

## 1-9 広域常温熱輸送システムの研究

田中 洋一、田村 守淑、相見 優（東邦ガス株）

### 1. 研究の目的と概要

工場地域では製造過程において100℃以下の低温の熱が多量に発生する。しかし、製造現場における利用価値は少なく排熱としてほとんど使われていない。一方、その温度域の熱は一般家庭や事務所等の住居地域における冷暖房、給湯用の熱としては利用価値が高い。効率的な熱輸送法があれば、従来、工場地域で発生し廃棄していた熱を住居地域へ輸送し有効に利用することが可能となる。その結果、省エネルギー、CO<sub>2</sub>の低減、都市部のヒートアイランド現象の緩和に寄与できる。

図1に示すように、従来の温熱輸送では蒸気、温水を熱媒体とし、冷熱輸送では冷水を熱媒体としてパイプラインを用いた方式が取られている。これらの方法では放熱や圧損のために輸送距離が比較的短く、1～2 km程度が限度であると考えられ、遠隔の熱需要地まで熱を輸送することは難しい。また、この方式は放熱分も含めて多量の熱媒体を輸送するために、大きなパイプラインが必要であり、多大な建設コストと搬送動力が必要な輸送方式となっている。

工場地域で発生する低温排熱を効率的に住居地域に輸送し、有効に熱利用できる技術として溶液による熱輸送システムが注目されている。本システムは図2に示すように工場などで発生する低温の排熱を常温の冷媒で、パイプラインを用い輸送し、熱需要地において蒸発、吸収作用により、冷熱と温熱を得るものである。本システムは熱媒体を常温で輸送するため放熱がなく、従来の熱輸送法に比べ、長距離輸送、高効率輸送の可能性はある。

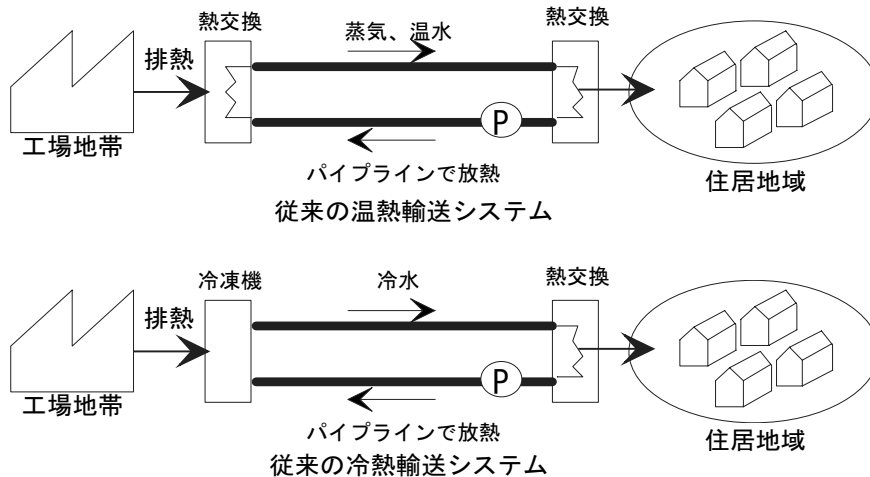


図1. 従来の熱輸送システム

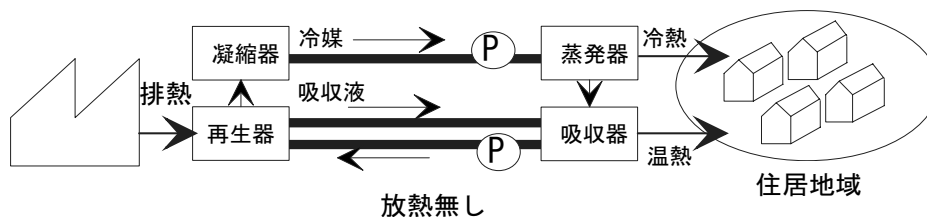


図2. 溶液による熱輸送システム

本研究の目的は、冷媒としてアンモニアを、吸収液として弱アンモニア水溶液を用いた熱輸送システムの実現性を、原理機を用いた実験やシミュレーションにより検討することである。

## 2. フェーズ I の成果

### 2-1. 目的及び目標

常温熱輸送システムの理論検討による実現性確認をフェーズ I の目的とする。

この目的に基づき、次の目標を設定する。

#### ① 常温熱輸送のフィジビリティスタディによる目標設定

従来の熱輸送システムと常温熱輸送システムについてフィジビリティスタディを行ない最大輸送距離を調べる。次に、両者を比較して、常温熱輸送の潜在能力を見極め、常温熱輸送実用化のための目標設定を行なう。

#### ② 原理機の基本仕様を決定するためのサイクル計算

熱発生地での低温排熱を遠隔の住居地域等で冷暖房、給湯として利用する場合について、熱利用条件を満たすシステムが可能かどうか詳しく調べる。

#### ③ 原理機の設計および製作

フェーズ II にて、常温熱輸送システムの実現性を検討するための原理機の設計、要素部品の製作を行う。

#### ④ 原理機の性能シミュレーション

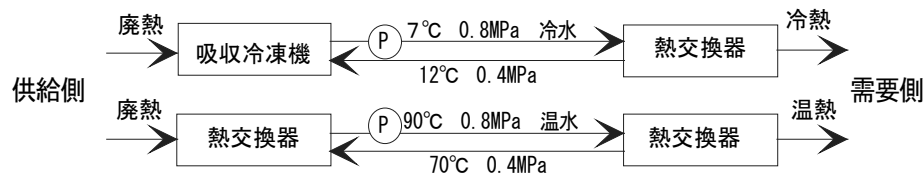
常温熱輸送システムにおいて、冷房、暖房、給湯、それぞれの熱需要における性能と、冷暖房と給湯を同時に行ったときの性能を、シミュレーションを用いて調べる。

### 2-2. 方法及び結果

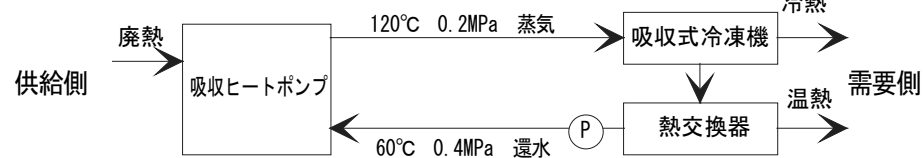
#### ① 常温熱輸送のフィジビリティスタディによる目標設定

図 3 に示す 3 種類の従来の熱輸送システム：ケース 1（冷温水 4 管供給方式）、ケース 2（蒸気 2 管供給方式）、ケース 3（冷水蒸気 4 管供給方式）、および常温熱輸送システムについて、圧力損失、放熱、パイプライン建設コストの観点から、熱輸送可能距離を算出した。

ケース 1：冷温水 4 管供給方式



ケース 2：蒸気 2 管供給方式



ケース 3：冷水蒸気 4 管供給方式

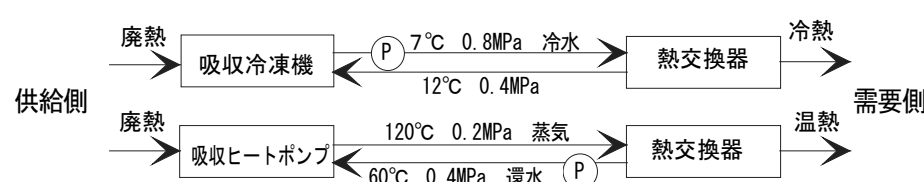


図 3. 従来の熱輸送システム

熱の需要家数を 1000、2000、3000 世帯としてフィジビリティースタディを行った。このうち 3000 世帯の結果を表 1 に示す。従来の熱輸送システムでは最大で 3km 程度しか熱を輸送できないのに対し、常温熱輸送システムでは 12km 程度の熱輸送が可能であることが分かった。また、常温熱輸送システムでは、パイプラインの口径を従来システムの 1/4 程度にできることが分かった。

以上のことから、常温熱輸送システムの熱輸送距離の目標を 10km 以上と設定した。

表 1. 各熱輸送システムの熱輸送可能距離 (3000 世帯を想定)

	総合	物理的境界 (放熱、圧損)	採算性による限界 (パイプライン建設コスト)
常温熱輸送システム	12 km	6,000 km	12 km
従来システム (ケース 1)	3 km	15 km	3 km
従来システム (ケース 2)	0.6 km	0.6 km	8 km
従来システム (ケース 3)	0.6 km	0.6 km	3 km

## ②原理機の基本仕様を決定するためのサイクル計算

図 4 に常温熱輸送システムとして最も単純な基本システムを示す。本システムは熱需要側に蒸発器と吸収器、熱供給側に再生器・精留塔、凝縮器で構成され、アンモニア冷媒、アンモニア水溶液を送るパイプライン、ポンプで構成されている。熱供給側において再生器・精留塔で低温排熱が投入され、アンモニア冷媒、アンモニア水を輸送する際、アンモニア水の濃度差によってエンタルピーを熱需要側に送り、冷熱・温熱として取出すシステムである。

アンモニア冷媒溶液は蒸発器で蒸気に相変化する際に冷熱を発生し、これを冷房用に利用する。蒸発器で発生したアンモニア蒸気は吸収器においてアンモニア水溶液に吸収され、吸収熱が発生する。この吸収熱を暖房・給湯用に利用する。ここでアンモニア水溶液はアンモニア濃度が濃い強溶液となる。吸収器において吸収作用を継続するには濃度の薄い弱溶液に再生する必要があり、強溶液は再生器に送られる。アンモニア水溶液はパイプライン上において外気によって冷却される。パイプラインは十分長いので再生器の入口においてアンモニア水溶液は外気温と同じ温度になっている。再生器・精留塔では、アンモニアと水の沸点の違いを利用してアンモニア水からアンモニアの蒸留が行われ、アンモニア蒸気とアンモニア濃度の薄い弱溶液に分離される。蒸留の熱源として低温排熱が利用される。次に、精留塔からのアンモニア蒸気は凝縮器において冷却されてアンモニア溶液となる。パイプラインで輸送されるアンモニア溶液は、蒸発器入口において外気温と同じ温度となっている。当システムはこのサイクルが繰り返されるものである。

図 5 に基本システムのデューリング線図を示す。点 C が凝縮器、点 E が蒸発器の状態を示し、線分 CE は平衡状態を示している。点 Ain は吸収器入口、Aout は吸収器出口、点 Gin は再生器・精留塔の入口、点 Gout は再生器・精留塔の出口を示す。これらの 4 点で形成される四角形は溶液の状態を示し、線分 Aout-Gin、線分 Gout-Ain は溶液濃度の一定の線であり、それぞれ、強溶液と弱溶液の平衡状態に対応する。

この図において冷房用冷熱温度は蒸発温度、排熱温度は再生温度、凝縮器の冷却水や冷却空気の温度が凝縮温度に対応する。凝縮器の冷却は、通常、チラーなどで冷却した冷却水が使用される。しかし、ここでは、外気との熱交換によって凝縮するものとして、外気温を凝縮温度に対応させることにする。暖房用および給湯用温熱温度は吸収器の入口温度つまり吸収最高温度に対応する。

デューリング線図において、凝縮温度、蒸発温度、再生温度、吸収温度（吸収最低温度）の4つを決めれば、当サイクルが決定できることを説明する。凝縮温度が決まれば点Cが一意に決定する。同様に、蒸発温度によって点Eも一意に決定する。そして、凝縮器と再生器・精留塔の圧力は同じであるため、再生温度が決まると  $G_{out}$  が決まることとなる。 $G_{out}$  が決まると強溶液濃度が一定の線と蒸発圧力が一定の線の交点が吸収最高温度  $A_{in}$  である。次に、吸収最低温度（＝吸収器の冷却温度）を決めると吸収器の圧力が決まっているので  $A_{in}$  が決定できる。最後に、 $A_{in}$  を通る強溶液濃度の一定線と凝縮圧力の線の交点が  $G_{in}$  となる。

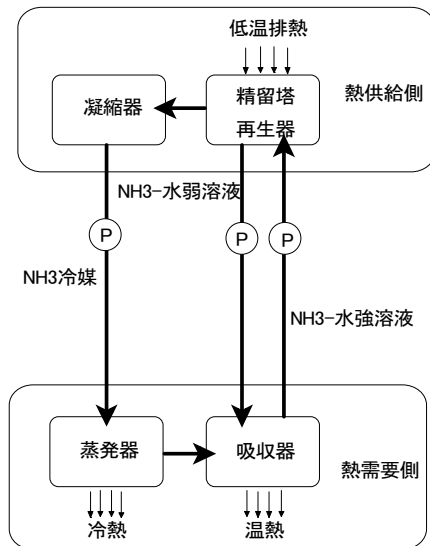


図4. 基本システムのフロー

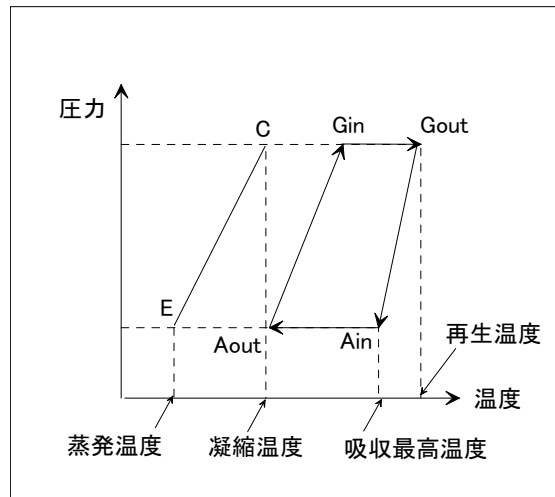


図5. 基本システムのデューリング線図

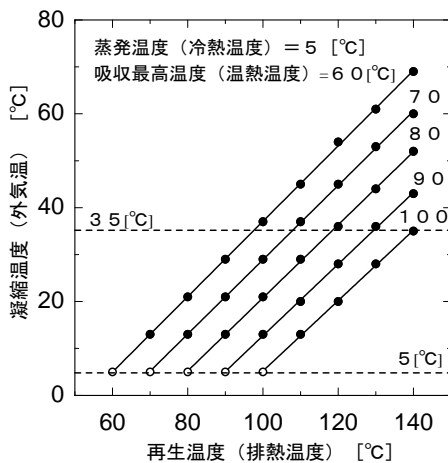


図6. 再生温度と凝縮温度の関係  
(吸収最高温度の影響)

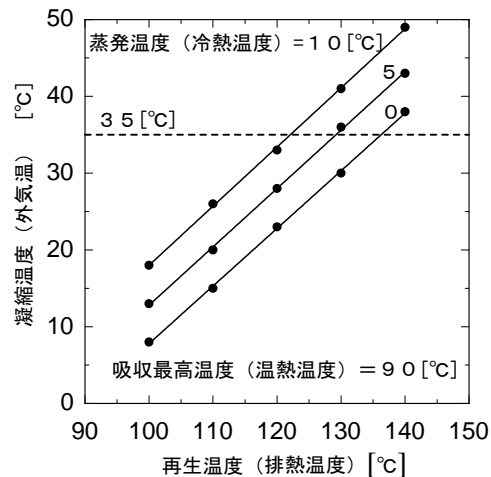


図7. 再生温度と凝縮温度の関係  
(蒸発温度の影響)

運転条件の基準ケースにおいて、基本システムが実現可能かどうか、また、実用可能な運転条件はどのような場合か検討を行った。図6は冷房が行われていることを想定し、蒸発温度を5°Cと固定し、吸収最高温度（吸収器内部の理論最大平衡温度）をパラメータとした場合の再生温度と凝縮

温度の関係である。給湯を行わない場合は、吸収最高温度はどのような温度であっても良いので、本サイクルは広い範囲で成立する。給湯時には吸収最高温度が 90℃程度であるから、排熱温度を 100℃とすると外気温度は 13℃以下でなければならないことが分かる。

図 7 は給湯が行われていることを想定し、蒸発温度をパラメータとし、吸収最高温度を 90℃と固定した場合の再生温度と凝縮温度の関係である。冷房が行われていない場合は、蒸発温度はどのような温度であっても良いので、本サイクルは広い範囲で成立するが、冷房時には蒸発温度が 5℃程度でなければならないので、前述と同様の制限がある。

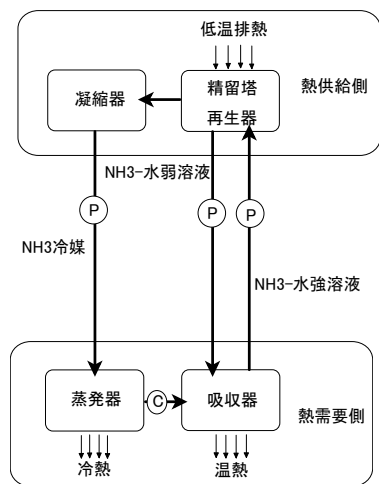


図 8. ハイブリッドシステムのフロー

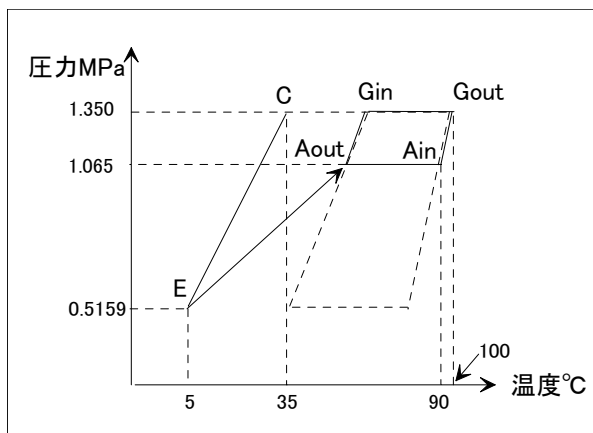


図 9. ハイブリッドシステムのデューリング線図

前述の制限を無くすため、図 8 のように蒸発器と吸収器の間に圧縮機を設置したハイブリッドシステムを考案した。図 9 に本システムのデューリング線図を示す。本システムにより外気温度に関わらず、冷房と給湯が可能となった。

③原理機の設計および製作

発生器 (=再生器)、精留器、凝縮器、溶液タンクから構成される熱供給側プラントの原理機を設計、製作を行った。



図 10. 装置全体の外観

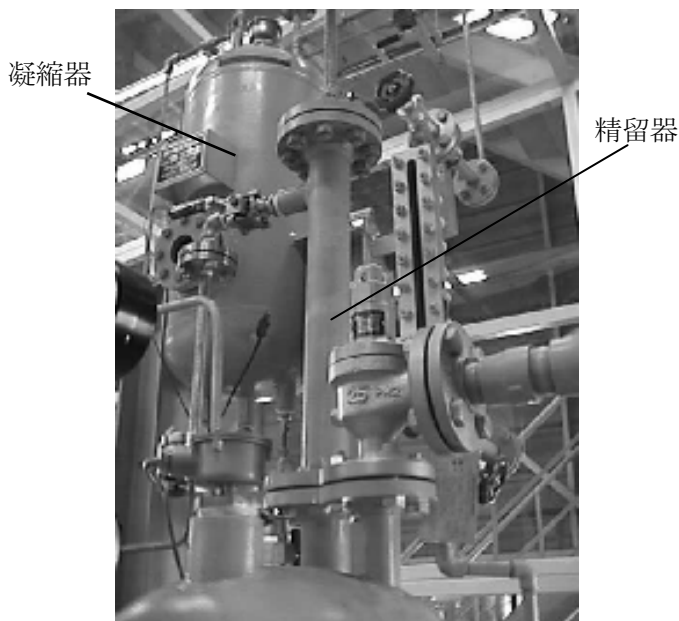


図 11. 精留器、凝縮器

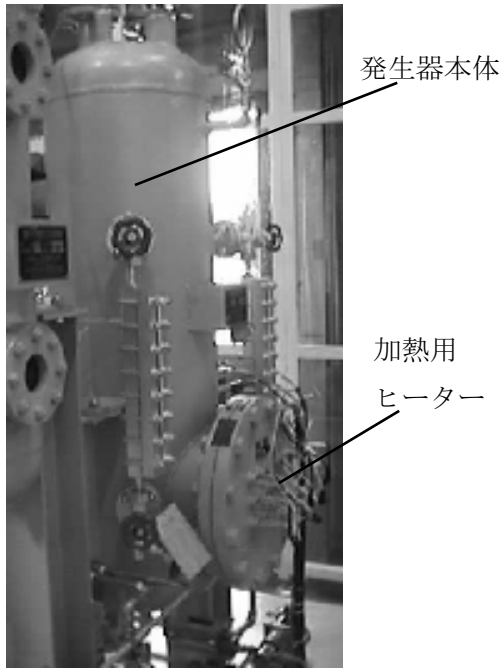


図 1 2. 発生器

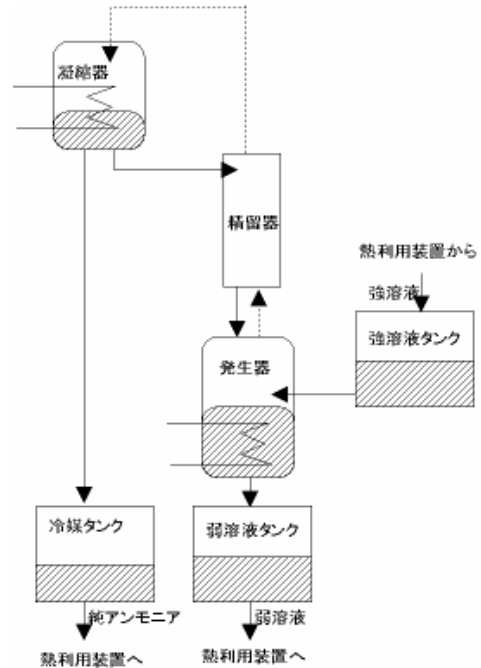


図 1 3. 熱供給側プラントのフロー

④原理機の性能シミュレーション

最初に、熱輸送システム全体についてシステムシミュレーションを実施し、外気温や温水温度が冷暖房出力や給湯出力に与える影響などを調べた。この結果、外気温が高いほどシステム全体の効率が高くなることや、温度が低い水から温水を作ると、熱輸送システムの利点を活かさないことなどが分かった。

次に、熱供給側プラント（図 1 3）、熱利用側プラント（図 1 4）について、個別に定常シミュレーションを行い、性能を把握した。

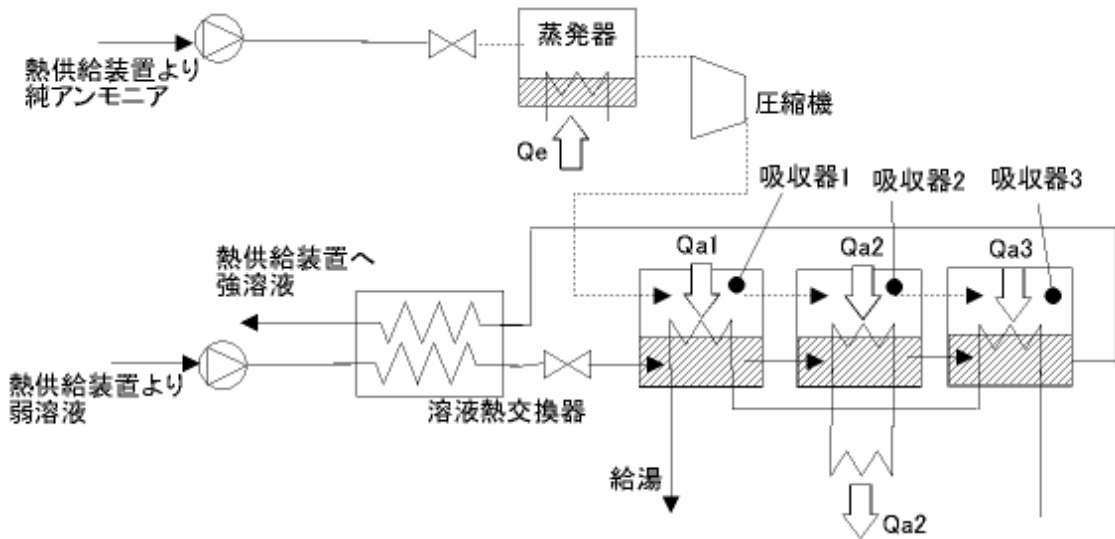


図 1 4. 熱利用側プラントのフロー

シミュレーションの結果、熱供給側プラントについては 1kg/h の強溶液を処理するために必要な排熱量を得た（図 1 5）。熱利用側プラントについては、冷房、暖房、給湯の各出力を得るために消費される弱溶液流量などを得た（表 2、表 3）。

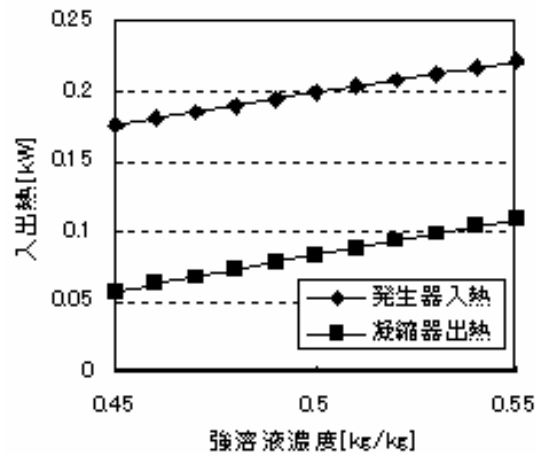


図 1 5. 熱供給側プラントの消費熱量(強溶液 1kg/h あたり)

表 2. 熱利用側プラントの性能

	出力	条件	必要な弱溶液流量
冷房のみ	1kW	気温 35°C	9.1 kg/h
暖房のみ	1kW	気温 0°C	10.9 kg/h
給湯のみ	1kW	気温 35°C	6.0 kg/h
冷房と給湯	冷房 1kW 給湯 1.4 kW	気温 35°C	9.1 kg/h
暖房と給湯	暖房 1kW 給湯 1.3 kW	気温 0°C	15.0 kg/h

表 3. 熱利用側プラントの運転状態

	圧力比	冷媒流量/弱溶液流量	強溶液濃度
冷房のみ	1(圧縮なし)	0.35	0.51
暖房のみ	3	0.25	0.47
給湯あり	5	0.35	0.51

### 2-3. 考察及びフェーズ I のまとめ

- ①パイプラインの圧力損失や、放熱損失の検討を行い、従来システムに対する常温熱輸送システムの優位性が明らかになった。
- ②サイクルシミュレーションにより、常温熱輸送システムの動作点が明らかになった。
- ③熱供給側プラント、熱利用側プラントの詳細な定常計算により、常温熱祖雄システムの性能が明らかになった。

## 3. フェーズ II の成果

### 3-1. 目的及び目標

熱輸送システムの原理機性能評価と実現性確認をフェーズ II の目的とする。

この目的に基づき、次の目標を設定する。

### ①熱供給側プラントの性能把握

熱供給側プラントの性能特性について、原理機を用いて性能試験を行うとともに、熱供給側プラントの非定常シミュレーションモデルを構築する。

### ②熱利用側プラントの性能把握

熱利用側プラントの非定常シミュレーションモデルを構築し、シミュレーションを利用して性能を把握する。

### ③常温熱輸送システム実用化のための課題抽出

これまでの研究成果から、常温熱輸送システム実用化のための課題を抽出する。

## 3-2. 方法及び結果

### ①熱供給側プラントの性能把握

熱供給側プラントの原理機を用いた実験により、100℃以下の温度で所定の濃度(99.8%以上)のアノモニア冷媒が得られることが確認できた(図16)。凝縮機内部に高濃度アノモニアが溜まるに依り、再生器内部のアノモニア水溶液の濃度が低下する様子を図17に示す。

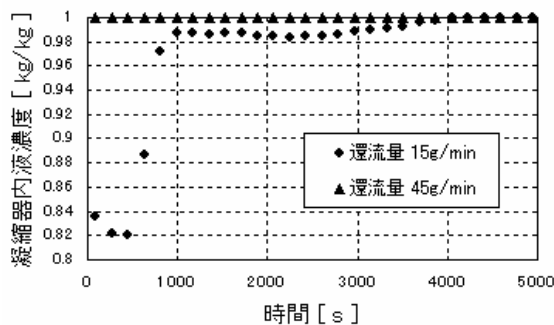


図16. 凝縮器内のアノモニア濃度

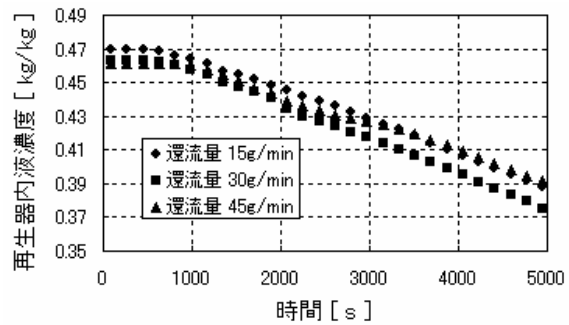


図17. 再生器内のアノモニア濃度

また、熱供給側プラントの非定常シミュレーションモデルを構築し、実験値とシミュレーション値が合致することを確認した。

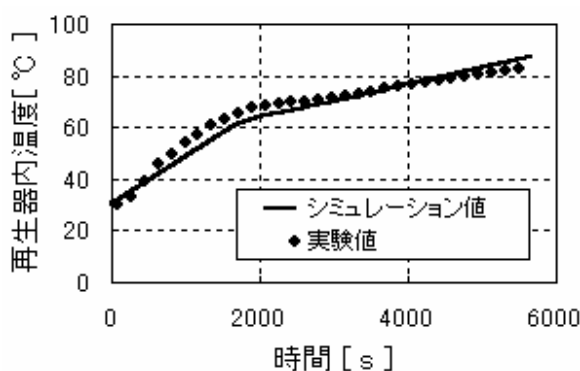


図18. 再生器内温度のシミュレーション値

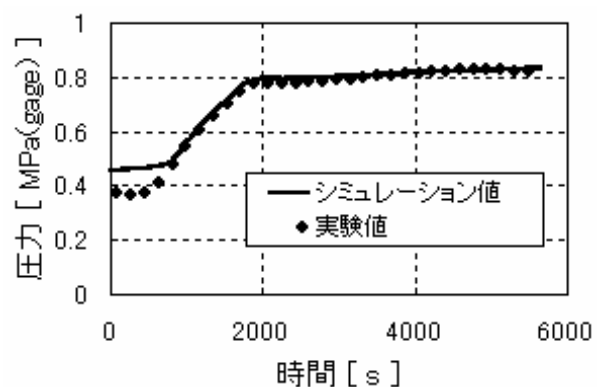


図19. 凝縮圧力のシミュレーション値

### ②熱利用側プラントの性能把握

熱利用側プラントの非定常シミュレーションモデルを構築し、冷暖房時に給湯を開始した時に、熱利用側プラントがどのような挙動を示すかを調べた。その結果、冷暖房時においても給湯が可能であること、給湯を開始すると冷暖房能力が変化することが分かった。



図 20、21 に、冷房中に給湯を開始した時の、給湯能力および温度の変化、冷房能力および温度の変化を示す。また、図 22、23 に、暖房中に給湯を開始したときの、給湯能力および温度の変化、暖房能力および温度の変化を示す。

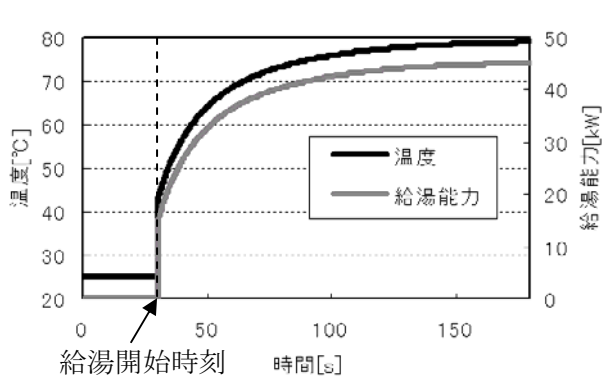


図 20. 給湯立ち上がり特性

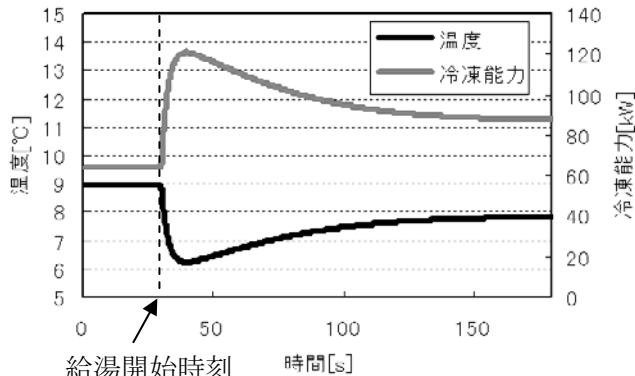


図 21. 冷房能力の変化

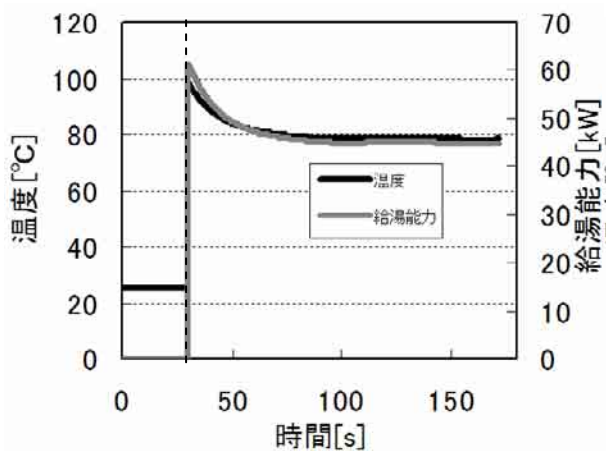


図 22. 給湯立ち上がり特性

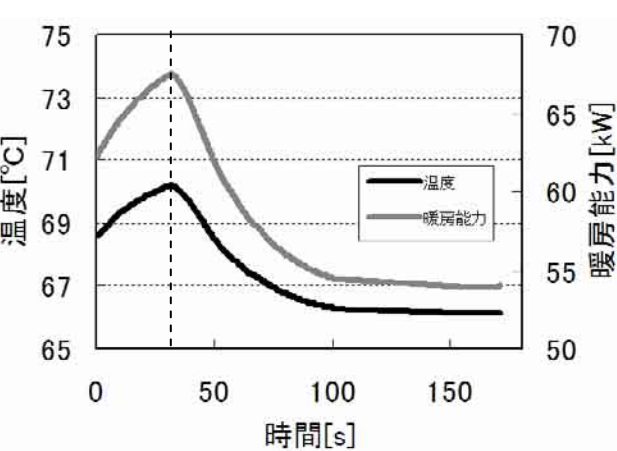


図 23. 暖房能力の変化

### ③ 常温熱輸送システム実用化のための課題抽出

1 世帯の家庭の冬期、中間期、夏期熱負荷をそれぞれ図 24、図 25、図 26 と仮定した。この熱負荷において、3000 世帯分の冷暖房、給湯用のエネルギーを供給すると、弱溶液輸送用、冷媒輸送用、強溶液輸送用のパイプラインの輸送能力は、それぞれ 78.2[t/h]、27.4[t/h]、105[t/h] となることが分かった。また、表 4 に冬期、中間期、夏期における弱溶液、冷媒液、強溶液の輸送量の平均値を示す。パイプラインは、平均量を大きく超える輸送能力が必要であり、パイプ口径も大きくなる。このため、パイプ中に保有されるアンモニア量も増加し、アンモニア漏洩対策用の安全装置が問題となるであろう。

図 27 に、暖房、冷房、給湯の出力の合計値を、圧縮機仕事で割った値を示す。この値は、排熱をエネルギー消費量に入れずに計算した常温熱輸送システムの COP である。常温熱輸送システムは、冷暖房、給湯出力が同時に取り出されるため、冷暖房、給湯需要のバランスが理想的な時と、そうでない時で大きく COP が変化する。COP は、冬期より夏期の方が高い傾向にあり、夏期で平均 5.2、冬期で平均 3.3 である。この値を更に大きくするには、冷暖房、給湯出力の割合を考慮した運転が必要となるであろう。

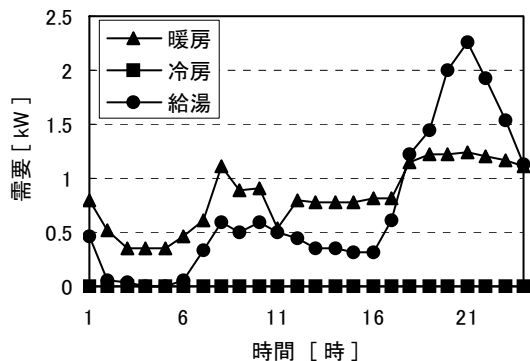


図 2 4. 冬期熱負荷

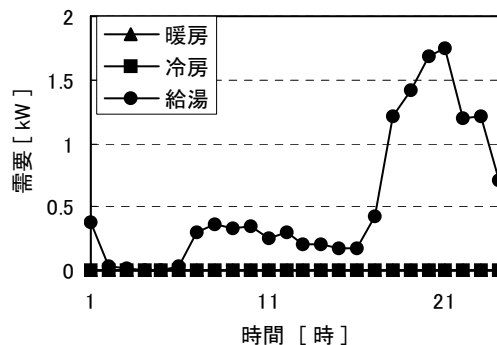


図 2 5. 中間期熱負荷

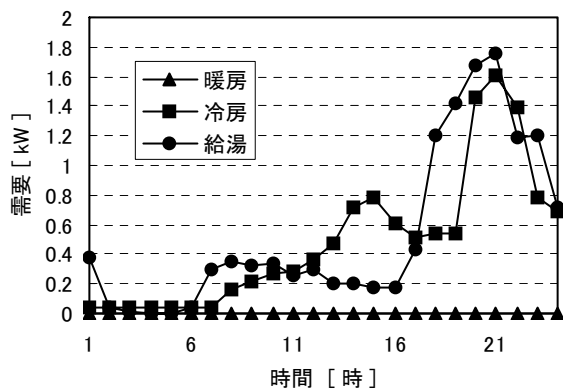


図 2 6. 夏期熱負荷

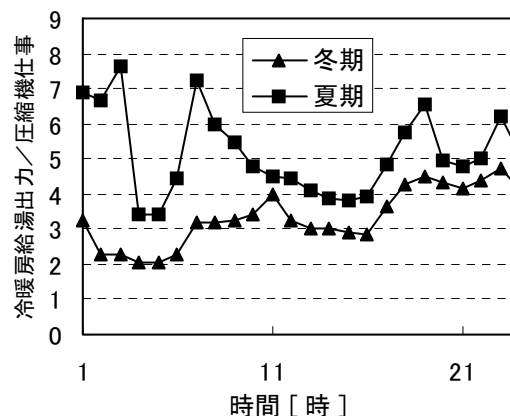


図 2 7. 圧縮機仕事の割合

表 4. 平均溶液輸送量

	弱溶液 [t/h]	冷媒 [t/h]	強溶液 [t/h]
冬期	39.6	13.9	53.4
中間期	9.5	3.3	12.9
夏期	13.3	4.7	18.0

### 3-3. 考察及びフェーズIIのまとめ

- ①熱供給側プラントの原理機を用いた実験により、100℃以下の温度で所定の濃度(99.8%以上)のアンモニア冷媒が得られることを確認した。
- ②熱供給側プラント、熱利用側プラントの非定常特性が明らかになった。
- ③常温熱輸送システム実用化のための課題を抽出した。

### 4. 成果の達成度

常温熱輸送システムの実現性について、原理機を用いた実験、定常モデルを用いた性能把握、非定常モデルを用いた特性把握などを通じ検討を行った。いずれの検討においても、常温熱輸送システムが原理的に不可能であるという結論は得られなかった。

当初予定の検討項目は、全て完了したことから達成度は 100%である。

## 5. 今後の課題

常温熱輸送システムは、地域全体での省エネルギーを推進するためのシステムであり、規模が大きいものであるから、行政の動向や、地域の省エネルギーに対する動向をふまえ検討を行う必要がある。