことを、示す。通常の運転において、ヒートポンプシステムは、1 リットルの洗浄溶液につき 182Wh を必要とするだけである。熱回収のない従来のシステムは、696Wh/l を必要とする。

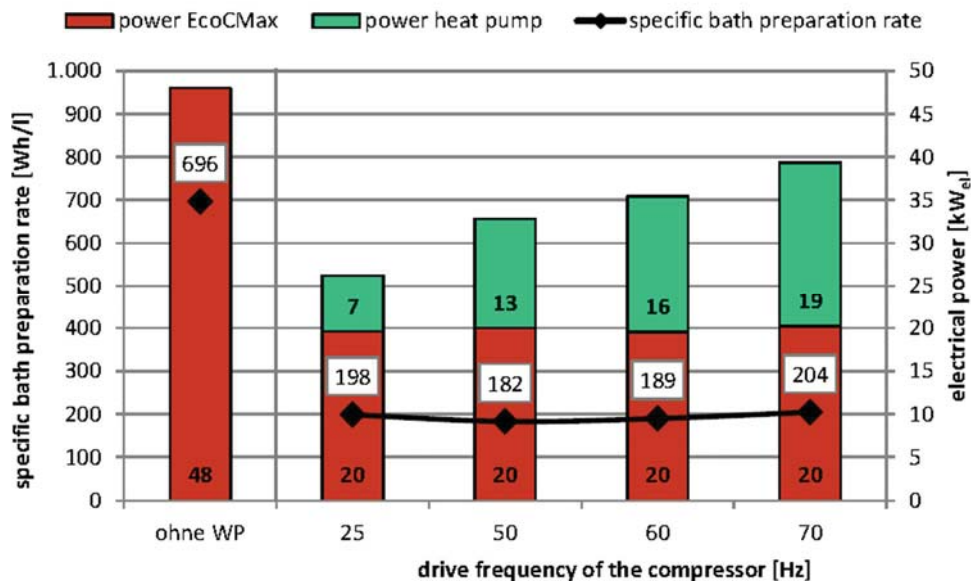


図 7-11: 異なる運転モードにおける洗浄液準備速度に対する消費電力の比率 (Wh/l)

7.1.2.4 要約

測定値は、高温ヒートポンプが頼もしく移動することを示した。エネルギー効率と洗浄液槽準備速度に関する野心的な目標は、満足されるだけでなく、越えられた。50Hz の通常の運転モードでは、ヒートポンプは 3.4 の COP を達成する。タンク 1 の冷却が、役に立つ冷却のエネルギーとして釣り合うならば、統合された COP は高く、5.8 である。エネルギー需要が 31%減る一方、洗浄液準備能力は 75%まで増やされた。2,600 時間の年間運転時間と 601g/kWh (ドイツの電源エネルギーミックスの値、UBA 2012) の二酸化炭素排出係数を仮定すると、高温ヒートポンプシステムは、1 年につき最高 24 トンの CO₂ を節約する。

7.1.3 参考文献

- Dietrich 2012 Dietrich, W.; Fredrich, O.: GEA Grasso heat pumps using ammonia - the megawatt range (ACHEMA Kongress 2012). Frankfurt am Main, 13.06.2012
- Emerson 2010 Single Screw Ammonia Heat Pumps: Harness Your Heat... Don't Reject It. Aachen, 2010
- Glaser 2013 Glaser, F.: Energy efficiency and sustainability in production and building technology (European Heat Pump Summit 2013). Nürnberg, 16.10.2013
- Huber 2013 Huber, K.: Prozesswärmepumpen - Medientemperaturen bis 110 °C (4. VDI-Fachkonferenz: Wärmepumpen 2013 - Umwelt-wärme effizient nutzen). Raunheim, 12.06.2013

- Pearson 2012 Pearson, D. ; Nellissen, P. : Application of industrial heat pumps: Proven applications in 2012 for megawatt+ heat pumps within a technical, commercial and sustainable framework (ACHE-MA Kongress 2012). Frankfurt am Main, 13.06.2012
- Reissner et al. 2013 Reissner, F. ; Gromoll, B. ; Schäfer, J. ; Danoc, V. ; Karl, J. : Experimental performance evaluation of new safe and environmentally friendly working fluids for high temperature heat pumps (European Heat Pump Summit 2013). Nürnberg, 15.10.2013
- UBA 2012 Entwicklung der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen des deutschen Strommix 1990-2010 und erste Schätzungen 2011. Bundesrepublik Deutschland. 2012

7.2 thermea Energiesysteme (熱エネルギーシステム社)

thermea. Energiesysteme 社は、CO₂を冷媒として使用する高温ヒートポンプのドイツのメーカーである (www.thermea.de)。

これらのヒートポンプは、産業におけるヒートポンプ応用を支援するために、特に、加熱能力 1,000 kW までの能力範囲で 90℃までの熱を供給するために、開発された。そのようなヒートポンプの可能性はシュトゥットガルト大学によって現在の Annex の中で見極められた。Thermea は自身の際立った考慮から得た情報を提供した。

現在までに、thermea は、最初の機械をスイス、ポーランドとドイツに設置した。詳しい情報は、タスク 4 の報告書「事例研究」に示される。

7.2.1 高い供給温度に近づく方法

均一加熱と単一家族住宅のための低能力ヒートポンプとは対照的に、産業応用のためのヒートポンプの使用は、高い供給温度を必要とする。最適エネルギー効率でこの必要条件を満たす 2 つの方法がある。それらは、ヒートポンププロセスの機能原理から推論されることができる。周知のように、ヒートポンプは、電気エネルギーの消費によって、熱エネルギーを、低い温度からより高い有用な温度まで上昇させる機械である。最も多くの場合、電気駆動による反時計回りに稼動する熱力学的蒸気圧縮プロセスが、このために使われる (図 7-12)。

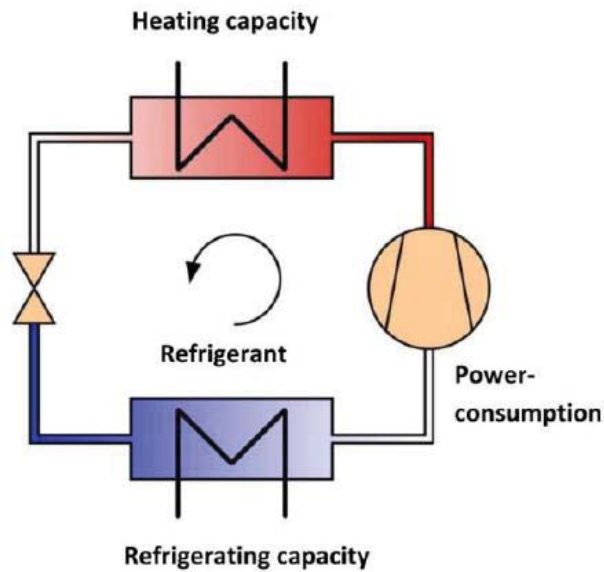


図 7-12: ヒートポンプの機能原理

低い圧力で、冷媒は、熱を熱源から低い温度で吸収し、結果として蒸発する。圧縮機は冷媒蒸気を高圧まで、したがって、熱を消費者まで届ける高温まで圧送する。一方、冷媒は等温的に液化し、または、等圧的に冷却される。冷凍回路は膨張弁を介して閉じている。

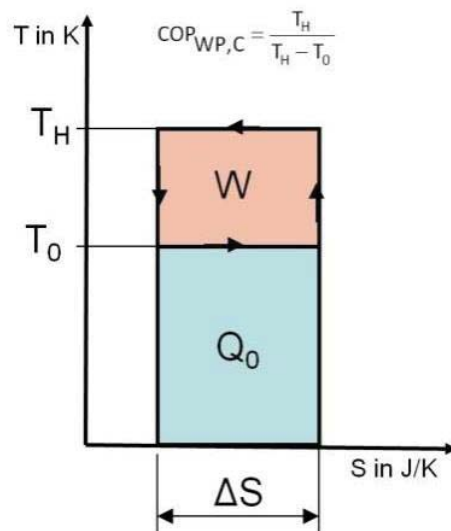


図 7-13: T-S 線図におけるカルノープロセス

図 7-13 は T-S 線図における無損失プロセスを示す。 $\text{COP}_{\text{WP,C}}$ （成績係数）は、 T_H と T_0 の二つの温度レベルから決定されることができ、カルノーの名を取って名づけられた、このプロセスのエネルギー効率の評価のために使われる。

$$\text{COP}_{\text{WP,C}} = \frac{T_H}{(T_H - T_0)}$$

これは、最初の方法である。運転条件が冷凍機械におけるそれとはかなり異なるので、特定の構成要素とヒートポンプ装置はこの高温プロセスの技術的な実施のために開発される必要がある。最初のアプローチは文献からわかる。情報が適当なときに与えられるアネックス「産業用ヒートポンプ」の枠組みの範囲内で、thermea はそのようなヒートポンプを開発している。高圧側における遷臨界プロセスは、高い供給温度に到達するために使用された第2の方法である(図 7-14)。

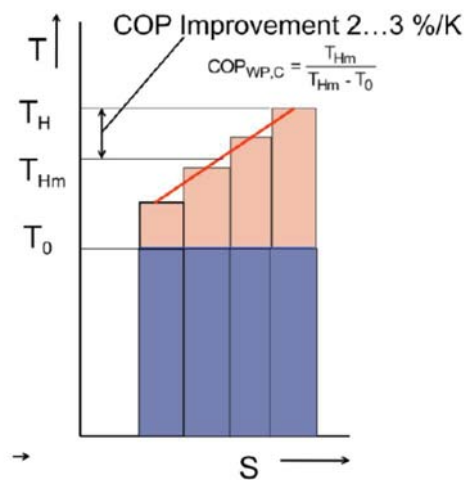


図 7-14: 高圧力側における遷臨界プロセス

冷媒は高い圧力側では液化されないが、相変化のない冷媒をクールダウンすることから、熱伝達を生じる。図 7-14 は、修正されたカルノープロセスの $\text{COP}_{\text{WP,C}}$ が、熱力学的平均温度 T_{Hm} から計算できることを示す。 T_{Hm} が常に T_H の下にあるので、このプロセスはエネルギー的な利点を提供する。高圧側の伝熱媒体の入口温度が低ければ低いほど、この利点は高くなる。その臨界点がこの応用のために有利であるので、CO2 は冷媒として決定される、そして、それも熱力学的で環境上の必要条件を大変良く満たす。

7.2.2 高温ヒートポンプにおける冷媒としての CO₂

二酸化炭素 (R744、CO₂) は、様々な応用 (例えば、食品業界) において使用される既知の物質である。冷媒として使われるとき、典型的な利点 (+) は、いくつかの不利 (-) によって妨げられるだけである：

- +環境適合性 (地球温暖化可能性= 1、オゾン層破壊可能性= 0)
- +高い有用な温度
- +高い体積あたりの (冷凍) 能力 (コンパクトな設計)

- +低い圧縮比
- +良い材料適合性
- +入手可能性と低コスト
- 高圧レベル（約 130bar までの最適な高圧側圧力）
- 安全予防措置を必要とする CO₂ による呼吸のみせかけ

臨界点（30.98 °C；73.78 bar）は、上記の遷臨界プロセス管理を高圧側で可能にする。そういうわけで、CO₂ は高温ヒートポンプにおける応用によく適している。しかし、特に CO₂ のために設計された部品だけが、その圧力レベルのために、使われることができることが、考慮されなければならない。市場に出ている構成要素の範囲がますます進歩することは、注目に値する。thermea のための独特のセールスポイントは、高い能力の CO₂ ヒートポンプのための世界初のスクリー圧縮機を利用できることである。

ヒートポンプの温水入口温度が比較的低いならば、高い COP 値に関連した高い供給温度が効力を発揮するという知識から、適しているアプリケーションは、推論されることができる。そのようなアプリケーションは、水の加熱、外気の加熱、供給水の予熱、その他を含む。高くてほぼ一定の温度レベルにおける料理のプロセスのような小さな広がりを持つアプリケーションは、好ましくないか、CO₂ ヒートポンプには適していない。

7.2.3 Thermea の CO₂ ヒートポンプシリーズ thermeco2

2008 年以降、Thermea は多大で必要な研究努力を行って、表 7-1 に示すヒートポンプを開発し、送り出した。

Table 7-1: thermeco2 シリーズ CO₂ ヒートポンプ

Type	thermeco ₂ HHR CO ₂	thermeco ₂ HHS CO ₂
Prinzip	Reciprocating Compressor	Screw Compressor
Heating capacity	30 ... 1.000 kW	1.000 kW
max. outlet temperature heating	90°C	90°C
heat source temperatures	ca. -10 ... 40°C	ca. -10 ... 40°C

図 7-15 は、往復動圧縮機を備えた thermeco2 HHR レンジのための、大きく単純化した P&I 線図を示す。このレンジは、30 から 1,000 kW の能力範囲をカバーする 10 種の基本モデルを含む。図 7-16 は、これらのモデルの一つを示す。

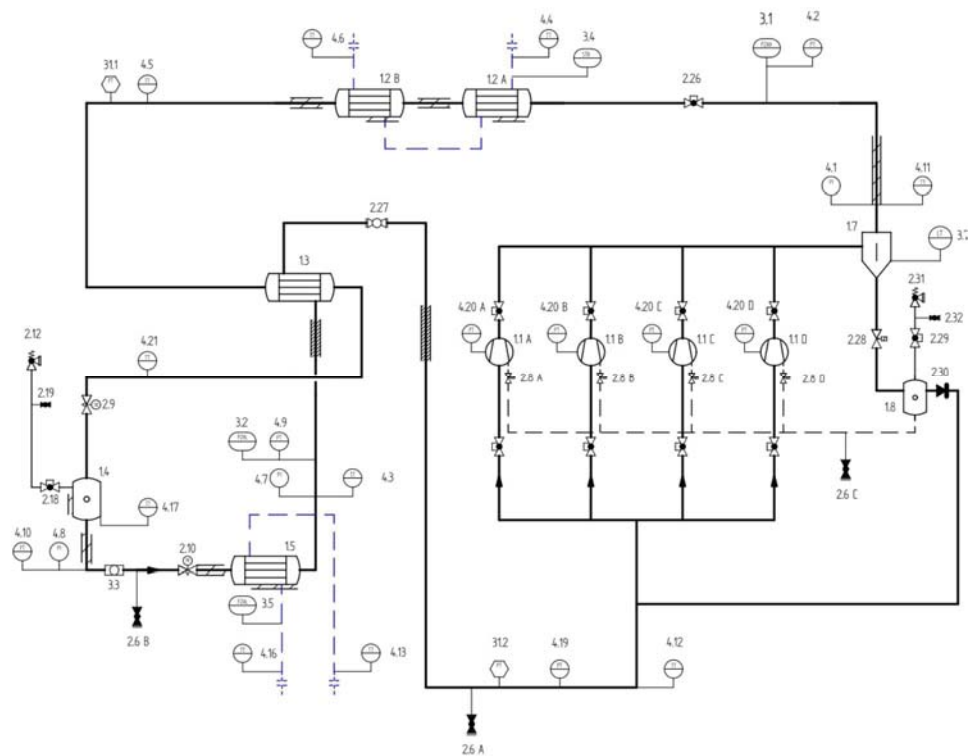


図 7-15: 往復動圧縮機を備えた CO₂ ヒートポンプ thermeco2 HHR の P&I 線図



図 7-16: 往復動圧縮機を備えた CO₂ ヒートポンプの一つのモデル

高温 CO₂ ヒートポンプは、ヒートポンプとして、かつ、冷水/冷ブラインの生成のために使用可能であり、その頑丈で、非常にコンパクトな設計によって優れる。塗装された型鋼からなる立体フレーム上で、すべての構成要素は、きちんと配置されて、内部で完全に配管されて、スイッチ盤に電氣的に配線される。機械は半密封往復圧縮機を備えて、それらのうちの一つは周波数制御が可能である。

高圧側における遷臨界 CO₂ 回路には、内部熱交換器が設けられている。この熱交換器は、圧縮機内で、そして、このように、90 °C までの給水温度を可能にする高い出口温度のために、高い冷媒入口温度を提供する。この内部熱交換器は COP の若干の改善にも寄与する。冷媒は、蒸発器出口における冷媒過熱制御によって、通常通り、蒸発器に注入される。その上、高圧の制御が必要とされる。遷臨界プロセスの管理とともに、それは、高圧側にある冷媒量で決定される。冷媒収集器は、中間圧力レベル上で、高圧制御弁と膨張弁の間に設置される。全ての熱交換器は、チューブの束となった装置であるか、より小さな能力のためには二重管の設計となっている。

速度制御ポンプは、温水供給温度を、設定値に調整するために、制御する。熱源回路の中で、速度制御ポンプは、また、冷水供給温度を一定値に制御するためにも使用される。スイッチ盤に組み込まれた便利なタッチパネル付きのプログラム可能な論理制御装置 (PLC) が、制御のために使用される。

センサーと制御信号は、適切なメニューナビゲーションを通して応答指令信号を送ることができる。さらに、タッチパネルも、許容限度の範囲内で、ヒートポンプ（能力、温度、圧力）のパラメーター表示を可能にする。誤りまたは制限値違反は、アラームリストに記録される。

ヒートポンプは、DIN EN 378-2 に従って、安全な活動のために必要な全ての安全装置を備えている。GEA Refrigeration Germany からの世界で唯一の利用可能なスクリー圧縮機による thermeco2 HHS ヒートポンプの設計は類似している（図 7-17 と図 7-18）。圧縮機のための、油分離機と油冷却器からなる、付加的な潤滑油の供給がある。可能な限り最大の COP を得るために、オイル・クーラーからの熱は、熱供給に含まれなければならない。機械の性能は、最大限が 6,000 rpm である圧縮機速度によって制御される。

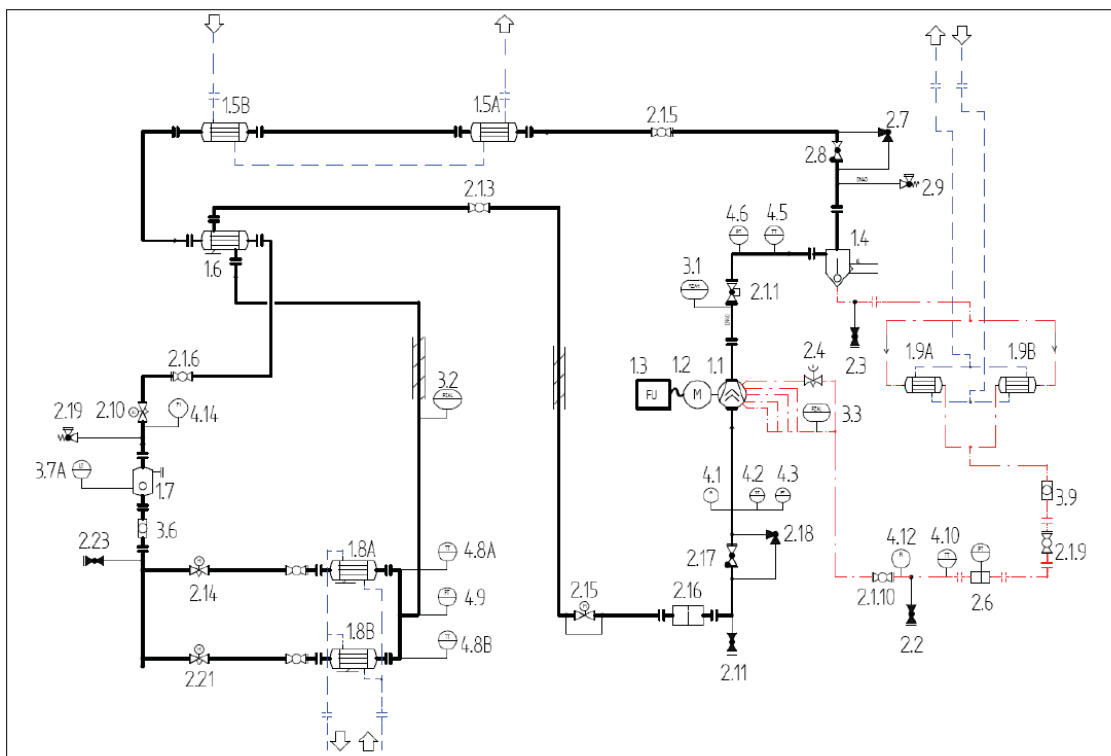


図 7-17: スクリュー圧縮機を備えた CO₂ ヒートポンプの P&I 線図



図 7-18: スクリュー圧縮機を備えた CO₂ ヒートポンプ thermeco2 HHS

7.2.4 要約

thermea. Energiesysteme 社は、CO₂ を冷媒として使用した高温ヒートポンプのシリーズを開発した:

Type	thermeco ₂ HHR CO ₂	thermeco ₂ HHS CO ₂
Prinzip	Reciprocating Compressor	Screw Compressor
Heating capacity	30 ... 1.000 kW	1.000 kW
max. outlet temperature heating	90°C	90°C
heat source temperatures	ca. -10 ... 40°C	ca. -10 ... 40°C

消費者からの低い戻り温度（温水側入口）は高い COP 値と高い供給温度のために重要である。熱力学的中間温度は、遷臨界プロセスの COP にとって不可欠である。このため、温度は、理論的な相当する臨界値以下のプロセスの凝縮温度より低い。CO₂ ヒートポンプはより高い COP に達する。戻り温度が低ければ低いほど、この利点は高くなる。

現在、新しい圧縮機、熱交換器および制御装置が開発中である。これは、thermeco₂ ヒートポンプの更なる強化の基礎である。

7.2.5 文献

JAK, 1990 Jungnickel, Kraus, Agsten, Grundlagen der Kältetechnik, Verlag Technik, Berlin, 1990

HNN, 1982 Heinrich, Najork, Nestler, Wärmepumpenanwendung in Industrie, Landwirtschaft, Gesellschafts-und Wohnungsbau, Verlag Technik, Berlin, 1982

DKV, 1998 DKV-Statusbericht Nr. 20 „Kohlendioxid - Besonderheiten und Einsatzchancen als Kältemittel“, Deutscher Kälte-und Klimatech-nischer Verein, 1998

8. 日本

8.1 日本における産業用ヒートポンプの概要

8.1.1 導入

ヒートポンプ技術は排出と一次エネルギーの消費を低減するだけでなく、再生可能エネルギーの使用を増加させるために重要である。産業用途の拡大は、これらの効果をさらに高めるために重要である。特に、給湯、循環温水の加熱、熱風や蒸気の生成のための高温ヒートポンプの開発と普及が必要である。

8.1.2 産業用ヒートポンプの一般的形式

産業用ヒートポンプは4つの一般的形式に分類される: 閉サイクル機械式、開サイクル機械式蒸気再圧縮式、開サイクル熱式蒸気再圧縮式および閉サイクル吸収ヒートポンプ。

これらは、図 8-1 から図 8-4 までに示される [DOE, 2003]。

閉サイクル機械式ヒートポンプは、様々な産業プロセスに最も一般的に採用されており、閉じた冷媒流ループの中で、連続的な圧縮、凝縮、膨張および蒸発によって、冷・温の水・空気を供給することができる。伴った、閉サイクル機械式ヒートポンプ装置は、冷媒の温度を上昇させるための機械式圧縮を備えている。それらの最も一般的な圧縮の駆動は電気モーターによる。

蒸気プロセスを伴う産業プロセスでは、機械式圧縮機で再圧縮によって低压廃蒸気を再利用するために、開サイクル機械式蒸気再圧縮ヒートポンプが、しばしば使用される。開サイクル熱式蒸気再圧縮ヒートポンプは、廃蒸気の圧力を増やすために、高压の駆動蒸気にエネルギーを消費する。

近年では、機械式と熱式の蒸気再圧縮からなるハイブリッド蒸気再圧縮システムが、機械式蒸気再圧縮ヒートポンプの設備コストと電力消費を減らすのに適している。[Mayekawa, 2007]。これらのハイブリッド蒸気再圧縮システムは、TASK 4 の第 4 章で、詳細に説明される。

閉サイクル吸収ヒートポンプは、4 種類の熱交換器（すなわち、蒸発器、吸収器、再生器および凝縮器）から成り、臭化リチウムと水の混合物が冷媒として使用される。2 種類の吸収ヒートポンプがある。Type1 は熱源以上に熱量を増やすことができ、低温の末端で冷やすことができる。一方、Type2 は温度を上昇させることができ、熱源温度より高温の熱を届けることができる。蒸気供給は機械式熱ポンプまたは Type 2 吸収熱ポンプによって可能である。そして、それは TASK 3 の第 2 章で詳細に説明される。

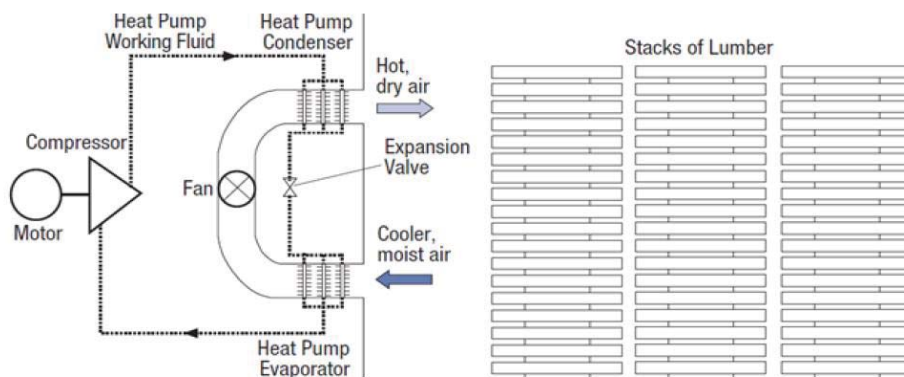


図 8-1: 閉サイクル機械式ヒートポンプ[1]

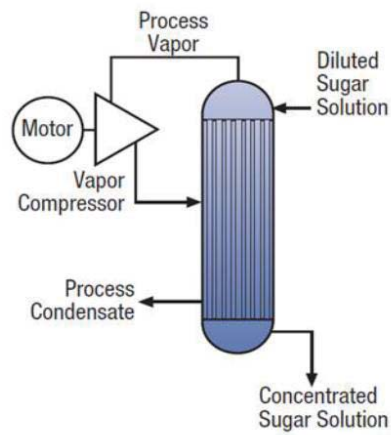


図 8-2: 開サイクル機械式蒸気再圧縮式ヒートポンプ [DOE, 2003]

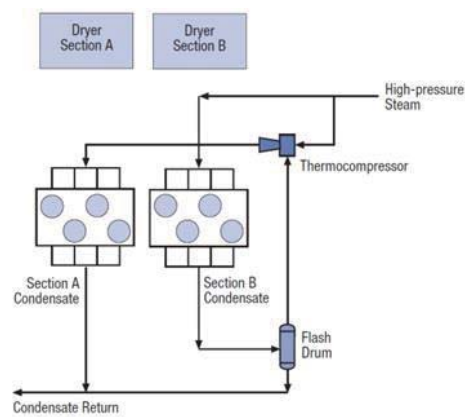


図 8-3: 開サイクル熱式蒸気再圧縮式ヒートポンプ [DOE, 2003]

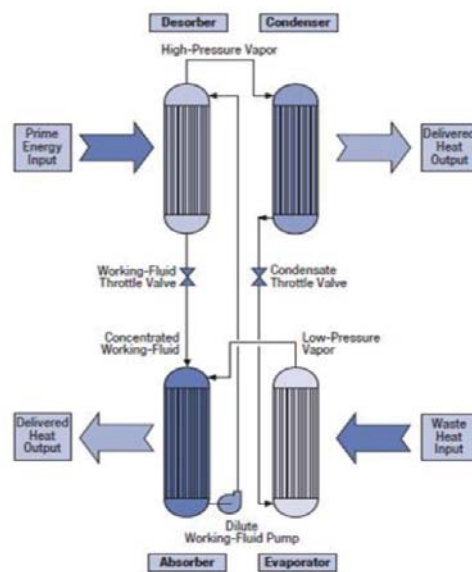


図 8-4: 閉サイクル吸収式ヒートポンプ [DOE, 2003]

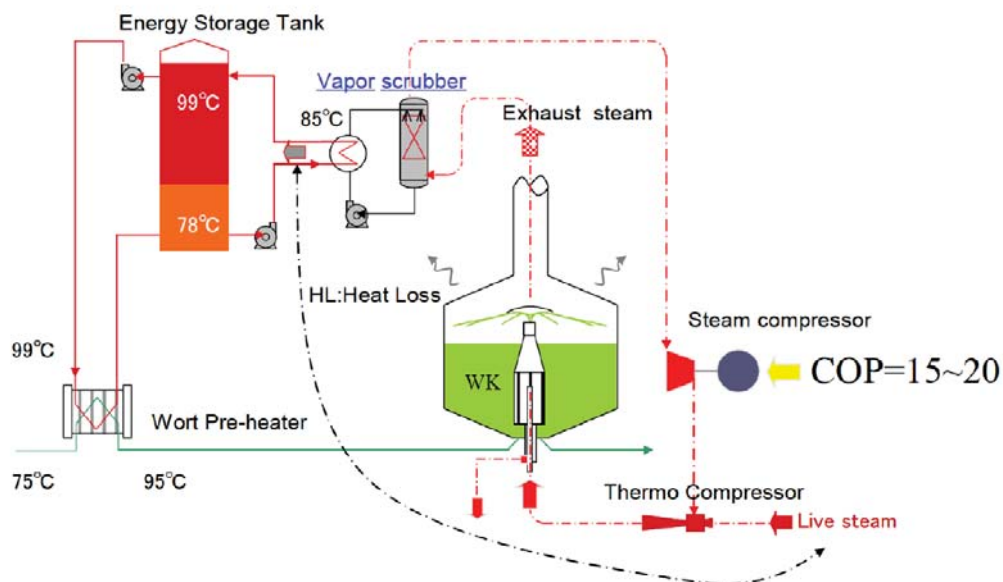


図 8-5: ハイブリッド蒸気再圧縮システム [Mayekawa, 2007]

8.1.3 高温ヒートポンプの熱力学的サイクル

給湯、高熱風供給、循環温水の加熱および蒸気生成のための、日本で最も一般的に採用されている高温ヒートポンプの熱力学的サイクルが取り上げられ、説明される。

8.1.3.1 CO₂ 遷臨界サイクル

CO₂遷臨界サイクル空気熱源ヒートポンプは、90℃の温水を 72kW の加熱能力で製造でき、日本で商業化され、日本だけでなく、韓国、台湾、インドネシア他においても販売されている [Kitayama, 2011]。CO₂遷臨界サイクル水気熱源ヒートポンプは、100℃の熱風を 110kW の加熱能力で製造でき、日本で商業化された。これらのヒートポンプは、TASK 3 の第 2 章と TASK 4 の第 4 章で詳細に説明される。

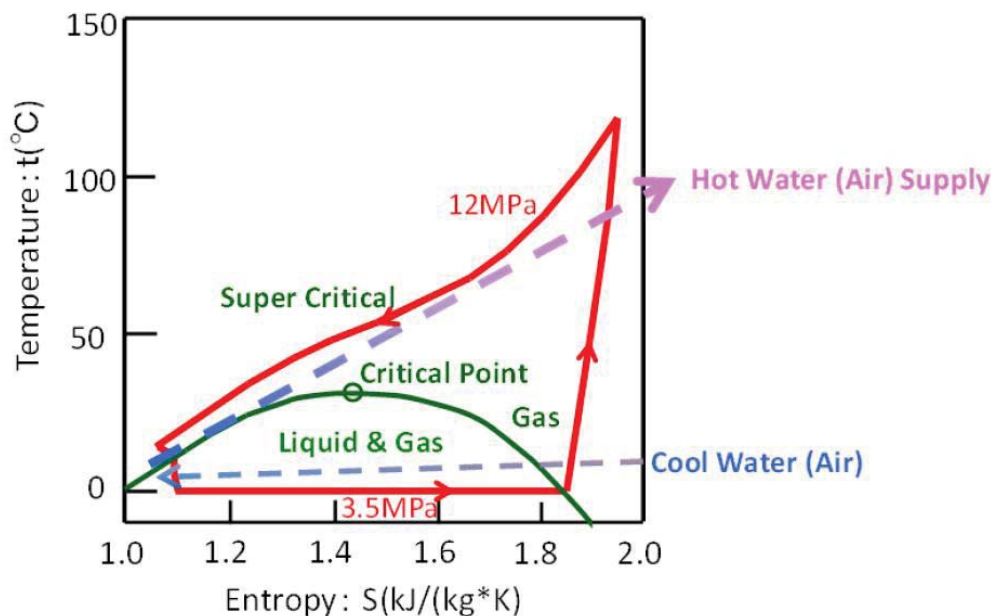


図 8-6: CO₂ 遷臨界ヒートポンプサイクル

8.1.3.2 逆ランキンサイクル（60 から 80 °Cまでの循環水の再加熱を行うための）

多くの産業プロセスにおいて、プロセス中で5から10 °C冷却された温水は、プロセスに戻される前にヒートポンプで再加熱される。もし、CO₂ 遷臨界先来るがそのようなプロセスに適用されたなら、COP は一般的に低下する。したがって、HFC-134a を用いた逆ランキンサイクルが60 から80 °Cまでの循環水の再加熱を行うために適用され、高いCOPを示す。図8-7 はHFC-134a 冷媒を備えた逆ランキンサイクルを示し、これらの応用がTASK 4において詳細に説明される。さらに、高温側がHFC-134a n サイクル、低温側がHFC-410A のサイクルから構成され、カスケード効果によって効率的でもある、カスケードサイクルヒートポンプがTASK 3の第2章で詳細に説明される。

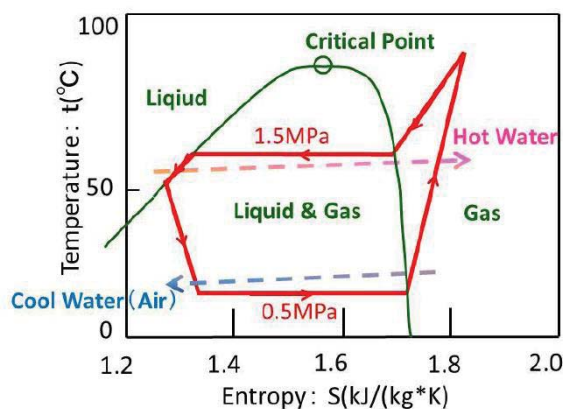


図 8-7: 逆ランキンサイクル(HFC-134a)

8.1.3.3 逆ランキンサイクル(80℃以上の循環水の再加熱と100℃以上の蒸気を生成するための)

図8-8はHFC-245fa冷媒の二段圧縮サイクルを示す。HFC-245fa冷媒の臨界温度が150℃以上であるため、一段または二段圧縮ヒートポンプが、80℃以上の循環水の再加熱と100℃以上の蒸気を生成するために使用され得る。この圧縮サイクルによる蒸気生成のためのヒートポンプは、日本で商業化された[4]。高圧の温水がヒートポンプユニット内で生成されて、フラッシュタンクで蒸発し、100から120℃の温度の蒸気を製造する。165℃の温度で蒸気を生成するため、蒸気は蒸気圧縮機で圧縮されて、圧力と温度が上昇する。蒸気生成のためのヒートポンプはTASK3の第2章で詳細に説明される。

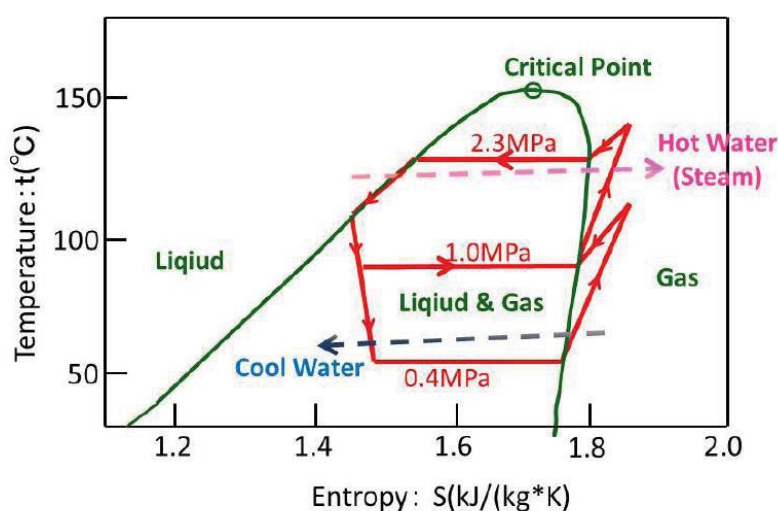


図 8-8: 二段圧縮逆ランキンサイクル (HFC-245fa)

8.1.4 産業用ヒートポンプのために必要な技術

熱出力と熱源の温度の間で大きな温度差を効率的に達成するために、サイクルの構成が重要である。加えて、高温に耐え得る圧縮機と冷媒の技術は、高温出力を届けるために重要である。これらは、TASK 3の第2章で、詳細に説明される。

ヒートポンプのための熱源として使われる産業プロセスの流体または産業廃水が、ちりと汚れ（例えば油汚れ、金属チップ、など）を含むため、ちりと汚れに対する熱交換技術はもう一つの重要問題でもある。これらは、TASK 4で詳細に説明される。冷媒 HFC-245fa と HFC-134a は、60℃以上の蒸気または温水を製造するために適している。しかし、それらの不利な面は高いGWPである。そして、高温ヒートポンプのために低GWP冷媒の開発の必要性を示す。HFO-1234ze(Z)とHFO-1234ze(E)は、それらの互換性のある熱力学的特性のため、HFC-245fa と HFC-134a の代替材料として有望である。

高温ヒートポンプへの実際的な応用は、可燃性に関連した危険を評価することのような研究のために、期待されている。これらは、TASK 3の第3章で、詳細に説明される。

ヒートポンプで発生する熱または工場で排出される熱を蓄熱材に保存することができるならば、熱の有効利用と制御を可能にする。昼夜間の負荷のアンバランスが、図 8-9 と図 8-10 に示すように、改善され、排熱もさらに利用されることが期待される。現時点では、水または氷が、通常、蓄熱材として使われている。

しかし、溶解塩または有機材料、水和塩のような蓄熱材は、熱を、-10 から 250 °C の広い温度範囲に亘り、蓄積することができる。これらの蓄熱材は、TASK 3 の第 4 章で、詳細に説明される。

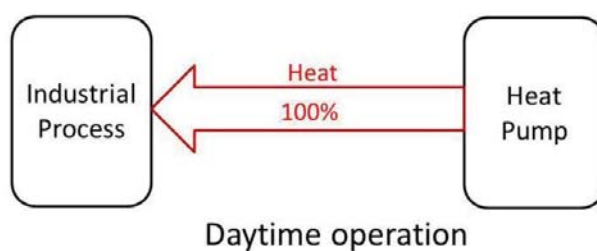


図 8-9: 蓄熱槽が無いヒートポンプシステム

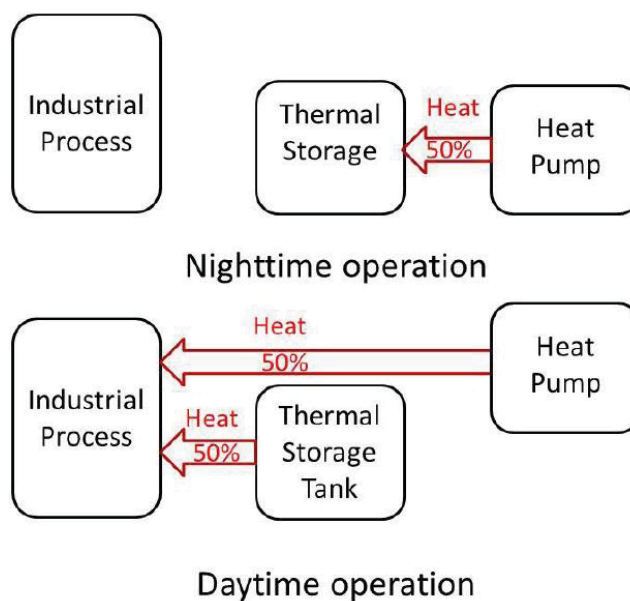


図 8-10: 蓄熱槽を持つヒートポンプシステム

8.1.5 参考文献

- DOE, 2003 US Department of Energy: "Industrial Heat Pumps for Steam and Fuel Savings", DOE/GO-102003-1735, 2003.
- Mayekawa, 2007 Mayekawa manufacturing Co., "A case study application to eth-anol distillation - the possibility of energy conservation and re-duction of carbon dioxide emissions by vapor recompression (VRC) System", 'Electro-heat', No. 155, 2007 issue.

Kitayama, 2011 H. Kitayama, Mayekawa manufacturing co., "Current status and issues of technology transfer for industrial heat pump", 6th initiatives briefing paper, global warming symposium series, 2011.

8.2 High Temperature Heat Pump

8.2.1 二元サイクルヒートポンプ給湯機（空気熱源温水供給）

8.2.1.1 概要

新しい産業用ヒートポンプシステムが開発された。そして、それは二元サイクルに R-410A と R-134a を使う。貯湯タンク内で熱を保つとき、このシステムは 3.0 の成績係数 (COP) を持つ。日本では、エネルギーと電気を節約するという強い要求があるので、ヒートポンプ市場は効率的な蓄熱装置を開発することになっている。

2 つの異なる冷媒を使う二元サイクルを採用することは、熱を貯湯槽に保つための電力消費を大いに減らすことができる。二元サイクルにおける 2 つの冷媒の特徴とともに、このシステムは、寒冷地区における -20°C の屋外温度と 90°C の給湯の条件下で、安定した運転を実現する。「省エネルギー」において、電力消費は、夏に加熱能力の使用を制限するために低減することができる。

エネルギーと電気の節約への要求に応ずるために、この商業化されたヒートポンプが、療養所、病院、ホテルなどのような大きな施設のために使用され得る。

8.2.1.2 システムフロー

図 8-11 はシステムフローを示す。図 8-12 は P-h 線図を示す。このシステムは、二元サイクルを特徴とする。R-410A が熱源ユニットのために使用され、そして、R-134a がカスケードユニットのために使用される。熱源ユニットは、通常の圧縮サイクルの中で使用される。カスケードユニットは、蒸発器としての冷媒と冷媒との熱交換器と凝縮器としての冷媒と水との熱交換器を使用する。

Refrigerant — Refrigerant heat exchanger

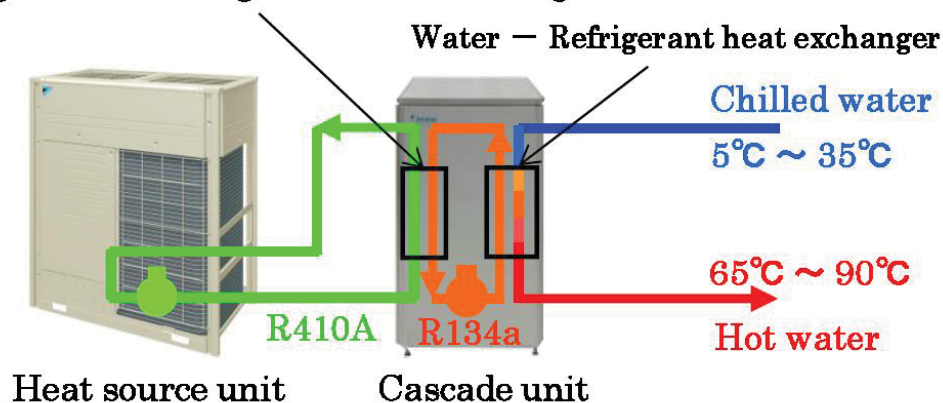


図 8-11: システムフロー

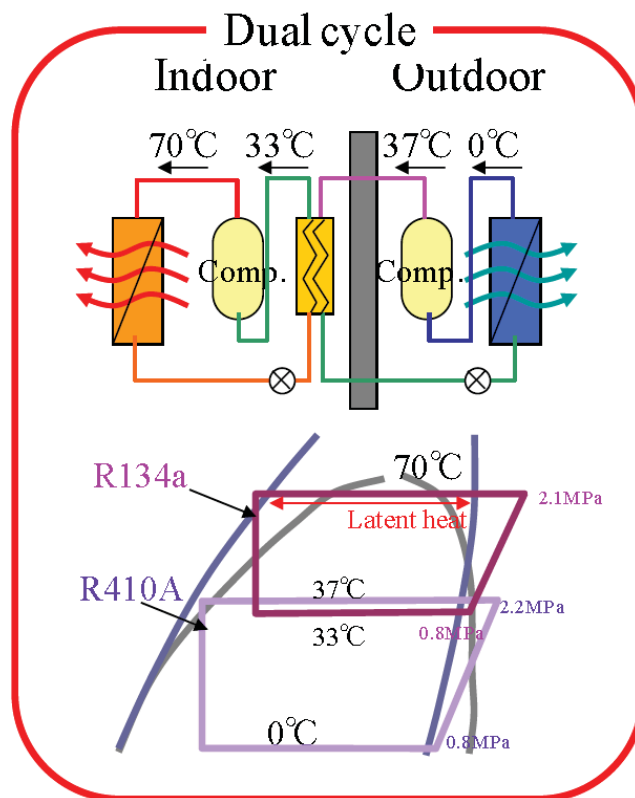


図 8-12: P-h 線図

8.2.1.3 システムの詳細

図 8-13 は、開発され、実用化された実際のシステムを表す。表 8-1 は、このシステムの仕様を掲載する。熱源ユニットとカスケードユニットが、温水を再加熱し、温水を暖かいままに保つとき、COP は 3.0 に達し、供給水を加熱するときは、COP は 4.1 に達し、それは 24% 電力消費を減らすことを可能にする。加熱能力が夏季において小さいとき、駆動モードを、通常モード（最大加熱能力 35kW）から省エネルギーモード（最大加熱能力 30kW）に変えることによって、電力消費を減らすことができる。需要制御機能とともに、運転するシステムの数制限をすることができ、そして、電力消費が低減される。

このシステムは、カスケードサイクルへの適合のために、 -20°C の周囲温度と 90°C の給湯温度で運転されることができ。120 トン/日の最大給湯量のために、12 のシステムを、結合することができる。外気から熱を吸収する熱源ユニットおよびお湯を加熱するカスケードユニットが、各々 2 つの圧縮機を備えているため、1 つの圧縮機が故障した場合にも、バックアップ運転が可能である。



図 8-13: 二元サイクルヒートポンプ給湯機(ダイキン工業: ‘MEGA-Q’)

Table 8-1: 二元サイクルヒートポンプ給湯機の仕様

Product name		Heat pump water heater	
Type		RLYP350B	
Configuration name		Heat source unit	Cascade unit
Ttype		RLP350B	BWLP350B
Middle season rated			
One through	Heating capacity	35.0kW	
	COP	4.1	
	Supply water	17℃	
	Hot water	65℃	
Ambient temperature		-20℃ ~ 43℃	
Power source		3 φ 200V 50/60Hz	
Outward appearance		H 1525mm×W1240mm× D765mm	H 1525mm×W890mm× D765mm
Refrigerant		R410A	R134a

8.2.1.4 構成要素の特徴

図 8-14 で示すように、新しい 4 面熱交換器が、システムのために開発された。このシステムは、二元サイクルを備える。通常、二元サイクルが採用されるとき、システムはより大きくなる。しかし、このシステムは新しい熱交換器を備え、そして、それは、小径管を採用し、フィンピッチを減らすことによって、熱交換器の容積と気流抵抗を減らす。

New technology 【Round 4 surfaces heat exchanger】

- System compact
- Resistance of the air flow reduction

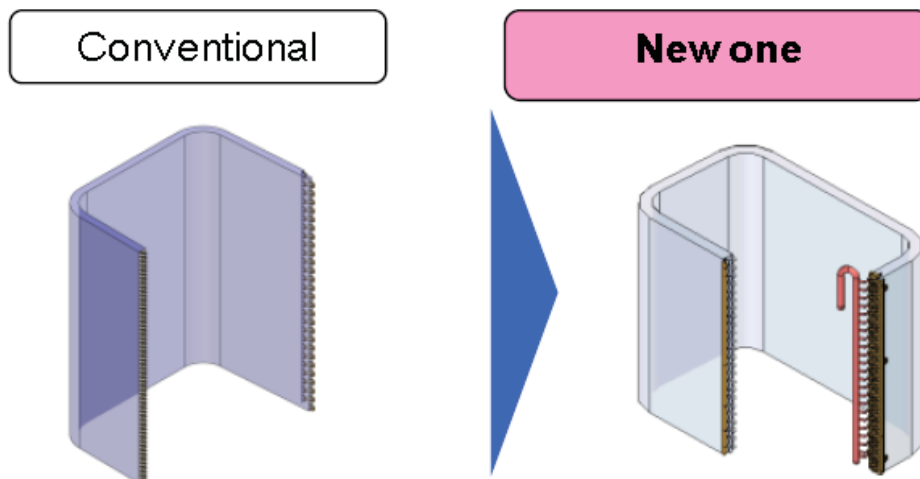


図 8-14: 新しいコンパクト熱交換器

8.2.1.5 設置事例

図 8-15 で示すように、このシステムは、開式と閉式の両方のタンクフローシステムに適用され得る。ネットワークシステムにつながることによって、故障を予め防ぐために、遠隔監視が可能である。複数のヒートポンプユニットと各ユニットの 2 台の圧縮機による自動バックアップが採用される;このように、このシステムは若干のトラブルによる停止を逃れることができ、応急的に運転を続けることができる。

◆ System flow

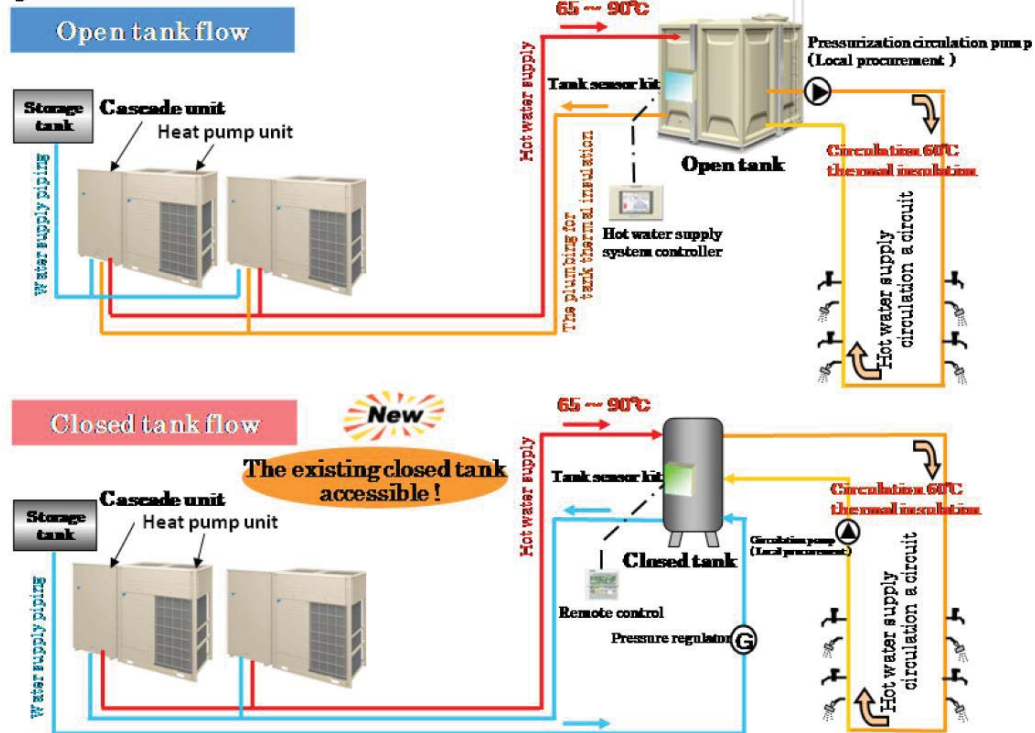


図 8-15: システム構成

8.2.2 C02 ヒートポンプ熱風発生機(水熱源熱風供給)

8.2.2.1 概要

CO₂冷媒ヒートポンプ熱風発生機が遷臨界サイクルを採用して、冷媒の超臨界域を使うため、このシステムは空気をより高い温度まで効率的に加熱することができる。したがって、ヒートポンプは、従来のシステムと置き換えられるか、従来の燃焼システムとともに補足的に配備することができる。このシステムには、耐久性、環境安全性、メンテナンス性と経済性に関して、蒸気ボイラー、熱交換器および乾燥室から成る従来の産業用乾燥機に勝る利点がある。

多くの種類の産業用乾燥機がある：例えば、箱型空気乾燥機、ベルト循環乾燥機、流動式乾燥機と回転式乾燥機。熱風を生成する従来の乾燥機は、間接加熱でなく直接燃焼法を用いており、熱源として蒸気ボイラーと電気ヒーターを使用する。電気ヒーター以外は、これらの熱源は、化石燃料の燃焼を用いる。

CO₂ ヒートポンプ熱風発生機は、熱源として電気も直接の燃焼も使わない。

乾燥機の適用範囲を広げるため、それは、120 ℃以上に空気を効率良く加熱するために、CO₂ の臨界超過域を使用する。このヒートポンプは、熱源として水を使い、熱風だけでなく冷却水も生産することができる。同時に熱風と冷却水を利用することによって、更なる効率向上を達成できる。熱風が CO₂ 冷媒の超臨界域で生み出されるので、二酸化炭素の排出とエネルギー消費は減らされることが出来ます。このシステムが燃焼プロセスをとらないので、NO_x は生産されない。

8.2.2.2 システムフロー

図 8-16 は、CO₂ 遷臨界サイクルのシステムフローを表す。このシステムは、ガス冷却器、膨張弁、圧縮機と蒸発器から成る。図 8-17 は、T-s 図上におけるシステムの運転条件を表す。このシステムは、CO₂ 冷媒の超臨界域の利用を特徴とする。

一般的な圧縮サイクルには、二相領域が使われるため、冷媒は凝縮される。そういうわけで、熱風製造に温度限界がある。しかし、このシステムでは、システム効率を向上させるために、空気における温度変化によって、冷媒の温度は変化する。温水製造のためのこの種のシステムは、家庭用途および業務用途のために、日本においては、エコキュートという名前で、すでに商業化されている。

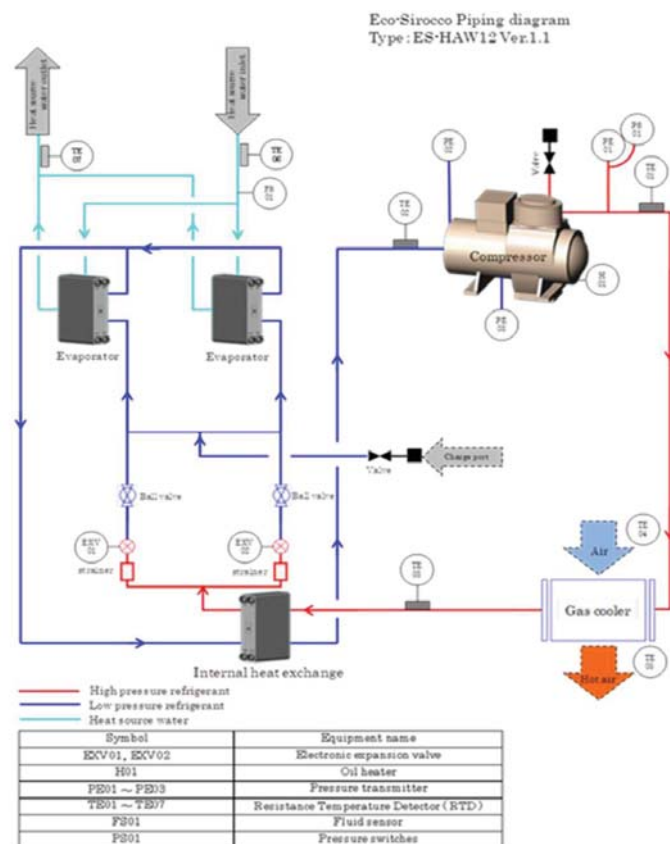


図 8-16: CO₂ ヒートポンプ熱風発生機のフロー (Mayekawa Eco-Sirocco)

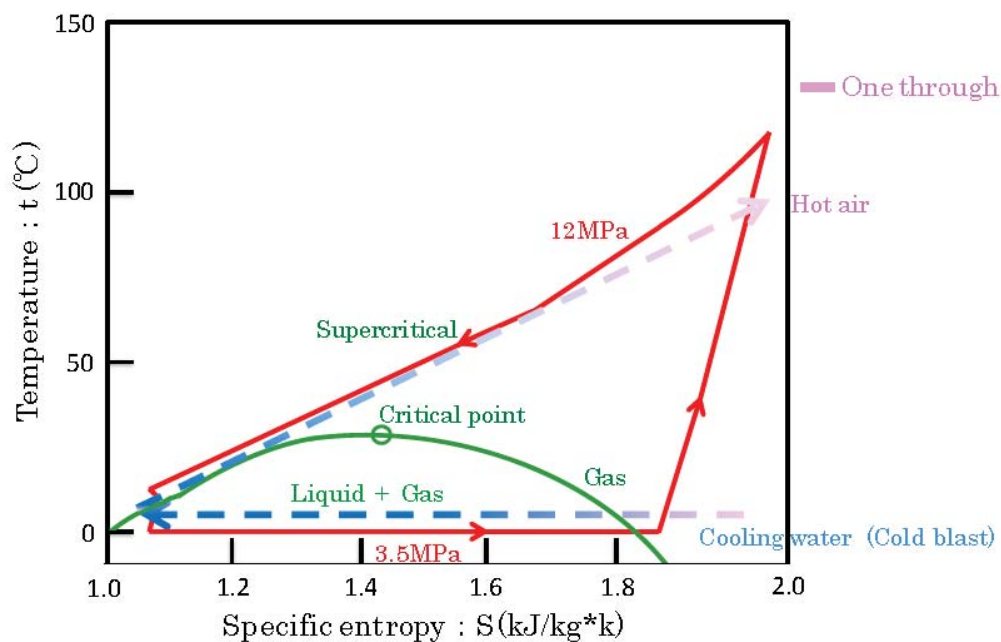


図 8-17: T-s 線図

8.2.2.3 システムの詳細

図 8-18 は、商業化された CO₂ ヒートポンプ熱風発生機の外観を表す。表 8-2 は、このシステムの仕様を示す：定格加熱能力は 110kW、COP は 3.43 である。それらは、120 °C までの熱風を発生させることができる。図 8-19 は、20 °C の周囲温度の下で、熱源温度と加熱能力あるいは COP との間の関連を表す。



図 8-18: CO₂ ヒートポンプ熱風発生機の外観 (Mayekawa Eco-Sirocco)

Table 8-2: CO₂ ヒートポンプ熱風発生機の仕様 (Mayekawa Eco-Sirocco)

Performance	Heating capacity [kW]	Air temperature : 110 Inlet 20°C (50%RH)→ Outlet 100°C
	Cooling capacity [kW]	Heat source temperature : 81 Inlet 30°C →Outlet 25°C
	Power consumption	32
	COP _h	3.43
	COP _c	2.54
Power source		3 φ 200V 50Hz/60Hz
Outward appearance [mm]		W1,100×L1,600×H2,235
Weight [kg]		1,948
Operating temperature range	Inlet air temperature [°C]	0~50 (While driving) 0~43 (stopping)
	Outlet air temperature [°C]	80 ~ 120
	Air flow rate	1,500 ~ 8,000
	Inlet heat source temperature [°C]	-5 ~ 40
	Outlet heat source temperature [°C]	-9 ~ 35
	Heat source flow rate [L/min]	100 ~ 330

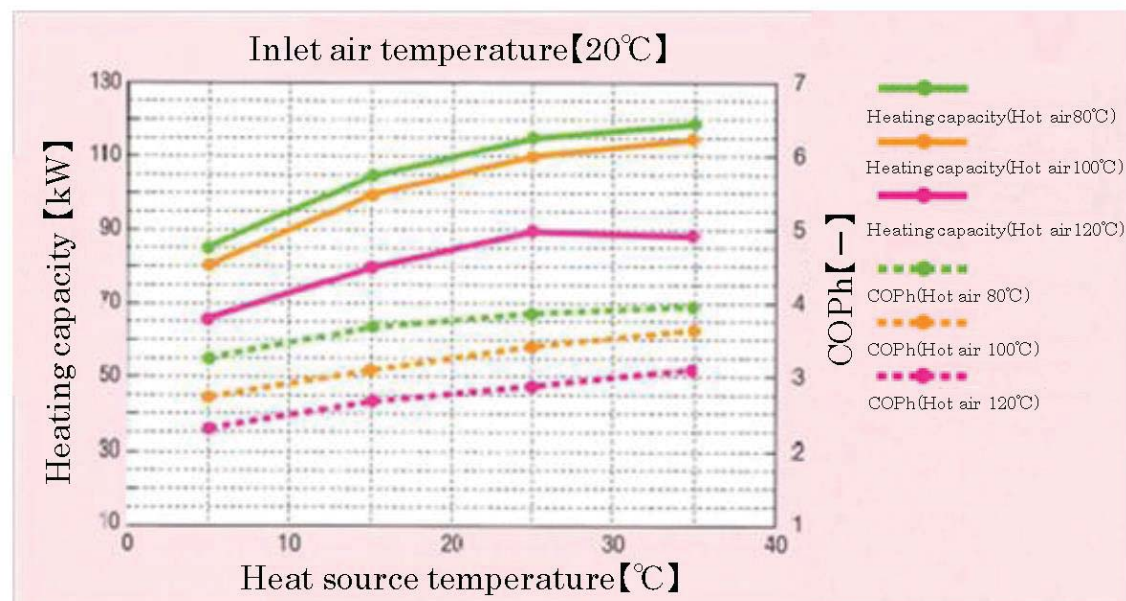


図 8-19: CO₂ ヒートポンプ熱風発生機の性能曲線 (Mayekawa Eco-Sirocco)

8.2.2.4 構成要素の特徴

図 8-20 は、電力中央研究所によって製作された CO₂ ヒートポンプ熱風発生機の外観を示す。このシステムにおいて、フィン・チューブ熱交換器が空気加熱器に用いられた。この要素において、空気は超臨界 CO₂ 冷媒によって直接に加熱される。

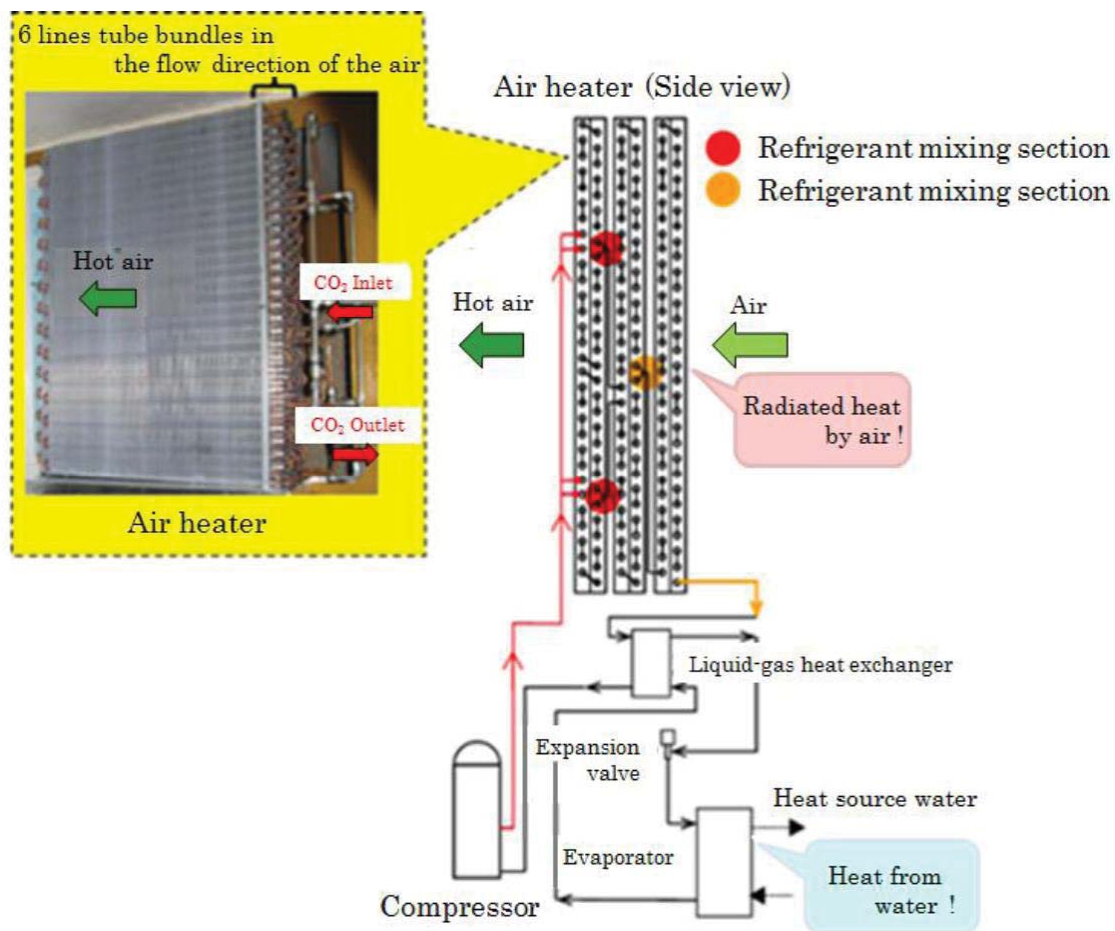


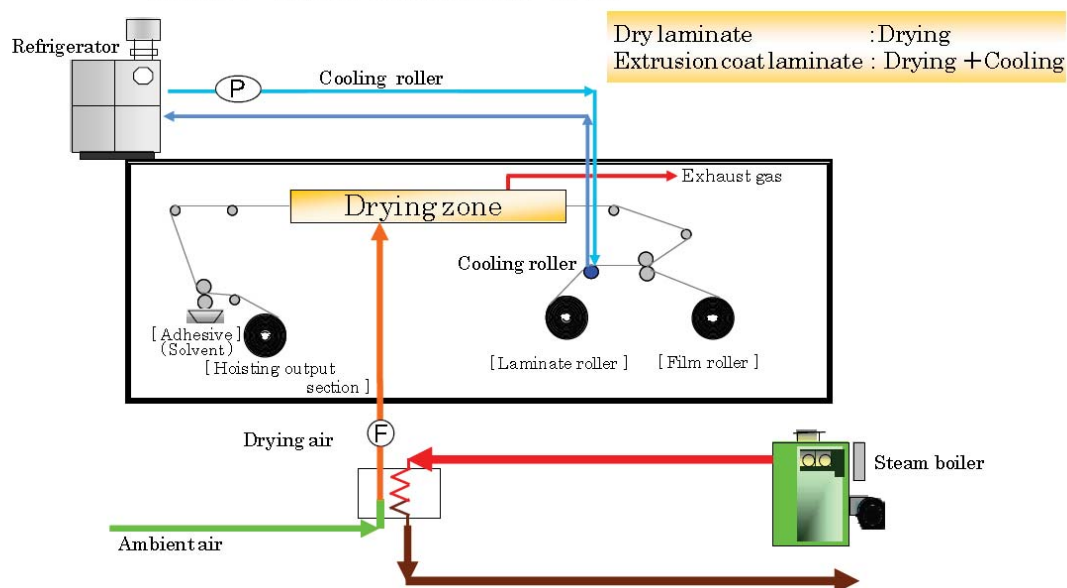
図 8-20: CO₂ ヒートポンプ熱風発生機（電力中央研究所）

8.2.2.5 設置事例

図 8-21 はラミネート工場に設置された事例を示す。この工場において、CO₂ ヒートポンプ熱風発生機は、乾燥プロセスのために高温空気を、冷却ローラーを冷却するための冷却水を供給している。このシステムとともに、冷凍施設は必要なく、ボイラーのためのエネルギー消費が低減される。より高い COP が一つのシステムを使用した同時加熱・冷却によって実現され得る。

【Conventional system】

Printing – Dry process of the laminating



【Introduction System】

Printing – Dry process of the laminating

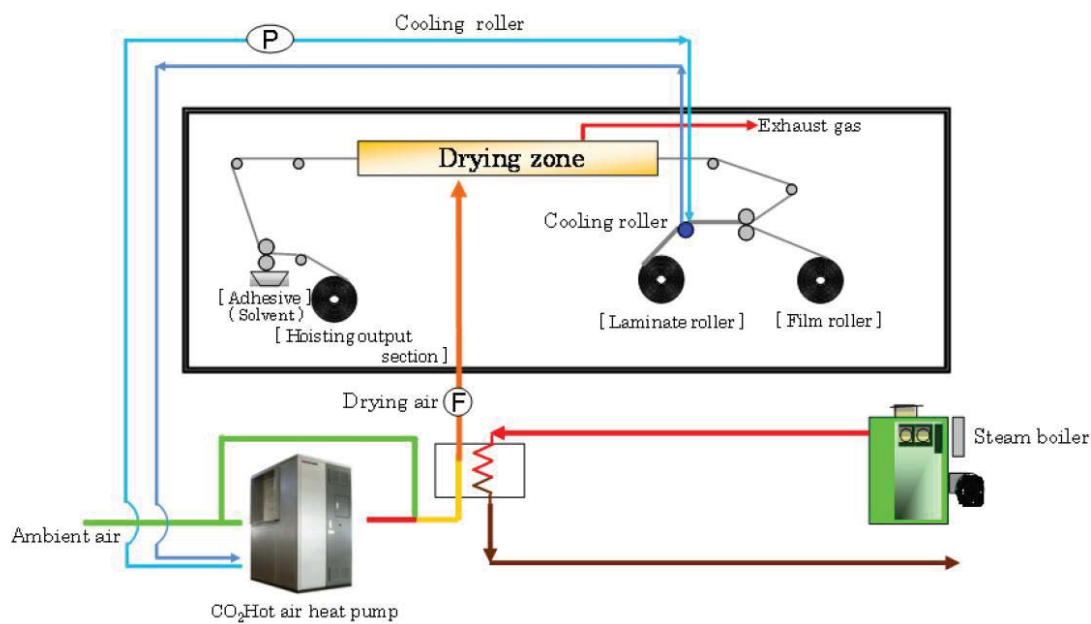


図 8-21: ラミネート工場

図 8-22 は、このシステムの乾燥プロセスへの導入効果を示す。このシステムの使用は、一次エネルギー消費を 4 6 % 低減した。

Introduction effect

【The introduction effect that is anticipated by a field test】

	CO ₂ emission (t·CO ₂ / year)	Energy consumption (GJ / year)
Conventional system	147	2,900
New system	47	1,600
Reduction rate	68%	46%

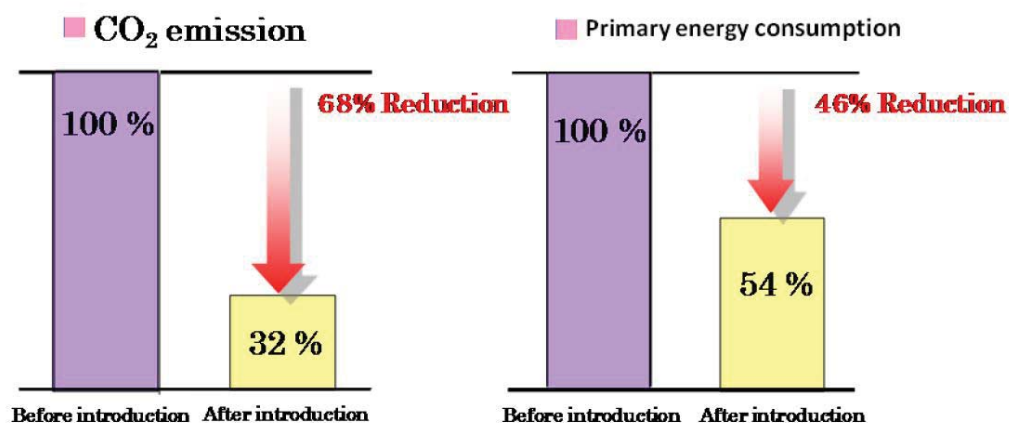


図 8-22： 導入結果

8. 2. 3 ヒートポンプ蒸気発生機（水熱源加圧高温水加熱）

8. 2. 3. 1 概要

従来、ボイラーは、殺菌、濃縮、乾燥、蒸留のようなプロセスのための 120℃以上の蒸気供給のために、必要であった。地球温暖化に関する関心のために、省エネルギーの要求はどんどん大きくなっているため、120℃以上の蒸気を効率良く供給するヒートポンプ技術は高い適用性を持っている。このシステムは、蒸気圧縮機およびフラッシュタンクを蒸気圧縮サイクルに付加することによって、165℃の蒸気供給を実現できる。

8. 2. 3. 2 システムフロー

図 8-23 は、このシステムのフローを示す。120℃蒸気を製造するためのヒートポンプのフローは、従来のヒートポンプのそれと同じである。120℃蒸気はフラッシュタンクから供給される。良い性能を達成するために、冷媒 SGH120 に対しては R-245fa であり、SGH165 に対しては R-134a と R-245fa の混合物である。SGH165 に対しては、165℃の蒸気が、蒸気圧縮機で 120℃の蒸気を圧縮して、製造される。

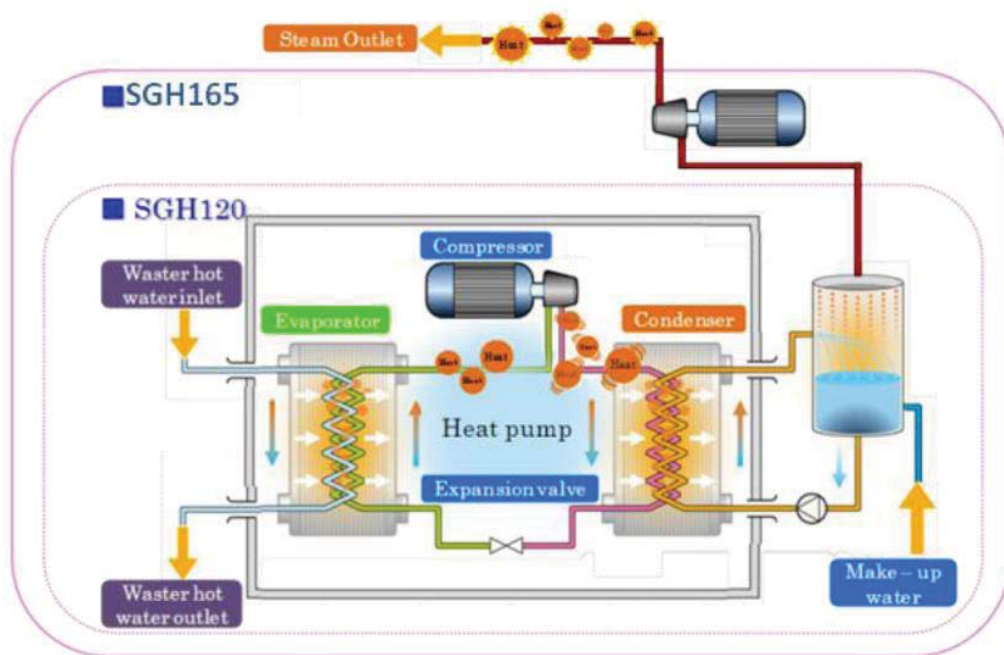


図 8-23： システムフロー（KOBELCO： SGH シリーズ）

蒸気は、通常、中央ボイラー室で、高圧で製造され、ヘッダーや長い配管ネットワークを通して、各々の建物に送られる。ヒートポンプ蒸気供給機を直接プロセスの近くに配置することが、配管ネットワークからの熱損失を低減できる。このように、従来のボイラーの近くに設置すれば、このヒートポンプ供給機が、分配システムのために、120℃と 165℃の蒸気を製造できる。

8. 2. 3. 3 システムの詳細

このシステムは、世界で最初の、蒸気温度が 120℃以上の効率的なヒートポンプ蒸気供給機である。SGH165 は、SGH120 に蒸気圧縮機を付加することにより、165℃の蒸気を製造できる。図 8-24 は商業化されたシステムの外観を示す。表 8-3 にそれらの仕様が示され、SGH120 が 370kW の加熱能力、3.5 の COP を持ち、SGH 165 は 660kW の加熱能力、2.5 の COP を持つことが分かる。図 8-25 は熱源温度に関連した COP 値を示す。



SGH120

120°C/0.1MPaG Steam supply



SGH165

165°C/0.6MPaG Steam supply

図 8-24: Overview of system (KOBELCO: SGH series)

Table 8-3: System specifications (KOBELCO: SGH series)

Type			SGH 120	SGH 165
Capacity	Steam pressure	MPaG	0.1	0.6
	Steam temperature	℃	120	165
	Inlet heat source water temperature	℃	65	70
	Outlet heat source water temperature	℃	60	65
	Heating capacity	kW	370	660
	Steam	t/hr	0.51	0.89
	HeatingCOP	-	3.5	2.5
Heat source water temperature range		℃	25 ~ 65	35 ~ 70
Steam pressure range		MPaG	0.0 ~ 0.1	0.2 ~ 0.8
Dimensions	Width	mm	1,200	4,300
	Depth	mm	4,850	2,950
	Height	mm	2,530	2,530
Weight	While carrying	kg	4,000	6,630
	While driving	kg	4,240	6,960

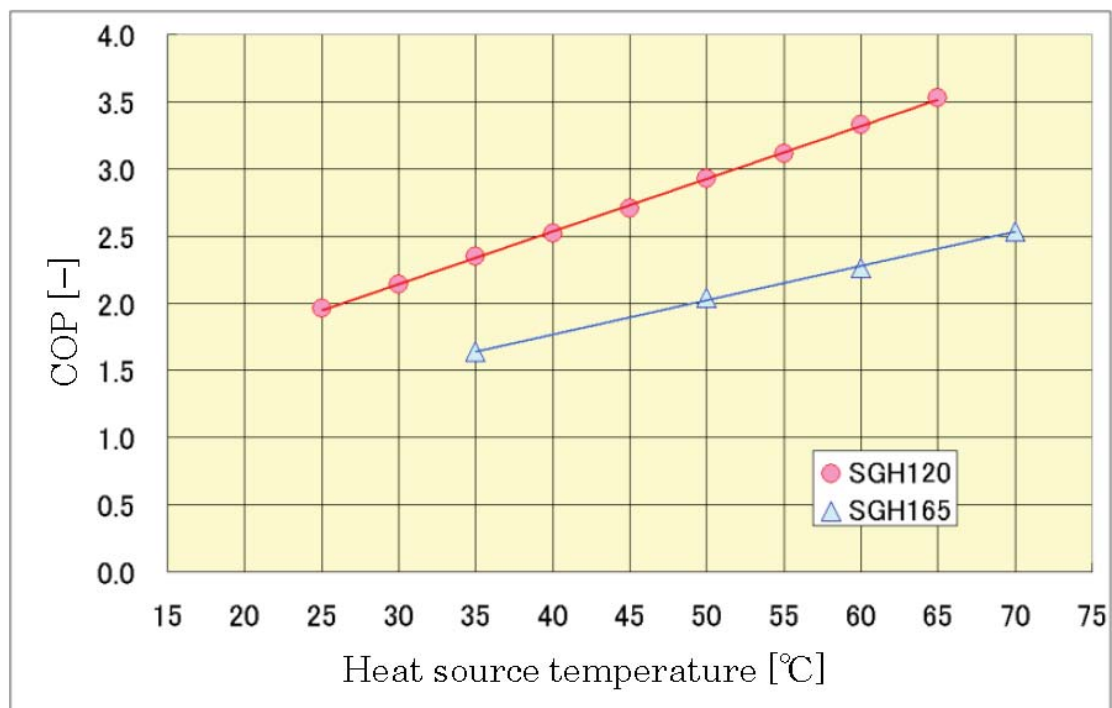


図 8-25: システム性能 (KOBELCO: SHG シリーズ)

8.2.3.4 構成要素の特徴

圧縮機の高温化に対応するために、新しく開発されたスクリー圧縮機が備えられた (図 8-26)。それは、高圧と高温のために開発されて、冷却のためにモーターに冷媒ミストを吹きかける。

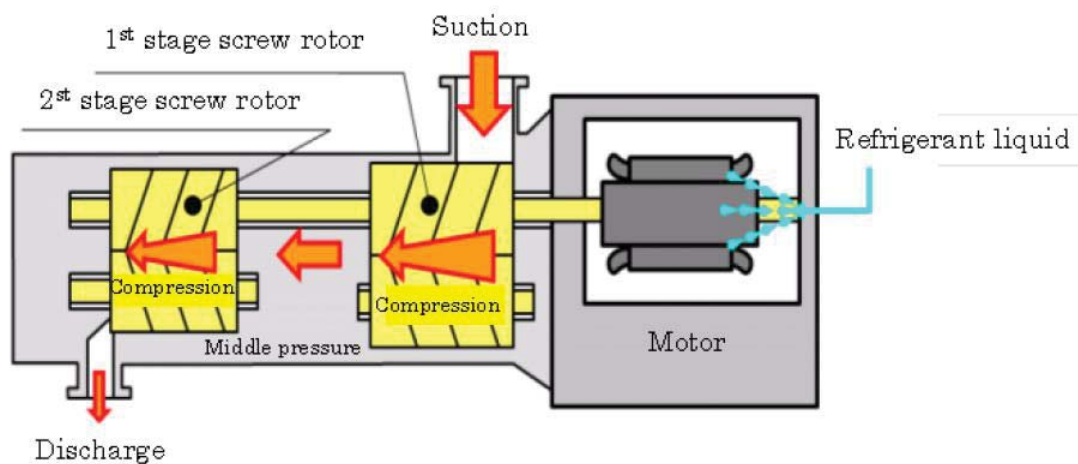


図 8-26: 新しいスクリー圧縮機

8.2.3.5 設置事例

このシステムは次のプロセスに組み込まれた（図 8-27）。ヒートポンプをプロセスの近くに設置することが、排熱を利用する分散熱源の設置を実現する。このシステムによって、配管熱損失を 50%低減できる。

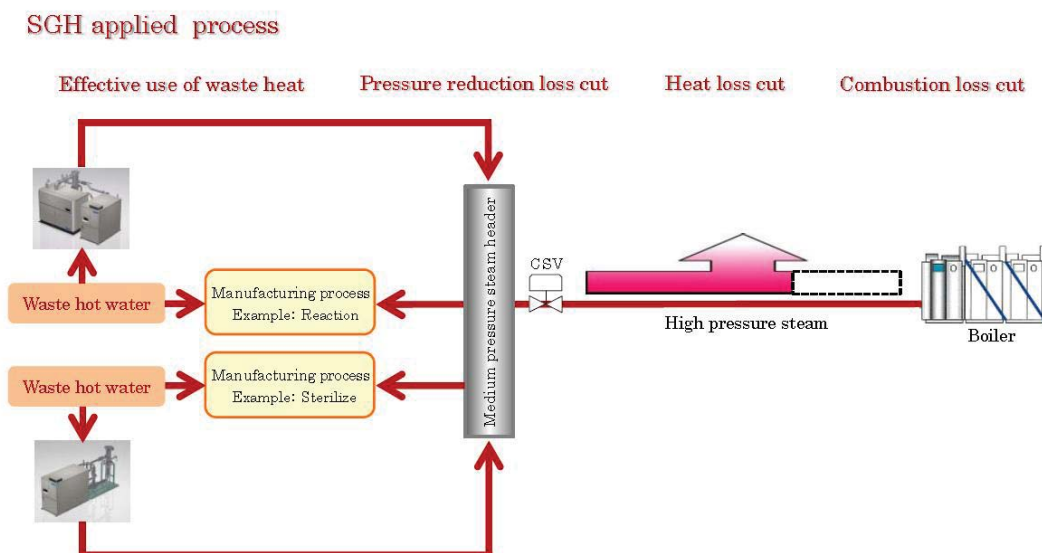


図 8-27: SGH が組み込まれたプロセス

8.2.4 循環水加熱のためのヒートポンプ（空気熱源温水供給）

8.2.4.1 概要

近年、省エネルギーとコスト低減のための鍵となる技術として、ヒートポンプは、空調用途だけでなく、温水器にも適用されてきた。しかし、産業市場への普及は、まだ遅い。製造のための多くの種類の加熱方法があり、ボイラーはこれらのプロセスのために広く使われている。ボイラーは動力室に集中設置され、そして、蒸気は、必要とされる場所へ長い配管ネットワークによって供給される。これは、熱を失う。多くのプロセスは温水を必要とする。90℃以下で使用され、貯湯槽の温度を一定に保つために循環される温水は、約 67 TJ のエネルギー需要がある。

近年では、産業用ヒートポンプシステムが開発され、設置されてきた。しかし、市場は、コンパクトで設置が簡単な、効率の高い循環タイプヒートポンプを要求している。この要求に応ずるために、循環水加熱のための空気熱源ヒートポンプが開発された。一般的に、温水は、通常、一段式サイクルが空気の熱熱源ヒートポンプのために使われるならば、COP は減少する。何故ならば、1つの圧縮機がより高い圧力比で運転されなければならないためである。特に、温水が循環するとき、凝縮圧力は上昇するので、COP は温水供給温度の上昇とともに、減少する。二元サイクルは、屋外設置であり、温水が循環されたときに、90℃の温水を得るために採用された。

8.2.4.2 システムフロー

図 8-28 は、システムフローを表す。このシステムは、二元サイクルを採用している。図 8-29 は、温度-比エンタルピー線図上の二元サイクルを表す。二元サイクルは、二つの独立したサイクルと二つのサイクルをつなぐ中間熱交換器から成る。

より低温側サイクルに吸収される熱が、より高温側サイクルへ移されるので、たとえ低温側サイクルに対する周囲の気温が低くても、より高い温度の熱が製造される。

このシステムは、低温側サイクルに R-410A を、そして、高温側サイクルに R-134a を使用し、その後者は、より高い温度の使用に適している。

二元サイクルには、各サイクルの冷媒が、異なる圧縮機、異なる周囲気温制限および異なる温水を用いて圧縮されるので、より低い COP の問題は、効率的な運転を実現するために避けられることができる。

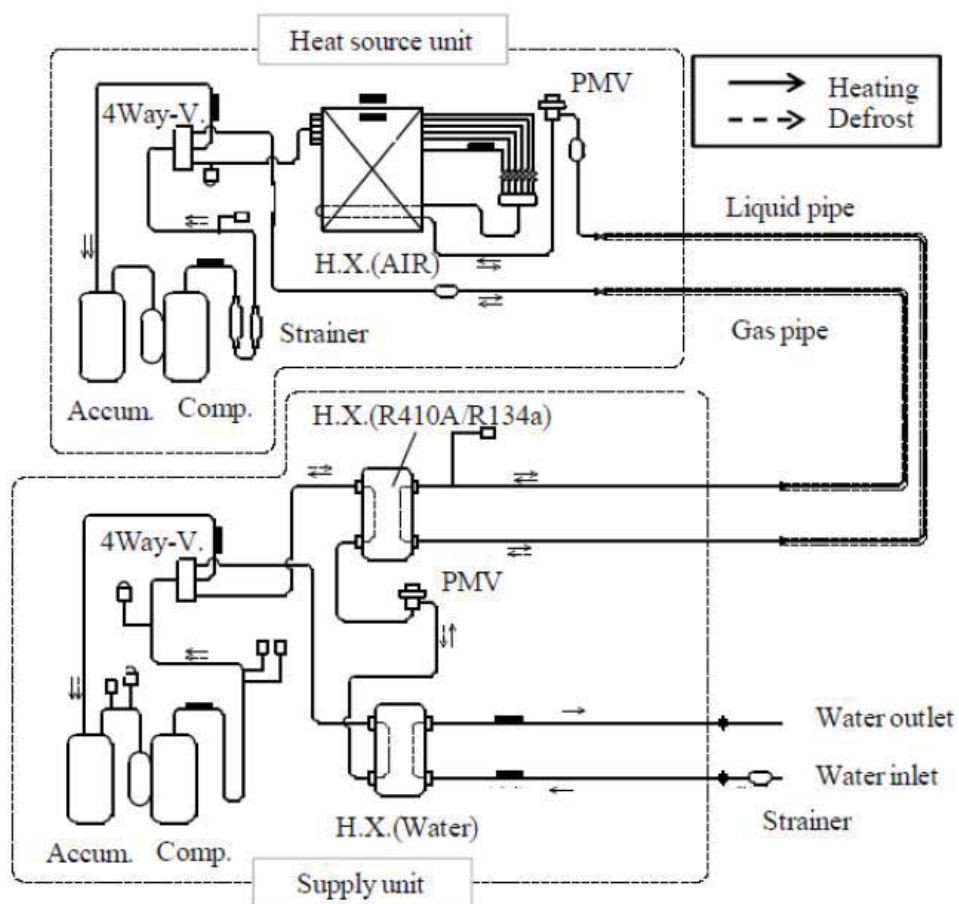


図 8-28: システムフロー

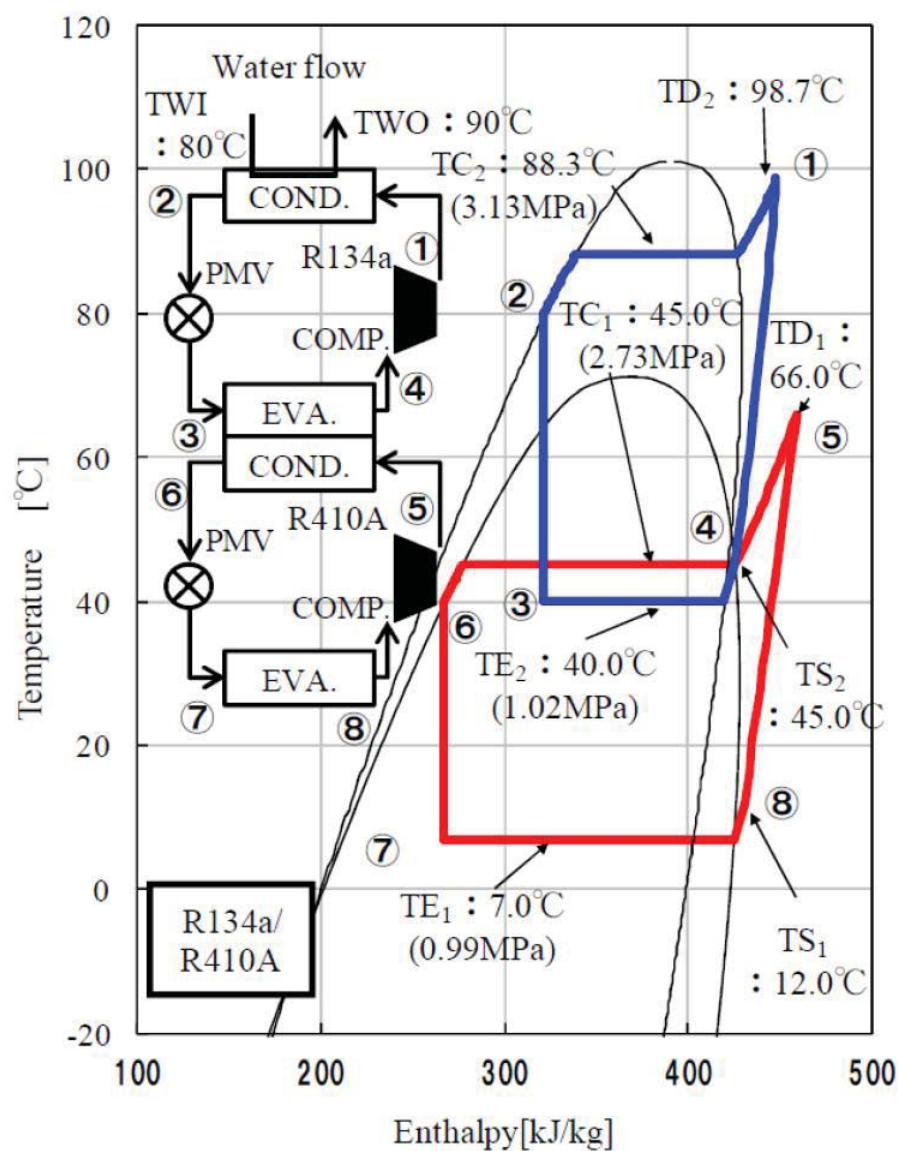


図 8-29:比エンタルピー - 温度線図における運転条件

8.2.4.3 システムの詳細

図 8-30 は、システムのフローと概要を表す。表 8-4 は、このシステムの仕様を掲載する。システムは、2つのユニットを使用する：低温側サイクルを採用する熱源ユニットと高温側サイクルを採用する温水供給ユニット。両方とも R-410A の冷媒配管で接続されているので、システムは、様々な設置条件にも関わらず、多くの適用事例を持っている。ヒートポンプユニットにおいて、冷凍サイクルと熱交換器は、蓄熱式空調システムに基づいて最適化される。熱交換器と制御方法が最適化される。温水供給ユニットは屋内設置型であり、熱利用装置の場所に近く設置されると仮定される。この概念は、熱損失の低減を可能にする。このシステムは、二つの圧縮機を備えた二元サイクルを持つ。これは、部分負荷効率を上昇させる。何故ならば、各々の圧縮機の負荷が、周囲の気温、温水温度および加熱能力に応じて、変化するためである。図 8-31 は、周囲の気温に応じた部分負荷効率を表す。これは、COP がより高く保たれ得ることを示す。

図 8-32 に示すように、温水温度の運転範囲は、50℃から 90℃までであった；周囲の気温の範囲は、-15℃から 43℃CDB までであった。最大で、4つのシステムが、並列に接続され得る。

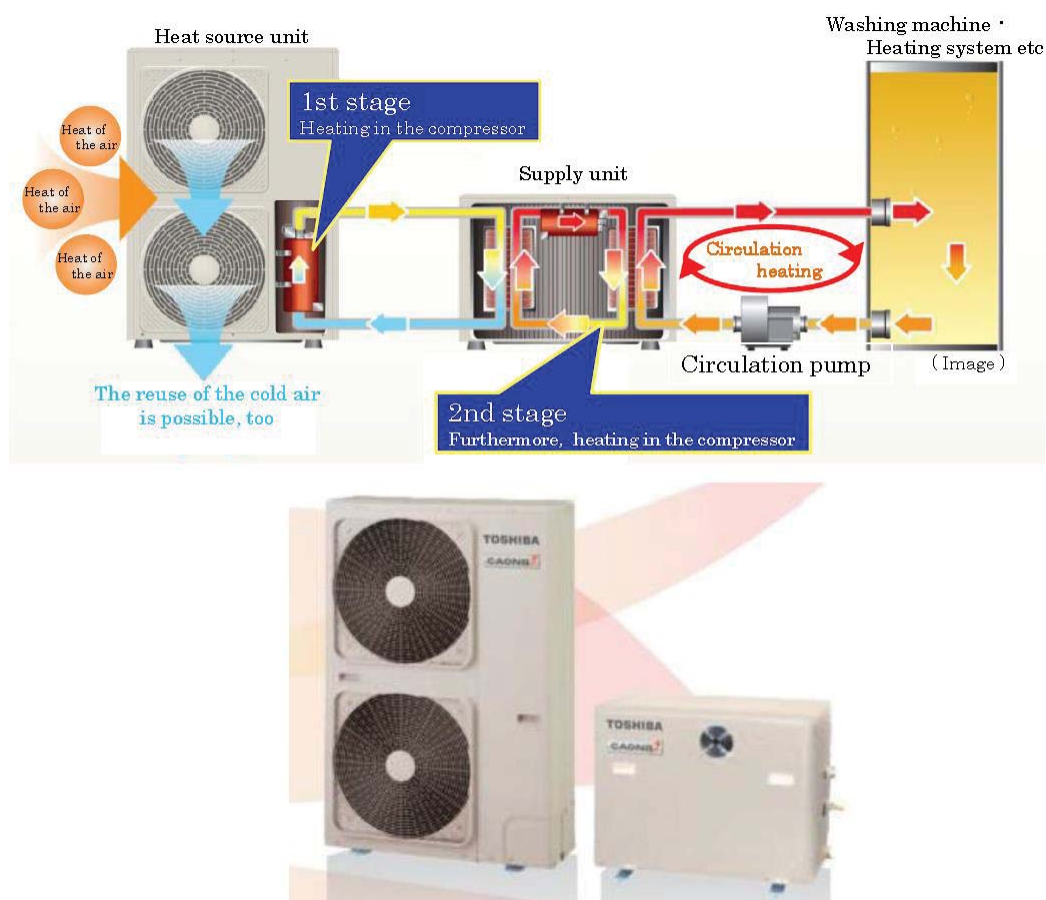


図 8-30: システムのフローと概観

Table 8-4: システムの仕様

System type	HWC-H1401S	
Unit type	Heat source unit HWC-H1401H	Supply unit HWC-H1401XH
Outward appearance (width×depth×height)	900mm×320mm×1340mm	900mm×320mm×700mm
Rated power source	3 φ 200V (50Hz/60Hz)	
Heating capacity	14.0 kW ※1	
COP	3.5 ※2	
Highest hot water temperature	90°C	

*1 条件: 定格能力

(条件: 周囲温度 乾球温度 16°C/湿球温度 12°C, 入口温度 60°C, 出口温度 65°C)

周囲温度と入口温度の条件に依存して性能が変化する。

*2 条件: 周囲温度 乾球温度 25°C/湿球温度 21°C, 入口温度 60°C, 出口温度 65°C

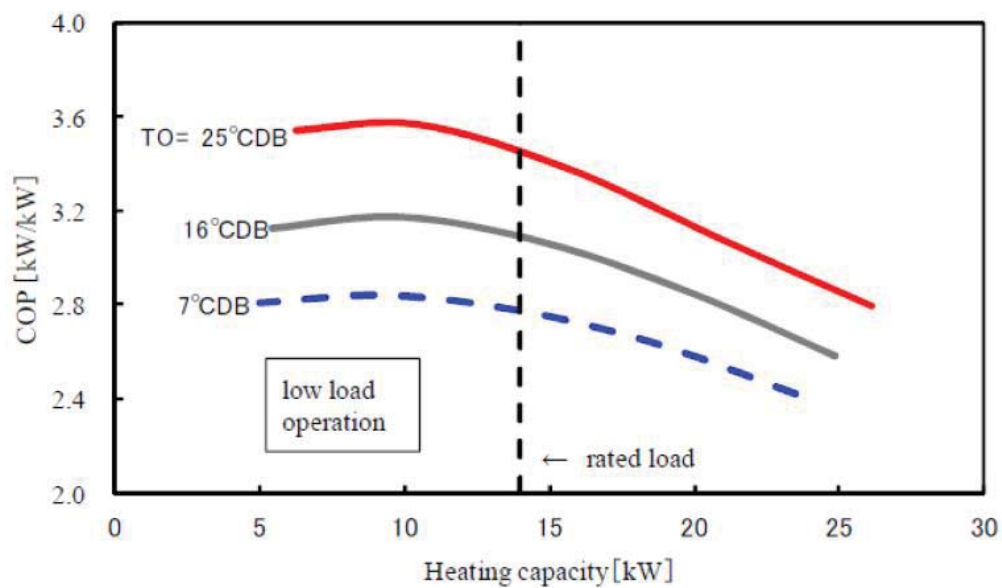


図 8-31: 部分負荷効率

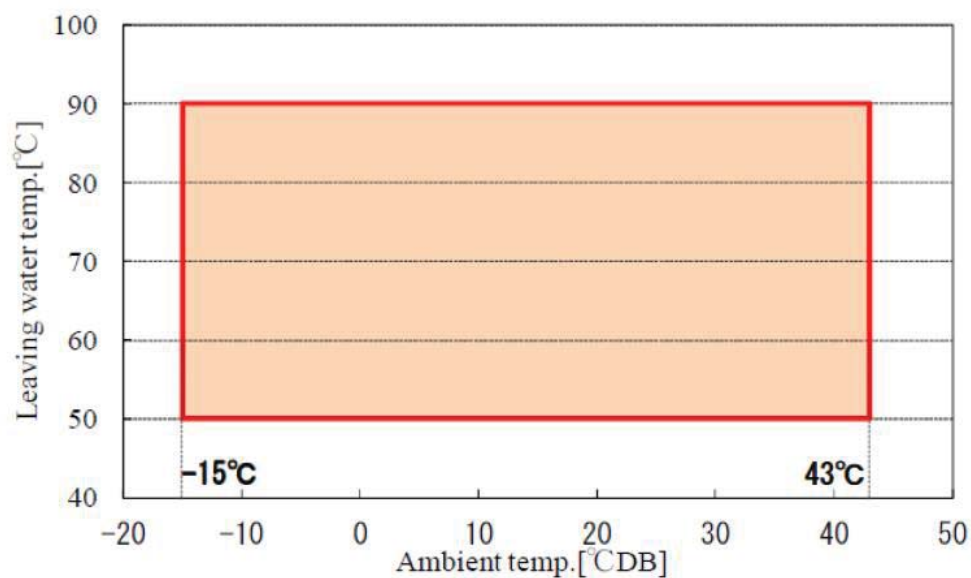


図 8-32: 運転範囲

8.2.4.4 構成要素の特徴

図 8-33 に示すように、このシステムは、2 台の DC ツインロータリー圧縮機を採用している。既存の R-134a のための圧縮機は、既存の R-134a サイクル温度範囲より高温の運転領域における信頼性を維持するために、新しく開発された。

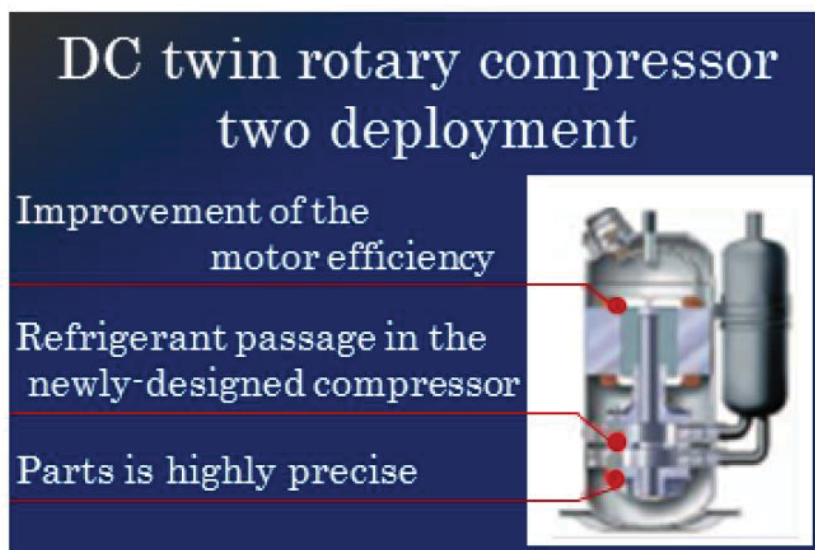


図 8-33: 新たに開発された圧縮機

8.2.4.5 設置事例

図 8-34 は、洗浄と防錆処理のプロセスに適用されているシステムを示す。このシステムは、従来のガスボイラーと比較して、エネルギー消費を 61%、ランニングコストを 65%低減することができる。このシステムは、工場プロセスに使われると仮定すると、各信号のためのいくつかの入出力ポートを持つ。出力機能として、このシステムは、運転故障信号を出力する無電圧接触を持つ。

入力機能として、このシステムは、産業応用のために必要とされるように、起動、停止、インターロック回路信号を入力することができる接触入力回路と、補助的な温度、圧力、などを入力できるアナログ入力回路を連結することができる接触入力回路を持っている。このように、このシステムは、広範囲にわたる適用性を持つ。

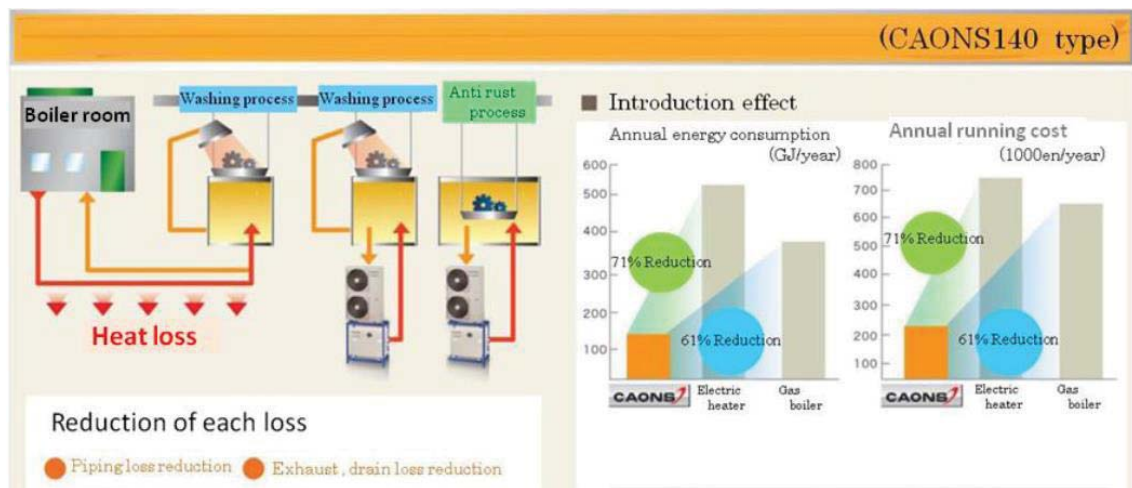


図 8-34: ヒートポンプ導入結果

8.2.5 排熱回収ヒートポンプ温水機

8.2.5.1 概要

多くの温水が、加熱、乾燥、洗浄および殺菌のようなプロセスに使われる。そのほとんどはボイラーで製造され、それは油またはガスを燃料とする。製造プロセスで製造される排熱は、冷却塔によって冷却される。

この排熱が効果的に使用されることができれば、これは省エネルギーと CO₂ の排出にかなり貢献する。したがって、ヒートポンプは温水供給プロセスに適用された。排熱回収ヒートポンプ温水機は約 10-50℃の温度の排熱を使用することができて、それを 90℃に加熱することができ、それは温水が必要とされるプロセスに供給される。

8.2.5.2 システムフロー

図 8-35 は、システムフローを表す。このシステムは、主に、蒸発器、凝縮器、圧縮機、膨張弁とエコノマイザーで成る。このフローは、単純な一段式サイクルである。

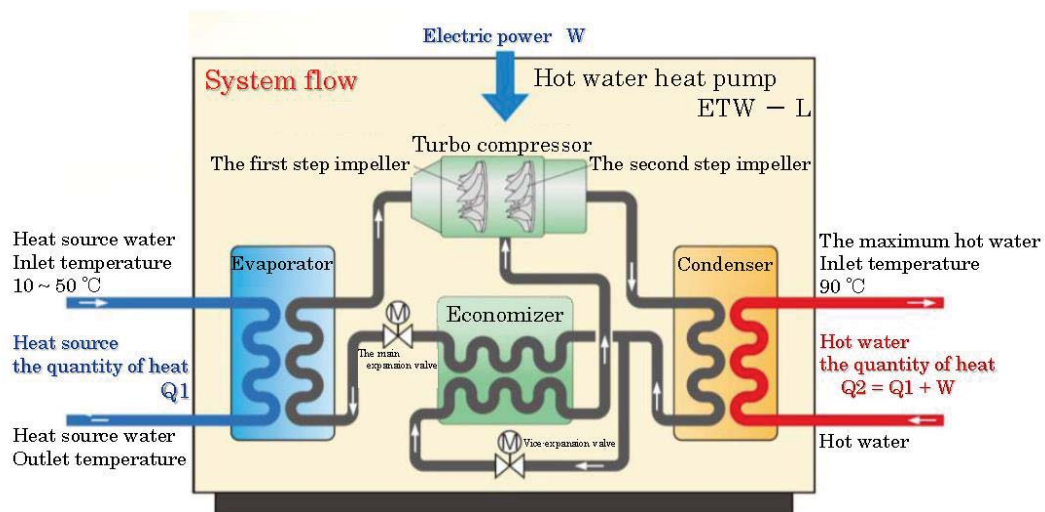


図 8-35: システムフロー

8.2.5.3 システムの詳細

図 8-36 に実用化されたシステムの概観を示す。表 8-5 にこのシステムの仕様を掲載する。加熱能力は 376-547 kW である。



図 8-36: システムの外観(三菱重工業: ETW-L)

Table 8-5: システムの仕様（三菱重工業：ETW-L）

Heat pump water heater		ETW-L		
Capacity	Heating capacity kW	376	545	547
	Cooling capacity kW	266	400	405
Outward appearance	Length (L) m	1.55		
	Width (W) m	1.2		
	Height (H) m	2		
Weight	Basic machine mass	2500		
	Operating mass	2700		
	Oil	JOMO α68 B		
	Refrigerant	R134a		
	Holding water quantity	120		
Power source	Main power source	400V(380 ~ 440V), 50/60Hz		
	Starting current	Current value or less		
	Inverter capacity	160		
	Voltage, Frequency permission change			
Compressor	Type	MCM150L		
	Number	1		
	Electric motor output kW	104	136	133
	Starting method	Software start with inverter		
Euaporator	Water side design pressure Mpa(G)	1.0		
	Inlet heat source water temperature °C	15	35	50
	Outlet heat source water temperature °C	10	30	45
	Flow rate of heat source water m ³ /h	44.3	69.3	72.9
	Nozzle diameter	100A		
	Pressure loss kPa	18	43	48
	Drain/Air diameter	15A/15A		
Heat pump water heater		ETW-L		
Condenser	Water side design pressure Mpa(G)	1.0		
	Inlet hot water temperature °C	50	65	80
	Outlet hot water temperature °C	60	75	90
	Flow rate of hot water m ³ /h	32.3	47.9	48.3
	Nozzle diameter	80A		
	Pressure loss kPa	20	41	42
	Drain/Air diameter	15A/15A		

8.2.5.4 構成要素の特徴

図 8-37 に示すように、このシステムは、遠心式圧縮機を使用しているユニット全体をコンパクトにするために、モーター、歯車および圧縮機が小型化された。操作性と制御性を改善して、このシステムを工場やプラントに導入しやすくする。

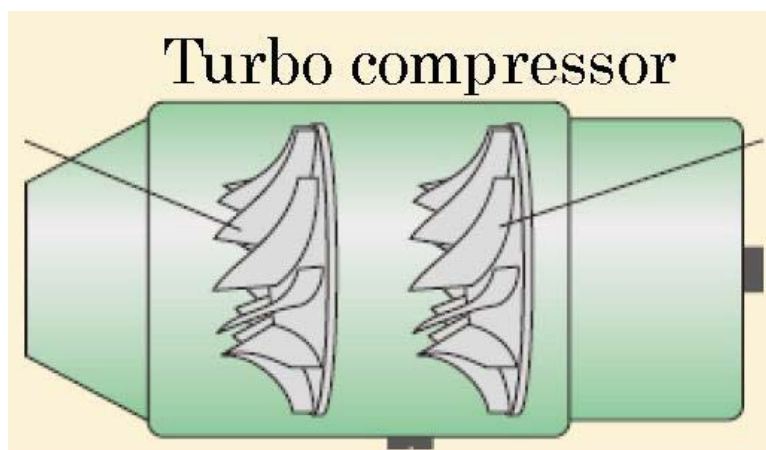


図 8-37: 遠心式圧縮機

8.2.5.5 設置事例

図 8-38 は、低温殺菌器に適用されたヒートポンプを表す。この低温殺菌器は、ビンが飲料が満たされた後、ビンの外側を殺菌するシステムである。製品が温水のスプレーで加熱されて、それからしばらくの間、管理された温度に保たれた後、それらは冷却した水のスプレーで冷却される。このプロセスは、加熱と冷却の両方を必要とする。

温水と冷水の入口と出口の温度が同じであるなら、熱量もまた等しい。従来、蒸気は貯水タンクを加熱するために使用され、チラーはそれを冷却する。このヒートポンプによる同時加熱冷却は、58 %の CO₂ 排出低減と 32 %のランニングコスト低減を実現する。

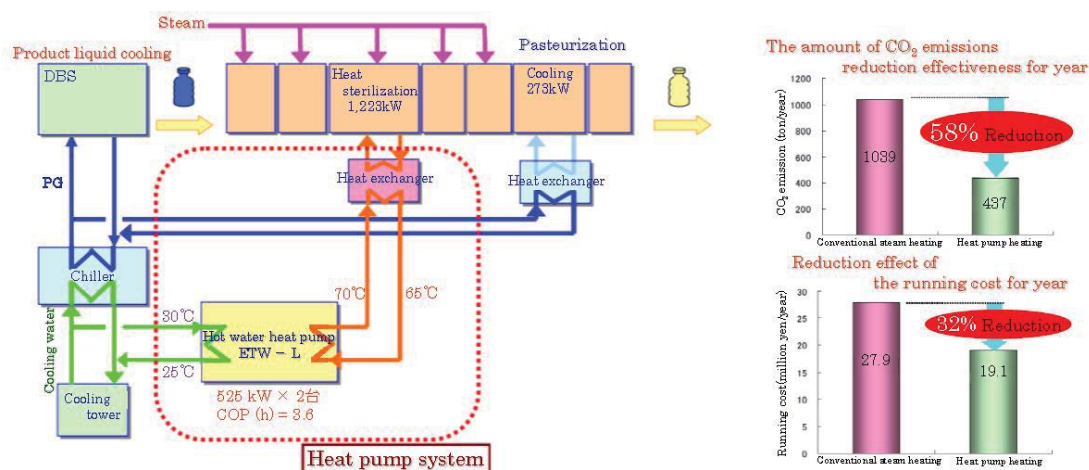


図 8-38: 低温殺菌機の適用

食品工場で、湿度調節は、もう一つの重要な因子である。機械的な除湿（プロセス空気は冷凍機からの冷水によって除湿されて、再加熱されるか、または、デシカント（乾燥剤）除湿が、通常、使用される。高性能乾燥剤が最近開発されたので、乾燥剤除湿器は温水として供給される低い温度の熱源によって駆動されることが出来る。この除湿システムに対して、ヒートポンプ温水器の適用は、大量のエネルギーを節約することができる。従来は、

Low temperature reproduction type desiccant dehumidifier × 2台

EA

OA Adjustable

60°C Heating

Desiccant

24°C Heating

SA 22,140 m³/h

Cooling

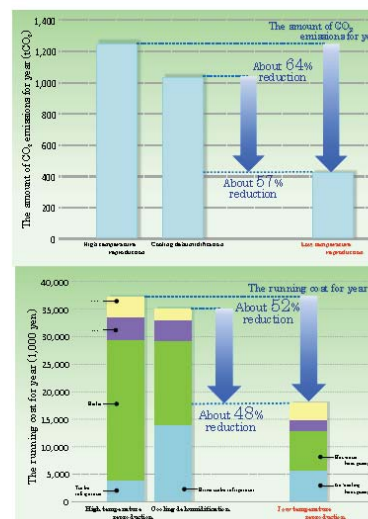
Cooling water 7°C

Hot water 65°C

Air-cooling heat pump

Heat source water about 10°C

Hot water heat pump ETW-L



8.3 高温ヒートポンプのための低 GWP 冷媒の調査とその熱力学的サイクルの基礎的解析

近年、民生、産業、輸送部門において、エネルギーの効率的使用は、温室効果ガス排出削減、エネルギー費用の増加などに関して、最も重要な問題の1つである。特に、産業部門において、ヒートポンプ技術の導入は、効果的に排熱を使う技術として不可欠である。

8.3.2 高温ヒートポンプに適した低 GWP 冷媒の基礎的特性

– 357 –

の GWP は高い。したがって、R-365mfc の代替物質の開発が進められなければならないようである。

最初に、これらの冷媒の基本的な特性が比較される。表 8-6 は、R-744、R-1234yf、R-134a、R-1234ze(E)、R-1234ze(Z)、R-245fa および R-365mfc の基本的な特性を示す。この表において、 T_c は臨界温度であり、 P_c は臨界圧力であり、そして、NBP は通常（大気圧下）の沸点である。臨界温度 T_c に関しては、R-744 は最も低く、R-1234yf、R-134a の順である。

20～30℃の水から 60～90℃の温水を製造するために、R-744 を用いた遷臨界サイクルが実用化されており、効果的に排熱を利用して、ヒートポンプと加熱負荷の間で循環する水を再加熱するために、R-134a を用いた逆ランキンサイクルが開発された。循環する水を再加熱するために、および、50～60℃の排熱から蒸気を生成するために、R-245fa を用いた逆のランキンサイクルも開発されている。さらにまた、R-245fa/R-134a の非共沸混合冷媒が、120℃以上の温度の蒸気生成のための逆ランキンサイクルの作動流体として、実用化されている。実用化された、上記のシステムが、R-744 を除いて、高い GWP の値を備えた冷媒が使用されている。したがって、低 GWP 冷媒を用いた新しいシステムが開発されなければならない。

図 8-40 は、R-134a、R-245fa、R-1234ze(E)、R-1234ze(Z) と R-365mfc の飽和蒸気圧曲線を示す。蒸気圧は、同じ飽和温度で、R-134a、R-1234ze(E)、R-1234ze(Z)、R-245fa および R-365mfc の順に高くなる。R-1234ze(E) の蒸気圧曲線は、R-134a と比較して少し高温側に移動している。R-1234ze(Z) の蒸気圧曲線は、R-245fa のそれに非常に近い。最も高い臨界温度 T_c を備えた R-365mfc は、これらの冷媒の中で、蒸気圧が最も低くなっている。

図 8-41 は、R-134a、R-245fa、R-1234ze(E)、R-1234ze(Z) および R-365mfc の潜熱と飽和温度の関係を示す。60℃以下の温度領域では、潜熱は、R-1234ze(Z)、R-365mfc、R-245fa、R-134a と R-1234ze(E) の順序に小さくなる。

約 100℃において、R-245fa、R-1234ze(Z) と R-365mfc の潜熱は 130kJ/kg を超える。一方、R-134a と R-1234ze(E) の潜熱は急激に減少する。これは、冷媒の臨界温度が 100℃より少し高いためである。

図 8-42 は、容積あたりの冷凍能力と飽和温度の関係を示す。R-134a は 90℃において、R-1234ze(E) は 100℃において、と R-245fa と R-1234ze(Z) は 140℃において、それぞれ最も高い冷凍能力を持つ。約 160℃の逆ランキンサイクルは、R-365mfc を用いて実行可能である。一方、他の冷媒は遷臨界サイクルの作動流体として使用される。

Table 8-6: 高温ヒートポンプ応用のための基礎的特性

Refrigerant	Chemical fomula		GWP	Flamability	T _c °C	P _c MPa	NBP °C
R744	CO ₂	carbon dioxide	1	none	30.98	7.3773	-78.40
R1234yf	CF ₃ CF=CH ₂	2,3,3,3-tetrafluoropropene	4	weak	94.7	3.382	-29.48
R134a	CF ₃ CH ₂ F	1,1,1,2-tetrafluoroethane	1430	none	101.06	4.0593	-26.07
R1234ze(E)	CFH=CHCF ₃	trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene	6	weak	109.37	3.636	-18.96
R1234ze(Z)	CHF=CHCF ₃	cis-1,3,3,3-tetrafluoropropene	<10	weak	153.7	3.97	9.76
R245fa	CF ₃ CH ₂ CHF ₂	1,1,1,3,3-pentafluoropropane	1030	none	154.01	3.651	15.14
R365mfc	CF ₃ CH ₂ CF ₂ CH ₃	1,1,1,3,3-pentafluorobutane	794	weak	186.85	3.266	40.19

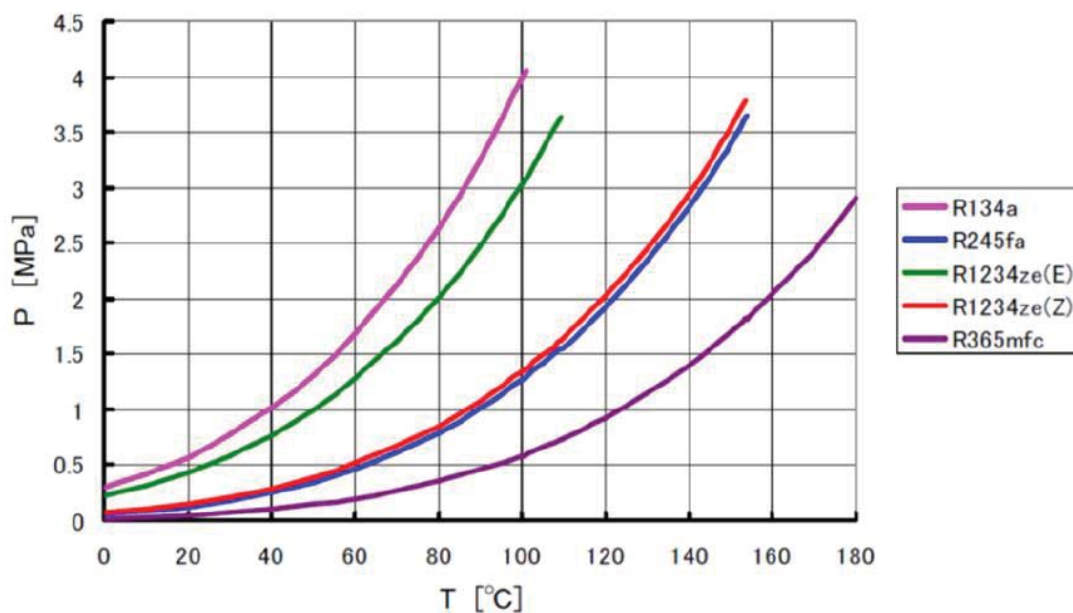


図 8-40: 飽和蒸気圧曲線

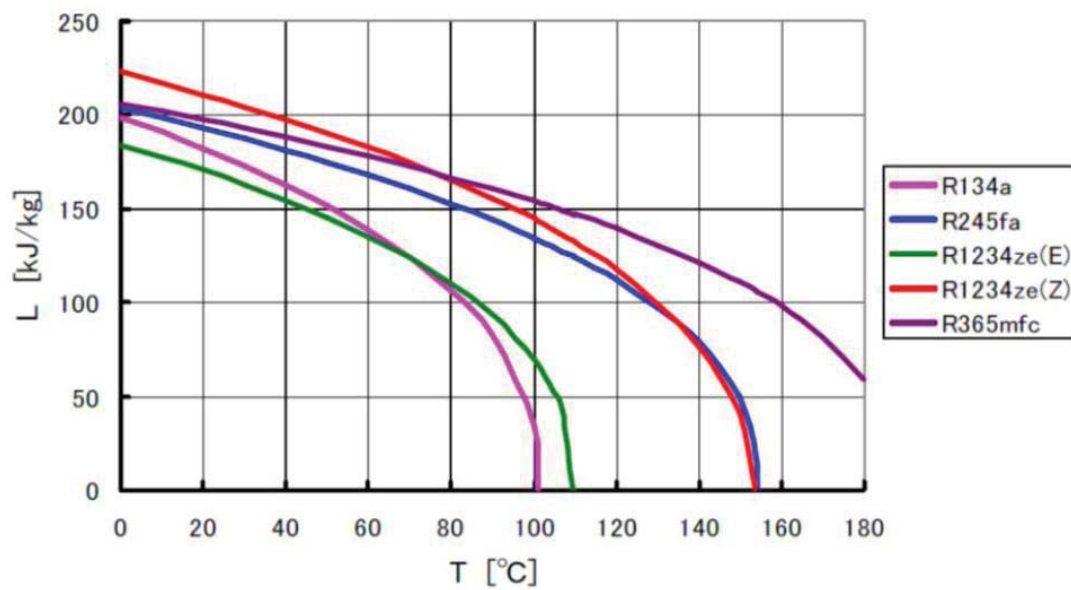


図 8-41: 蒸発潜熱

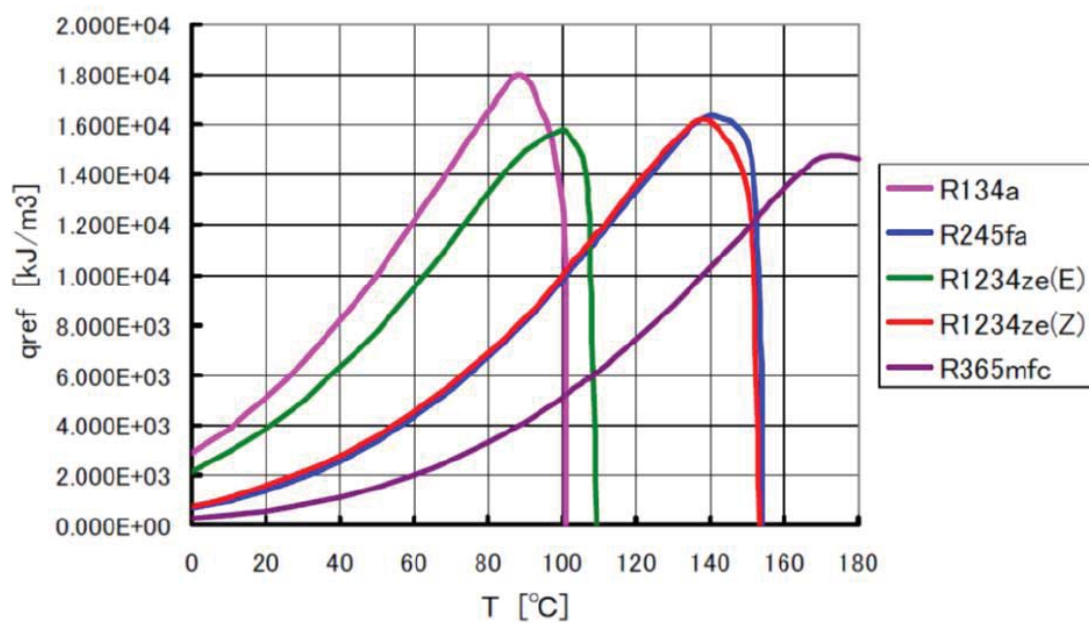


図 8-42: 容積あたりの冷凍能力

8.3.3 サイクル性能の熱力学的解析

排熱の有効利用のための技術として、ヒートポンプの導入の可能性を調査するため、サイクル性能の熱力学的解析が、以下の3種類の条件の下で実行された：(ケース1) 周囲の熱源からの循環する温水の再加熱、(ケース2) 排熱から循環する温水の再加熱、(ケース3) 排熱を使用した蒸気生成。

(ケース1) 循環温水の再加熱のための一段式ヒートポンプサイクル

ヒートポンプサイクルと過熱負荷の間を循環する温水を再加熱するために、一段式ヒートポンプサイクルが用いられる。このサイクルの熱力学的性能は以下の条件で計算される。

- ・ 高温熱源

二次流体側：過熱負荷から 60℃で戻される水は、65℃まで加熱される。

冷媒側：冷媒は 67℃凝縮され、62℃まで過冷却される。

- ・ 低温熱源

二次流体側：25℃の水または空気は、20℃に冷却される。

冷媒側：冷媒は 18℃で蒸発して、23℃まで過熱される。

- ・ 圧縮機性能

断熱効率：0.92、機械効率：0.85、電気モーター効率：0.9

- ・ 冷媒：R-134a、R-245fa、R-1234ze(E)、R-1234ze(Z)およびR-365mfc

サイクル性能の計算結果が表 8-7 で示される。どんな冷媒に関しても、COP の値は 3.9 以上であり、そして、一次エネルギー効率は 1.4 以上である。R-245fa、R-1234ze(Z) と R-365mfc の COP は R-134a と R-1234ze(E) と比較してわずかに高いが、それらの冷媒の容積当たりの加熱能力は低い。

表 8-7 循環する温水の再加熱のための一段式ヒートポンプサイクル

Refrigerant	Heating capacity kJ/kg	Volumetric heating capacity kJ/m ³	Suction-discharge pressure ratio	COP	Primary energy efficiency
R134a	152.95	3882	3.683	3.908	1.446
R245fa	170.23	1105.8	4.953	4.192	1.551
R1234ze(E)	140.48	2913.7	3.751	3.92	1.45
R1234ze(Z)	190.08	1284.9	4.47	4.246	1.571
R365mfc	172.78	451	5.732	4.207	1.557

Demand side electric power generation efficiency = 0.37

(ケース 2) 排熱からの熱回収のための一段式ヒートポンプサイクル

ヒートポンプサイクルと加熱負荷の間で循環している温水を再加熱するために、一段式熱ポンプサイクルが使用される。排熱が、低温熱源として使われる。このサイクルの熱力学的性能が、以下の条件で計算される。

- ・ 高温熱源

二次流体側：80℃で加熱負荷から戻される水は、90℃に加熱される。

冷媒側：冷媒は 92℃で凝縮されて、87℃まで過冷却される。

- ・ 低温熱源

二次流体側：50℃の水または空気は、40℃に冷却される。

冷媒側：冷媒は 38℃で蒸発して、43℃まで過熱される。

- ・ 圧縮機性能

断熱効率：0.92，機械効率：0.85，電気モーター効率：0.9

- ・ 冷媒：R-134a、R-245fa、R-1234ze(E)、R-1234ze(Z)および R-365mfc

表 8-8 に、サイクル性能の計算結果がされる。R-134a と R-1234ze(E) の容積当たりの加熱能力が高いにもかかわらず、それらの作動温度が臨界温度に接近するため、それらの冷媒の COP 値と一次エネルギー効率は低くなる。

R-245fa と R-1234ze(Z) の容積当たりの加熱能力は、ケース(1)と比較して、増加する。そして、これらの冷媒の COP 値は約 3.8 かそれ以上くらいで比較的高い。R-365mfc の場合、COP は高いが、容積当たりの加熱能力は低い。一次エネルギー効率と容積当たりの加熱能力の観点から、R-245fa と R-1234ze(Z) は、現在の温度条件の下で適当な冷媒であると考えられる。

Table 8-8:排熱からの熱回収のための一段式ヒートポンプのサイクル性能

Refrigerant	Heating capacity kJ/kg	Volumetric heating capacity kJ/m ³	Suction-discharge pressure ratio	COP	Primary energy efficiency
R134a	111.78	5339.8	3.509	3.244	1.2
R245fa	146.89	1902.1	4.499	3.832	1.418
R1234ze(E)	109.78	4099.6	3.552	3.323	1.23
R1234ze(Z)	165.33	2131.1	4.135	3.905	1.445
R365mfc	152.84	839.8	5.15	3.89	1.439

Demand side electric power generation efficiency = 0.37

(ケース 3) 排熱からの熱回収と蒸気生成のための一段式ヒートポンプサイクル

一段式ヒートポンプサイクルは、排熱からの蒸気を生成するために使用される。このサイクルの熱力学的性能は、以下の条件で計算される。

- ・ 高温熱源
二次流体側：120℃で蒸気を発生する。
冷媒側：冷媒は 130℃で凝縮されて、125℃まで過冷却される。
- ・ 低温熱源
二次流体側：100℃の工場排水が熱源として使用される。
冷媒側：冷媒は 90℃で蒸発して、95℃まで過熱される。
- ・ 圧縮機性能
断熱効率： 0.92， 機械効率： 0.85， 電気モーター効率： 0.9
- ・ 冷媒： R-245fa、 R-1234ze (Z) および R-365mfc

表 8-9 は、サイクル性能の計算結果を示す。R-134a と R-1234ze (E) の臨界温度が高温熱源温度より低いので、それらは計算のための冷媒から除外された。

R-245fa、 R-1234ze (Z) と R-365mfc の COPs は 5.3 以上であり、そして、それらの一次エネルギー効率も 1.9 以上と非常に高い。特に、R-365mfc の容積当たりの加熱能力は高くないが、その一次エネルギー効率は 2.1 と高い。

Table 8-9: 排熱からの熱回収と蒸気生成のための一段式ヒートポンプのサイクル性能

Refrigerant	Heating capacity kJ/kg	Volumetric heating capacity kJ/m ³	Suction-discharge pressure ratio	COP	Primary energy efficiency
R245fa	109.24	5997.7	2.33	5.318	1.968
R1234ze(Z)	121.08	6279.1	2.28	5.365	1.985
R365mfc	127.84	3231	2.496	5.761	2.131

$$\text{Demand side electric power generation efficiency} = 0.37$$

8.3.4 結論

(1) 高温ヒートポンプのための冷媒

- R-1234ze (E) と R-1234yf は R-134a の代替として有望である。
- R-1234ze (Z) は R-245fa の代替として有望である。
- R-365mfc の代替は研究開発中である。

(2) ヒートポンプサイクル性能の熱力学的解析

サイクル性能の熱力学的解析が、以下の 3 種類の条件の下で実行された：(ケース 1) 周囲の熱源からの循環する温水の再加熱、(ケース 2) 排熱から循環する温水の再加熱、(ケース 3) 排熱を使用した蒸気生成。現在の解析では、5 種類の冷媒 R-134a、R-245fa、R-1234ze (E)、R-1234ze (Z) および R-365mfc が計算の目的から選択された。容積当たりの加熱能力と一次エネルギー効率の観点から、次のように判断された。

- ケース 1 では、R-134a は最も適した冷媒である。しかし、R-1234ze (E) が低 GWP のため、代替として有望である。
- ケース 2 では、R-245fa と R-1234ze (Z) が適した冷媒である。
- ケース 3 では、R-245fa と R-1234ze (Z) が適した冷媒である。R-365mfc の容積当たりの加熱能力は R-245fa と R-1234ze (Z) より約半分も低いにもかかわらず、その一次エネルギー効率は最も高い。

所定の熱源とヒートシンクの条件に適合する、サイクルと冷媒の組合せを選定するために、純粋および混合の冷媒の熱力学的性能の解析は、一段式ヒートポンプサイクルのためだけでなく、二段式およびカスケード式のためにも行われなければならない。

8.4 蓄熱技術の産業的応用

蓄熱技術は、産業用の冷熱と排熱を保存することによって、どこでも、いつでも、熱エネルギーを貯蔵することによって、熱エネルギーを輸送して使用することを便利する。

2011 年に東日本大地震が起こったので、電力負荷の平準化は、日本における主要な課題の一つになった。夜にエネルギーを保存して使うことができる蓄熱技術は、特に、この問題に対処するために、将来、産業応用において重要なものとなることが予想されている。

これは、熱エネルギー技術が、電気料金表が提供する夜間の消費に対する高価でないオプションを採用することによるより低い電気料金や設置能力の低減に対応した契約電力の縮小のような種々の利益をもたらす。これに加えて、それらが電力負荷を平準化することができて、省エネルギーと同時に二酸化炭素の排出を減らすことができるため、蓄熱技術と再生可能エネルギーを使用するヒートポンプとの複合システムが注意をひくことが予想される。既に実用化されているものを含む最新の蓄熱技術が、温度範囲によって分類されて、以下で説明される。

8.4.1 トレハロース水溶液から作られる氷スラリー

トレハロース ($C_{12}H_{22}O_{11}$: 分子量 = 342) は、比較的安価な天然炭水化物で、澱粉から合成することができる。それは、食品添加物として広く使われている。

- I. 応用：トレハロース水溶液から作られる氷スラリーは、例えば、 0°C 以下の広い温度範囲で、野菜と果物のような食品の冷蔵のために利用できる。
- II. 特徴：氷スラリーは高い流動性を持って、吸熱に優れている。図 8-43 で示すように：トレハロース水溶液の凍結点 [Kawanami, 2011]、濃度変化に対する温度変化が極めて小さく、それは食品の冷蔵にとって非常に重要である。さらに、食品の冷蔵のための既存の冷媒であるプロピレングリコール (PG) と同じ濃度における凍結点は、PG のそれより高い。それは、冷凍機の蒸発温度を上げて、成績係数 (COP) の改善に至ることを助ける。
- III. 潜熱：約 210kJ/kg と推定される。
- IV. ヒートポンプと結合されたシステム (設置事例)：夜間に、氷と温水を製造し、昼間に、氷でミルクを冷却するために、それが使用される。

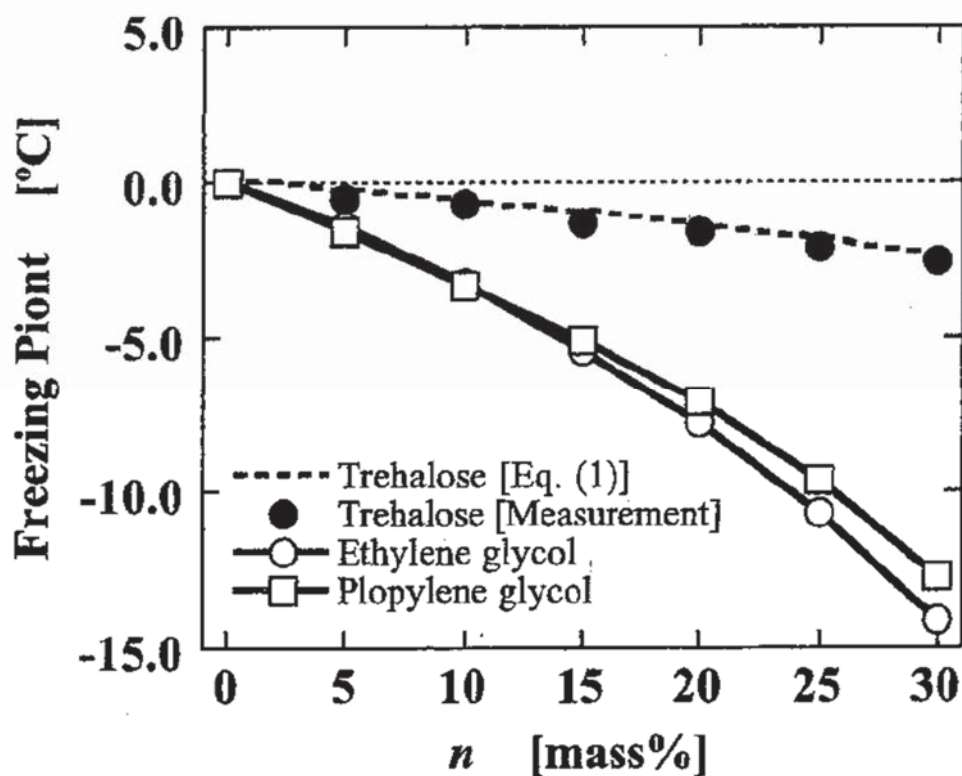


図 8-43: トレハロース水溶液の凍結点 [Kawanami, 2011]

参考文献

- Kawanami, 2011 T. Kawanami, K. Togashi, K. Fumoto, S. Hirano, S. Hirasawa, Physical Properties and Heat Transfer Characteristics of an Environmentally Neutral Ice Slurry, Japan J. of Thermophysical Properties, Vol. 25, No. 2 (2011) p. 89-94 (in Japanese)

8.4.2 臭化テトラ n ブチルアンモニウム (TBAB)

TBAB は、スラリーを水和させる。

I. 応用：部品工場（すでに実用化されている）の空調

II. 特徴：TBAB 水和物スラリーは、空調の温度範囲で、相変化する。13 wt. %から 20wt. %への濃縮において、図 8-44 に示すように、その凝結温度は 5℃から 8℃まであり、それは空調に適している。さらに濃度の条件に基づいて、2 種類の TBAB 水和物スラリーが製造される。タイプ 1 水和物スラリーには、流動性のより良い機能がある。

III. 潜熱：表 8-10 は Type 1 と Type 2 の水和スラリーの潜熱を示す。Type 1 と Type 2 の差は、非常に小さい。

Table 8-10: TBAB 水和物結晶の潜熱

	Oyama et al. [Oyama, 2005]	Takao [Takao, 2002]
Type 1 (kJ/kg)	193.18	193
Type 2 (kJ/kg)	199.59	205

参考文献

Oyama, 2005 H. Oyama, et al., Fluid Phase Equilibria, 234 (2005) 131-135

Takao, 2002 S. Takao, Japanese Journal of Multiphase Flow, Vol. 16, No. 4 (2002) 412-414
(in Japanese)

IV. ヒートポンプとの結合システム（設置の可能性）：それらは、まだ実用化されていない。
しかし、ヒートポンプが、約 5℃の冷水を供給することができるならば、スラリーをヒートポンプと結合することができる。

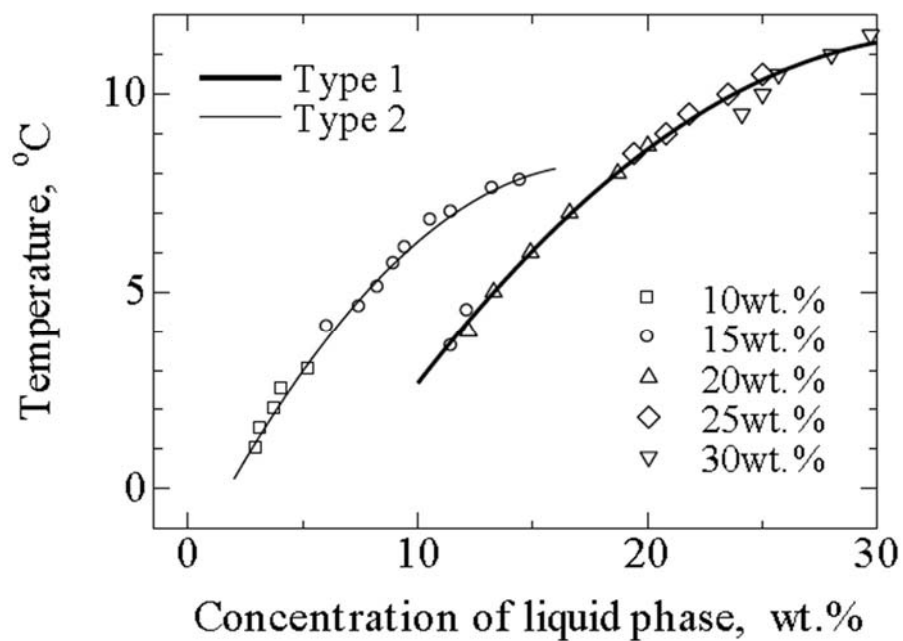
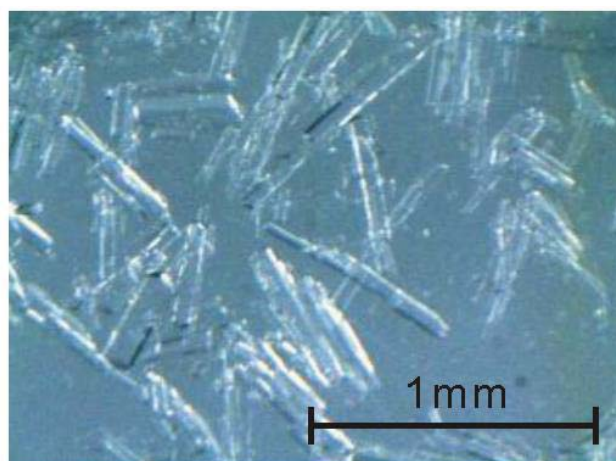


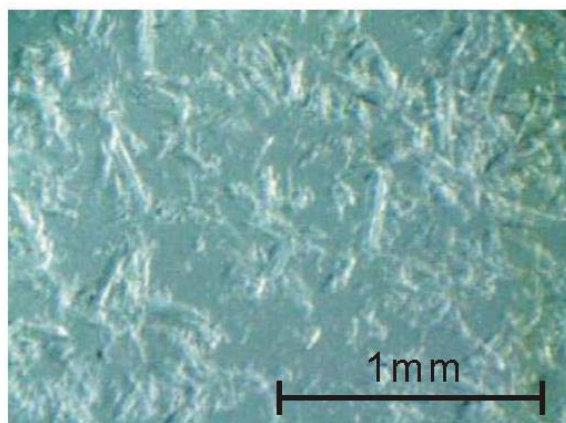
図 8-44: 水和物スラリー濃度と温度の関係[Kumano, 2006]

参考文献

Kumano, 2006 H. Kumano, A. Saito, S. Okawa, Y. Goto, Study on Fundamental Characteristics of TBAB Hydrate Slurry, Trans. of JSME, Ser. B Vol. 72, No. 724, 2006, 3089-3095 (in Japanese)



(a) Type 1 水和物



(b) Type 2 水和物

図 8-45: TBAB 水和物スラリーの写真[Kumano, 2012]

参考文献

Kumano, 2012 H. Kumano, T. Hirata, Y. Hagiwara, F. Tamura, Effects of Storage on Flow and Heat Transfer Characteristics of Ice Slurry, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 35, No. 1, 2012, 122-129

8.4.3 パラフィンスラリー

(a) 氷スラリー：連続相としての水とのナノエマルジョンおよび分散相としてのテトラデカンによって、製造される。

I. 応用：工場における空調

II. 特性：パラフィンスラリーは流動性を持ち、約 5.9°C で相変化し、それは空調に非常に適している。表 8-11 は、テトラデカンの物理的特性を示し、そして、表 8-12 はナノエマルジョンの成分比率を示す。表 8-12 で示すように、2 種類の非イオン界面活性剤 (Span 80, Tween 120) は、エマルジョンに対して混合される。

III. 潜熱：表 8-13 は、ナノエマルジョンの熱物性を示す。

IV. ヒートポンプとの結合システム（設置事例）：それらは、未だ実用段階でない。

Table 8-11: テトラデカンの物理的特性[Fumoto, 2011]

Properties	Tetradecane
Melting point (°C)	5.9
Latent heat (kJ/kg)	229.1
Specific heat (kJ/(kg · K))	1.80 (Solid), 2.14 (Liquid)
Density (kg/m ³)	810 (Solid), 770 (Liquid)
Viscosity (mPa · s)	2.47

Table 8-12: ナノエマルジョンの成分比率 [Fumoto, 2011]

Tetradecane (wt%)	Surfactant (Span 80, Tween 120) (wt%)	Water (wt%)
10.0	8.0	82.0
20.0	8.0	72.0

Table 8-13: ナノエマルジョンの熱物性[Fumoto, 2011]

Tetradecane (wt%)	Thermal conductivity W/(m K)	Viscosity (mPa・s)
10.0	0.578 (at 28.1°C)	2.16
20.0		3.24

参考文献

Fumoto, 2011 K. Fumoto, M. Kawaji, T. Kawanami, Thermophysical Property Measurements of Tetradecane Nanoemulsion Density and Thermal Conductivity, Japan J. of Thermophysical Properties, Vol. 25, No. 2 (2011) 83-88 (in Japanese)

(b) CALGRIP (商標保留の JSR 社の製品)

I. 特徴: CALGRIP は、特別なオレフィン・ベースの熱可塑性エラストマーによって、パラフィン安定させる。その潜熱貯蔵能力は、パラフィン・ベースの潜熱材と比較して、40% から 100%、増加されている。図 8-46 で示すように、溶融されている時でさえ、それはゲル状態を保つ。種々の形状が、実際の応用に従って、利用できる。実際、4℃、9℃、18℃、25℃および 80℃の融点を持つ製品が既に開発された。

II. ヒートポンプとの結合システム (設置事例): それらは、未だ実用段階でない。

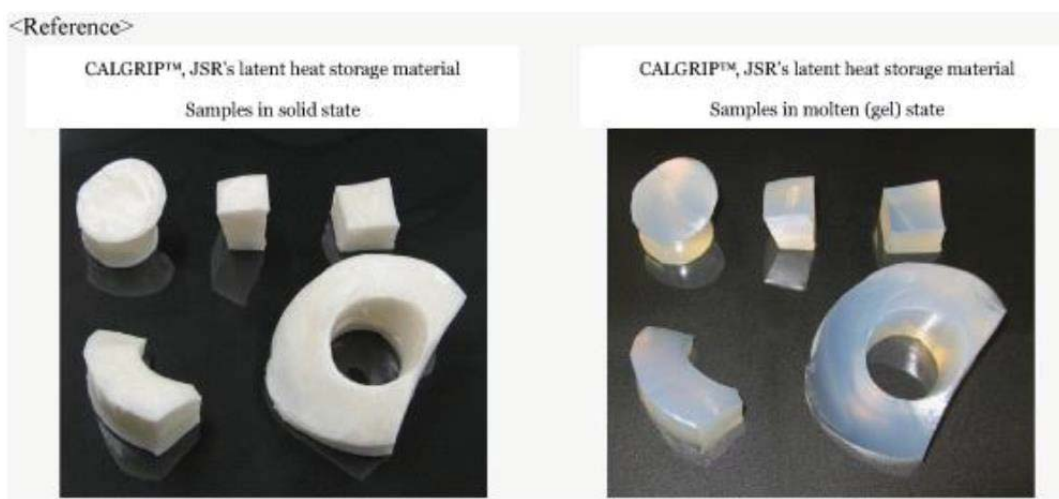


図 8-46: CALGRIP の固化と溶融 [JSR]

JSR www.jsr.co.jp/news/0000086.shtml

8.4.4 酢酸ナトリウム三水和物： $\text{CH}_3\text{COONa} \cdot 3\text{H}_2\text{O}$

- I. 応用：太陽熱温水器のための蓄熱または 60°C の工場排熱の効率的利用
- II. 特性：酢酸ナトリウム三水和物が約 60°C で相変化する、食品添加物として使用される。
- III. 潜熱：表 8-14 は、酢酸ナトリウム三水和物の融点と潜熱を示す。
- IV. ヒートポンプとの結合システム（設置事例）：それらは、未だ実用段階でない。

Table 8-14: 酢酸ナトリウム三水和物の融点と潜熱

Melting point ($^\circ\text{C}$)	58.8
Latent heat (kJ/kg)	247-255

8.4.5 エリスリトール： $(\text{HOCH}_2[\text{CH}(\text{OH})_2]_2\text{CH}_2\text{OH})$ およびマニトール： $(\text{HOCH}_2(\text{CHOH})_4\text{CH}_2\text{OH})$ どちらも、無害な多価アルコールと砂糖アルコールである。

- I. 応用：工場排熱の効率的利用。エリスリトールとマンニトールは 200°C 以下で低温排ガスを効率的に使用でき、それは工場排ガスの大部分を意味する。熱が直接交換されなければ、耐久性のあるカプセルを開発する必要がある。
- II. 潜熱：表 8-15 は、エリスリトールとマンニトールの熱物性を示す。
- III. ヒートポンプとの結合システム（設置事例）：それらは、未だ実用段階でない。

Table 8-15: エリスリトールとマンニトールの熱物性 [Horibe, 2011]

Properties	Erythritol	Mannitol
Melting point ($^\circ\text{C}$)	118	166.5
Latent heat (kJ/kg)	320	303.7
Thermal conductivity (W/(m K))	0.34 (at 120°C)	0.42 (at 170°C)
Density (kg/m^3)	1300 (at 137°C)	1386 (at 200°C)

参考文献

Horibe, 2011 A. Horibe, J. Yu, N. Haruki, A. Kaneda, A. Machida, M. Kato, Melting Characteristics of Mixtures of Two Kinds of Latent Heat Storage Material, Japan J. of Thermophysical Properties, Vol. 25, No. 3 (2011) 136-142 (in Japanese)

8.4.6 他の蓄熱技術

図 8-47 は融解塩、有機材料と水和物に対する融点と潜熱の関係を示し、それは蓄熱材料として利用されることが期待されている。エリスリトールとマンニトールも、参考に示す。

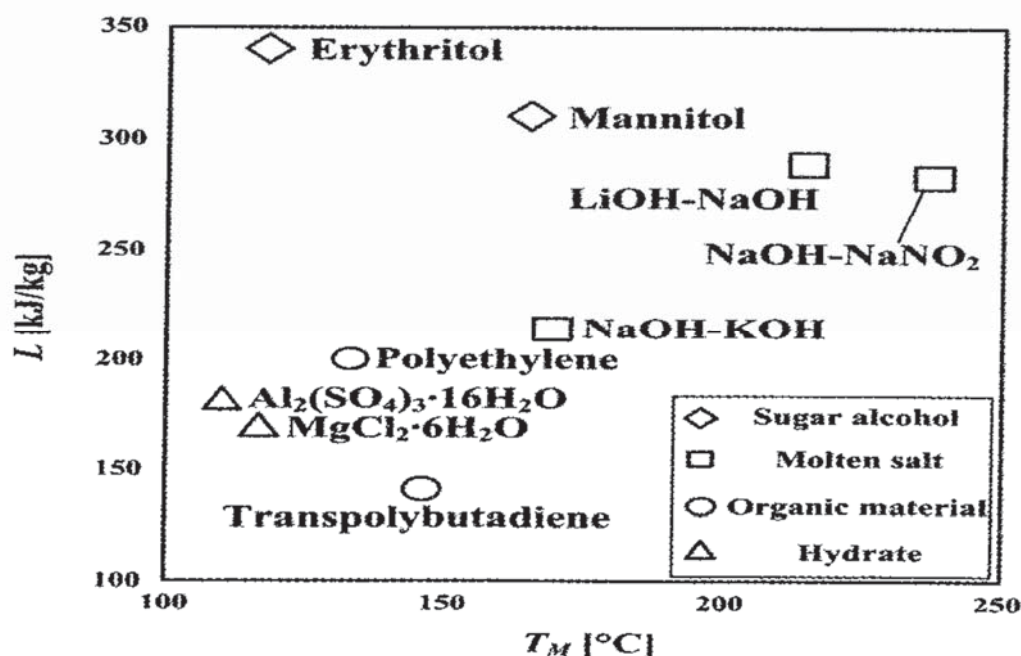


図 8-47: 融点と潜熱の関係 (Horibe, 2011]

参考文献

Horibe, 2011 A. Horibe, J. Yu, N. Haruki, A. Kaneda, A. Machida, M. Kato, Melt-ing Characteristics of Mixtures of Two Kinds of Latent Heat Stor-age Material, Japan J. of Thermophysical Properties, Vol. 25, No. 3 (2011)

9. 韓国

9.1 産業用ヒートポンプ研究開発の背景

韓国では、全エネルギーの 60%以上が産業応用のために消費される。産業分野における最終エネルギーの大部分は、熱を発生させることか、供給原料として提供されたものである。それで、多くの活動が、一次エネルギー消費と温室効果ガス排出を低減するために、効率を改善するか、先進的なプロセスを作るためになされた。そのような活動の主要な方向は、以下の通りである；

- 再生可能エネルギーと複合化されたヒートポンプによって、温室効果ガスと製造コストを低減する産業プロセスからの排熱の活用
- プロセスまで直接的に使用され得る温水の製造

ーこのような状況下で、先進の産業プロセスへのヒートポンプ適用の拡大は、プロセスの一部であるために、以前は無視されていた。この頃は、産業用ヒートポンプの適用が、民間会社だけでなく、政府職員からも多くの関心を得ている。

世界的なヒートポンプ市場は、急速に増大した。より多くの関心が、エネルギー費と環境影響の緊急的な問題の解決の1つとして、エネルギー効率上昇に、与えられた。現在のところ、ヒートポンプ市場の主要な分野は、暖房/冷却システムと温水製造システムであった。

したがって、政府の研究と方針は、これらの話題に集中した。高温運転範囲を特徴とした産業用ヒートポンプへの関心が比較的低かったことは事実である。さらにまた、韓国の小売エネルギー価格は低いレベルに維持された。これは、メーカーを製品のエネルギー費により敏感にはしなかった。それで、メーカーが、生産性向上施設より、高効率エネルギー施設への投資に関して不活発な態度をもたらす。ヒートポンプの冷暖房に対する試験規格と設置ガイドが確立されている。そして、主要メーカーは、よくモジュール化された、大量生産の製品によって、その市場を支配する。しかし、産業用ヒートポンプに対する設置場面には、その独特な必要条件がある。それで、システム設計と設置は、これらのことをカバーするためにされなければならない。産業用ヒートポンプが標準化と大量生産において弱点を持つというのは、本当である。これは、メーカーだけでなく、設置者や技術者にも、これまでより、非常に高い技術レベルを持たせる。

産業用ヒートポンプの不利な特徴の全てにもかかわらず、地球温暖化、気候変動条約、エネルギー価格の急騰などのような直面している問題が、すること、化石燃料の減少、などのこれら産業市場における活動状況を変え、そして、メーカーは、より少ない一次エネルギーを必要とする、環境的に優しい装置または設備を採用することを検討し始めた。産業用ヒートポンプは、メーカーのための最高の解決の1つになった。

産業のプロセスにおいてヒートポンプを採用する利点は

- ーヒートポンプは産業プロセスの排熱をリサイクルする最適な解決の1つである
- ー 産業用ヒートポンプの適用は、温室効果ガス排出の低減に貢献することができる
- ー ヒートポンプが空気、海水、地下水または他のどの低温熱源からもエネルギーを使用することができるので、全ての製造された熱から離れた余分な熱は、再生可能エネルギーと分類される

韓国の温水ヒートポンプ市場では、50-60℃の温水生成システムが大部分の市場占有率を占める。産業のプロセスに適用されるために、生成温度は、90℃まで上昇しなければならない。そして、ヒートポンプシステムは、それらの熱力学的性格のために、温水を製造する間に冷水も生成するので、過熱と冷却の両方を考慮したプロセス設計は、ヒートポンプによる省エネルギーを最大化することを要求される。エネルギー・ネットワークの概念は、この状況の下に浮かび上がった。

9.2 韓国の研究開発計画

韓国でのエネルギー研究開発は、貿易工業エネルギー省（MOTIE）によって、大いに支援される。重要な活動代表機関として、韓国エネルギー技術評価計画研究所（KETEP）は、エネルギー効率と資源プログラム、新しいおよび再生可能エネルギープログラム、動力電気技術プログラム、原子力プログラムの4つの主要なカテゴリーを運営している。

ヒートポンプ研究開発はエネルギー効率と資源プログラムのカテゴリーに分類される。プログラムの範囲は2006-2015年に対するエネルギー資源技術の開発のために政府機構計画の目的の効果的成果を確実にすることであり、そこで、重要なパーツはエネルギー貯蔵、ヒートポンプ、マイクロ CHP、建築エネルギー、グリーンカー、クリーン燃料、エネルギー装置、産業のプロセス、CCS とエネルギー資源である。

- 国家技術ロードマップ（NTRM）における環境エネルギーコア技術（2002）
- 革新的技術における環境エネルギー領域5ヵ年マスタープラン（2004）
- 商業工業エネルギー省（MOCIE、前 MOTIE）によるエネルギー技術10ヵ年ロードマップにおける未利用エネルギー応用の効率的エネルギー技術（2004）
- MOCIE による大量エネルギー消費設備に対するセブンランナーズプログラム（2006）
- MOTIE による韓国国家自然エネルギー戦略ロードマップ

第1ロードマップ (2009)	太陽光発電, 風力, 燃料電池, IGCC, CCS, エネルギー貯蔵, 電力とITの収束, LED, 原子力, マイクロ CHP, グリーンカー, 超電導, ヒートポンプ, 建築エネルギー
第2ロードマップ (2011)	太陽エネルギー、風力、燃料電池、生物燃料、CCS、高効率照明、クリーン燃料、エネルギー貯蔵、クリーン化石燃料発電、スマートグリッド、原子力、グリーンカー、建築エネルギー、ヒートポンプ、IGCC

9.3 ヒートポンプ研究開発事例

このセクションでは、この3年以内に開始終了した、産業用ヒートポンプに関連した、研究開発事例が示される。韓国では、ヒートポンプ研究開発は、まだ HVAC&R の領域に偏っているが、複合型熱源応用として拡大された可能性を持つ若干の研究が導入された。

9.3.1 排熱で高温温水を生産する 30kW 級圧縮/吸収ヒートポンプの開発

この応用は、自然冷媒としての $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 混合物を用いて高温水を製造する圧縮吸収ハイブリッドヒートポンプの設計制御技術を獲得することである。ゴールは、製造プロセスからの 50°C の排熱を用いた 90°C 以上の温水を製造する 30kW クラスヒートポンプのプロトタイプを開発することである。蒸気圧縮式サイクルと吸収式サイクルは広く適用されるが、これらのサイクルには限界がある。限界は、限られた温度上昇、柔軟性がない運転範囲、限られた容量制御、凝縮または蒸発の間における純粋冷媒と二次流体の間の大きな温度差による熱交換効率の低下、吸収サイクルの低い成績係数 (COP) と他の物理的な制約のようないろいろな理由から来る。現在のサイクルのこれらの弱点と欠点を解決するために、蒸気圧縮式と吸収式のサイクルを結合するハイブリッドサイクルが提案され、多くの研究が進行中である。

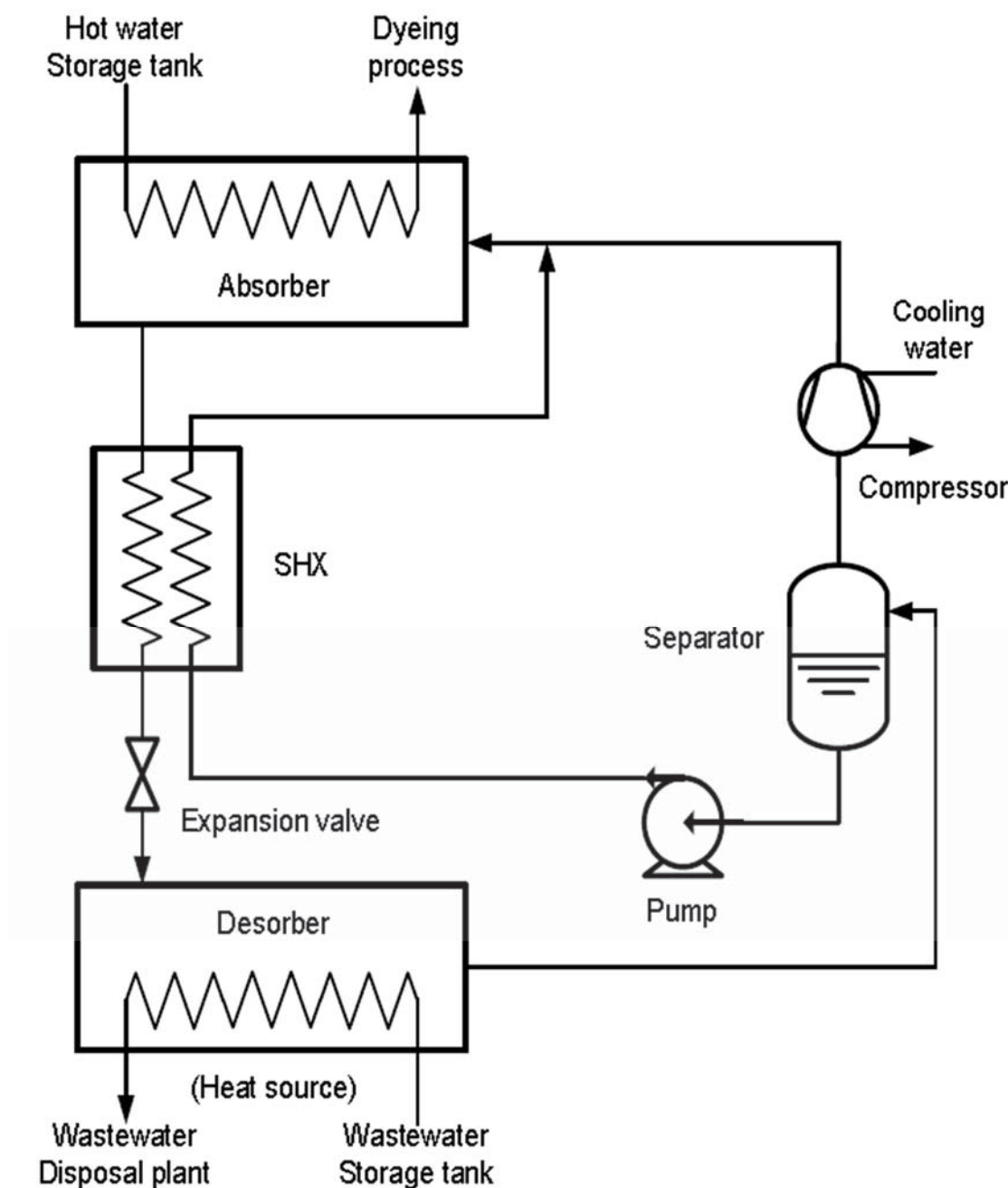


図 9-1：単純化された圧縮/吸収ヒートポンプシステムの概略図

プロジェクトは、研究センターの協同（韓国エネルギー研究所：KIER）および会社（Shinsung エンジニアリング）によって実施された。この協同を通して、蒸気圧縮/溶液ポンピングシステムは、蒸気-液体精溜器設計を含むプロトタイプハイブリッドサイクルのためだけに設計した。

性能評価は、定常状態の性能シミュレーションプログラム、過渡特性と制御変数演繹法、 $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ 濃度分析によって始められた。実験的な評価の間、周辺機器のための種々の研究活動が実施された。各部の最適化の長い期間の後、30kW 級ハイブリッドヒートポンプのプロトタイプは、 92°C を越える温水温度と $\text{COP}_\text{H} = 3.5$ の条件で製造された。ボイラーの効率が 90%とみなされたとき、既存のボイラーと比較して、エネルギー消費効率を 17%改善した。この新しく開発されたシステムの期待される適用領域は、商業的な施設、例えば、暖房と温水供給の大きな能力が必要とされるサウナとチムジルバン（韓国風乾式サウナ）である。このシステムは、大量の排熱を発生させる設備（例えば、コージェネレーションプラント）に接続しても適用でき、そして、ニュータウンのエネルギー供給連鎖の設計に参加する際に地域暖房施設に利用される。大量の排熱は、コンビナートで、工場のアエコンのための温水または熱源として、それを利用するために、集められることができる。



図 9-2: 圧縮/吸収ヒートポンプシステムのプロトタイプ

9.3.2 煙道ガスからの熱回収による高温ヒートポンプシステムの実証

このシステムは、効果的に低温の煙道ガスから排熱を集めて、プロセス温水を生み出す高温ヒートポンプシステムのための熱源として、これを利用する。このシステムの目的は、排気ガス熱回収とヒートポンプによって、全ての産業ボイラーの熱効率を上昇させることである。産業における工場とコージェネレーションプラントは、ボイラーによって高い温

度の産業プロセス水を生産する。ボイラーにおいて、蒸気を含む 250℃の以下の大量の煙道ガスが排出され、ボイラーの熱損失は、主に、この排気ガスに起因する。したがって、多くのメーカーは 85～90℃の温水までの排熱回収システムを設置し、空気またはボイラー供給水の温度を上げるために、予熱プロセスにおいて、それを使用する。燃料として天然ガスを使う場合には、それらは硫黄のような腐食剤をほとんど含まず、生産者は排気ガス温度を、煙道ガスの凝縮が起こる 60℃より低い温度に低下させることができる。それは、排気ガスの温度を低下させることにより、より多くのエネルギーを排気ガスの中の蒸気の潜熱から回収することを意味し、35～55℃の水が潜熱回収によって生産されるであろう。

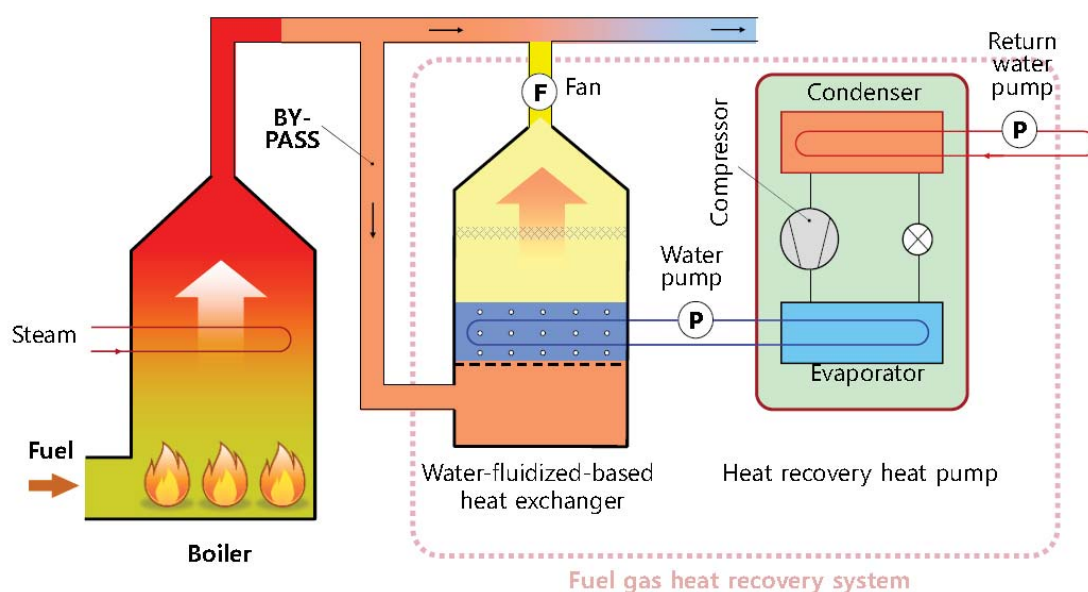


図 9-3: 煙道ガス熱回収を伴ったヒートポンプシステムの概略図

天然ガスの主成分、メタン (CH_4) は、燃焼の後 1 立方メートルにつき 1.61kg の水を生じる。したがって、水に燃焼物の中のすべての蒸気の水への凝縮を通して潜熱を集めることによって、1 立方メートルにつき 868kcal の余剰の熱を集めることが可能である。この点で、排気ガスにおける蒸気の凝縮温度は、その過剰な空気の比率に応じて、50℃から 60℃の間で変化する。

上記のプロセスによって回収された熱を効率的に使うために、ヒートポンプが使用され得る。韓国エネルギー管理会社 (KEMCO) によると、約 4 万台の産業/暖房ボイラーが、韓国に設置されている。これに加えて、油、天然ガス、石炭および他のエネルギー源を使用したコージェネレーションプランが約 2,760MW のエネルギーを発生させることが知られている。しかし、プラントからの排気ガスの中の排熱エネルギーの量は、まだ分かっていない。排エネルギーを利用するために排気ガスからの熱回収によるヒートポンプシステムは、食品工場に設置された、そして、その性能検証は実証運転を通して実行された。この用途

において、凝縮熱回収装置が排気ガスの全ての熱を回収するために設置され、そして、その性能検証が行われた。

さらに、この熱回収装置に関連して、30RT 級高温ヒートポンプシステムが設計され、製造された。実証運転が 2012 年の冬季から始まり、100kW 以上の加熱能力と 3.0 以上の COP を特徴とした。さらにまた、ボイラーと高温ヒートポンプを結合したシステムの総合熱効率、温水ボイラーに比べて、8.2%以上、向上した。

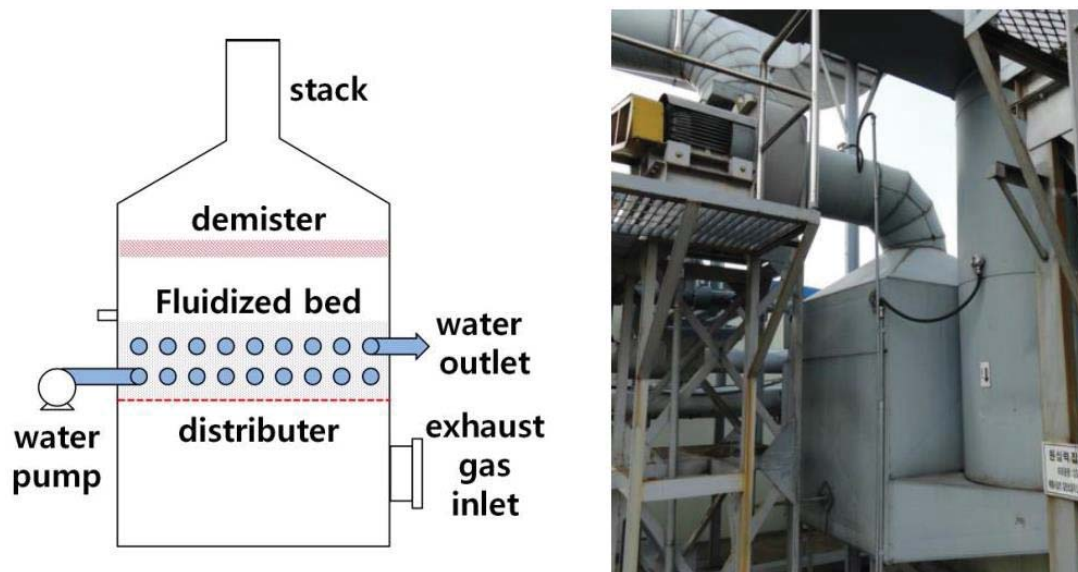


図 9-4: 水流動床熱回収システム外略図と設置風景

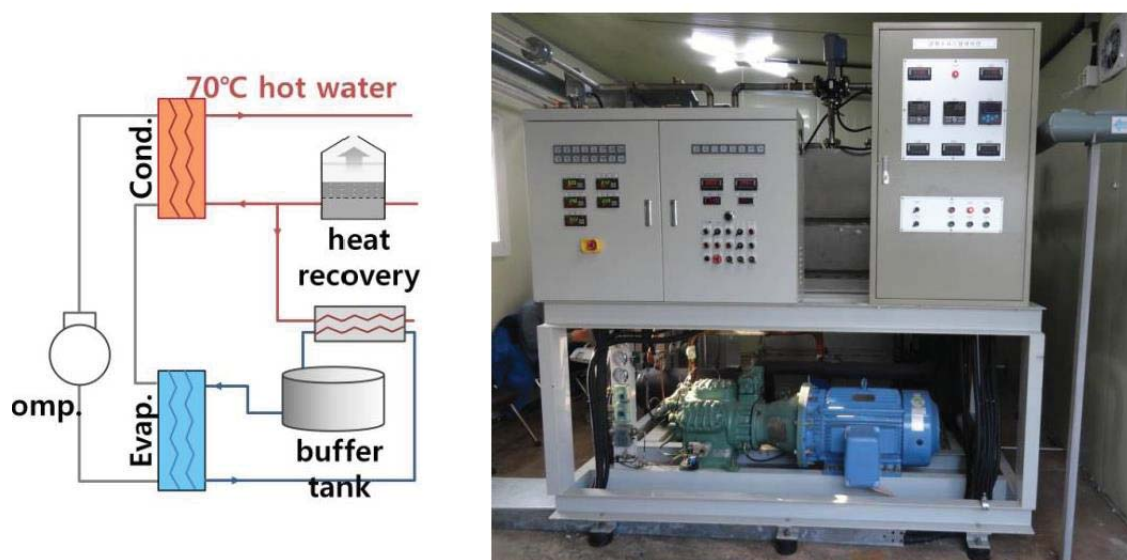


図 9-5: ヒートポンプシステムの概略図とその設置風景

9.3.3 商業乾燥プロセスにおける高温ヒートポンプ

乾燥プロセスは、化学プロセス、織物、紙製造、材木生産、電子機器、廃棄物およびその他の分野のような様々な産業分野にとって、必須である。そして、それは、韓国における産業分野のエネルギー消費の 7% (6,356,000 TOE) に相当する大量のエネルギーを消費する。乾燥設備を保有する会社において、乾燥機がそれらの燃料消費の 30%以上を使用している。したがって、この分野の省エネ技術の開発は大きな影響力を持つ。従来の空気加熱乾燥機の効率はわずかおよそ 30-50%である。しかし、最適に設計された空気加熱乾燥機の効率は 60-80%まで向上されることができ、著しく省エネルギーに寄与するであろう。ヒートポンプの適用領域は、乾燥プロセス（農業製品、水産製品、工業製品など）、高温ヒートポンプの適用分野は、排熱回収とその他の領域である。ヒートポンプ複合乾燥機の省エネルギー効果は、毎年約 572,000 TOE と推定される。

9.3.4 R410A 遠心圧縮機を用いた地中熱源ヒートポンプシステム

地中熱源は一年中ほぼ一定の温度を持っている。これは、地球の表面または大気の温度とは異なる。夏季を通して、地中熱源の温度は、通常、空気のそれより低い。それで、冷却液の循環によって、従来の冷却塔によって熱を放出する方法と比較して、ヒートポンプの動作温度範囲を狭くして、より高いシステム効率 (COP) をもたらしることが可能である。反対に、冬季において、地中熱源の温度が、通常、大気のそれよりも高く、それが、また、効率向上をもたらし空気熱源ヒートポンプシステムに比べても、より良い熱源を提供する。将来における地中熱ヒートポンプシステムの広範な適用に対して、効率 (COP) と能力向上が、初期投資コストの引き下げとともに必要である。それで、地中熱ヒートポンプシステムの強化の研究が実行され、遠心式圧縮機が採用された。これは、大型化が容易であり、例えば、現在の地中熱ヒートポンプに適用されているスクロール式またはスクリー式圧縮機のような容積式圧縮機に比べてより高い効率を持つ。高速モーターと無給油軸受けと結合された 100RT 級の遠心圧縮機で環境にやさしい/高効率冷凍サイクルを設計するための傾向は、Danfoss-Turbocor のような主要な会社によって、活発に試みられる。韓国では、応答する活動が、遠心圧縮機技術を開発することによって、国内市場のために必要とされた。このプロジェクトでは、無給油遠心圧縮機付きの 100RT 級地中熱ヒートポンプが開発された。試運転は、空気調和装置にオープンタイプおよびクローズドタイプの地中熱システムの設置の後、大田の KAIST の中央機械室で実行された。インバーター駆動モーターとガスベアリングを遠心式圧縮機の高速ローターに適用することによって、開発された無給湯遠心圧縮機は、大量生産に対する価格競争力がある。

オープンタイプ地中熱システムの場合、地下水がヒートポンプの熱源のために使用されるので、汚れに強く耐える広いギャップのプレート式熱交換器が最初に開発され、適用された。

重要な技術は、地中熱ヒートポンプサイクルの設計、高圧空気力学的設計、高速ローター設計、無給湯軸受開発、広いギャッププレート式熱交換器の設計、広いギャッププレート式熱交換器の型と製品開発などである。

加えて、地中熱ターボヒートポンプの中心的な要素の設計技術が開発され、そして、地中熱システムがそうであった 100RT 級地中熱システムに関する参照はフィールド試験によって確保された。さらに、遠心式圧縮ヒートポンプシステムの製品、運転および性能評価のための技術が確立された。その他の技術も確保された。例えば、無給油気体軸受けの生産および試験/評価、インバーター駆動高速モーター設計と生産、粘度を持つ流体のために熱交換技術が関係する。このプロジェクトのヒートポンプシステムは、4.1 の暖房 COP と 6.9 の冷却 COP を示した。地中熱源を用いた熱供給システムに対する期待される利益は、環境改善（省エネルギー、二酸化炭素の排出削減など）、新しいおよび再生可能エネルギー利用などである。それらの前向きな効果のため、このシステムは、建築のための空調システムおよび空調と熱供給の環境住宅複合システムに適用できる。遠心圧縮技術を備えた 100RT 級のヒートポンプユニットが、市場ではスクリー圧縮機タイプが支配的な所で、高度に競争的であることが期待される。さらに、広い隙間プレート熱交換器技術を開発することによって、直接に地下水、高い粘性流体または非常に汚染された熱源を使用することは単純である。

このヒートポンプシステムの改善された効率によって、回収期間が短くなり、地中熱空調システムの急速な普及が予想される。例えば、高効率で環境に優しい建物のための、その他の熱源と空調システムを利用するヒートポンプシステムとチラーのように、100RT 級の高効率遠心式圧縮技術は、広く適用されることができる。

9.3.5 低温下水排熱回収のための二重効用吸収式ヒートポンプ開発

冬季の暖房のために吸収式ヒートポンプで未利用の低温熱（下水処理温度 20℃未満）から熱を得るために、および、70℃の温度レベルまでの温水を製造するために、二つの蒸発吸収プロセスを持つ二重効用吸収式ヒートポンプが導入される必要がある。低温熱源の下では、システムが低温熱源から熱をとる、その冷却能力の半分を利用するだけであるので、COP は低くなる。このような場合、システムは、二重効用サイクルを形成することができ、それを凝縮することによって冷媒を新しくして、1.6 の COP を与える。

そのような技術の開発は、吸収式ヒートポンプサイクルのための広範囲の温度に適用できる。コア技術は二重の蒸発吸収サイクルであり、これは、COP を増加させるために、低温熱源と二重効用吸収式ヒートポンプ技術を受け入れることによって、加熱温度を上げる。

開発されたシステムは、周囲の空気よりわずかに熱い低温熱を放出する空冷施設のために、従来、使用された吸収サイクルを備えたヒートポンプを適用することによって、未利用の低温エネルギーを利用することを可能にする。これに加えて、特許権はとられているが、商業化することが難しい、吸収サイクルのプロトタイプ実証によって、未利用エネルギーを利用することができた。目標性能は、プロトタイプの性能試験を通してチェックされ、そして、吸収サイクル技術の開発は、吸収式ヒートポンプサイクルの運転温度範囲を拡大する。

9.3.6 太陽熱利用水熱源ハイブリッドヒートポンプの開発

このプロジェクトでは、太陽熱を利用したハイブリッドヒートポンプが建設され、これは、蒸発器の熱需要の 30%を提供する 2 つの塔によって、2 列形状で接続された 4 台の太陽熱収集器を備えている。PCM モジュールの数は 220 であった。一つのヒートポンプシステムは、冷却能力 10.5kW、冷却 COP3.2 以上、を示した。給水の流量と温度は、それぞれ 50lpm（リットル／分）と 18℃であった。加熱能力は 13kW で、加熱 COP は 3.0 以上であった。そして、給水の流量と温度は、それぞれ 40lpm（リットル／分）と 18℃であった。太陽熱貯蔵タンクの中にある PCM のテストにおいて、蒸発器の温度差は、PCM の潜熱を使うモード 1 では、そうしないモード 2 の蒸発器のそれより、ずっと小さかった。7℃の温度レベルへの到達時間を比較するとき、ヒートポンプ運転にとって可能な、モード 2 が 30 分、PCM を使用したモード 1 が 200 分（およそ 3 時間）かかった。ハイブリッドヒートポンプを高い太陽放射を伴って午後三時まで運転するとき、13kW 以上の加熱能力と 3.3 以上の COP が達成された。能力と COP は、午後 3 時以降に減少する。これからは、蒸発器のための熱源として太陽熱を利用するハイブリッドヒートポンプシステムは、大量のエネルギーを節約することができる競争力のある製品になることが期待される。

9.3.7 地中熱ヒートポンプシステムの実証と建物の基礎に設置される地中熱交換器

韓国における地中熱空調システムの導入が先進国と比較して相対的に遅かった。しかし、政府はこれに多くの資金を投資し、実証事例の数は増加し続けている。地中熱交換器には、地中熱空調設備の設置コストの 50%以上がかかっている、研究開発は設置コストの低減と性能改善のために、必要とされる。建物の基礎に設置される地中熱交換器を用いた地中熱ヒートポンプシステムの迅速な普及を妨げる技術的問題を以下に示す。

1. 地中熱交換器とシステムの標準的な設計のためのデータの不足
2. 地質学的構造と韓国の気候条件を考慮する建設方法の不足
3. 能力計算方法と地中熱交換器の建設コストのためのデータの不足
4. 全体システムと地中熱交換器の信頼性を証明する実証データの不足

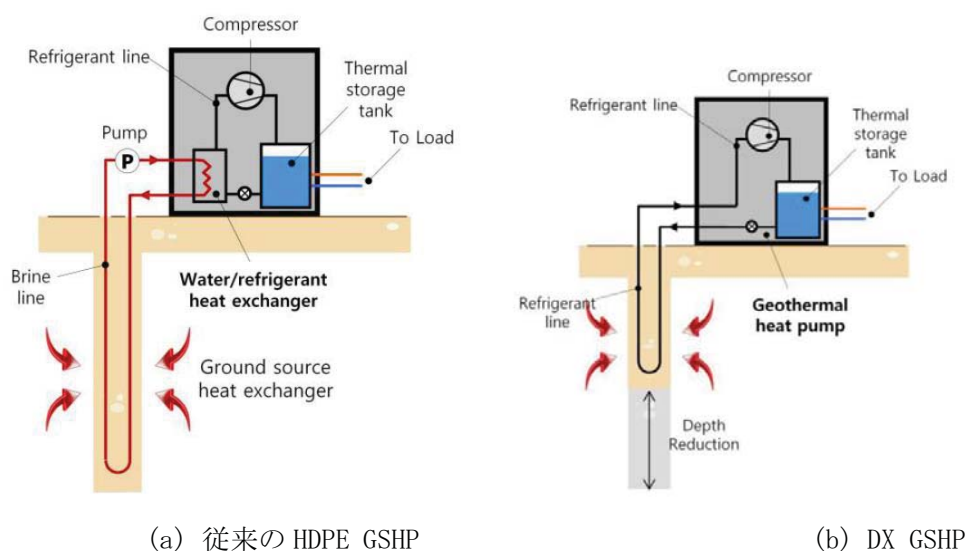
したがって、建物の基礎に設置される地中熱交換器のため、性能解析、システム性能評価、設計データ、建設規格の設立およびその他の研究が必要である。

建物の基礎に設置される地中熱交換器は、エネルギーパイルとエネルギースラブの2つのタイプに分けられることができる。エネルギーパイルは、コンクリートまたは鉄鋼の堆積の中の何も無い空間の内側に、Uチューブ、二重Uチューブ、Wチューブ、コイル形状管を挿入することによって、地中熱交換器として利用され得る。エネルギースラブは、建物の下に基盤厚板に水平に熱交換器を設置することにより、地中熱交換器として、利用されることもできる。大きな建物のための地中熱交換器の設置コストは低い。何故ならば、これらの建物がすでに多くのパイルを持っているので、この方法が多くの摩天楼とアパートが存在する韓国に適合する。このプロジェクトを通して、58RT級のエネルギーパイル/エネルギースラブ実証プラントが建設され、そして、実証プラントに対するデータ収集と性能試験が1年間行われた。エネルギーパイル/エネルギースラブ設計プログラムも、開発された。除いた垂直閉ざされたタイプに匹敵するシステムを空調して、建設と設計規格は、地中熱エネルギーパイル/エネルギースラブのために確立され、垂直クローズドタイプに比べて、建設コストの9%を節約した。開発された技術は、商業地区の建物に対して適用されることが期待され（垂直タイプ熱交換器の設置は、スペースが狭いために、不可能である）、埋め立て地の建物（エネルギーパイル/エネルギースラブ）、複合型集合住宅（地中熱空調システムの設置コストの低減）のために適用されることが期待されている。

9.3.8 垂直クローズドタイプ直接熱交換（DX）地中熱ヒートポンプシステムのための技術開発

再生可能エネルギーの中で、熱エネルギー利用の需要は増加し続けた。地中熱空調市場の中で、業務用ビル部門における地中熱ヒートポンプの設置は人気があるが、住宅規模の地中熱ヒートポンプの設置は、経済実現可能性と建設能力のために、まだ遅れている。このプロジェクトは、3つのループ（冷媒、屋内、そして、地下水循環）を持つ従来のシステムとは異なる冷媒ループと、地中ループをつなぐ直接的熱交換型地中熱交換器のための技術を、開発した。この建設によって、冷媒は、直接の熱交換が起こる地中へ直接流れる。そして、地下循環ポンプが必要でないので、この方法が非常に効率的である。直接熱交換（DX）地中熱ヒートポンプ技術は、水/冷媒熱交換器を使わないが、地中熱源から直接に熱を得るために、地下に冷媒循環コイルを設置する。そして、この方法は、HDPE（High Density Polyethylene）材料のUチューブを使う従来の垂直クローズドタイプシステムと比べて、優れた性能を示すことが期待される。DXシステムのために、設計因子、熱回収と熱放出理論が開発された。さらに、熱源技術のための研究が、韓国における商業化のために、性能試験と性能評価を通して実行された。研究開発の詳細は、次の通りである。基本仕様は、直接熱交換地中熱交換器の設置のために決定され、そして、このための設置手順が開発された。それは、2回の建設を通して進行した。性能試験が、3RT級地中熱ヒートポンプシステムに接続されたDX地中熱交換器のために、実施され、そして、100時間の連続運転が行われた。

性能試験から得られた性能指標を使用して、長期運転性能が予測された。さらに、商用プログラムである TRNSYS と結合した、直接熱交換型地中熱交換器を解析できるプログラムが開発された。地中熱交換器の開発の結果により、施工法のためのガイドラインが作られて、それを利用するために整理された。開発された技術は、住宅や小規模ビルにおける空調システムに適用できる。それらは、モジュール化されて、分散されるならば、大きな建物に適用することもできる。これらは、韓国において、「再生可能熱義務（RHO）」に関連した最可能熱エネルギー普及ビジネスに、そして、「100 万の緑の住宅プログラム」に関連した一つの家に適用できる。したがって、中小企業を指向する市場も形成できることが期待されている。



注) GSHP：地中熱源ヒートポンプシステム、HDPE：高密度ポリエチレン
DX：直接熱交換型

図 9-6：従来の HDPE GSHP と DX GSHP の比較

10. オランダ

産業のプロセス革新に関するオランダでの研究開発は、大部分、ISPT 革新プログラムを通して経済省に支援される。このプログラムにおける主要なプレーヤーは、オランダのプロセス産業、TU-Delft（デルフト工科大学）と ECN（Energy research Centre of the Netherlands, オランダのエネルギー研究センター）である。重要技術の一つとしてのヒートポンプ技術への関心は、論理的で、現在は試験的段階に達した基礎研究から始めた長い実績がある。

オランダの産業の中の全体のエネルギー使用の 80%以上は、異なる圧力レベルにおける蒸気の形の熱、そして、焼成炉のための熱の必要から成る。全体の産業の熱使用（530PJ/年）は化学反応からの発熱とともに、冷却水、冷却塔、煙道ガスとその他の熱損失を通して、周囲の大気に放出される。我々は、この熱損失を「産業排熱」と呼ぶ。

まず、この排熱問題に対する最も論理的な解決法は、プロセス統合により、同じプロセスの範囲内か、同じサイトで再利用することである。範囲内にある理想的なプロセスでは、プロセス装置、さもないければ、技術は、プロセスから発生する熱を共通のキャリアに変換するために適用されなければならない。これは、高温ヒートポンプか ORC で発生する高圧蒸気か電力である。

ヨーロッパの研究開発とその目標のセットは、再生可能加熱冷却に対する最近の戦略的な研究と革新指針において、再生可能加熱冷却に関する欧州技術プラットフォーム（RHC-プラットフォーム）によって定義される。産業用ヒートポンプは、その戦略における重要な部分である。その報告書は、支援すべき技術に関する提言として、欧州委員会に提出される。この章では、ISPT と RCH が、研究開発プロジェクトの一般的な記述に続いて、議論される。機密保持の理由で、プロセスと制御の正確な詳細とこれらのプロジェクトに対する代替案が提供されず、一般用語で記述されるだけである点に注意が必要である。

10.1 TKI- ISPT 革新プログラム

2012 年の中頃に、ISPT は、プロセッシングのための知識と革新に関するトップコンソーシアム（TKI-ISPT）を創立した。この TKI は、化学、農業・食品、エネルギーおよびバイオベース経済の部門をつなぐ。TKI プロセッシングは、以下のために革新契約を引き受ける：

Topsector energy	Energy reduction in the industry (EBI) and Biorefinery
Topsector chemistry	Process Technology
AgriFood	Sustainable Manufacturing
BioBased Economy	TKI-ISPT executes the biorefinery part for the innovation contracts of the topsectors

DSTI（オランダ分離技術学会）は、装置産業の異なる部門における応用のための画期的な技術を開発するために、産業、大学と学会が共に密接に働くパートナーシップである。「共に、我々は、より大きな措置を講じることができ、より多くの影響力を持ち、危険を共有することができる」。これまで、食品、医薬、油とガス、化学プロセスおよび水の産業と 8 つの知識センターからの 45 社が、DSTI に参加した。推定予算は、今後 5 年間で、6500 万 EUR である。研究プログラムは、（基本的な）知識生成から技術実行まですべての面をカバーする。プログラムは、共同開発と実証プログラムにおける新知識の生成と応用によって、製品価値、効率、省エネルギーと温暖化ガス排出の低減の見地から、装置産業の持続性目的に貢献する。

TKI-ISPT は、革新契約の計画を活動の首尾一貫したセットに変えることに取り組んでいる。これらの活動は、ヒートポンプに対して関心のある 14 の横断的クラスターの中で、実行される：

- エネルギー効率的な容積液体分離
- 乾燥と脱水
- ユーティリティと熱の最適使用
- プロセス増大
- 持続可能なビジネス・モデル
- メンテナンス

PPP-ISPT と TKI 実行プログラム 2012 から、いくつかのプロジェクトが実行中であり、化学工業と紙パルプにおいて、新しく開発されたプロトタイプヒートポンプの適用に対する関心とともに、パイロット・プロジェクト 2014/2015 に至って、終了される。

- ユーティリティと熱の最適使用

このクラスターは、以下のことを心がける：

- 産業熱の生産と使用のための（化石）エネルギー使用を低減する；
- エネルギーコストの低減によって、利害関係者の競争力を改善する；
- 設備生産者に対する新たな市場の可能性を創造する；
- 産業プロセスのエネルギー効率を改善する

推定された省エネルギー可能性は、100PJ/年に等しい。産業の範囲内の熱の使用は、最終エネルギー使用の 80%以上に対して責任がある。熱は、供給原料を加熱するために使用され、反応を可能にし、そして、分離プロセスを駆動する。ことまで、してください。必要な温度レベルは、特定のプロセスに依存して、幅広い範囲にわたる。同時に、大量の排熱は、経済的な方法で再利用することができない周囲の空気に放出される。

- 排熱の再利用：

産業排熱の回収と再利用は、技術的かつ経済的障害によって妨げられる。排熱の経済的な熱回収から始まる、いくつかの可能な経路は、認識され得る。次に、排熱は、プロセス熱、プロセス冷凍、あるいは、動力に変換される。最後に、蓄熱と分配は実現され得る。

このクラスター内で行われるすべての活動は、以下に関するものである：

- 技術のスカウト
- 事前調査
- 研究と開発
- 普及

化学精製産業の中の主要なバルク分離プロセスは、蒸留、吸収/脱着および結晶化である。これらのプロセスの熱力学的効率は、通常非常に低い（＜10%）。環境的意味合いと増加するエネルギー費用は、エネルギー効率の改善を要求する。エネルギー消費の著しい低減は、分離プロセスからの熱の除去、あるいは分離プロセスへの熱の供給のために、革新的なヒートポンプ概念を用いて期待される。例えば、蒸留システムの効率は、高い温度上昇と高温のヒートポンプ概念を使用したリボイラーと凝縮器の熱統合によって、上昇することができる。

10.2 再生可能加熱冷却に関する欧州技術プラットフォーム（RHC-プラットフォーム）

RHC-プラットフォームは、再生可能加熱冷却 [Landolina、2013] の現在の戦略的な研究と革新的指針を生み出した。

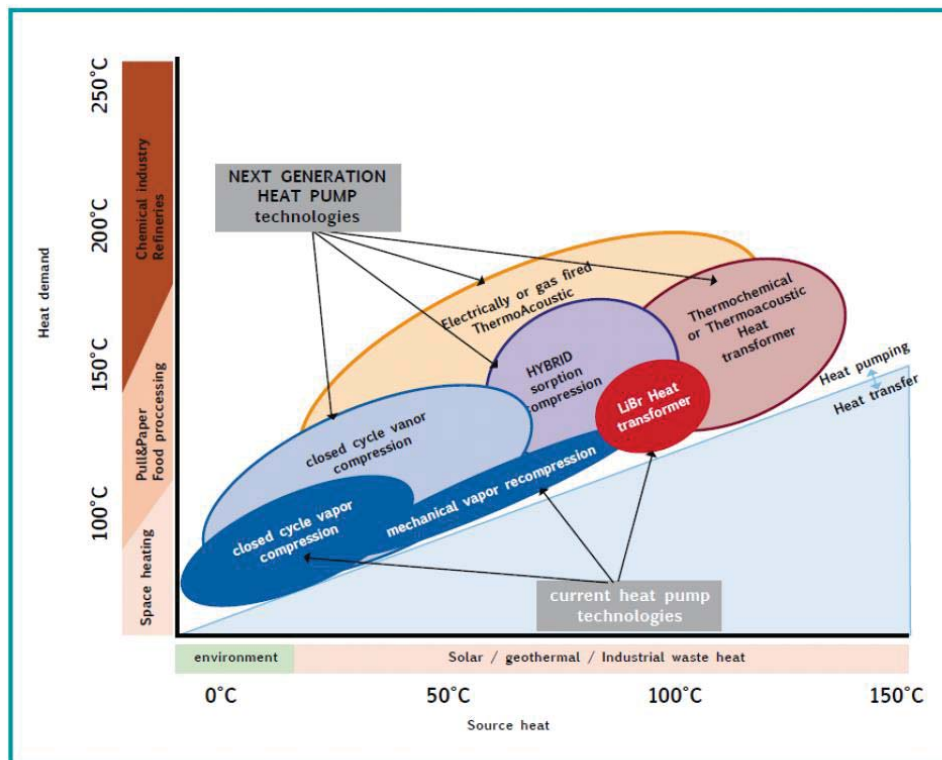


図 10-1: ヒートポンプ技術とその運転温度

図 10-1 は、種々のヒートポンプ技術に対して、配達温度（熱需要）に対して、駆動温度（熱源）をプロットする。現在の蒸気圧縮式システムは、熱を 80℃までの最大温度で配達する。新しい蒸気圧縮式システムは、150℃まで温度に達するために、低 GWP 合成冷媒または自然冷媒（例えばブタンまたは水）を使用すべきである。構成要素と材料は、最高 70K の温度上昇を達成するために開発されるべきである。作動媒体としての水の使用は、ヒートポンプを産業加熱プロセスに統合させる。90℃以上の熱源が利用できるとき、ヒートトランスフォーマーのような代替の概念は興味深い。100℃から 140℃まで排熱をグレードアップするために、現在のシステムは、熱駆動圧縮を使用している。可逆的固体収着反応（例えば塩類とアンモニアの反応）は、250℃まで温度で熱変換に適用できる。同様に、熱音響システムは駆動温度の範囲を受け入れることができ、また、広い温度範囲で熱を出力することができる。ハイブリッドシステムは、ヒートトランスフォーマーへの駆動入力として、機械式圧縮を加えることによって、つくることができ、低温排熱の使用と最高 100K の温度上昇の更なる発生を可能にする。ヒートポンプが提供する適用可能性と省エネルギー可能性を増加させるために、動作温度範囲をより幅広くし、温度リフトをより高くすることが必要である。エンドユーザーの要求は、必要とされるシステムの温度とコストを越えて、作動媒体の毒性・引火性とシステムの信頼性のような課題へと、拡大する。どのようなヒートポンプ技術もこの要求の全ての範囲をカバーすることはできない。そして、異なるヒートポンプ技術が並行に開発されなければならないことを意味する。主要な目的は、異なる産業応用のためのヒートポンピングおよびヒートトランスフォーミングのための代替の熱力学的サイクルの調査である。それらが熱を中間の圧力蒸気レベル（約 200℃）で届けることができるように、産業用ヒートポンプの窓口を増加することが目標である。これらの改善は、より大きな省エネルギーを可能にするだけでなく、それらは、ヨーロッパのヒートポンプ産業のために、規模の経済の利益の錠を開けるであろう。上の図は、潜在的に、温度範囲と上昇に関する前記の限界を克服することができる、4 種類の技術を示す。これらの改善は、より大きな省エネルギーを可能にするだけでなく、同時に、それはヨーロッパの熱ポンプ産業のために規模の経済の利益の錠を開けるであろう。それらの動作温度は別として、これらの技術の成熟レベルは異なっている。

それらは新しいヒートポンプ技術の連鎖を作る。その中で、新しい作動流体による機械式蒸気圧縮式システムが、より高い供給温度のための実際の応用において、小規模で試験されるべき次世代である。塩アンモニア収着と熱音響のヒートトランスフォーマーは研究所におけるプロトタイプの開発段階にあり、システム概念を検証している。ハイブリッド吸収-圧縮システムとガス燃焼熱音響ヒートポンプは、原理を試験する段階にある。従来のヒートポンプは、限られた温度上昇を提供する。したがって、ヒートポンプは必要とされ、そして、それは塔の温度レベルにおいて動作することができて、凝縮器とリボイラーとの間で望まれた温度上昇を提供することができる。これらのヒートポンプは現在市販されておらず、したがって開発する必要がある。このプロジェクトは、分離プロセスに取り付け

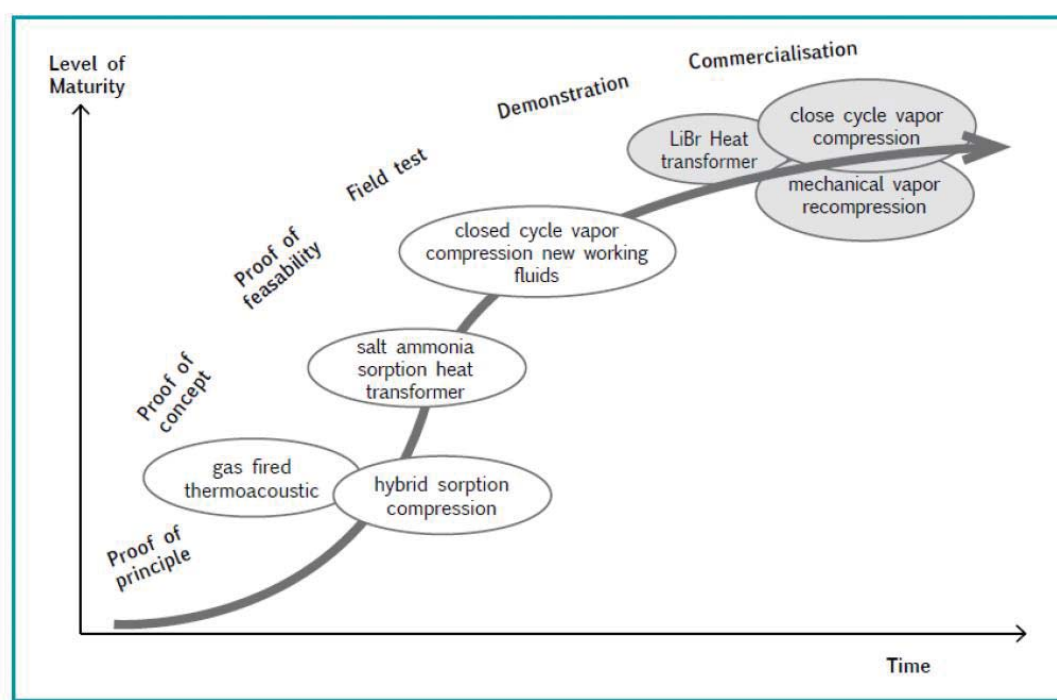
られる革新的なヒートポンプの性能の理論的かつ実験的な検証をカバーする。現在、3つの革新的なヒートポンプが特定され、しかし、プロジェクトの早い時期に、さらなるシステムが考慮されなければならないかどうかの評価がなされる。

プログラムの中でカバーされる3つのヒートポンプ概念とそれらの主要な技術的挑戦は以下の通りである：

- 1) 熱音響ヒートポンプ：分離プロセスの中における統合設計により、必要な効率を達成する。
- 2) 熱化学的ヒートポンプ：適当な固体/蒸気の組合せを見極め、安定性と連続熱供給を確実にする。
- 3) 圧縮-再収着ヒートポンプ：湿り蒸気の条件下で運転できる圧縮機を製造する。プロジェクトは、2段階で組上げられている：

第1段階：実現可能性とヒートポンプの選定

第2段階：参照運転条件の下でのヒートポンプシステムの試験モデル



In their advise to the Commission the RHC Platform [EU, 2013] have proposed:

図 10-2：産業用ヒートポンプのための新しい概念の開発段階（出典：RHC-Platform）

RHC プラットホーム[EU, 2013]が提案した委員会への助言の中で：

再生可能な加熱と冷却に関する欧州技術プラットホーム

産業用ヒートポンプのための新しい概念の開発段階

	研究と革新の優先順位	有力な活動の種類	効果
CCT. 12	増強される産業用圧縮ヒートポンプ	開発	2020 年まで
CCT. 13	産業用ヒートポンプのプロセスへの組込、最適化と制御	実証	2020 年まで
CCT. 14	地中熱エネルギー貯蔵における進歩	実証	2020 年まで
CCT. 15	再生可能なエネルギー源からの収着冷却の進歩	開発	2025 年まで
CCT. 16	産業用ヒートポンプのための新しい概念	研究	2030 年まで

分野横断的技術 12：増強される産業用圧縮ヒートポンプ

目的	中間温度の産業応用における利用のための新規の作動媒体に関する先進的な圧縮冷凍サイクルの開発（凝縮温度 150℃まで、および、蒸発温度 100℃まで）。これらの新規のヒートポンプの使用は、エネルギー効率の相当な向上をもたらす産業プロセスにおいて、排熱回収だけでなく、プロセス熱生成を含む。 この環境において、対象にされる研究開発の課題は以下を含む： ● 新しい作動媒体（低 GWP、不燃性）また自然冷媒（水） ● 改善された圧縮機と高い蒸発温度（100℃）のための潤滑方法 ● 凝縮ガス（燃焼ガス、排気、乾燥プロセスなど）の直接使用のための改善された設計による熱交換器
最先端	現状の蒸気圧縮式システムは最高温度 80℃における熱供給
目標	少なくとも 0.35 のカルノー効率 2020 年までに少なくとも二つの実証プロジェクト 150℃までの凝縮温度 60K までの温度上昇 30%までの省エネルギー ヒートポンプユニットのコスト目標：200-300 ユーロ／kW
活動の種類	研究 20%/開発 60%/実証 20%

分野横断的技術 13：産業用ヒートポンプのプロセスへの組込、
最適化と制御

目的	蓄熱を含む地域冷暖房ネットワークとの組み合わせだけでなく、個々の産業応用における電氣的、熱的に駆動されたヒートポンプの開発と実証。 対象にされる研究開発課題は以下を含む： ● プロセス（温度、時系列的エネルギー需要など）の分類 ● 産業用ヒートポンプ（制御と水力学設計）のプロセスへの組み込み ● 既存のプロセスへのヒートポンプの影響（動的挙動） ● 確認されるプロセスのための間の構成要素（冷媒、圧縮機、熱交換器その他）の選択
最先端	40℃までの蒸発温度と 80℃までの凝縮温度を備えた圧縮式ヒートポンプの最初のプロトタイプは、利用できるが、まだヨーロッパ中で大規模に実証される必要がある。 結晶化の効果の無い新しい作動媒体の組み合わせを使用する吸収式ヒートポンプの最初のプロトタイプは利用できるが、現実の運転状況でこれまでに実証されていない。
目標	2020 年までに実行される最低 1MW の加熱能力を備えた 5 つのプロジェクト 圧縮式ヒートポンプ：温度上昇 35K、システム COP5 以上、省エネルギー30%以上 吸収式ヒートポンプ：システム COP1.5 以上、省エネルギー50%以上 電気駆動ヒートポンプのシステム・レベル（ユニットと設置）でのコスト目標：400～500 ユーロ/kW
活動の種類	開発 30%/実証 70%

分野横断的技術 14：産業用ヒートポンプのための新しい概念

目的	ヒートポンプが提供する応用の可能性と省エネルギーの可能性を増やすために、動作温度のより幅広い範囲とより高い温度上昇が必要である。 エンドユーザーの要求は、システムの必須の温度とコストを越えて、作動媒体の毒性と燃焼性とシステムの信頼性のような課題へと広がります。 どのような一つのヒートポンプ技術も要求のこの全ての範囲をカバーすることはできない。そして、異なるヒートポンプ技術が平行に開発されなければならないことを意味する。 主要な目的は、異なる産業応用に対して、ヒートポンピングとヒートトランスフォーミングポンプのための代替の熱力学的サイクルの探求である。中間圧力蒸気レベル（約 200℃）において熱を供給できる産業用ヒートポンプの動作範囲を増加させる目標を持つ。 これらの改善はより大きな省エネルギーを可能にするだけでなく、彼らはヨーロッパのヒートポンプ産業のための規模の経済の利益の錠を開けることもする。
最先端	どんなヒートポンプ・システムの効率でも、温度の差または上昇の減少につれて、増加する。 ヒートポンプにより、90℃より高い温度で熱を工業に効率的に提供することは、難しい。 加熱目的のための産業用ヒートポンプは、閉サイクル蒸気圧縮式、開サイクル機械式蒸気再圧縮および臭化リチウム（LiBr）ヒートトランスフォーマーから成る。
目標	・ 最高 200℃の熱供給 ・ 温度上昇≥70K ・ 現在の技術と比較してエネルギー出力が 20%増加し、そして、初期投資の回収期間の短縮をもたらす。
活動の種類	研究開発 70%/開発 30%

10.3 技術開発

2005 年以前は、ヒートポンプは、単に、冷凍プラントだけであった。圧力が 35℃から 50℃までの温度で凝縮熱源を届けるために増加した。この運転範囲も、蒸発温度、効率と圧力比に依存する。冷凍機用圧縮機的设计圧力は、25 bar である。これは、より高い凝縮温度に対する制限でもある。オランダにおける産業用冷凍の大メーカー、すなわち、Den Bosch

に席を持つ GEA-Grenco および Houten の IBK は、での高温応用のこの新しい市場を発見して、すでに、プロジェクト（第 4 章のデータ表を参照）を実行した [Reissner, 2013]。産業用ヒートポンプの大きな適用可能性は、商業的に利用できるヒートポンプの限られた供給温度 100℃のために、未だ使われていない。

これらの供給温度を上昇できるならば、より多くの産業プロセスをそれらのエネルギー効率において改善することができる。

限られた温度の主要な理由は、適当な作動流体の欠如であった [Reissner, 2013]。

10.3.1 CO₂ - ヒートポンプ

2000 年の初め、冷凍産業は、CO₂ を再び冷媒および二次冷媒として導入している。

CO₂ は、オゾン層破壊可能性のない、そして、低い地球温暖化可能性を備えた自然冷媒である。したがって、それは HFC タイプのような合成冷媒に対する持続可能な代替である。CO₂ は高圧冷媒であるので、冷凍産業は 45bar までの設計圧力を備えた設備を開発しなければならなかった。それは、50 bar の産業用圧縮機の施工につながったこの開発である。冷媒としてアンモニアまたは R134a のような HFC を備えたこれらの圧縮機を使用して、高温ヒートポンプ（HT ヒートポンプ）は、産業目的のために、製造されることができる。80℃までの温度における凝縮は、良い効率を備えた能力の大きなバリエーションで届けられる。HT ヒートポンプは、遷臨界サイクルにおいて冷媒としての CO₂ を備えて実行される。

10℃から 70℃までの水加熱のためのより大規模な装置は、どのような熱源でも運転でき、120kW までの範囲で利用できて、冷水（8℃）を製造することさえできる。要点は、十分な効率を維持するために、凝縮圧力における CO₂ が強力に冷却される。これは、例えば、15℃で加熱し始めるプロセス流れによって、可能である。CO₂ の COP は、高い温度差が生じた場合アンモニアより高くなることが可能である。しかし、これらの高圧のための圧縮機サイズの利用は、限られている。

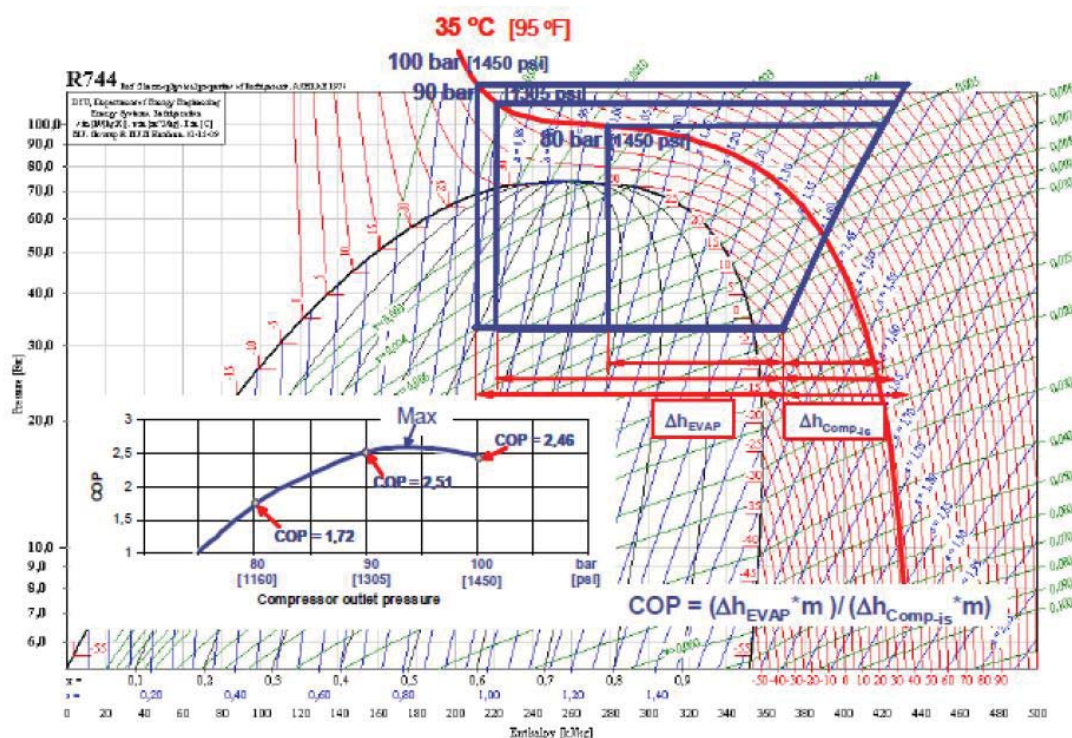


図 10-3 : CO₂ ヒートポンプサイクルの効率、吐出圧力に依存する。[source HPC]

10.3.2 n-ブタン熱ポンプ

ヒートポンプのための自然冷媒への探索で、冷媒、n-ブタンは、120℃まで温度で凝縮する高温ヒートポンプにおける適当な媒体と考えられている。これらの温度は、標準的な 25bar の圧縮機で達することができる。この種の HT ヒートポンプは、特別な安全注意と安全施設を伴った、従来の信頼できる冷凍設計に基づく。いくつかの事前調査は産業において行われ、そしてこの頃は、冷凍請負者が HT ヒートポンプを提供する。事前調査は、既存の設置において、n-ブタンヒートポンプを取り付けるときに起こる技術的で経済的な含みを示す。ヒートポンプを取り付けるために、元々のプロセスと、したがって、設備（熱交換器、プロセス配置）を再設計することが必要である。これは、明らかにプロセス装置の生産者と供給者に対する仕事であるべきである。

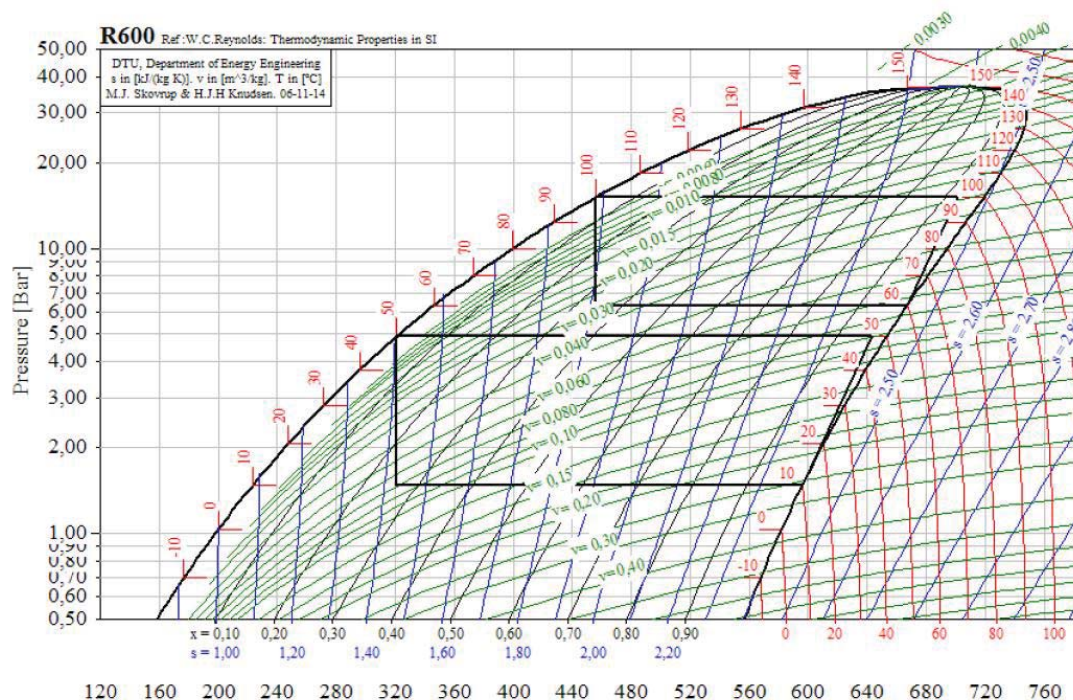


図 10-4 : n-ブタンヒートポンプサイクル

(60/100°Cで : COP=7.1、10/50°C : COP=6.8)、(source GEA-Greenco)

図 10-4 のように、n-ブタンガスは、n-ブタン・モリエ線図 (log p-h) のガス-液体領域で圧縮される。したがって、それらが圧縮機に入る前に、吸込みガスを予熱することが必要である。これは、同時に、吸込みガスを加熱して、凝縮の後、液体を冷却する熱交換器において、実行することができる。これは、冷凍施設におけるいつもの設計の様相である。

10.3.3 新冷媒

興味深い論文が、モントリオールで開催される第 11 回ヒートポンプ会議 2014 で発表される [Reissner, 2013]。そこで、理想的な作動流体は、不燃性、無毒性であり、低い GWP、ゼロ ODP と高い臨界温度を持たなければならないと述べられている。

4 つの理想的な作動流体が特定される : LG6、MF2、R1233zd と R1336mzz。

表 10-1 : 高温使用のための理想的な作動流体の特性 [Reissner, 2013]

Working fluid	T_{crit} [°C]	Flammable or toxic	ODP	GWP
R1233zd	166	no	0.0003	6
R1336mzz	171	no	0	9
LG6	>165	no	0	1
MF2	>145	no	0	<10

高い凝縮温度と低いGWPを備えたこれらの新しい作動流体の重要な生産者は、ハネウェルシーメンス・エヌ・デュポンである。最初のパイロット試験結果が報告される。実験的なCOPが4.8、温度上昇が40Kを示しているシーメンスによるLG6の開発は、興味深い。

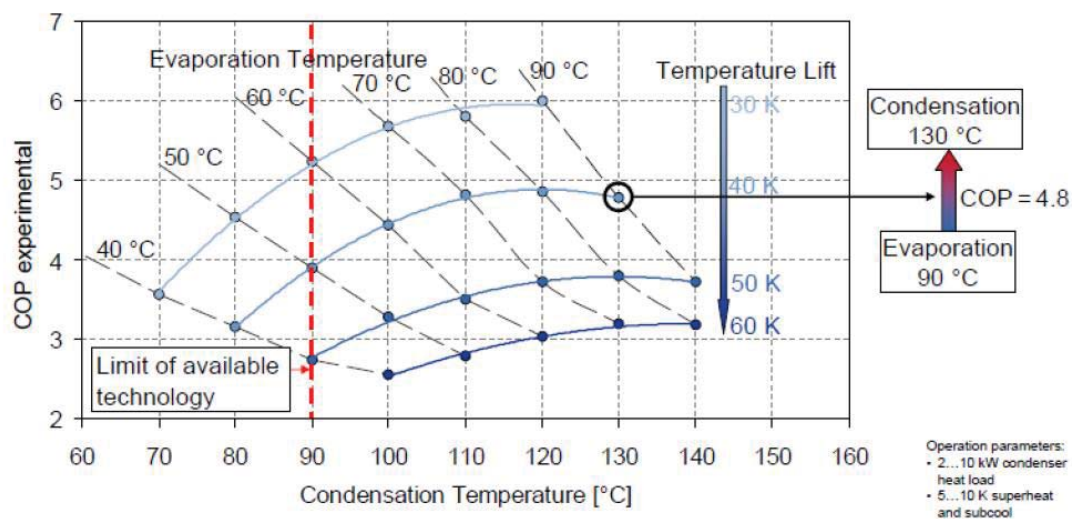


図 10-5: LG6 シーメンス

プレゼンテーションで、デュポンは、DR2 による、より良い結果を主張する。

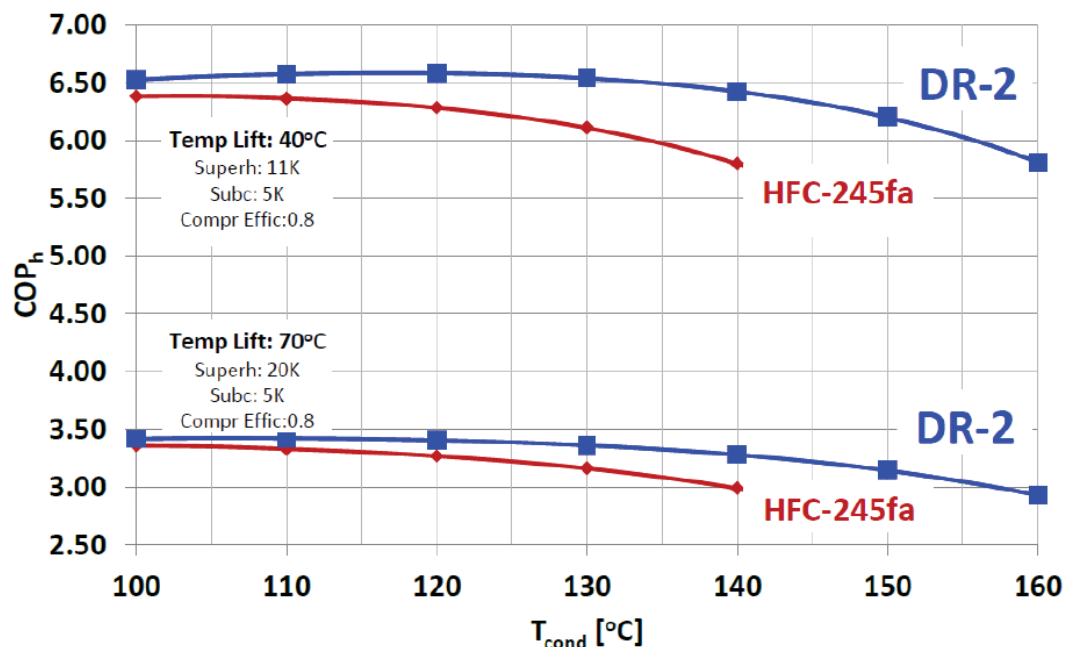


図 10-6: DR-2 デュポン

ハネウェルからの Solstice™L41 が、R-410a の代替として、R-32 に基づいて、既にいくつかのヒートポンプメーカーによって使用されている。そして、最大の適用が、ドラーメン市（オスロ市近く）における地域暖房ヒートポンプでフリオサーム社によって存在する。R-1234yf は、オランダにおいて ETP によって適用される。

R-410A Alternatives				ASHRAE Thermo Performance*			
Refrigerant Supplier	Designation	Composition	(Mass%)	GWP	Class	Capacity	Efficiency
Arkema	ARM-70a	R-32/R-134a/R-1234yf	(50/10/40)	482	A2L	-15%	3%
Daikin	D2Y-60	R-32/R-1234yf	(40/60)	272	A2L	-20%	2%
DuPont	DR-5	R-32/R-1234yf	(72.5/27.5)	490	A2L	0%	1%
Honeywell	L-41a	R-32/R-1234yf/R-1234ze(E)	(73/15/12)	494	A2L	-6%	2%
Honeywell	L-41b	R-32/R-1234ze(E)	(73/27)	494	A2L	-9%	2%
Mexichem	HPR1D	R-32/R-744/R-1234ze(E)	(60/6/34)	407	A2L	-1%	0%
Daikin/National	R-32	R-32	(100)	675	A2L	8%	1%
National	R-32/R-134a	R-32/R-134a	(95/5)	713	A2L	5%	1%
National	R-32/R-152a	R-32/R-152a	(95/5)	647	A2L	3%	1%

* Relative to R-410A 4C ET / 38C CT

10.4 実施中の研究開発プロジェクト

ピンチを横切らない塔と石油精製塔を除外して、蒸留ヒートポンプ可能性の分析が、オランダにおいて行われた。全体のヒートポンプ可能性が 2.4GW のオーダーにあり、そして、塔の上の平均的温度上昇が 59℃であることを、データは示す。

従来のヒートポンプサイクルは、必要な容積当たりの能力と圧力比率に従って、圧縮機またはブロワーで運転される。圧縮式ヒートポンプによって駆動される VRC 構成のための経済範囲は、約 300℃の温度差を伴う塔に限られる。これらの必要条件を満たさなければならないヒートポンプは、100～250℃の温度範囲の中で運転されなければならない。必要な温度上昇は、50-100℃のオーダーでなければならない。この頃は、利用できるヒートポンプは、両方の必要条件を満たすことができない。

したがって、蒸留ヒートポンプ技術の新しい開発は、より高い経済範囲と新しい熱統合構成による新奇なヒートポンプを目指している。

オランダでは、これらの開発は以下の通りである：

- ECN における熱音響ヒートポンプ。
- デルフト工科大学における圧縮再収着ヒートポンプ
- 吸着熱ポンプ
- デルフト工科大学における熱統合された蒸留塔

10.4.1 熱音響ヒートポンプ

ヒートトランスフォーマーは、排熱が十分な高温で利用できる場合、使用することができる (> 90-100℃)。これらの概念の長所は、それらがシステムを駆動するために更なるエネルギーを要求しないということである。典型的な効率は 25-30%で、そして、排熱の割合がプロセスに再利用されることを意味する。ヒートトランスフォーマーの不利な点は、排熱の他の部分がまだ周囲の空気冷却される必要があるということである。

ヒートトランスフォーマーの一般的な概念は、次の図 10-7 の中で表される。

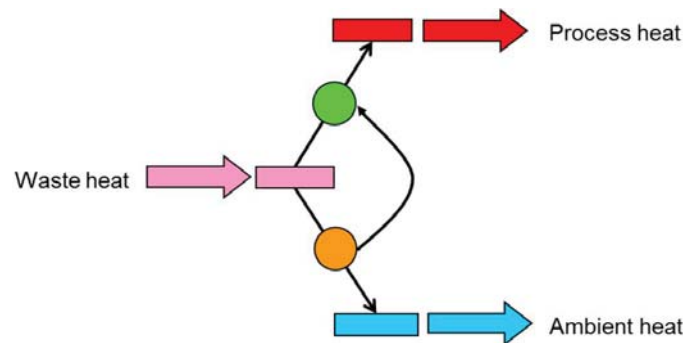


図 10-7: ヒートトランスフォーマーの熱力学的概念

2つの技術的原理は、このヒートトランスフォーマーを実現するために、ECNで適用されている。これらの原理は、熱音響効果と熱化学に基づく。

熱音響ヒートトランスフォーマー

熱音響 (TA) エネルギー変換は、熱を音響エネルギーに変換する (エンジン) ために、および、用いられ、より高い温度に熱を汲み上げる (熱ポンプ) ために、使用することができる。このシステムは、スターリングのようなサイクルの中で環境にやさしい作動媒体 (貴ガス) を使用し、可動部分を含まない。TA システムの動力学と作動原理が全く複雑で、多くの専門分野 (例えば、音響効果、熱力学、流体力学、伝熱、構造力学および電気機械) を含むにも拘らず、実用的な実施は比較的単純である。これは、この技術の経済実現可能性に関して、大きな利点を提供する。

熱エネルギーが音響エネルギーが変わるとき、これは熱音響 (TA) -エンジンと呼ばれる。TA-ヒートポンプにおいて、熱力学的サイクルは逆の方向で動き、そして、熱は、音響エネルギーによって、低温レベルから高温レベルに、汲み上げられる。図 10-8 の中で描かれるように、この原理はヒートトランスフォーマーを作るのに用いられる。

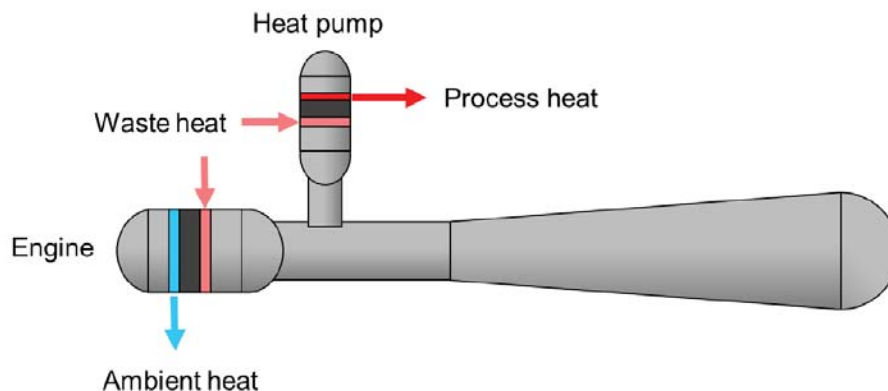


図 10-8 : TA ヒートトランスフォーマー

TA-エンジンは左側にあって、140℃の温度で、排熱流から、音響エネルギーを発生させる。音響エネルギーはTA-ヒートポンプに共鳴器を通して流れる。そして、共鳴器の上に位置する。140℃の排熱は、この構成要素で180℃にグレードアップされる。

全体のシステムは、通常、産業のサイトで、既存のユーティリティーシステムに適用される。次の写真は、10kW システムの実験的なセットアップを示す。



図 10-9: ECN における熱音響ヒートトランスフォーマー

熱化学ヒートトランスフォーマー

熱化学ヒートポンプは、ヒートポンプサイクルを形成するための固体中のガスの吸収/脱着の間、解放/消散される熱を使用する。

このプロセスは解放段階と再生段階からなる交互のサイクルから成り、そこでは、ガスの吸着の間、固体が熱を生み出し、それぞれ、吸着されたガスを固体から解放するために熱を必要とする。

システムは、3つの温度レベルで作動する。これらの温度レベルは、排熱温度、周囲温度およびグレードアップされた温度である。システムは2台の反応炉から成る。そして、各々が異なる塩類を含む。この特定のシステムに対して、高温塩（HTS）としての塩化リチウムおよび低温塩（LTS）としての塩化マグネシウムが使用される。アンモニア蒸気は、これらの2つの塩類の間で交換される。産業排熱は、アンモニアを LTS から解放するのに用いられる。アンモニアは、2つの反応炉の圧力差によって駆動され、HTS へと流れて、HTS と反応する。この発熱反応は、熱を高温に届ける。再生段階の間、周囲温度は LTS を冷やし、そして、排熱は HTS を加熱する。アンモニア蒸気は、これらの条件下で LTS へ逆流する。以下の計画は、産業のプロセスにおいて、そのようなシステムの実施を示す。LTS と HTS の両方の反応炉容器は、連続システムを達成するために、二重に組み込まれた。切換制御システムは、上記の一組の反応炉容器が、装填（再生）しているか、放出しているかどうかを決定する。その他の容器は、逆のプロセスで動作している。

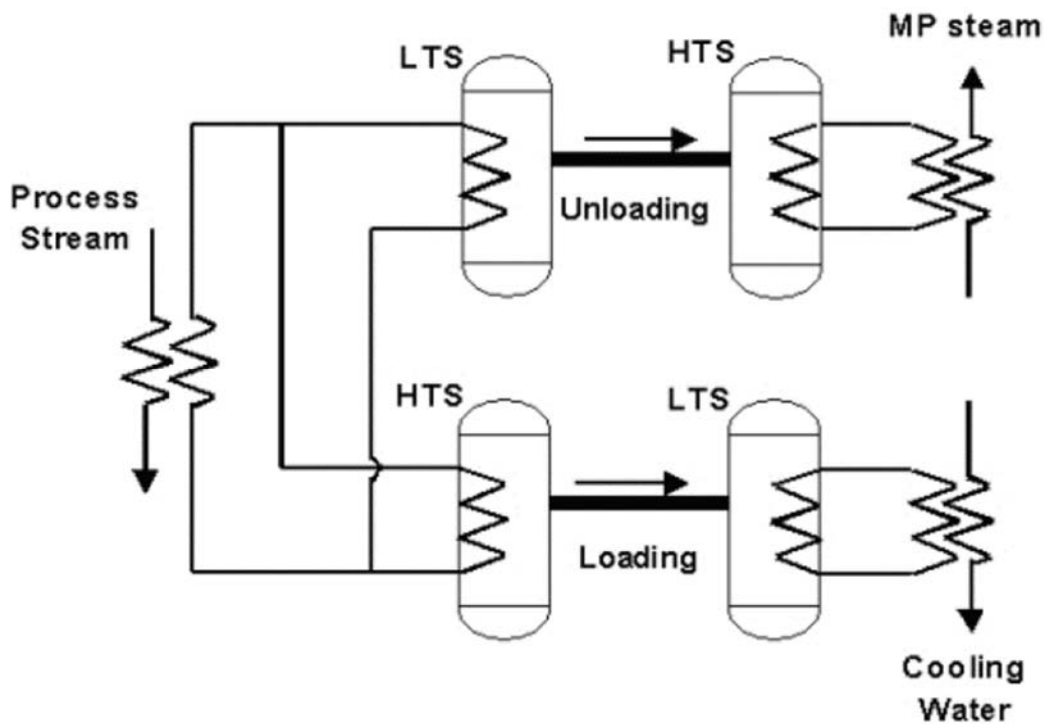


図 10-10：熱化学ヒートポンプトランスフォーマー



図 10-11：熱化学ヒートポンプ構成要素試験

図 10-11 は、サイクリング実験の間に、熱の取り込みと解放を塩類で測定するために用いられる反応炉要素の写真を示す。研究室規模の実験は、必要な動作温度と温度上昇が達成されることを、示した。ビジネスケースは、ポジティブな経済結果を示す化学・精製産業からの産業のエンドユーザーによって、評価された。重要な必要条件は、主要な挑戦であるエネルギー密度である。

10.4.2 ハイブリッドシステム

熱化学ヒートトランスフォーマー

このシステムは、正規の熱化学ヒートポンプの拡張である。この拡張は、運転温度に関してシステムに柔軟性を加える圧縮機から成り、そして、より重要なことには、圧縮機のないシステムより低い温度の排熱の使用を可能にする。

この適用に対する最終的な必要条件は、以下の通りである：

- 圧縮機と温度範囲 50 - 150℃における排熱によって駆動される；
- プロセス熱温度が排熱温度より少なくとも 50℃高い条件で、250℃まで温度範囲のプロセス熱を提供する；
- システム効率（プロセス熱出力/排熱入力）>25%、運転温度に依存する、（平均）電力基準 COP > 5；

図 10-12 は、このハイブリッド概念の熱力学概念（右側）とバッチ・タイプ運転条件の下で圧縮機を試験するために用いられたセットアップの写真(左)を示す。

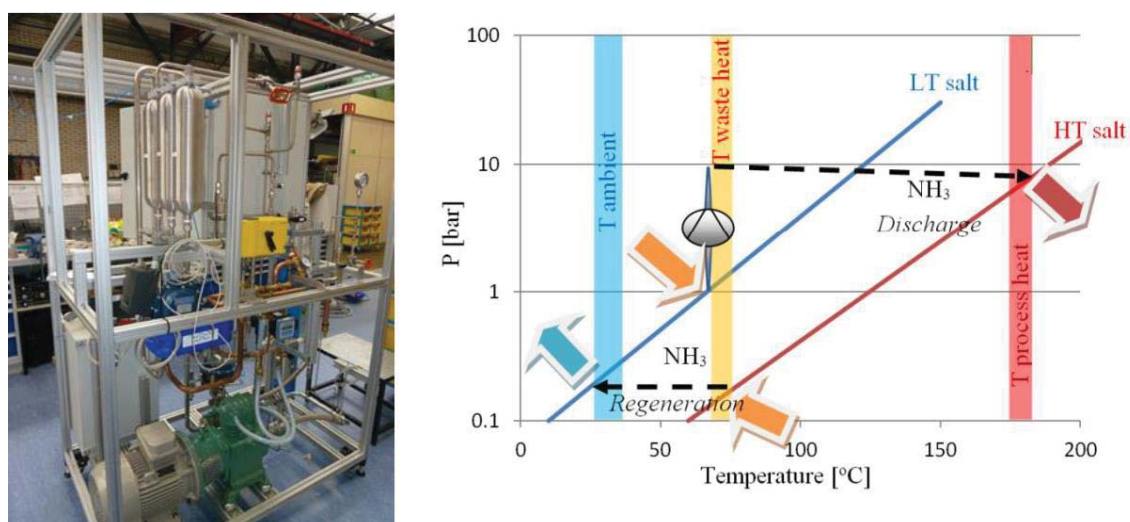


図 10-12: ハイブリッド熱化学—圧縮ヒートポンプ試験

圧縮再収着ヒートポンプ

通常、熱が、一定温度で、加えられるか、取り出されるならば、ヒートポンプは最もよく作動する。しかし、熱が加えられるか、取り出されて、流れの温度が変わる所では、いくつかの応用が存在する。ヒートポンプの作動流体が同じ温度すべりを持たない限り、作動流体の温度すべりを超える温度差は、熱交換器の上に追加のエクセルギー損失に至る。この原理は、圧縮再収着 (CR) ヒートポンプに適用される。CR ヒートポンプにおいて、作動流体は共沸の混合物、通常、アンモニア水ある。作動流体の温度すべりがプロセス流れにおける温度すべりに最適に調和するまで、この混合組成は調節される。そのサイクルは、過熱されるべき産業排熱流の温度すべりに一致する、再吸収器における温度すべりを示すために、設計されることができる。特定の運転条件に対して、サイクル性能は、蒸気圧縮式サイクルに比べてかなり良い。このサイクルの主要な問題は、無給湯湿り蒸気圧縮に適したものであるべきで、受け入れられる断熱効率を示さなければならない圧縮機である。ハイブリッドエネルギーは、液体と蒸気を分離し、これらを別々に圧縮することによって、この問題を解決する。混合物を圧縮できる圧縮機が利用できるならば、より高い効率が得られる。これらの圧縮機は、高い圧縮比に、および、液体の圧力を増加させると同時に蒸気を圧縮することに、適していなければならない。圧縮機は、さらに、液体の残り物に敏感ではない。デルフト工科大学における開発の主な目標は、圧縮収着ヒートポンプにおける運転に適した湿り蒸気圧縮機である。

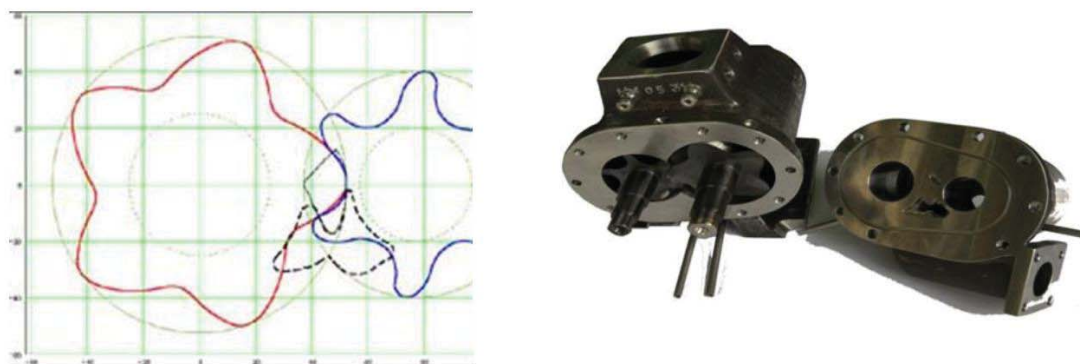


図 10-13 : 圧縮の原理と圧縮機のプロトタイプ

さらに、従来の熱交換器と比較してずっとコンパクトである新しいマルチチャンネル・再/吸収器の開発に、大きな努力が注ぎ込まれた。

10.4.3 電氣的、ガス燃焼熱音響システム

TA 熱ポンプの作動原理は、上で記述された。TA システムが、作動媒体として貴ガスを使うので、これらのシステムは普通の圧縮または収着ヒートポンプと違った広範囲にわたる温度で適用されることができる。TA システムのこの特性を使用して、2つの異なる駆動方式（機械式およびガス燃焼式）による2つのタイプのヒートポンプを開発している。

10kW の機械的に駆動されるシステムは、ECN とブロンズベルグヒートトランスファーによって開発され、図 10-14 に示される。

このシステムは、現在、試験されて、この会議で別の論文の題目となる。



図 10-14: 電氣的に駆動される熱音響システム

熱音響システムは、高温の熱（例えば、ガスバーナーで発生する）によっても、駆動される。ここでの最大の挑戦は、ガスバーナーから熱音響システムへと熱を移すことである。以下の図 10-15 は、このシステムの熱力学的表現(左)と熱い煙道ガスによって加熱された実験的な熱音響エンジンの写真を示す。

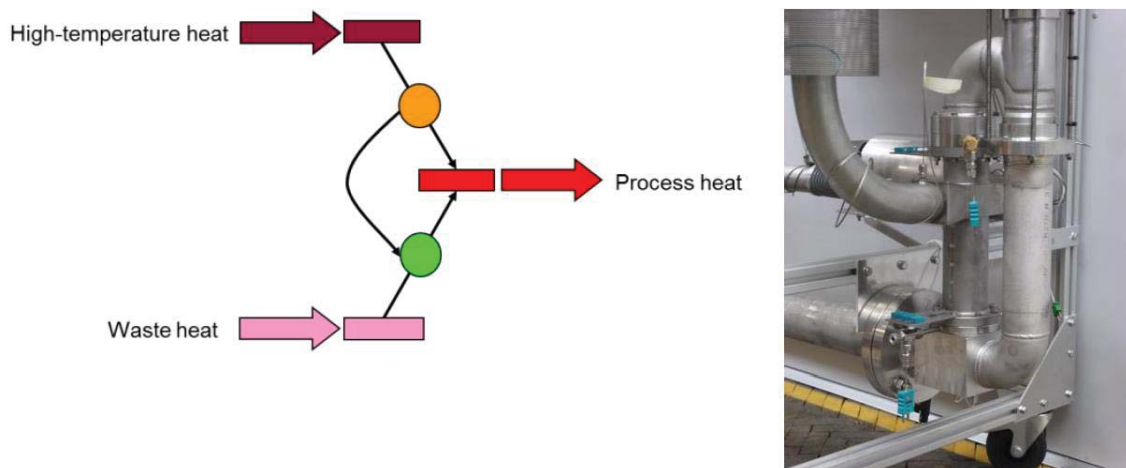


図 10-15: ガス燃焼式 TA ヒートポンプに対する熱力学的概略図(左)とエンジン部品の写真

両方のシステムには、加圧した共鳴器の構造健全性限界以外の、運転温度に関して、実質的に制限はない。さらに、大きな温度上昇を生成することができ、これは、これらの一般的な概念が多種多様な応用に適用され得ることを意味する。

10.4.4 圧縮収着ヒートポンプのためのミニチャンネル熱交換器

化学と精製における最近の分離プロセスは、大量のエネルギーを消費する。上昇しているエネルギー費用は、エネルギー効率の改善を要求する。エネルギー消費の著しい低減が、熱の分離プロセスからの除去と分離プロセスへの供給のための革新的ヒートポンプ概念を用いることによって、予想される。研究は、伝統的な蒸留と新奇なヒートポンプ技術からなる完全に統合化されたシステムに通じなければならない。移動する熱量は、ミニチャンネルテストセクションの入口と出口において、質量流量、温度および圧力を測定することにより決定する。このデータと流体特性ライブラリの利用から、熱・物質輸送係数を決定できる。また、圧力低下も測定できる。

プロジェクトのゴールは、体積に対して高い熱伝達率と大きな表面積を達成することである。これは、投資コスト低減とヒートポンプシステムの最適化に至らなければならない。0.5 から 2mm (参照としてのそれぞれ 5 本 1.6mm のチューブ) へのミニチャンネル試験は、0.5 から 2 mm までの 4 つの直径と各一つが 6mm の 5 つの長さを用意した。



図 10-16: ミニチャンネル熱交換器

10.5 熱統合蒸留塔

仕事の大部分は、デルフト工科大学によって引き受けられ、一部は、第 10 回ヒートポンプ国際会議のための論文において発表された。それは、ヒートポンプ技術の蒸留塔への統合に関する。特定のケースでは、プロセスを 2 つの部分に分けることが可能である。一つの例は、精製部と回収部がお互いから分離されて、熱を交換することができる蒸留塔である。熱を交換するために、精製部は、より高い温度、したがって、回収部より高い圧力において、作動しなくてはならない。これは、回収部の頂上と精製部の底における膨張弁の間に圧縮機を設置することによって、達成される。圧縮収着ヒートポンプと比べた可能性のある利点は、一つの温度駆動力の欠如である。HIDiC の操作の原則は、図 10-17 に示される。

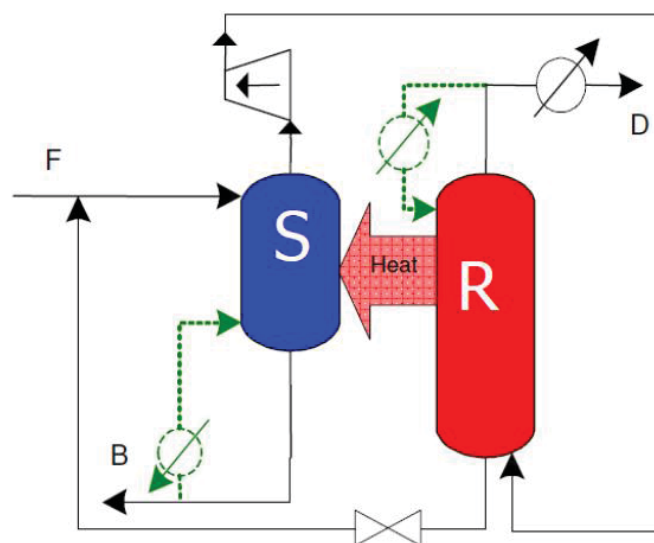


図 10-17: 概略図

回収部の頂上からの蒸気は圧縮されて、精製部に向けられる。精製部において、蒸気は凝縮し、そして、回収部の頂上に戻される内部の還流をつくる。凝縮熱は、回収部側で液体を蒸発させるために使用される。通常、リボイラーの任務はゼロに近くなり、そして、小規模の外部の逆流が必要な蒸留液純度を生じるために、精製部の頂上において必要とされる。恒常的な分離作業のための圧力比率の最適化は、圧縮機の電力コストと圧縮機およびHIDiC 蒸留塔への投資コストとの間のバランスに基づく。HIDiC 構成は、VRC と比較して、電気料金をさらに 25-35%低減することができ、そして、年間の合計コストを 10-20%低減した。既存のプラントのシミュレーション研究が、エネルギー集約型の蒸留塔の熱力学的効率を内部熱統合によって高めることに集中しているデルフト工科大学によって、行われた。シミュレーション研究において、基準ケースとして、プロピレン/プロパン分離器を取り上げ、内部的に熱統合された蒸留塔 (HIDiC) は、従来のヒートポンプに支援された蒸留塔の運転に関連したエネルギー必要量と比較して、省エネルギーのために著しく大きな可能性を提供する。プロピレン/プロパン分離器の精製部は、回収部より 2 倍多くのステージを含む。そして、いくつかの熱結合の可能性を意味し、そして、それは HIDiC の熱効率に強く影響しているように見える。

精製部の上部において同じ数のステージで熱的に相互接続された回収部ステージを備えた構成は、最も効率的な構成として浮かび上がった。そして、最新のヒートポンプによって支援された塔と比較して 30~40%の範囲でエネルギー使用の低減を可能にし、運転圧縮比と熱伝達面積の必要性との間のトレードオフに従った。後者は、重要な制限因子である。一般に、HIDiC の際立った特徴は、それが、かなり減少した総塔高さにおいて、蒸気再圧縮と断熱運転の長所を結合し、そして、したがって、最もコンパクトで、熱の省エネルギー可能性に関して、蒸留塔の究極の設計の例と考えられるかもしれないという事実である。

10.6 参考文献

- Landolina, 2012 Strategic Research Priorities for Renewable Heating & Cooling, Cross-Cutting Technology European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling; Many authors edited by Simone Landolina - European Renewable Energy Research Centres Agency, Manuscript completed in April 2012. Brussels, © European Union, 2012
- EU, 2013 Strategic Research and Innovation Agenda for Renewable Heating & Cooling, European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling, Manuscript completed in March 2013. ©European Union, 2013.
- Reissner, 2013 Reissner, F., Gromoll, B., Schäfer, J., Danov, V., Karl, J., 2013a. Experimental performance evaluation of new safe and environmentally friendly working fluids for high temperature heat pumps, European Heat Pump Summit, Nürnberg, Germany

以上