

水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの開発

2005 年度

小関 多賀美

目次

第1章 序論	1
1・1 地球環境からの蓄熱システムの要請.....	1
1・2 水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの概念.....	2
1・2・1 ピークカット運転方法.....	5
1・2・2 ピークシフト運転方法.....	6
1・3 従来の研究.....	6
1・3・1 水や氷を用いた蓄熱システム.....	6
1・3・2 水素吸蔵合金.....	7
1・3・3 水素吸蔵合金の応用事例.....	7
1・3・4 水素吸蔵合金を用いたヒートポンプ.....	8
1・3・5 水素吸蔵合金を用いた蓄熱.....	11
1・4 研究の目的.....	11
1・5 論文の構成.....	12
記号.....	16
第2章 熱交換器の試作と性能評価	21
2・1 はじめに.....	21
2・2 蓄熱槽の試作.....	21
2・2・1 蓄熱量.....	21
2・2・2 熱通過率の推定.....	23
2・3 実験装置の構成と実験方法.....	24
2・3・1 実験装置の構成.....	24
2・3・2 実験方法.....	24
2・4 実験結果.....	25
2・4・1 水素流量.....	25
2・4・2 温度.....	26
2・4・3 槽内圧力.....	26
2・4・4 水素移動量.....	26
2・4・5 蓄熱量.....	26
2・5 蓄熱槽の改良.....	28
2・5・1 ペクレ数の算出による蓄熱槽内における熱移動状態の確認.....	28
2・5・2 フィンによる伝熱面積の拡大.....	30
2・5・3 改良結果.....	31
2・6 まとめ.....	32
第3章 水素の利用効率を高める運転方法の検討	44
3・1 はじめに.....	44
3・2 無効水素量の概念.....	44
3・3 無効水素量を少なくする運転方法.....	46
3・3・1 温度平準化運転.....	46
3・3・2 総水素移動量増加運転.....	47
3・4 合金物性の測定.....	48
3・4・1 反応熱量.....	49
3・4・2 水素吸蔵合金の比熱.....	49
3・5 実験方法.....	51
3・6 実験結果.....	52
3・6・1 実験結果.....	52
3・6・2 無効水素量の検討.....	53
3・7 まとめ.....	54

第4章 ピークカット運転方法による蓄熱システムの性能評価	61
4・1 はじめに.....	61
4・2 ピークカット運転方法による蓄熱システム	61
4・2・1 システムの基本構成と運転方法	61
4・2・2 合金の選定	62
4・3 実験装置の設計仕様.....	63
4・4 実験方法.....	63
4・5 実験結果.....	63
4・5・1 空気調和のための冷水源としての性能.....	63
4・5・2 冷房能力.....	64
4・5・3 冷房時の水素移動.....	65
4・5・4 夜間の蓄熱性能	65
4・5・5 蓄熱密度.....	66
4・5・6 水素利用効率.....	67
4・6 成績係数(COP)による評価.....	68
4・6・1 成績係数の算出方法	68
4・6・2 実験によるCOP	68
4・7 電気量および料金の試算.....	69
4・8 まとめ	71
第5章 ピークシフト運転方法による蓄熱システムの性能評価	78
5・1 はじめに.....	78
5・2 ピークシフト運転方法による蓄熱システム	78
5・2・1 システムの基本構成と運転方法	78
5・2・2 合金の選定	79
5・3 実験方法.....	79
5・4 実験結果.....	81
5・4・1 空気調和のための冷水源としての性能.....	81
5・4・2 蓄熱量.....	84
5・4・3 電力の夜間移行率.....	84
5・5 成績係数(COP)による評価.....	84
5・6 電気量および料金の試算.....	85
5・7 まとめ	86
第6章 結論	97
参考文献	99
公刊論文目録	105

第1章 序論

1・1 地球環境からの蓄熱システムの要請

電力の需要は増加の一途をたどっている。この需要は、近年において、年間では夏に、1日では図 1.1 に示すように、午後 2 時からの 2~3 h の間に最大となる傾向がある^(1.1)。このような電力需要格差の増大は、発電設備の負荷率を低下させる。また、瞬時的に発生する最大負荷に対応した電源開発は、多大な投資を使って過剰な発電設備を造ることになる。このことが、さらに負荷率の低下をさらに助長する。

また、地球環境の観点から鑑みた場合には、石油や天然ガスの使用による一次エネルギーの損失や、発電にともなう地球温暖化ガスである二酸化炭素の放出の問題が生じる。

一方、オフィスビルや各種施設などにおいては、快適な居住空間を保つために空調が不可欠なものとして広く普及している。ここで、午後 2 時からの 2~3 h の間に最大となる電力需要は、一般にピークと呼ばれている^(1.2)が、このピークの主要因として、オフィスビルなどからの冷房需要の増加が挙げられる。

このことから、電力会社は、電力需要平準化のための対策技術として、蓄熱技術の普及を促進している^{(1.3) (1.4)}。電力会社では、電力需要が低くなる 22 時から翌日 8 時までの 10 h の電力料金を安価にする他、ピーク時に熱源機器を停止することで電力基本料金を割引にするなど、経済的效果を得易くしている^{(1.4) (1.5)}。

電力需要の少ない夜間に、余剰電力を何らかのかたちで蓄え、最大負荷（ピーク）の発生時に、これを使用すれば需要と負荷の平準化が行える。しかし、一般に電力の貯蔵は困難である。空気調和システムにおける蓄熱では、電力エネルギーを熱エネルギー（冷水や氷）に変換して蓄え、これを昼間の冷房時に使用する。実際には、空気調和システムに蓄熱体を組込み、負荷の少ない夜間に蓄熱を行い、昼間にこれを使用する。一方、従来から、空気調和用熱源機器の能力は使用中のピークを補うように決定されている。このため、蓄熱を行うことにより、ピーク削減分だけ熱源機器容量縮小を縮小できる。

ここで、冷水を得るための熱源機器として、ヒートポンプがある。ヒートポンプによる空調システムと蓄熱による空調システムは、主要な機器の構成はほぼ同じであるが、蓄熱による空調システムは、蓄熱材と蓄熱槽を余分に備えている。

両者の運転方法は大きく異なり，ヒートポンプによる空調システムでは冷房や暖房を行う時のみにシステムを運転する．これに対し，蓄熱による空調システムは，夜間の冷房と暖房は行わないが，システムの運転は行い，冷水や温水を得て，昼間の冷房や暖房時にこれを使用する．すなわち，ヒートポンプによる空調システムでは，システムの運転時間と冷水や温水の使用時間帯は同じになるが，蓄熱による空調システムでは，冷水や温水を得る時間帯と，使用する時間帯が同じではない．

蓄熱システムは，熱源機器の運転方法の工夫によって，以下に示すように，電気エネルギーの有効利用が可能で，運転費用や地球環境への影響に対して，大きな利点が見いだせるシステムである．

蓄熱システムの地球環境への貢献として，以下のことが考えられる^(1.6)．

(1)二酸化炭素原単位の削減

夜間における発電は，化石燃料の消費が相対的に多い火力発電の比率が小さくなる．このため，平成7年度の9電力会社の統計データによれば，昼間（8～22時）の燃料消費量原単位 1.65 kW/kWh と比較して，夜間（22～8時）は 1.33 kW/kWh と約2割小さくなる．この結果，二酸化炭素排出原単位は，昼間の 103 g-C/kWh に対して夜間は 83 g-C/kWh と約2割小さくなる．

(2)省エネルギー化による二酸化炭素排出量の削減

昼間と比較して温度が低下する夜間に冷凍機を運転することによって，冷凍機の効率が上がる．空調負荷に追従せずに熱源機器を定格運転することができるため，効率的であるとともに，機器の耐久性が向上する等の理由によって，省エネルギーを実現でき，結果として二酸化炭素排出量の削減が実現できる．

このように，蓄熱システムは，昼夜間の電力需要格差を平準化し，省資源と二酸化炭素排出量の削減に貢献する．

1・2 水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの概念

一般に，オフィスの空調システムで冷房に求められる温度範囲において，蓄熱材として取り扱われるのは，顕熱蓄熱材としての水と潜熱蓄熱材としての氷である．蓄熱

材として安価で、取り扱いが簡単な水を使用する事例が比較的多いが、顕熱を利用するため、大容量の蓄熱槽が必要となる。

そこで、蓄熱密度を高めることを目的として、氷による潜熱蓄熱が普及し始めている。しかしながら、氷の場合 0 以下の温度場を作り出す必要があり、冷凍機コストが高くなり、所用動力が増大する。また、水や氷を利用する蓄熱システムでは経時的な温度上昇を防ぐことは困難であるため、熱損失が生じる。

水素吸蔵合金（Metal Hydride 以下 MH とも記す）は、マグネシウム、チタン、ジルコニウム、バナジウム等の金属原子間に比較的水素を多く吸蔵する金属と、鉄やニッケル等などのように水素と反応しにくい金属との合金である。この合金は液体状態の水素よりも高密度の状態の水素を貯蔵することができる。

また、水素を吸収すると発熱して金属水素化物となり、水素を放出すると吸熱する特性を有する。水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムでは、この特性を利用して、熱を得る。

水素吸蔵合金を蓄熱材として使用した場合、水や氷と比較して、以下の利点が考えられる。

水素吸蔵合金は素材の割合によって任意の温度での蓄熱が可能となり、繰り返しの使用もできる等、蓄熱材としても十分な特長を備えている。

また、この蓄熱システムでは、水や氷を使用する蓄熱システムのように顕熱や潜熱を利用して熱エネルギーを蓄える場合と異なり、化学エネルギーとして熱を蓄えることになる。このため、経時的な熱損失が生じない。

さらに、水を用いる蓄熱システムでは冷房の負荷量に応じた量の冷水を貯えるためには比較的大容量の蓄熱槽が必要となるため、十分な容量を確保出来ないことが多く、特に既設ビルへの導入は困難な場合が多い。一方、水素吸蔵合金は、水の場合よりも大きな蓄熱密度が期待できる。また、従来のシステムでは、熱源機器と熱交換器が各々必要となるが、このシステムでは、熱源と熱交換器が同一であるためシステムのコンパクト化が可能である。吸発熱の機構が簡単であるため、システムが簡素化が可能である。

従来から冷水や氷を得るためにはクロロフルオロカーボン（いわゆるフロン）を使用する冷凍機器が使用されてきた。人工の化学物質であるフルオロカーボン類には、

化学的および熱的に安定性があり，低毒性，不燃性，非腐食性といった特徴がある．さらに，冷媒として優れた熱力学的特性を有していることから，すでに数多くの冷凍機やヒートポンプに使用されてきた．

しかしながら，フルオロカーボン類は，地球の成層圏のオゾン層を破壊するため，CFC（Chlorofluorocarbon）に関しては 1995 年に生産が全廃された．また，HCFC（Hydrochlorofluorocarbon）はオゾン層の破壊係数が CFC の 1/10～1/50 であるため，CFC に替わる代替フロンとされていたが，規制の対象となり 2020 年に生産全廃となっている．現在，代替品の中心は HFC（Hydrofluorocarbon）であり，これはオゾン層破壊係数は 0 だが，地球温暖化係数が高い^{(1.7) (1.8) (1.9)}．

このような地球環境問題への対応として，アンモニアなどを冷媒として使う研究も行われている^(1.10)．アンモニアは，オゾン層破壊係数が 0 で，地球温暖化係数は二酸化炭素よりも小さいため環境負荷は少ないが，法律上可燃性および毒性ガスに指定されていることから民生用への普及には信頼性と安全性の確立が必要であり，その研究は緒についたばかりである．

このように，フロン以外の冷媒を用いた冷凍機器の性能も十分ではない．一方，水素吸蔵合金蓄熱システムでは，フロンを使用しないシステムが構成できるため，環境保全性が高い．

ここで，水素吸蔵合金蓄熱システムの重要な構成要素となる水素と，環境問題について記しておく．近年，地球環境の保全を目的として開発されているエネルギー源として，太陽，水力，風力などの再生可能エネルギーの有効利用が考えられている．しかしながら，これら再生可能エネルギーは，希薄，間欠，偏在といった特質がある．そのため，この活用には，量的，時間的，地理的な制約伴う．また，これらは電力エネルギーへの変換されることが多いが，電力は貯蔵と長距離輸送に難点があることから新たな問題が生じる．

一方，水素は，

- (1)水から製造できるため，原料源が豊富である．
- (2)燃焼に使用した場合，水に戻るため，二酸化炭素の排出もなく環境保全性も優れる．また，体積比で約 1/3 の量で，天然ガスと同等の燃焼熱を有する．
- (3)再生可能エネルギーによって作られた電力エネルギーを，水素を作るための水分

解のためのエネルギーへ使用できる。

(4)ガス，液体，金属水素化物などの形態とすることで，貯蔵と輸送が可能になる。

(5)エンジン，燃料電池，タービンなどを用いることによって動力や電力へ変換できる。

などの特長を有する。このため，水素は再生可能エネルギーの利用に適したエネルギー媒体であると考えられる。

これらのことから，水素は，地球環境の保全と経済社会の持続的成長の両立の問題を解決するエネルギー媒体として，その普及と効果に期待が高まっている。この様な，水素を利用する水素吸蔵合金蓄熱システムの開発は，時代の要求に沿ったものであると考えられる。

水素吸蔵合金を使用して熱を得るためには，水素吸蔵合金への水素の移動が必要となる。本研究での水素の移動は，奈良崎ら^(1.11)や，Yonezuら^(1.12)，Kawamuraら^(1.13)の熱によって行う方式とは異なり，コンプレッサによって機械的に行う。一般に熱駆動方式は，工場廃熱など多量の高熱源が得られる場所には適しているが，一般のビルディングなどのように，多量の熱源や冷却水が得られない場所では圧縮式の使用が便利である。これによって，システムとして近傍に熱源を必要とせず，装置が簡素化でき，水素流量やシステム操作の制御が簡易になる。

基本的な蓄熱方式として，ピークカット運転方法と，ピークシフト運転方法がある。ピークカット運転方法は，電力ピーク時間帯において熱源動力を停止することによって，ピーク時間帯の電力需要の削減が行える。一方，ピークシフト運転方法では，昼間のピーク時間帯を中心とする負荷を夜間にシフトしてすることによって，熱源機器容量の縮小が計れる。

1・2・1 ピークカット運転方法

ピークカット運転方法に基づいた水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの概念図を図1.2に示す。システムは，水素吸蔵合金を充てんした熱交換器として機能する2つの蓄熱槽，水素を一方の蓄熱槽から他方の蓄熱槽へ移動させるためのコンプレッサおよびクーリングタワー等の冷媒冷却機器から構成される。

このシステムの運転方法を，以下に記す。安価な夜間電力でコンプレッサを稼働し，蓄熱槽1（以下，槽1）から，もう一方の蓄熱槽2（以下，槽2）へ水素移動を行う。

この時、槽 1 で吸熱、槽 2 で発熱するので、両槽間で熱交換して吸発熱を抑える。この方法は槽 1、2 間の圧力差が小さくなるので、コンプレッサの負荷を軽減するが、夜間は冷水が得られない。昼間は槽 2 の圧力が槽 1 の圧力を上回っているので、コンプレッサを使用せず、圧力差で水素移動を行う。この時、水素を放出する槽 2 から冷水が得られる。槽 1 の発熱は、クーリングタワー等で排出する。

1・2・2 ピークシフト運転方法

ピークシフト運転方法に基づいた水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムのプロットを図 1.3 に示す。システムは、ピークカット運転方法で示したものに加え、夜間に製造される冷水を蓄えるための水用の蓄熱槽から構成される。

このシステムの運転方法を、以下に記す。夜間は、コンプレッサを使用して槽 1 から 2 へ水素移動を行い、槽 1 から得られる冷水を蓄熱水槽に蓄える。昼間は、蓄熱槽間の圧力差とコンプレッサによる水素移動によって槽 2 から冷水を得て、夜間に蓄えた冷水と共に使用する。発生する熱は、昼夜間ともクーリングタワーで排出する。この方法では昼夜間とも冷水が得られるが、コンプレッサの負荷が比較的大きくなる他、蓄熱水槽が必要となる。

1・3 従来の研究

1・3・1 水や氷を用いた蓄熱システム

水や氷を蓄熱材として使用する蓄熱システムについては、学術論文として多くの報告がなされている^(1.14)。

水を使った蓄熱の研究例として、宮武ら^(1.15)^(1.16)は蓄熱槽の調査とこれに基づく蓄熱効率の予測式を示した。また、松島ら^(1.17)や、龍ら^(1.18)は実稼働中の蓄熱システムの実態調査と分析を行っている。

水による蓄熱と比較して氷による蓄熱の研究は比較的多い。松本ら^(1.19)^(1.20)、大平ら^(1.21)、Grandum ら^(1.22)は、蓄熱に使用する氷の形状、形態について研究している。笹尾ら^(1.23)や守谷ら^(1.24)は、製氷方法やその装置の研究を行っている。本郷ら^(1.25)は吸収性高分子ゲルを蓄熱材とした装置を製作し、システムとしての蓄熱方法の研究を行っている。斯波ら^(1.26)は蓄熱システムの最適な運用計画方法について研究を行ってい

る。馬場ら^(1.27)^(1.28)は、実証試験装置を製作し、水蓄熱システムの実用的な研究を行っている。

一方、工学上の特許は、近年においても蓄熱システムの運転方法^{(特.1)~(特.14)}、効率的な蓄熱槽の構造や蓄熱方法^{(特.15)~(特.18)}、製氷装置^(特.19)など多くあり、実用的な段階で、既に普及されている技術であることが分かる。

1・3・2 水素吸蔵合金

水素吸蔵合金の製造、物性、性能、機能としての研究事例として、川端ら^(1.29)は、水素吸蔵合金を、新たに考案した方法によって素材から製造し、高純度原料から作成した合金と同様の水素吸蔵能を得た。この方法によって、より安価で高性能の水素吸蔵合金の製造が可能であることを示している。吉田ら^(1.30)は、La Ni₅-水素系の水素吸蔵合金の、圧力-組成-等温線は活性化温度を含めた温度履歴の影響を大きく受けることを明らかにしている。

Yoshida ら^(1.31)は、水素吸蔵合金の平衡水素解離圧力と水素化金属の組成・温度との関係を吸収、脱着の各サイクルで測定した。

Bjurstroem ら^(1.32)は、圧力-組成-温度の関係を示す半経験式を示した。

Evans ら^(1.33)は、80~140 の温度範囲において水素の吸収について調べた。得られた結果は圧力の遷移を予知するのに有効であった。

1・3・3 水素吸蔵合金の応用事例

水素吸蔵合金の応用への研究事例として、主に水素の貯蔵・輸送用のための合金の容器、低温度熱源（冷暖房システム用のヒートポンプ等）や太陽熱の有効利用のための媒体、水素を燃料とする自動車や燃料電池への水素吸蔵剤としての利用、水素吸蔵合金から発生する水素圧を利用したアクチュエータなどが挙げられる。

水素の貯蔵・輸送用合金としての研究例として、Nasako ら^(1.34)は、反応容器の寿命時間延長を目的として、合金の膨張によるステンレス容器表面に発生する応力を測定した。

Lloyd ら^(1.35)は、モデルを用いて特定の熱交換器設計がシステム性能に与える影響を検討した。モデルは動力学的挙動の影響を予想するには使えなかったが、合理的運転

方法を確認する事は可能であったことを示している。

Suda ら^(1.36)は、等温条件下での金属水素化物の反応速度研究のための反応器を設計した。この反応器では、水素化物ベッドの温度は熱交換システムと比較して ± 0.1 以内に保たれることを示している。

関口ら^(1.37)は、太陽電池を利用した簡易水素吸蔵システムと、このシステムのための水素吸蔵合金容器を設計、試作した。水素吸蔵合金には La Ni_5 を使用し、容器は、合金を交換可能とするために熱交換器を内蔵していない。実験の結果、このシステムが太陽電池を用いたエネルギー貯蔵装置として有用であることを示している。

Sapru ら^(1.38)は、気体燃料として使用する水素を製造、貯蔵する小型装置の概念設計を行った。このシステムでは、太陽光電力で水を電気分解して、水素吸蔵合金に貯蔵する。

水素を燃料とする自動車や燃料電池への水素吸蔵剤として水素吸蔵合金を利用した研究例として、森ら^(1.39)は、燃料電池自動車用の高圧型水素吸蔵合金タンクを製作し、この性能について報告している。水素吸蔵合金には $\text{Ti}_{1.1} \text{Cr Mn}$ を用いている。4本のタンク（外容積 0.18 m^3 ）に 35 MPa の水素を充てんした場合、最大で 7.3 kg の水素を搭載することが可能であり、同体積、同圧力の高圧水素タンクと比較して 2.5 倍の値となることを示している。

水素吸蔵合金から発生する水素圧を利用したアクチュエータを研究した例として、福田ら^(1.40)は、小径管用の管内走行検査口ボットの移動機構として、本体を柔軟に変形させながら動作する機構を有する柔軟構造型を提案した。この動作を実現するために水素吸蔵合金を使って駆動するゴム製ガス圧アクチュエータを試作した。これを使って、管内壁の凹凸へ適応し、T字管などを通過可能な口ボットを製作した。

その他に、水素吸蔵合金は、水素の分離、精製用合金、ニッケル水素電池、水素燃料電池などの水素極、水素吸蔵合金の平行水素圧の温度依存性を利用した温度センサーなどへの応用が研究、開発されている。

1・3・4 水素吸蔵合金を用いたヒートポンプ

水素吸蔵合金を用いて熱を得る方法としては、ヒートポンプへの応用がある。これは水素吸蔵合金の水素吸蔵、放出時の発熱、吸熱反応を利用して熱を汲み上げるもの

で、住宅向けの冷暖房システム，工場のコージェネレーションシステム，冷凍システム等，多くの学術的な研究がなされている．

低温度熱源や太陽熱の有効利用のための媒体として水素吸蔵合金を利用した研究例として，岡本ら^(1.41)は，水素吸蔵合金を使った熱駆動式ヒートポンプを空気調和に適応した場合の冷熱出力と成績係数の運転条件による変化を，実験とシミュレーションによって調べている．成績係数向上のために，冷凍負荷に応じたサイクル切替え時間の制御方法と外気湿球温度に応じた冷却水温度の制御方法について，ビルにおける有効性を年間シミュレーションによって評価した結果，成績係数 0.3~0.4 の熱駆動式ヒートポンプの年間成績係数を 0.05~0.15 向上可能であることを示している．また，60~70 の排熱利用では 0.7 以上の向上が可能であることを示している．

Nagel ら^(1.42)は，熱によって水素を移動するシステムで約 4600 kJ/h の冷房能力を得たが，これは期待値の 75 %であった．

Kang ら^(1.43)は，水素吸蔵合金を使用し，工場等の高温熱発生廃熱によって水素を移動するシステムを想定した実験装置の性能を求め，反応槽内部の熱伝達特性増大が重要であることを示している．

Abaraham ら^(1.44)は，高温および周囲温度としての中温，さらに低温の三つの温度域を使った冷蔵システムについて，最大で約 0.7 の成績係数 (Coefficient of Performance, 以下 COP) を得ている．

コンプレッサによって水素を移動するヒートポンプについての研究も多数あり，Park ら^(1.45)は，コンプレッサ駆動のヒートポンプシステムは廃熱駆動のシステムより高い冷房能力を発生させると予測されることから実験を行い，システムの最大冷房能力は，単位合金重量あたり 1050 kJ/(kg·h) となることを示した．

さらに，Park ら^(1.46)は，商業化されたコンプレッサを用いるコンプレッサ駆動のヒートポンプを作成し，エアコンシステムの実用適用性を実証した．論文では，システムの設計，組立て及び運転性能について広範囲に研究を行なった．実験結果は，COP が 1.8 となり，最低冷房温度は，送風量 7 m³/min で 6 °C であった．

Kim ら^(1.47)は，水素吸蔵合金とコンプレッサを用いたヒートポンプを作成し，試験結果からこのヒートポンプは一分間のサイクルで，単位合金重量あたり 0.25 kW/kg の冷凍能力を持つことを示している．また，改良したコンプレッサを使うことによ

てさらに良い性能を達成できることを示唆している。

Lloyd ら^(1.48)は、水素吸蔵合金容器内の低い熱伝導度による熱伝達抵抗が大きいことを考慮したモデルを用い、システムの冷却力と効率の関係を調べた。その結果、冷却能力と成績係数は相反する関係にあることを示している。

Charters ら^(1.49)は、水素吸蔵合金層の熱伝達の低さの改善を行う設計を行い、高温度を得る金属水素化物を使ったヒートポンプを開発している。

前田ら^(1.50)は、小型の水素圧縮式水素吸蔵合金ヒートポンプを試作し、常温空気を熱源とした冷凍サイクルについて、冷房出力に影響する因子の評価を実施している。このシステムでは同じ水素吸蔵合金を試作した2つ熱交換器に充てんし、これらの熱交換器間を水素圧縮機によって水素移動する。この結果、水素吸蔵合金の初期平均吸蔵水素量、熱媒体のリザーバタンク容量、サイクル切替制御温度差、熱媒体流量が出力に影響を与える主要因であることを示している。また、実験中における最高の成績係数は3.7となった。

米田ら^(1.51)は、水素吸蔵合金を用いて実証機レベルのヒートポンプを製作し、実験によって、ヒートポンプの出力、水素移動量、成績係数等の性能を示した。このシステムでも水素吸蔵合金を充てんした4つの熱交換器間の水素移動は水素圧縮機によって行われる。この実証機のサイクルタイム、水素移動量等を変えて成績係数を最大にする運転方法を確立し、成績係数6.0を達成している。しかしながら、これは昇温サイクルの実証実験結果であり、冷凍サイクルのものは報告されていない。

広ら^(1.52)は、水素吸蔵合金を使用した冷凍機の環境変化に伴う性能変化をシミュレーションする手法を提案し、熱源として太陽熱を想定した場合の最適運転方法について検討している。その結果、この冷凍機の運転サイクル時間による出力制御法は、変動する太陽熱源を高効率で利用できることを明らかにしている。

岡本ら^(1.54)は、本研究と同様に電力負荷平準化を目的として、複合的なシステムの一部にMHを利用している。この研究では、燃料電池から発生する60~80の排熱を利用して、MHを使ったヒートポンプから冷水を得ることによって、システム全体のエネルギー効率の向上を図っている。

1・3・5 水素吸蔵合金を用いた蓄熱

Wakao ら^(1.54)は、水素吸蔵合金による熱貯蔵では熱伝達特性が良く、熱容量と熱損失が小さいことが要求されることから、反応器における反応熱の移動を実験的、理論的に検討し、理論と実験とがよく一致することを確認している。

Ono ら^(1.55)は、蓄熱用と、水素吸蔵用の合金が異なる、蓄熱システムについて示している。このシステムでは、300～400 の高温排熱を利用する。

Reiser ら^(1.56)は、10 種類の合金を使って 6 種類の組み合わせを作り、組み合わせ中の最低で 250 ，最高で 550 の温度を得て高温蓄熱の可能性を示している。

Ohta ら^(1.57)は、日本の寒冷地の温室農業設備用として、風力駆動システムを使った蓄熱システムを考案している。このシステムでは断熱空気圧縮を行い熱を発生させ、この熱で水素吸蔵合金から水素ガスを放出、別の容器中の合金と水素の反応で熱が得られる。

Yonezu ら^(1.12)は、季節間での蓄熱を想定して、冷温水によって水素移動を行い、最終的に温水を得る実験を行った。

Kawamura ら^(1.13)は、300 付近の作動流体を取出す蓄熱システムについて、実験装置の設計、製作を行い、その温度変化の挙動が理論モデルと良く一致することを示している。しかしながら、この実験装置では蓄熱槽が一つであるため、水素吸蔵合金から放出された水素は再使用されない。

水素吸蔵合金を、冷暖房用の蓄熱システムに応用した研究として、工学院大学研究報告によれば、奈良崎ら^(1.11)は、水素吸蔵合金を合計 10 t 使用した実用規模のプラントにおいて、夜間電力で熱を得ることによって水素移動を行い、校舎居室の冷暖房を行った結果を示している。ここでは、蓄熱槽の詳細は示されていないが、冷房時の蓄熱能力は、最大 47.5 MJ である。

1・4 研究の目的

地球環境の視座から電力エネルギーの有効利用は、重要な課題となってきた。近年の電力需要拡大の原因として、オフィスにおける冷房需要の拡大が挙げられる。

一方、夜間における電力需要は、昼間と比較して少なく、余剰電力が生じている。この夜間電力を熱エネルギーに変換し、昼間のオフィス冷房に使用することは、電力

エネルギーの有効利用となる。従来技術では、電気エネルギーを熱エネルギーに変換した際の蓄熱材として水や氷が使用されてきた。しかしながら、経時的な熱損失が生じる、冷房の負荷量に応じた量の冷水や氷を貯えるためには比較的大容量の蓄熱槽が必要となる、冷水や氷を得るためにはクロロフルオロカーボンを使用する冷凍機器が使われる等の問題がある。

水素吸蔵合金蓄熱システムでは、経時的な熱損失が生じない、大きな蓄熱密度が期待できるため、システムのコンパクト化が可能である、フロンを使用しないシステムが構成できる。これらのことから、水素吸蔵合金蓄熱システムは、電気エネルギーの有効利用と地球環境に配慮した次世代の空気調和システムとして、十分に有望であると考えられる。

しかしながら、水素吸蔵合金を空気調和用、特に冷房用の蓄熱システムに利用、応用し、系統的にまとめられた学術的な報告例は少ない。本研究では、新しい空気調和システムとして、水素吸蔵合金蓄熱システムの性能の確認と技術的な確立を目的とする。

1・5 論文の構成

本論文は、以下に示すように第1章から第5章の5つの章によって構成されている。第1章は序論であり、本研究に関連した既往の研究、本研究を行う動機と意義、本研究の目的を示す。

蓄熱量は、水素吸蔵合金を充填する蓄熱槽の性能に大きく影響される。

第2章では、最初に水素吸蔵合金を蓄熱材とする蓄熱槽を設計、製作し、基本的な熱交換器（以下、Type ）の性能評価実験を行った。続けて、新たに、Type の結果をもとに改良した蓄熱槽（以下、Type ）を作製し、冷房空調用蓄熱槽としての性能を確認した。

一般に、蓄熱は冷水や氷によって行われ、ほぼ蓄えられた状態の温度で使用される。一方、水素吸蔵合金蓄熱システムでは、水素吸蔵合金へ水素の吸蔵を行うことが蓄熱となる。しかしながら、水素吸蔵合金への水素吸蔵にともない、水素吸蔵合金は発熱し、蓄熱槽の温度は上昇する。この蓄熱槽から冷水を取り出すためには、蓄熱槽を冷水取出温度まで冷却することが必要となる。この際に放出される一定量の水素は、冷

水取出しには使用できない。そこで、この水素量が、全体の水素移動量に占める割合を少なくできれば、冷水を得るために使用できる水素量の割合が増加する。これは蓄熱量の増加に相当する。

第3章では、冷水取出しに使用できない水素量として、無効水素量という概念を導入し、これを少なくできる水素吸蔵合金蓄熱システムの運転方法を考案した。そこで、第2章で製作した水素吸蔵合金を使った蓄熱に適した蓄熱槽を使って、この運転方法の有効性を確認した。

第4章では、負荷と熱源容量、運転時間帯の関係に着目した場合の蓄熱の運転方法として、ピーク負荷時間帯に熱源機器を止めることによって電力需要の削減を行う、いわゆるピークカット運転についての検討を行った。この方法では、夜間にMHへ水素を吸蔵させることが蓄熱となる。電力料金が昼間の約1/3~1/4と安価になる22時から翌日の8時までの10h以内にコンプレッサを使った蓄熱を行い、昼間、電力需要のピーク負荷時間帯の2~3h内は電力を使わず、水素吸蔵合金を充てんした蓄熱槽間の圧力差のみで水素を移動し、冷房を行なうことを想定して実験を行った。実験では、実験装置に実負荷条件を与え、ピークカット運転による水素吸蔵合金蓄熱システムの性能を調べた。

蓄熱システムの基本的な運転方法は、ピークカット運転の他に、夜間に熱源機器を用いて蓄熱を行い、昼間に蓄熱された冷水を用いると同時に、熱源機器も運転をして冷房を行ういわゆるピークシフト運転がある。この方法は、熱源機器の設備を小さくすることができることと、昼間の電力消費を一定にできることに特徴がある。

第5章では、前報とは異なる基本的な蓄熱方法のひとつであるピークシフト運転の場合について実験装置に実負荷条件を与え、水素吸蔵合金蓄熱システムの性能を調べるとともに、この有効性を検討した。また、蓄熱量や成績係数(COP:Coefficient of Performance)について第4章で調べたピークカット法との比較も行った。

第6章では、各章で得られた知見を総括する。

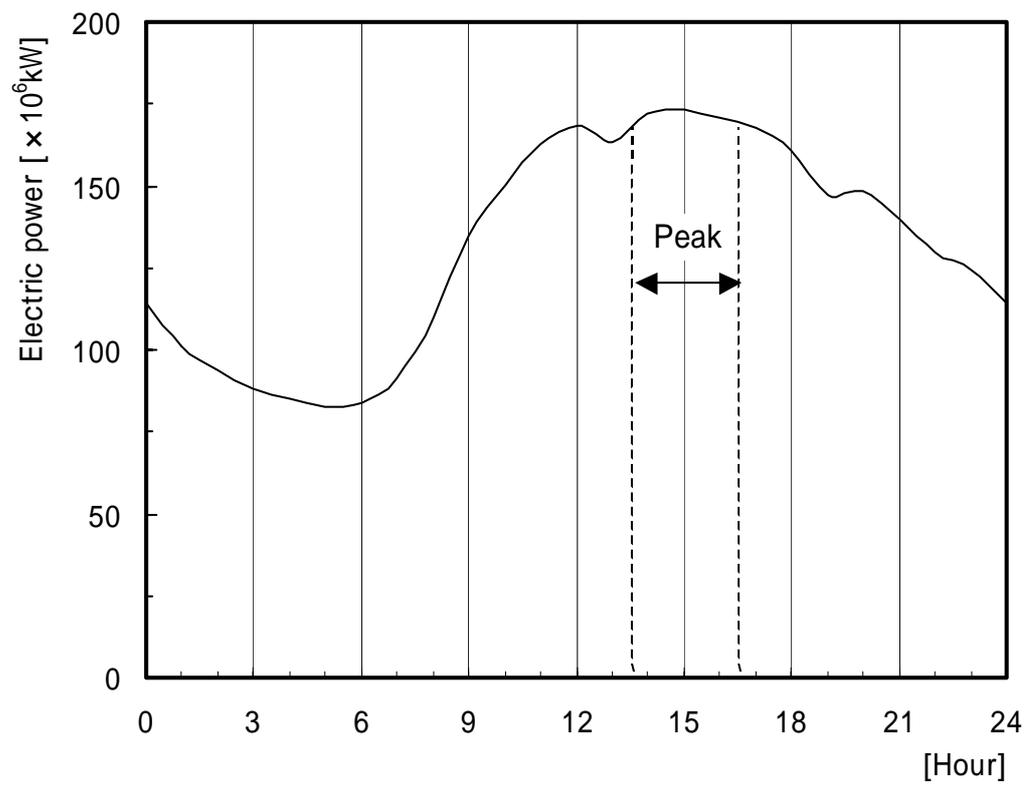


Fig.1.1 Daily load curve (25th Aug. 2000)

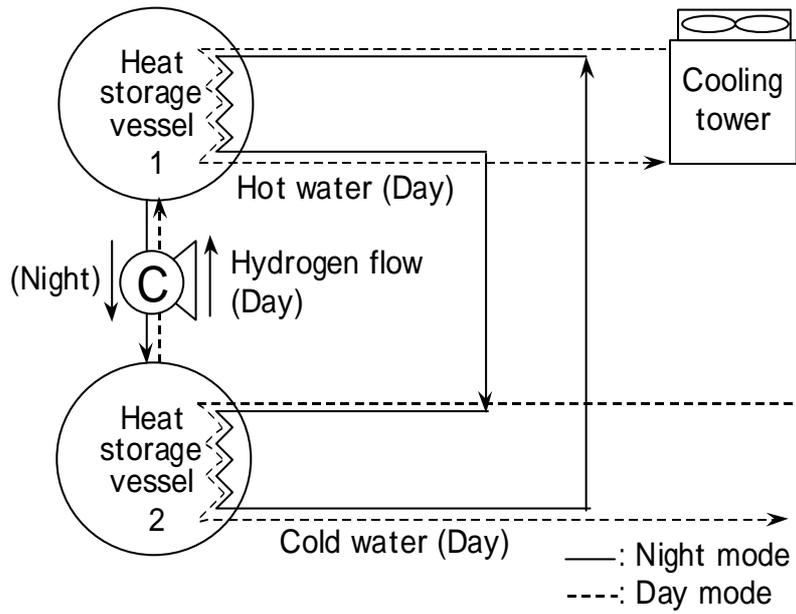


Fig.1.2 Scheme of peak cut method

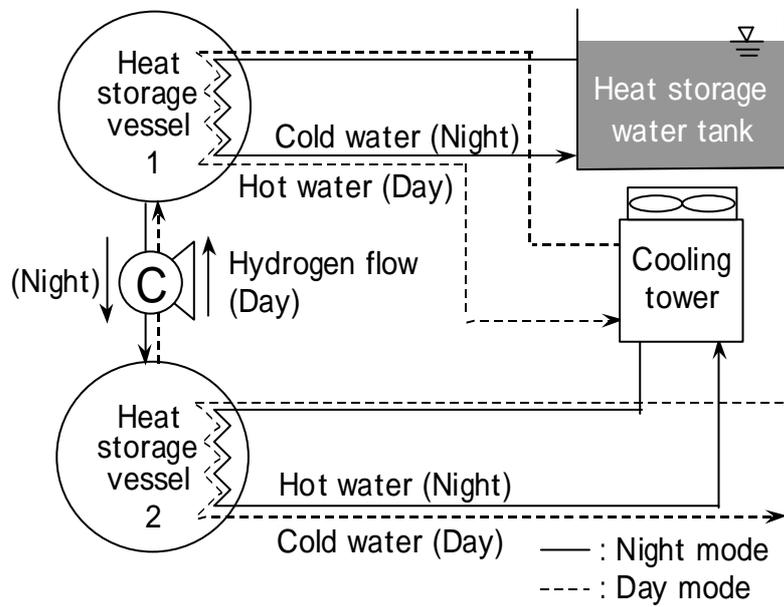


Fig.1.3 Scheme of peak shift method

記号

第2章

A_{os}	基本型蓄熱槽 (Type) の総チューブ外表面積	[m ²]
A_{os}	改良型蓄熱槽 (Type) の総チューブ内表面積	[m ²]
A_f	蓄熱槽の改良に必要なフィン面積	[m ²]
F_e	フィン先端半径	[mm]
F_b	フィン根本半径	[mm]
H	フィン換算高さ	[mm]
Nu	ヌッセルト数	[-]
Pe	ペクレ数	[-]
Pr	プラントル数	[-]
Q	単位時間あたりに水が水素吸蔵合金から得た熱量	[kJ/h]
Q_o	10 m ² の冷房面積に必要な外気量	[m ³ /h]
Re	レイノルズ数	[-]
U_H	蓄熱槽内における水素の代表速度	[m/s]
W	水の流量	[m ³ /s]
a	水素の熱拡散率	[m ² /s]
b	フィン厚さ	[mm]
c_{pw}	水の比熱	[kJ/(kg·K)]
h_{is}	蓄熱槽内チューブ内面の熱伝達率	[W/(m ² ·K)]
h_{os}	蓄熱槽内チューブ外面の熱伝達率	[W/(m ² ·K)]
k	蓄熱槽内の熱通過率	[W/(m ² ·K)]
l_{is}	チューブの内径	[mm]
l_{MH}	水素吸蔵合金の直径	[m]
l_{os}	チューブの内径	[mm]
l_{VES}	蓄熱槽の内径	[m]
q_H	水素の流量	[m ³ /s]
q_{OH}	外気による熱負荷	[MJ/h]
y_b	フィン厚さ b の 1/2	[mm]

	: $H, h_{os}, \lambda_{Al}, y_b$ から得られる無次元数	[-]
i	: 屋内外の比エンタルピー差	[MJ/kg]
	: 水と水素吸蔵合金の対数平均温度差	[]
m	: 一様となった蓄熱槽内の水素吸蔵合金温度	[]
m_{in}	: 水入口側の蓄熱槽内水素吸蔵合金温度	[]
m_{out}	: 水出口側の蓄熱槽内水素吸蔵合金温度	[]
w_{in}	: 蓄熱槽入口水温度	[]
w_{out}	: 蓄熱槽出口水温度	[]
λ_{Al}	: アルミニウムの熱伝導率	[W/(m·K)]
λ_{Cu}	: 銅の熱伝導率	[W/(m·K)]
λ_s	: チューブの熱伝導率	[W/(m·K)]
λ_w	: 水の熱伝導率	[W/(m·K)]
ν_H	: 水素の動粘度	[m ² /s]
ν_w	: 水の動粘度	[m ² /s]
ρ_{Air}	: 空気の密度	[kg/m ³]
ρ_w	: 水の密度	[kg/m ³]
	: フィン効率	[-]

第3章

D	: 総水素移動量	[m ³ _N]
M_{MH}	: 水素吸蔵合金の質量	[kg]
M_{VES}	: 蓄熱槽の質量	[kg]
N	: 無効水素量	[m ³ _N]
P_{Hi}	: 水素吸蔵合金の水素吸蔵時の平衡水素解離圧力	[Pa]
P_{Lo}	: 水素吸蔵合金の水素放出時の平衡水素解離圧力	[Pa]
Q_f	: 無効水素の移動によって、蓄熱槽の冷却に用いられる熱量	[kJ]
Q_H	: 水素の顕熱	[kJ]
Q_{MH}	: 水素吸蔵合金の顕熱	[kJ]
Q_{RN}	: 無効水素移動量 N によって生じる水素吸蔵合金の反応熱量	[kJ]

Q_{VES} :	蓄熱槽の顕熱	[kJ]
Q_{VW} :	水素吸蔵合金の比熱測定において蓄熱槽が温水から得た熱量	[kJ]
Q_R :	熱交換で加熱した水素吸蔵合金の水素放出時の反応熱	[kJ]
R :	気体定数	[kJ/(mol·K)]
T_{Hi} :	水素吸蔵側の蓄熱槽温度	[K]
T_{Lo} :	水素放出側の蓄熱槽温度	[K]
T_{Mid} :	槽 1 と槽 2 の熱交換によって達する両槽の温度	[K]
T_{cwHi} :	水蓄熱槽から槽 2 へ導入する水の温度	[K]
T_{cwLo} :	槽 2 で冷却され水蓄熱槽に貯留される水の温度	[K]
T_{hwLo} :	クーリングタワーから槽 1 へ供給される水の温度	[K]
T_{hwHi} :	槽 1 で加温され流出する水の温度	[K]
X_{Hi} :	温度 T_{Hi} , 圧力 P_{Hi} での水素吸蔵合金への水素吸蔵量	[m ³ _N /kg]
X_{Lo} :	温度 T_{Lo} , 圧力 P_{Lo} での水素吸蔵合金への水素吸蔵量	[m ³ _N /kg]
X_{Hi} :	蓄熱工程 における水素吸蔵合金への最大水素吸蔵量	[m ³ _N /kg]
X_{Lo} :	蓄熱工程 における水素吸蔵合金への最小水素吸蔵量	[m ³ _N /kg]
X :	蓄熱工程 における冷水取出し開始時の水素吸蔵合金中の水素量	[m ³ _N /kg]
X :	蓄熱工程 における冷水取出し開始時の水素吸蔵合金中の水素量	[m ³ _N /kg]
X :	蓄熱工程 における冷水取出し開始時の水素吸蔵合金中の水素量	[m ³ _N /kg]
c_{MH} :	水素吸蔵合金の比熱	[kJ/(kg·K)]
c_{VES} :	蓄熱槽の比熱	[kJ/(kg·K)]
c_{vH} :	水素のモル定容比熱	[kJ/(kg·K)]
d :	蓄熱工程 による水素吸蔵合金への水素吸蔵増加量	[m ³ _N /kg]
m :	蓄熱槽内において水素吸蔵合金に吸蔵されていない水素のモル数	[mol]
n :	蓄熱工程 と蓄熱工程 における無効水素移動量差	[m ³ _N]
n :	蓄熱工程 による吸蔵量増加分の水素を 冷却するために必要な無効水素量	[m ³ _N]
x :	単位水素吸蔵合金重量中に吸蔵されている水素モル数	[mol/kg]
H :	水素吸蔵合金の水素 1 mol あたりの反応熱量	[kJ/mol]
T :	比熱測定実験における蓄熱槽の初期温度と実験終了時温度差	[K]

： 蓄熱工程	における総水素移動量に占める無効水素量の割合	[-]
： 蓄熱工程	における総水素移動量に占める無効水素量の割合	[-]
： 蓄熱工程	における総水素移動量に占める無効水素量の割合	[-]

第4および5章

COP_{exp} ：	成績係数	[-]
D ：	総水素移動量	$[m^3_N]$
D_e ：	ピーク時に冷水取出しのために利用できる水素移動量	$[m^3_N]$
D_e ：	負荷運転後から運転終了間の水素移動量	$[m^3_N]$
E_c ：	ピークカット法に要する電力量	[kWh]
E_s ：	ピークシフト法に要する電力量	[kWh]
E_{cal} ：	圧縮機械の動力を求める式から得られるコンプレッサ動力	[kW]
E_{ex} ：	コンプレッサによって使用される電力量	[MJ]
M_{MH} ：	水素吸蔵合金の質量	[kg]
N ：	無効水素量	$[m^3_N]$
P_{AB} ：	夜間の運転時における水素吸蔵合金 A,B の圧力差	[Pa]
P_{AC} ：	昼間の運転時における水素吸蔵合金 A,C の圧力差	[Pa]
P_{suc} ：	コンプレッサ吸込圧力	[Pa]
P_{eff} ：	コンプレッサ吐出圧力	[Pa]
Q_w ：	蓄熱槽から得られる冷水による冷房能力	[MJ]
V_{ves} ：	蓄熱槽の容積	$[m^2]$
W ：	水の流量	$[m^3/min]$
Y ：	昼間の電力料金	[kWh]
Y_c ：	ピークカット法に要する電力料金	[kWh]
Y_s ：	ピークシフト法に要する電力料金	[kWh]
c_{pw} ：	水の比熱	[kJ/(kg·K)]
g ：	重力加速度	$[m/s^2]$
q_{MH} ：	水素吸蔵合金の単位容積当たりの蓄熱量	$[MJ/m^3]$
q_{mass} ：	水素吸蔵合金の単位質量当たりの蓄熱量	[kJ/kg]

q_{ves} :	蓄熱槽の単位容積当たりの蓄熱量	[MJ/m ³]
q_H :	水素の流量	[m ³ /s]
t_1 :	冷水取出し開始時間	[min]
t_2 :	冷水取出し終了時間	[min]
t_D :	ピークシフト法による昼間冷房時間	[h]
t_{NC} :	ピークカット法による夜間蓄熱時間	[h]
t_{NS} :	ピークシフト法による夜間蓄熱時間	[h]
	水素の比熱比	[-]
m_H :	水素利用効率	[-]
m_{HHe} :	V_{He} を加えた場合の水素利用効率	[-]
w_{in} :	蓄熱槽入口水温度	[]
w_{out} :	蓄熱槽出口水温度	[]
m_{MH} :	水素吸蔵合金の見かけ密度	[kg/m ³]
w :	水の密度	[kg/m ³]
	コンプレッサ効率	[-]
	夜間電力料金割引率	[-]

第2章 熱交換器の試作と性能評価

2・1 はじめに

水素吸蔵合金をヒートポンプに応用した実験例は多数あり，これらの実験では，より多くの熱量を得るために，短時間のサイクルで頻繁に水素移動を行う．この場合，MHを入れた容器は熱流束を大きくするために，一般的に冷媒とMHの温度差を大きくして，伝熱面に挟まれたMH層の厚さを薄くしている．

粉末体の水素吸蔵合金の熱伝導率は砂 [$1.1 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$] ^(2.1) 程度以下と低い^(2.2)．これを改良するため，水素吸蔵合金の加工^(2.3) ^(2.4)が行われている．前田ら^(1.46)はヒートポンプ用に熱交換器としての水素吸蔵合金容器構造をシミュレーションによって決定している．Sudaら^(2.5)は，金属構造体を水素吸蔵合金層に設けて熱伝導率を改良しているが，熱出力は示していない．また，最大熱伝導率は，高圧ガス取締法の規制を上回る5～10 MPaの圧力下で得られている．

蓄熱では，一日一回の比較的長時間のサイクルとなるため熱流束は小さくても良く，ヒートポンプの場合とは要求される性能が異なり，研究例は比較的少ない．奈良崎ら^(1.11)は，MHを合計10 t使用した実用規模のプラントにおいて，夜間電力で熱を得ることによって水素移動を行い，校舎居室の冷暖房を行った結果を示している．ここでは，蓄熱槽の詳細は示されていないが，冷房時の蓄熱能力は，最大47.5 MJである．

Yonezuら^(1.12)は，季節間での蓄熱を想定して，冷温水によって水素移動を行い，最終的に温水を得る実験を行った．ここでも詳細は示されていないが，伝熱面積の拡大によって熱交換器の改良を行っている．

しかしながら，MHを使った蓄熱槽としての定量的な熱交換器の開発や研究の事例は少ない．一方，MH蓄熱システムにとって最も重要な要素となる蓄熱量は，MHを充填する蓄熱槽の性能に大きく影響される．

2・2 蓄熱槽の試作

2・2・1 蓄熱量

実験装置の設計にあたり，室内と室外の温度と湿度の条件を表2.1に示す．実機では，水素を吸蔵し放熱する側のMHは，冷却塔を用いることによって冷却される．このため，外気温と冷却塔の効率によって，冷却能力は異なる．実験では，外気温度が

高く、冷却塔の冷却効果が低下する夏場の運転を想定し、放熱側の冷却温度を 33 とする。

実験では、システム性能確認のための設計条件として文献^(2.1)を参考として、最近の事務所における在室人員一人あたりの占有面積の二人分に相当する約 10 m²の冷房面積を想定し、模型実験装置を製作する。

この面積では、単位床面積あたりに必要な外気量が 5 m³/(m²・h)であるので^(2.1)、10 m²の冷房面積に必要な外気量 Q_o は 50 m³/h となる。ここで、外気による熱負荷 q_{OH} は式(2.1)で表される。

$$q_{OH} = \rho_{Air} i Q_o \dots\dots\dots(2.1)$$

ここで、 ρ_{Air} は、空気の密度[1.2 kg/m³]、 i は、屋内外の比エンタルピー差である。

屋内外の比エンタルピー差 i は、表 2.1 の条件から湿り空気 $h-x$ 線図^(2.2)によって得られ 23.4×10^{-3} MJ/kg となるので外気による熱負荷 q_{OH} は 1.40 MJ/h となる。

一人あたりの顕熱および潜熱負荷は合わせて 0.43 MJ/h となる^(2.1)。在室人員は二人なので、人による熱負荷は合計 0.86 MJ/h となる。

照明は蛍光灯とし、単位床面積あたりの熱負荷は 20 W/m² となる^(2.1)。これを換算すると、冷房面積あたりの照明による熱負荷は 0.72 MJ/h となる。これらの熱負荷を表 2.2 に示す。1 h あたりの熱負荷は、3.49 MJ なので、ピークカット時間帯に想定する 3 時間の冷房運転では、約 10 MJ の蓄熱量が必要である。蓄熱槽の設計と製作は、この必要な蓄熱量を満足するように行う。

必要な蓄熱量を満足するように最初に製作した基本型蓄熱槽 Type の断面図を図 2.1 に、主な仕様を表 2.3 に示す。Type では、槽内での水素流通を妨げないように、フィンが設けなかった。必要な蓄熱量は以下のようにして見積もる。

水素吸蔵合金を用いる蓄熱システムでは、蓄熱材として、水や氷を用いる場合と異なり、予め蓄熱に適した物性を有する MH を選定するか、設計、製造する必要がある。

Type では、MH 質量当たりの水素吸蔵量を 0.1 m³_N/kg (以下、単位 m³_N は、0 , 101 kPa におけるガスの体積を表す)、水素 1 mol 当たりの MH の吸発熱量を

27.3 kJ/(mol-H₂)とし、これらと充てんした MH の質量から、蓄熱量を一槽当たり 12.4 MJ と推定した。

ここで、MH と蓄熱槽等によって熱損失が生じるので、これを以下の様に見積もる。槽内温度は、本研究における圧力範囲では、MH の特性上、約 5 ~ 40 の範囲で変化する。二つの槽の初期の槽内温度が、5 と 40 の平均温度である 22.5 の状態にあるとして運転を開始すれば、各槽内の温度変化は 17.5 となる。この温度変化と、MH [比熱: 約 0.84 kJ/(kg・K)] や、槽材料およびチューブ内の水の比熱と各質量の積から、総熱損失量は 2.03 MJ と求まる。これと、先に推定した蓄熱量との差から、冷水として実際に得られる蓄熱量は 10.4 MJ 程度と予測される。このことから、Type の蓄熱槽はピークカット時間帯に想定する 3 h の冷房運転に必要な約 10 MJ の蓄熱能力を有すると推定できる。

2・2・2 熱通過率の推定

7 の水を得る際の Type の熱通過率 k を式(2.2)から推定した。

$$k = \frac{Q}{A_{os}} \dots\dots\dots(2.2)$$

ここで、熱量 Q は式(2.3)から 1260 kJ/h となる。

$$Q = W c_{pw} \rho_w (\rho_{win} - \rho_{wout}) \dots\dots\dots(2.3)$$

ただし、水の流量 W は $1.67 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ ($1.00 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$)、水の比熱 c_{pw} は 4.18 kJ/(kg・K)、密度 ρ_w は $1000 \text{ kg}/\text{m}^3$ とし、水の流入温度 ρ_{win} と流出温度 ρ_{wout} は、空調で一般的に使用される 12 と 7 とした。

総チューブ外表面積 A_{os} は、表 2.3 のチューブ外径、一本当たりのチューブ長と総本数から 0.96 m^2 である。

さらに、水と MH の対数平均温度差 ΔT_{lm} は、蓄熱槽内の MH が一様温度 $T_m = 5$ になるとして、

$$= \frac{(\dot{m}_{win} - \dot{m}_{min}) - (\dot{m}_{wout} - \dot{m}_{mout})}{\ln[(\dot{m}_{win} - \dot{m}_{min})/(\dot{m}_{wout} - \dot{m}_{mout})]} \dots\dots\dots(2.4)$$

によって与えられ、4.0 となる。

以上の結果から、式(2.2)によって与えられる熱通過率 k は、92 W/(m²・K)となる。

2・3 実験装置の構成と実験方法

2・3・1 実験装置の構成

作製した実験装置の外観を図 2.2 に、構成を図 2.3 に示す。また、使用した MH の特性を表 2.4 に示す。使用した MH は Ti Zr Cr Fe Mn 系で、平衡水素解離圧力は 5 で 0.27 MPa、40 で 1.0 MPa である。実験装置は主に、MH を充填した 2 つの蓄熱槽、水素移動を行うコンプレッサおよび水の循環系から構成される。水の循環系には、模擬負荷として水を昇温するヒーター、クーリングタワーの代替として水を冷却するクーラーを備えている。

コンプレッサはダイヤフラム式 (KNF 社製) を使用した。水素流量つまり単位時間あたりに流れる水素量は、マスフローコントローラ [測定範囲：0.00 ~ 1.67 × 10⁻³ m³_N/s (0.00 ~ 0.10 m³_N/min)、誤差：±1 % Full scale] で測定した。蓄熱槽内の圧力は、ブルドン管式の圧力計 (測定範囲：0.0 ~ 1.7 MPa、誤差：±0.25 % Full scale) で測定した。蓄熱槽入口と出口の水の温度は、白金測温抵抗体によって 1/100 K の分解能で、槽内温度は水出入口付近の MH を T 型熱電対で測定した。水の流量は、タービン式の流量計 (測定範囲：0.5 × 10⁻⁵ ~ 15 × 10⁻⁵ m³/s、精度：読取値の ±1 %) で測定した。以上の出力信号は変換器を通し、パーソナルコンピュータに取込んだ。

2・3・2 実験方法

図 2.3 に示した槽 2 から冷水を取り出す場合について、以下に述べる。なお、図 2.3 では槽 1 から冷水を得る際の配管は省略したが、水素移動方向が槽 1 から槽 2 となる他は同じ動作となる。

(1) 始動前温度調整

始めに槽 1 と槽 2 間で水が循環するように配管 (図 2.3 では省略) し、水を循環する。両槽の温度が等しくなったら水の循環を停止する。

(2)蓄熱槽冷却工程

槽 2 と槽 1 間の水素バルブ (図 2.3 では省略) を開く . この時 , 槽 2 の水素量が槽 1 より多ければ , 圧力差で槽 2 から槽 1 へ水素が流れる . 両槽の圧力差が小さくなり水素流量が $1.67 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ ($0.01 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{min}$)まで低下したらコンプレッサによる水素の移動を始める . 水素流量の下限はマスフローコントローラの測定範囲と誤差を考慮して決定した . 槽 2 の槽内温度が 5 まで低下したら (3)の工程へ移る .

(3)冷水取出し工程

槽 2 側のポンプを稼働して槽 2 から冷水を得る . 入口水温度はヒーターで 12 に調整し , 出口水温度が 7 となるように水の流量を調節しながら運転する . 以上の工程中 , 槽 1 の温度が 40 になったら槽 1 側のポンプを稼働し排熱を行う . その際 , 槽 1 への入口水温度は , クーラーによって 32 に調整する .

(4)運転停止

槽 1 の圧力が 1.0 MPa , もしくは槽 2 が 0.1 MPa に達するか , または水素の流量が $1.67 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ 以下まで下がったら運転を停止する .

設計水素流量は , 以下のように求めた . 水の流量 , 入口と出口温度 , 比熱および密度から予想した 1 時間当たりの蓄熱量 (1260 kJ/h) と水素 1 mol 当たりの MH の吸発熱量 [$27.3 \text{ kJ}/(\text{mol}\cdot\text{H}_2)$] から設計水素流量を $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ ($0.02 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{min}$) とした . また , 水素流量が蓄熱量に与える影響を調べるため水素流量を設計値の半分である $1.67 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ ($0.01 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{min}$) と設計値の二倍である $6.67 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ ($0.04 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{min}$) とした場合の実験も行った .

2・4 実験結果

図 2.1 に示した基本型蓄熱槽 Type を使って , 槽 2 から槽 1 へ $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ で水素移動を行った場合の水素流量 , 温度 , 水の流量 , 槽内圧力の経時変化を以下に示す .

2・4・1 水素流量

水素流量の経時変化を図 2.4 に示す . 水素は初期の短時間に , 圧力差によって , 流量制限値の $13.3 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ で流れた後 , $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ となる . ここで , コンプレ

ッサの運転を開始する。流量は一時的に大きくなるが、 $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ に調整した後は安定して運転できる。

2・4・2 温度

流入(Inflow)、流出(Outflow)の水温度と、水の流入口(Inlet)、流出口(Outlet)付近のMH 温度の経時変化を図 2.5 に示す。水素移動を始めた初期には、水素吸蔵側の槽 1 の温度が徐々に上昇し、水素放出側の槽 2 では、徐々に下降する。水素移動開始から 30 min 後には、槽 2 の平均温度が 5°C となったので冷水取出しを開始した。この際、特別な制御は行わず、水の流量を、手動で $1.33 \sim 1.83 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ に調整(図 2.6 に示す)することで、7 槽の冷水を約 6 時間、安定して取出せる(図 2.5 の Vessel 2 側 Outflow 参照)。

2・4・3 槽内圧力

槽内圧力の経時変化を図 2.7 に示す。初期には、水素放出側の槽 2 の圧力が約 1.0 MPa で、吸蔵側の槽 1 の圧力が約 0.2 MPa であるため、圧力差のみで水素を流せる。やがて、両槽の圧力差は小さくなり、約 15 min 後からコンプレッサによる水素移動を開始した。その後、槽 1 では圧力が徐々に上昇し、槽 2 では徐々に低下する。槽 2 の圧力が、運転停止条件の 0.1 MPa となったので運転を終了した。

2・4・4 水素移動量

水素流量 $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ の場合の槽 2 から槽 1 への総水素移動量は、単位 MH 質量当たり $0.0874 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{kg}$ となる。水素放出側の槽 2 では、最初に単位 MH 質量当たり $0.150 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{kg}$ の水素を吸蔵していたため、約半分の水素を移動できる。また、図 7 の初期において、槽内を 25°C から 5°C まで冷却するには、総水素移動量の約 20 %が必要であり、単位 MH 質量当たり $0.0172 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{kg}$ の水素移動が必要となる。初期における、槽 2 の冷却に必要な水素量を減らすことで、蓄熱に使用できる水素量を増やせる可能性がある。第 3 章において、このことを研究する。

2・4・5 蓄熱量

蓄熱システムの運転には、蓄熱した冷水をピーク発生時の短時間に使用する、いわ

ゆるピークカット法や，空調中の長時間に少量づつ使用する，いわゆるピークシフト法がある^(1,2)。

この蓄熱システムでは，冷水出力すなわち単位時間当たりの蓄熱量は，水素流量に影響される．そこで，水素流量が 1.67×10^{-4} ， 3.33×10^{-4} ， $6.67 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ の場合の Q を式(2.3)で求め，これを運転時間で積算して，1槽当たりの蓄熱量を求めた．その結果，それぞれ 7.85，7.88，4.77 MJ となり，設計水素流量の $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ で，最も多くの蓄熱量が得られた．しかしながら，MH の吸発熱量等と蓄熱槽等による熱損失から予測した蓄熱量（10.4 MJ）の約 76 % と少ない．

各水素流量で蓄熱量が異なる理由を，図 2.8 の水素を槽 2 から 1 へ移動した場合の PCT （Pressure・Composition・Temperature）線図を使って考察する．

PCT 線図の横軸は MH 質量当たりの水素吸蔵量，縦軸は平衡水素解離圧力である．実細線は，40 と 5 の場合の MH の材料試験値である．各水素流量の測定値を実太線で示す．MH を一定の温度に保って，水素吸蔵量が少ない状態から吸蔵量を増加させると，初期において圧力が増加する．ある圧力になると，吸蔵量の増加に対して圧力増加が小さな状態が続く．この領域をプラトー領域と呼ぶ．さらに水素を吸蔵させると，圧力は，再び増加する．MH を使用した熱利用システムでは，プラトー領域の範囲で水素を放出，吸蔵する．したがって，蓄熱量を増やすにはプラトー領域が広く，圧力変化が小さな MH が望ましい．また，MH は 5 と 40 の実細線から分かるように，温度が高くなると全体の平衡水素解離圧力も高くなる．

水素放出側の槽 2 では，MH への水素吸蔵量が約 $0.15 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{kg}$ から徐々に減少する．水素移動開始後は，水素流量が大きくなるほど，少ない水素移動量で圧力がより大きく低下する．すなわち，水素流量が大きくなるほど，少ない水素移動量で，システムの運転停止条件である 0.1 MPa に達する．このため移動できる水素量が少なくなり，取り出せる冷水量が少なくなると考えられる．ここで，水素流量が大きくなるほど，圧力がより大きく低下する原因を以下に示す．

実験は，冷水取り出し側の蓄熱槽入口水温度が 12 ，出口水温度が 7 となるように水の流量を調整して行う．ここで，一般に，粉末状の MH の熱伝達率は砂程度と低い^{(2.1)(2.2)}．そのため，フィンやチューブ周りの MH の温度低下は少ないが，一定以上の距離にある MH の温度低下は著しくなる．

水素放出時の平均 MH 温度は，水素流量 $1.67 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ で 6.4 ，
 $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ で 4.2 ， $6.67 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ で 1.7 であり，水素流量が大きいほど
低い結果となった．MH は，温度低下にともない平衡水素解離圧力も低下する特徴を
有する．従って，水素流量の増加とともに，MH の温度低下が促進され，圧力低下
が著しくなると考えられる．

一方，水素流量が小さい $1.67 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ の場合， $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ で同程度の水素
移動量において，水素吸蔵側である槽 1 の圧力が上限値である 1.0 MPa に達するので
運転を停止する．

水素流量 $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ の場合の，水と MH の対数平均温度差 の経時変化を
図 2.9 に示す．初期の約 3.5 から徐々に大きくなり，最大，約 5.5 と大きな温度
差となる．

式(2.2)によって求めた MH と水の間熱通過率 k の経時変化を図 2.10 に示す．図
中 (abs.) は水素吸蔵側，(des.) は水素放出側を示す．水素流量が大きいと k の上昇が
早まるのは，式(2.4)の が，水素流量が大きいほど早く小さくなるためである．ま
た，同じ水素流量の k は，水素放出側より吸蔵側が大きくなる．水素吸蔵側の温水（動
粘度 $\nu_w = 0.698 \text{ m}^2/\text{s}$ at 37 ）ではチューブ内部を基準とした Re が 3700 で乱流，放
出側の冷水（ $\nu_w = 1.44 \text{ m}^2/\text{s}$ at 7 ）では Re は 1800 で層流とみなせることから，水
素吸蔵側では乱流熱輸送によって熱移動が促進されていると考えられる．さらに，水
素流量が大きいほど，水素吸蔵側と放出側の k の差は大きくなる．

設計水素流量 $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ における，熱通過率 k は $40 \sim 85 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ の範囲で
変化したが，式(2.2)で推定した熱通過率 $92 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ より小さくなる．このように，
熱通過率が小さいため，MH の温度の低下とともに，圧力が設定下限に達し，予測し
た蓄熱量が得られないと考えられる．

2・5 蓄熱槽の改良

2・5・1 ベクレ数の算出による蓄熱槽内における熱移動状態の確認

冷水を得る場合，蓄熱槽内では，熱は水からフィンやチューブを介して水素吸蔵合
金へ移動する．そのため，フィンを設定水素吸蔵合金との伝熱面積を拡大することは，
熱交換性能の向上に有効であると考えられる．一方，蓄熱槽内においては水素移動が

ある．そのため，水素の対流によって熱が運ばれていることも考えられる．そこで，水素による熱の運搬の影響を検討するために，蓄熱槽内を流れる水素のペクレ数 Pe を算出する．なお，ペクレ数の算出は，以降の実験で使用する Type の蓄熱槽を対象に行う．

コンプレッサによって蓄熱槽内に水素が圧送され圧力が上昇すると，最初に，もともと合金の周りに存在した水素が合金に押し込まれる．その際，合金の近傍で圧力がわずかに小さくなるので，順次，新しい水素が供給され，合金近傍にとどく．

水素の流量 q_H は設計流量である $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ で配管から流入し，蓄熱槽内を流れる．この流れを代表速度 U_H とすると式(2.5)から $6.2 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ となる．

$$U_H = \frac{q_H}{(l_{VES}/2)^2} \dots\dots\dots(2.5)$$

ここで， l_{VES} は，蓄熱槽の内径で 0.261 m である．

水素吸蔵合金周りの対流を考えるため，合金の直径 l_{MH} を代表長さとして，レイノルズ数 Re は式(2.6)から 6.4×10^{-3} となる．

$$Re = \frac{l_{MH} U_H}{\mu_H} \dots\dots\dots(2.6)$$

ここで， μ_H は水素の動粘度 $11.2 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ である．

また，プラントル数 Pr は式(2.7)から 0.71 (1.0 MPa, 300 K) と空気と同程度となる．

$$Pr = \frac{\mu_H}{a} \dots\dots\dots(2.7)$$

ここで，水素の熱拡散率 (温度伝導率) を $a = 15.8 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ とした．

ペクレ数 Pe は，式(2.8)から 4.5×10^{-2} となり十分小さい．蓄熱槽内においては水素の対流は支配的ではなく，フィンによる伝熱面積の拡大は有効であると考えられる．

$$Pe = Re Pr \dots\dots\dots(2.8)$$

2・5・2 フィンによる伝熱面積の拡大

Type の は最大 5.5 であったが、伝熱性能向上のため、 を小さくする改良を行った。目標は温度計の精度を考慮し、可能な限り温度差の小さい $\Delta T = 1$ とし、以下に示す改良を行い、水素流通用の穴を開けたフィンを取り付けた Type を作製した。Type の断面図を図 2.11 に、主な仕様を表 2.5 に示す。Type では、チューブ材料をステンレスより熱伝導率大きい銅 [$k_{cu} = 400 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$] とする。また、Type では行わなかった槽両端部分への MH の充てんなどで、MH の槽容積密度を 17 % 向上させる。単位時間当たり得られる熱量を同程度としながら $\Delta T = 1$ とするには、伝熱面積を Type の 5.5 倍に増やせば良いことが式(2.2)から分かる。Type では、表 2.5 に示すようにチューブ本数を増やし、総チューブ外表面積 A_{os} を 1.54 m^2 とする。

しかしながら、Type と同程度の槽容積でチューブ数を増やすと、充てんできる MH の量が少なくなるため、図 2.11 に示すようにプレートフィンを取り付けて伝熱面積を増やす。取り付けるフィン枚数は、必要となる伝熱面積から、以下に示すように理論的に算出する。フィン材料はアルミニウム [$k_{Al} = 236 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$] とし、フィンにはチューブ貫通用と、水素流通用の穴（直径 $9.5 \times 10^{-3} \text{ m}$ 、22 個）を開けたため、一定厚さの環状フィンとして取り扱い、Gardner のフィン効率線図でフィン効率 η_f を求める^(2.1)。ここで、フィン先端半径 F_e とフィン根本半径 F_b の比 F_e/F_b は 3.4 とした。

Gardner 線図において、フィン効率は、無次元数 $\eta_f = H\sqrt{h_{os}/(k_{Al} y_b)}$ の関数で示される。フィン換算高さ H は、プレートフィン面積 (0.038 m^2) をチューブ総円周長さ (1.6 m) で除した値の 1/2 として 12 mm となる。また、フィン厚さ b の 1/2 の $y_b = b/2$ は 0.075 mm となる。

ここで、式(2.2)の Q は、チューブを中空円筒と考えることによって理論的に与えられるので^(2.1)、式(2.9)によって k が得られる。ここで、 l_{os} はチューブ外径、 l_{is} はチューブ内径である。

$$k = \frac{1}{l_{os}/(h_{is} l_{is}) + l_{os}/(2 l_{is}) \ln(l_{os}/l_{is}) + 1/h_{os}} \dots\dots\dots (2.9)$$

チューブ内の冷水温度を 7°C とすると、レイノルズ数 Re は 1850、プラントル数 Pr は 10.5 となる。チューブ内の流れが発達し、チューブ壁温が一定である場合のヌッセルト数 Nu は、8.7 となる^(2.6)。したがって、蓄熱槽内チューブ内面の熱伝達率 h_{is} は、

$$h_{is} = \frac{Nu}{l_{is}} \lambda_w \dots\dots\dots(2.10)$$

で与えられ、 $610 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ となる。このとき、水の熱伝導率 λ_w は $0.57 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ とする。

Type 1 の k を 図 2.10 の実験結果から $65 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ として、式(2.8)に代入すると、蓄熱槽内チューブ外面側の熱伝達率 h_{os} は $75 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ となる。チューブの熱伝導率 λ_s は $17.6 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ とする。

以上から、 β は 0.8 と求まり、Gardner 線図から、フィン効率 η は 0.75 と求まる。必要なフィン面積 $A_f = (5.5 A_{os} - A_{os})/\eta$ は 5.0 m^2 と求まり、フィンの両側の面積を合わせると 0.076 m^2 となるため理論的枚数は約 70 枚となる。

一方、フィンを取り付けると熱容量が増え、熱損失が増加する^(2.7)。この装置では、一つの槽で交互に吸放熱を行うため、熱損失が顕著になる。このため、槽の熱容量をおさえる必要がある。Type 1 では、MH と槽自体の熱容量比が 1.35 であった。Type 2 は、この比を目標上限とし、180 枚のフィンを取り付けた。フィンピッチは 5 mm となる。

2・5・3 改良結果

Type 2 の β を 図 2.12 に示す。初期の 1.5 h は圧力差によって水素移動を行い、1.5 h 経過後は、コンプレッサを使って水素移動を始めることで、水素流量が一時的に大きくなり β も大きくなる。改良の結果、 β を最小で 1.2 と小さくできた。

この場合の PCT 線図を 図 2.13 に示す。太線は水素放出時で、MH 温度が約 5°C の実験値、細線は材料試験値である。Type 2 の実験値は材料試験値と良く一致し、フィンをつけることで、MH の特性を有効に生かす能力を有する蓄熱槽が作製できた。

7°C の水として得られた蓄熱量は 17.9 MJ となり、蓄熱槽容積当たりの蓄熱量は $344 \text{ MJ}/\text{m}^3$ と、Type 1 ($171 \text{ MJ}/\text{m}^3$) の 2 倍以上の性能が得られる。ここで、Type 2 の蓄熱槽を用いて奈良崎ら^(1.11) のプラントと同じ蓄熱量を得るために必要な容器容積は、

0.14 m³となる。この蓄熱量と MH の見かけ密度および充填質量から、MH 容積当たり
りに得られる熱量は 404 MJ/m³となる。一方、システム効率を考慮しない場合、水蓄
熱の最大蓄熱量は 21 MJ/m³(利用温度 7~12)、氷は 386 MJ/m³(利用温度 0~12 ,
潜熱 336 kJ/kg)となることから、この蓄熱システムは、従来システムより有利になる
と考えられる。

圧力差による水素移動の際、Type を使った場合には 15 min、Type では 90 min
の時間を要した。これは、水素吸蔵側の蓄熱槽に用いた MH として、平衡水素解離圧
力が、5 で 0.1 MPa、40 で 0.8 MPa となる、表 2.4 とは異なった MH を充填し、
使用したためである。図 2.12 に示した結果は、水素放出側に表 2.4 の MH を使用した
ものであるため、 の比較には問題ないとする。異なる MH を使用したことによ
り、蓄熱システムの成績係数の向上が期待できるが、これについては第 4 章で詳細に
述べる。

2・6 まとめ

水素吸蔵合金を用いた空調用蓄熱システムの研究開発の第一歩として、本研究では、
従来、伝熱性能の定量的な検討が少なかった、水素吸蔵合金を使用した蓄熱槽として
の熱交換器を試作し、その性能評価を行った。

初めに、水素流通を妨げるフィンが無い基本的なシェルアンドチューブ型の蓄熱槽
(Type)を作製し、蓄熱システムの運転動作の確認を行い、蓄熱量の測定を行った。
次に、Type による実験結果をもとにして、チューブ本数を増やし、プレートフィン
を設けた改良型蓄熱槽 (Type)を作製し、この性能を確認した。これらの結果、以
下のことが明らかになった。

(1) この蓄熱システムでは、冷水の取り出し量を調整することによって、7 の
水が安定して得られ、システムの運転方法が妥当であることが確認できた。

(2) Type の蓄熱量は、MH 質量当たりの水素吸蔵量と吸発熱量および充填質量
から予想された値の 76%程度となった。これは、MH と冷媒である水の温度差 が、
最大 5.5 と大きくなることが原因であった。

(3) Type の改良によって、 が 1.2 程度と、目標の 1 を、ほぼ満足し、
使用した MH の特性を有効に生かす能力を有する Type を作製できた。

(4) 蓄熱槽容積当たりの蓄熱量は、Type Ⅰ の 171 MJ/m^3 から Type Ⅱ の 344 MJ/m^3 へ2倍以上向上した。

(5) 蓄熱密度を蓄熱材である MH の単位容積当たりに換算すると 404 MJ/m^3 となり、水や氷を使用する蓄熱の場合より高い性能が得られた。

以上の結果、Type Ⅱ は蓄熱用熱交換器として十分な性能を有することが立証された。なお、この蓄熱槽は水素貯蔵用容器としても機能することから、燃料電池や水素ガスタービンへの水素供給源としても期待できる。

本章の運転方法では、冷水が所定の温度 (7°C) で取り出せるまでに、総水素移動量の 20 % に当たる量の水素移動を要した。この水素は、蓄熱槽および MH 自体を冷却する顕熱損失として使われている。この水素を減らすことによって、蓄熱に使用できる水素量を増加できると考えられる。このため顕熱損失を少なくし、水素の利用効率を高める運転方法の検討を第3章で示す。

Table.2.1 Temperature and humidity conditions

Outdoor	Temperature	33
	Humidity	63%
Indoor	Temperature	27
	Humidity	60%

Table.2.2 Heat loads

Ventilation	1.93MJ/h
Two Persons	0.84MJ/h
Light	0.72MJ/h
Total heat load	3.49MJ/h

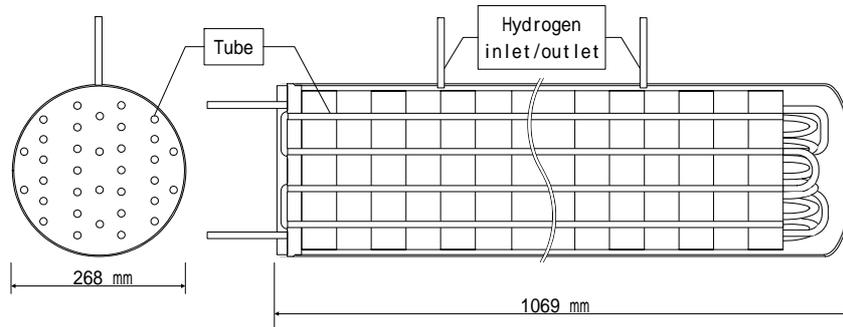


Fig.2.1 Heat storage vessel (Type)

Table.2.3 Outline of a heat storage vessel (Type)

Type		shell and tube
Heat exchanger mass	kg	51.9
Total MH mass	kg	101.5
Vessel capacity	m ³	0.046
MH filling ratio	%	68
Heat transfer area	m ²	0.96
Outer diameter of tube	mm	9.5
Inner diameter of tube	mm	8.1
Total number of tube	-	34
Tube length	m	0.944

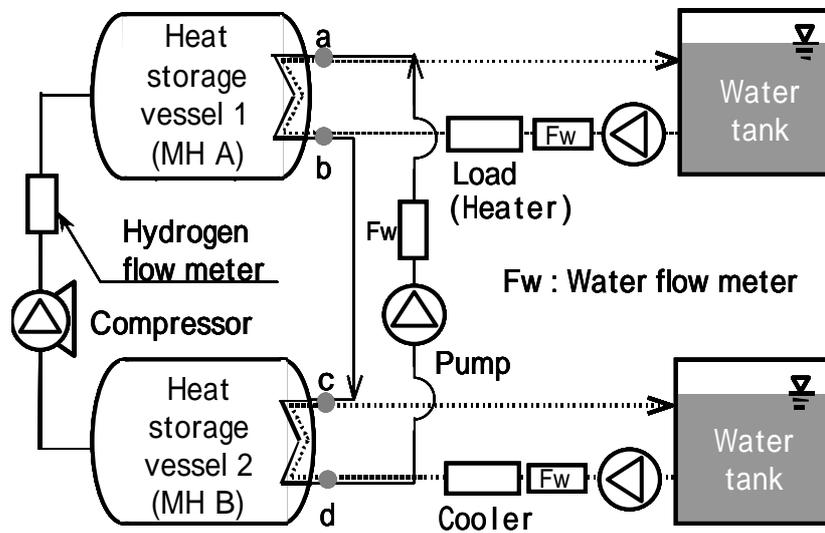
Table.2.4 Specifications of metal hydride

Material	TiZrCrFeMn
Pressure	0.27MPa (at 5) 1.0MPa (at 40)
Initial grain size	115.7 μ m (Size of 50% separation)
Bulk density	3250kg/m ³
Relative density	6.57



Compressor
Heat storage vessel
Water tank

Fig.2.2 Experimental MH heat storage system



- : Water temperature measurement point
- Under heat storage operation (Solid line)
 - a) cold water inflow b) hot water outflow
 - c) hot water inflow d) cold water outflow
- Under cooling operation (Dotted line)
 - a) cold water outflow b) cold water inflow
 - c) hot water outflow d) hot water inflow

Fig.2.3 Experimental heat storage system

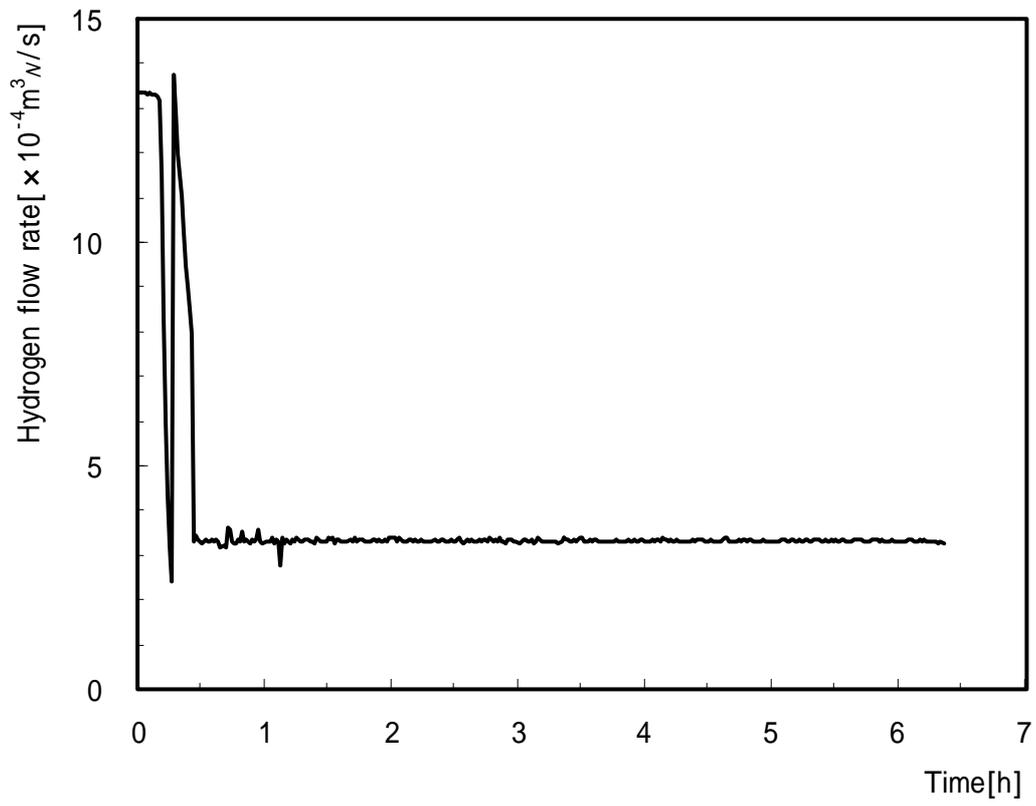


Fig.2.4 Hydrogen flow rate

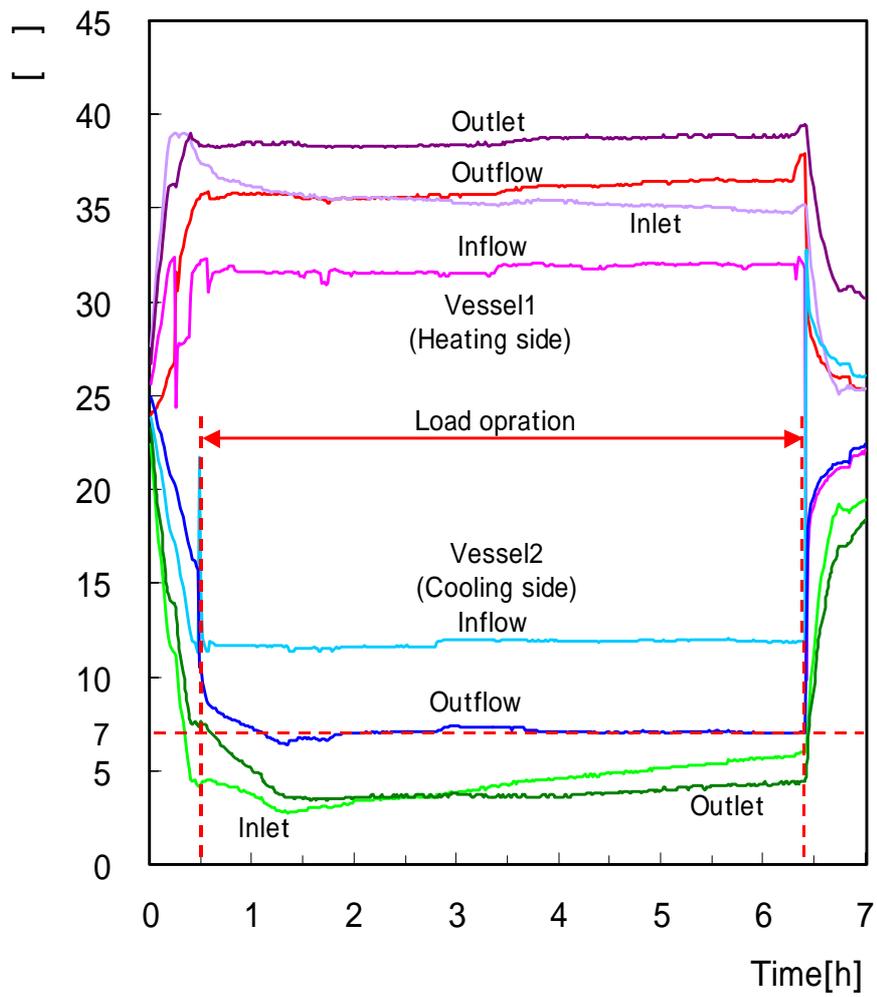


Fig.2.5 Temperature of inflow water,outflow water, inlet MH and outlet MH in a vessel (Hydrogen flow rate: $3.33 \times 10^4 \text{m}^3_N/\text{s}$)

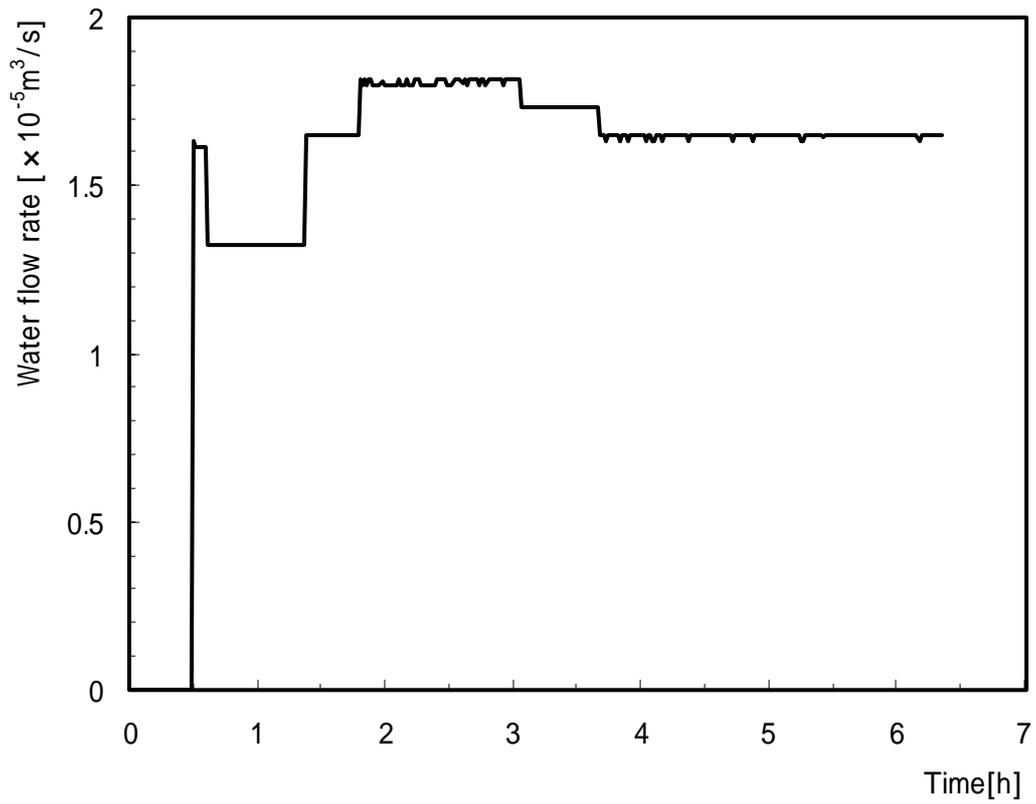


Fig.2.6 Cold water flow rate
 (Hydrogen flow rate: $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3_N/\text{s}$)

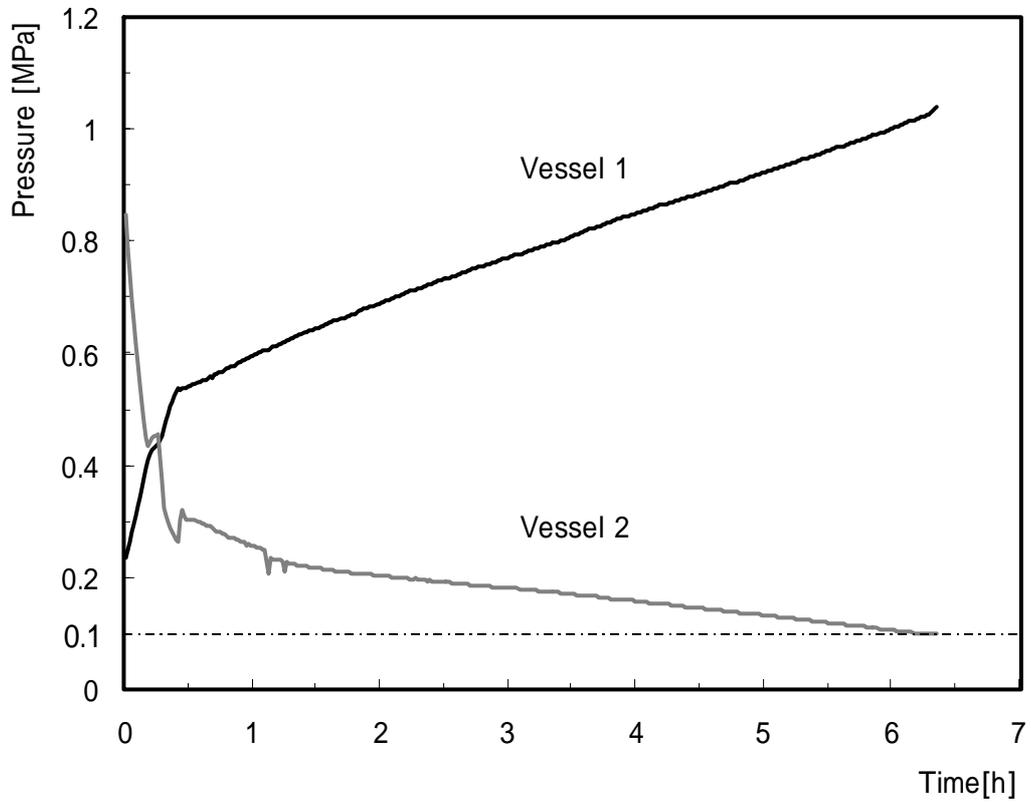


Fig.2.7 Inside pressure in vessel 1 and 2
 (Hydrogen flow rate: $3.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3_N/\text{s}$)

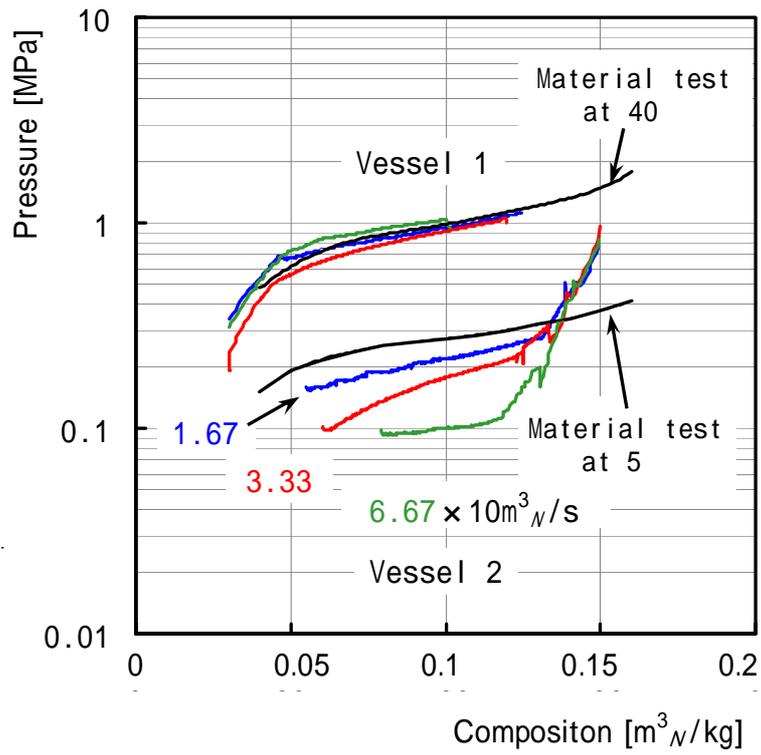


Fig.2.8 PCT diagram of type

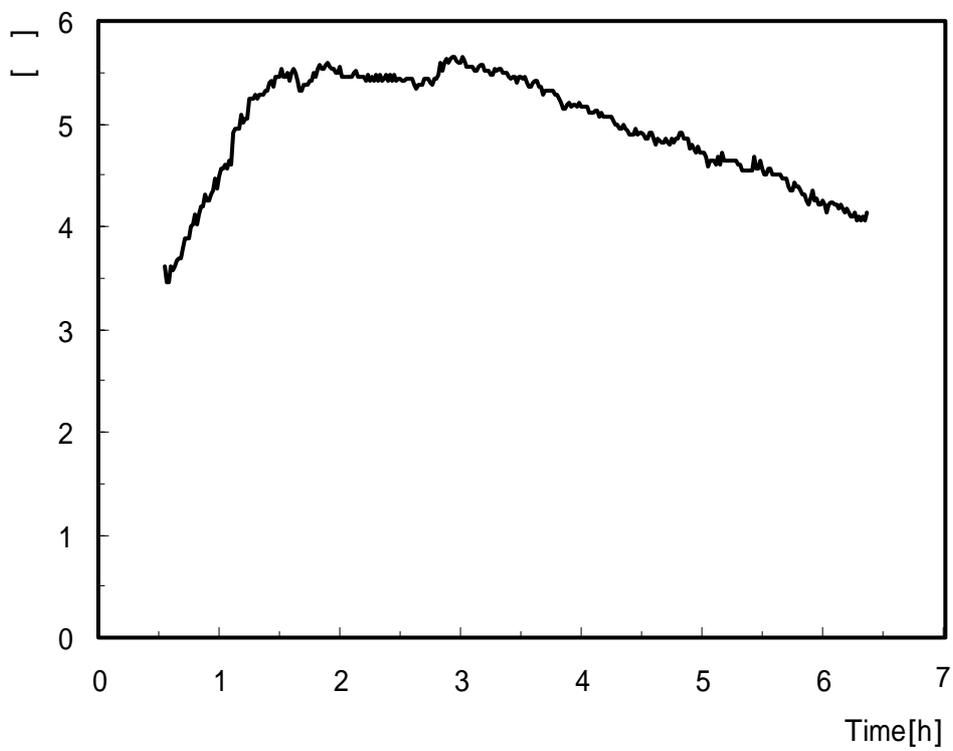


Fig.2.9 Logarithmic mean temperature difference of type

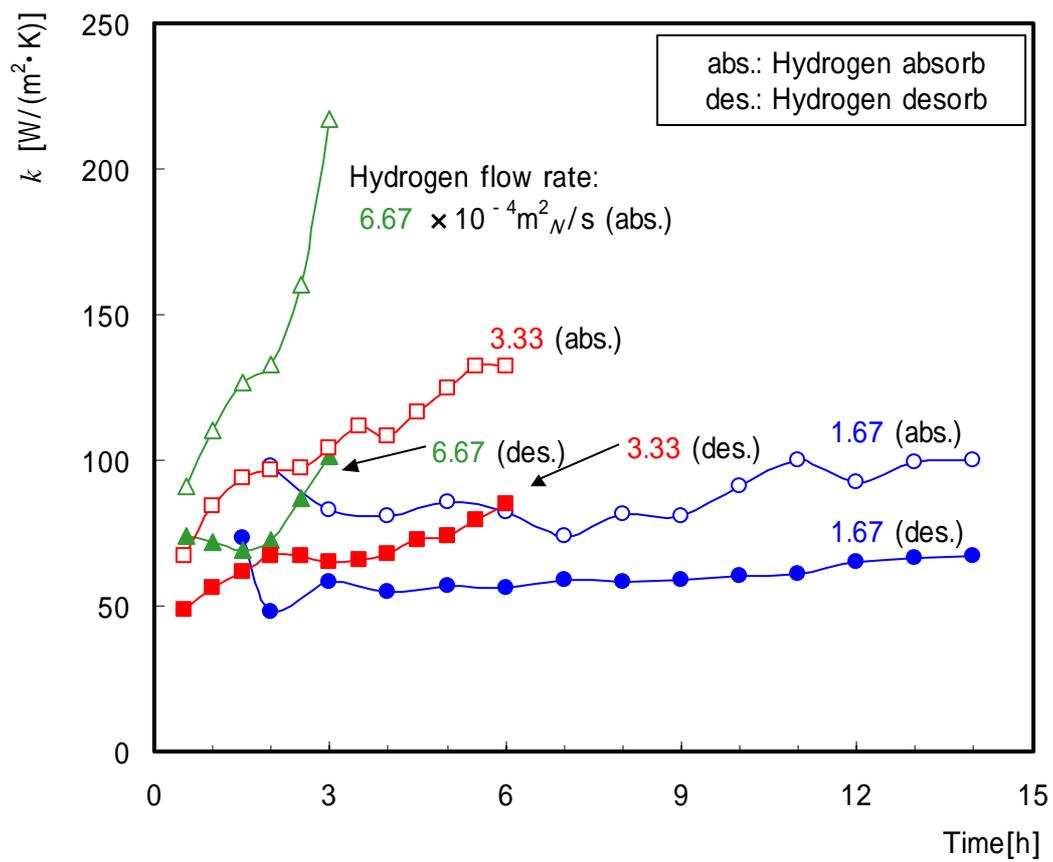


Fig.2.10 Heat transfer coefficient of type

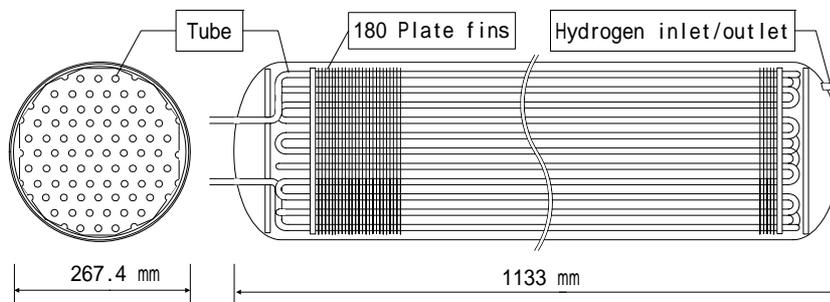


Fig.2.11 Heat storage vessel (Type)

Table.2.5 Outline of a heat storage vessel (Type)

Type		shell and tube+Fin
Heat exchanger mass	kg	40.4
Total MH mass	kg	144
Vessel capacity	m ³	0.052
MH filling rate	%	85
Heat transfer area	m ²	1.54+13.7(fin)
Outer diameter of tube	mm	9.5
Inner diameter of tube	mm	8.1
Total number of tube	-	52
Tube length	m	0.995

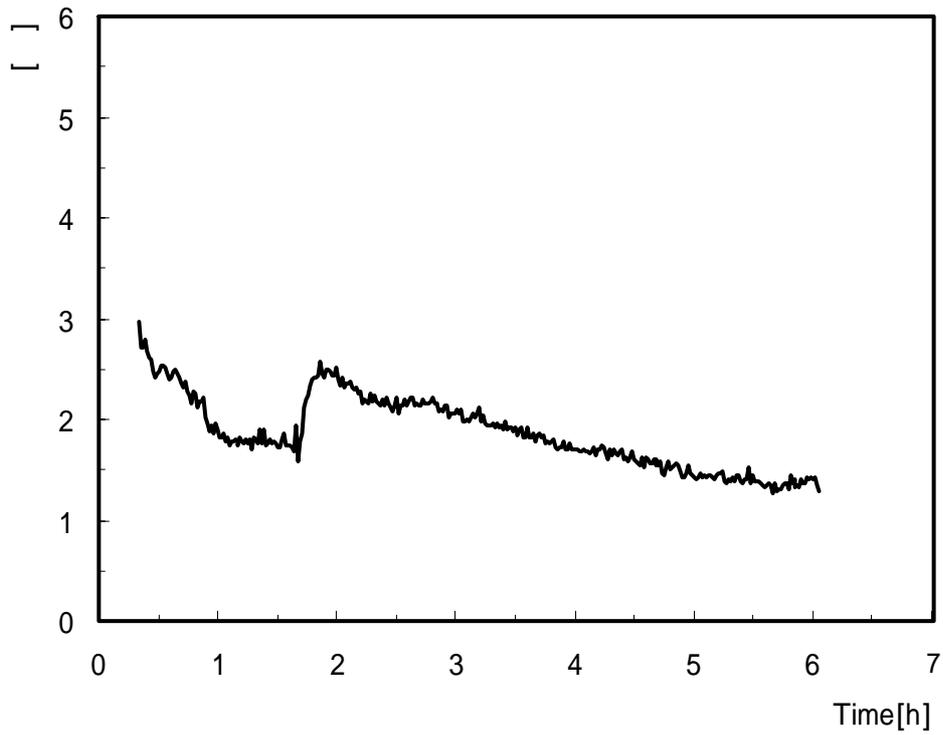


Fig.2.12 Logarithmic mean temperature difference of type

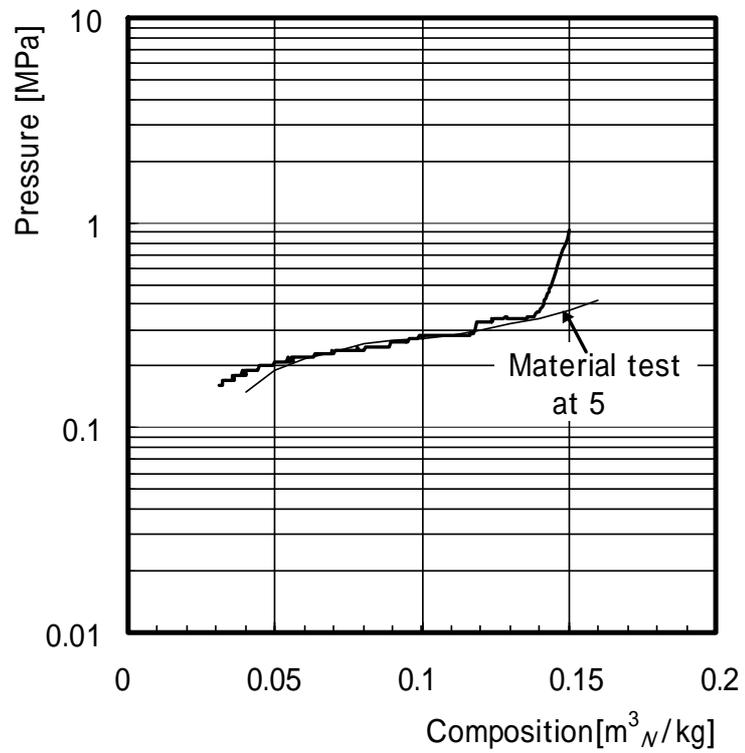


Fig.2.13 *PCT* diagram of type

第3章 水素の利用効率を高める運転方法の検討

3・1 はじめに

一般に、蓄熱は冷水や氷によって行われ、ほぼ蓄えられた状態の温度で使用される。一方、水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムでは、MH へ水素の吸蔵を行うことが蓄熱となる。しかしながら、MH への水素吸蔵にともない、MH は発熱し、蓄熱槽の温度は上昇する。この蓄熱槽から冷水を取り出すためには、蓄熱槽を冷水取出温度まで冷却することが必要となる。この際に放出される一定量の水素は、冷水取出しには使用できない。そこで、この水素量が、全体の水素移動量に占める割合を少なくできれば、冷水を得るために使用できる水素量の割合が増加する。これは蓄熱量の増加に相当する。

本研究では、冷水取出しに使用できない水素量として、無効水素量という概念を導入し、これを少なくできる水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの運転方法の検討を行った。

3・2 無効水素量の概念

本研究の基本的な蓄熱システムは、MH を充てんした2つの蓄熱槽と水素移動を行うためのコンプレッサおよび熱交換を行うための水循環系で構成される。図 3.1 に、このシステムを用いた基本的な運転方法を、各運転工程に分けて示す。

図 3.1(a)に示すように、一方の蓄熱槽から他方の蓄熱槽へコンプレッサを使用して水素を移動することを蓄熱とする。この工程は、電気料金の安価な夜間に行われる。この図では、蓄熱槽 2（以下、槽 2）から水素が放出され、蓄熱槽 1（以下、槽 1）へ吸蔵されるため、槽 2 では吸熱反応で温度が T_{Lo} 、槽 1 は発熱反応で T_{Hi} となる。水蓄熱槽からは、温度 T_{cwHi} の水を槽 2 へ導入し、水温 T_{cwLo} となった冷水は、水蓄熱槽に貯留する。クーリングタワーから供給される温度 T_{hwLo} の水は槽 1 を冷却し、水温 T_{hwHi} となって流出する。

次に、負荷の発生する昼間には、槽 1 から冷水を得るが、槽内の初期温度は T_{Hi} となっているため、槽内を冷水取出温度 T_{Lo} まで冷却する必要がある。そこで、図 3.1(b)に示すように、槽 1 から槽 2 へ水素移動を行うことで槽 1 を冷却する。このとき、移動する水素は、槽の冷却のみに使われ、槽 1 からの冷水取出しには無効な水素となる。

この工程を無効水素工程とする。槽 1 が T_{Lo} まで冷却されたら冷水取出しを開始し，図 3.1(c) に示すように，夜間に貯留した冷水と合わせて使用する。

図 3.1(b) ~ (c) の運転を行った場合の蓄熱槽内における PCT 線図を図 3.2 に示す。ここで，プラトー領域における最大および最小水素吸蔵量での圧力を，それぞれ P_{Hi} , P_{Lo} とする。ただし， P_{Hi} は，高圧ガス取締法の規制値を上限とし， P_{Lo} は，装置への大気の誘引を避けるため，大気圧とするのが実用的である。

初期状態として，槽 1 は温度 T_{Hi} , MH への水素吸蔵量 X_{Hi} (m^3_N/kg) , 圧力 P_{Hi} となる。また，槽 2 では温度 T_{Lo} , 水素吸蔵量 X_{Lo} , 圧力 P_{Lo} となる。この状態から，圧力差またはコンプレッサを用いて，槽 1 から槽 2 へ水素の移動を行う (図 3.1(b))。槽 1 では，線 のように，水素量の減少とともに圧力が低下し，同時に温度も低下する。槽 1 の温度が冷水取出し温度として設定した T_{Lo} まで低下したら冷水取出を開始する。このとき水素吸蔵量は X となっている。この過程で使用される水素量が無効水素量 N (m^3_N) であり，MH の質量を M_{MH} とすると式(3.1)で示される。

$$N = (X_{Hi} - X) M_{MH} \dots \dots \dots (3.1)$$

この無効水素量を少なくできれば，冷水取出しに使用できる水素量 (以下，有効水素量) が増加できる。この結果，蓄熱量を増加したことになる。

冷水取出しを行いながら，さらに水素放出を続け，槽 1 の圧力が，下限値である P_{Lo} まで低下したら冷水取出しを終了する。このときの水素吸蔵量を X_{Lo} とすると，一回の過程で移動する水素量である総水素移動量 D (m^3_N) は $(X_{Hi} - X_{Lo}) M_{MH}$ となる。したがって，総水素移動量に占める無効水素量の割合 は，

$$= \frac{X_{Hi} - X}{X_{Hi} - X_{Lo}} = \frac{N}{D} \dots \dots \dots (3.2)$$

で示される。MH 蓄熱システムでは蓄熱完了時の高い温度を，冷水取出時には低い温度にする必要があり，このための水素移動は避けられない。この水素移動量の増加が，蓄熱量を減少させることから，これを明確に把握することが重要である。本研究では，この水素移動量を無効水素量という概念で定義することによって，これを減少させる

運転方法の検討を行なう。

3・3 無効水素量を少なくする運転方法

3・3・1 温度平準化運転

水素吸蔵合金を使ったヒートポンプシステムでは，水素の吸放出を短時間のサイクルで行うため，無効水素量の影響が，より顕著に現れる．そのため，無効水素量を少なくする運転方法の検討が若干報告されている．宮治ら^(3.1)や畑中ら^(3.2)は，三つの MH 充てん容器を設け，これを順次に二つづつ使用する方法を検討した．小川ら^(3.3)は水タンクを設けるシステムを検討したが，これらはシステム構成や運転方法が複雑になる．また，広ら^(3.4)は，熱駆動形の冷熱発生用ヒートポンプシステムにおいて，水素移動によって吸発熱した二つの MH 充てん容器間に熱媒体を循環し，熱交換を行うことによって両槽の温度を平準化し，高温の槽内を冷却している．

広らの方法を，蓄熱システムに応用した方法を，温度平準化運転と呼び，この無効水素工程を図 3.3 に示す．また，PCT 線図を図 3.4 に示す．このシステムは，図 3.1 に示すシステムに，蓄熱槽間で水を循環するためのポンプを加えて，熱交換を可能にしている．

蓄熱工程において槽 2 から槽 1 への水素移動が終了した直後の状態は，槽 1 が温度 T_{Hi} で水素吸蔵量 X_{Hi} ，槽 2 は T_{Lo} ， X_{Lo} である．次に，図 3.3 に示すように，無効水素工程では水素移動を行わず，ポンプを用いて，槽 1 と槽 2 間で，水を循環することによって熱交換を行う．ここで，圧力は，図 3.4 の線 のように，水素吸蔵量が X_{Hi} のまま低下する．熱交換によって，両槽が平衡温度 T_{Mid} に達したら熱交換を止める．次に，圧力差またはコンプレッサを用いて，槽 1 から槽 2 へ水素を移動し，槽 1 の温度が T_{Lo} ，水素吸蔵量が X となった時点から冷水取出しを開始する．

この方法では，槽 1 の温度 T_{Mid} を T_{Lo} まで冷却するための無効水素量は $(X_{Hi} - X) M_{MH}$ となる．したがって，総水素移動量に占める無効水素量の割合 は，

$$= \frac{X_{Hi} - X}{X_{Hi} - X_{Lo}} = \frac{(X_{Hi} - X) - (X - X_{Lo})}{X_{Hi} - X_{Lo}} = \frac{N - n}{D} \dots\dots\dots (3.3)$$

で示される。式(3.2)と比較して、式(3.3)では分子が n だけ小さくなるため、無効水素量の割合が小さくなる。

3・3・2 総水素移動量増加運転

温度平準化運転方法では、水素移動終了時に、コンプレッサを停止して熱交換を行うが、本研究で検討する総水素移動量増加運転方法では、コンプレッサによる水素移動を継続した状態で熱交換を行うため、温度平準化運転より水素移動量を多くできる。この方法の無効水素工程の概念を図 3.5 に、PCT 線図を図 3.6 に示す。

水素を槽 2 から槽 1 へ移動しながら熱交換を行うと、槽 1 の温度 T_{Hi} は、吸熱側の槽 2 から得られる冷水によって T_{Mid} へと低くなる。これにともない、圧力も線 - 1 の様に下降するため、さらに水素移動が可能となる。圧力は、水素移動の進行にともない再び上昇し、水素吸蔵量 X_{Hi} で上限値に達するため移動を終了する。したがって、前述の二つの方法と比較して、水素量は $d = X_{Hi} - X_{Hi}$ 分だけ増加する。

次に、槽 1 の温度 T_{Mid} を、 T_{Lo} まで冷却するために槽 1 から槽 2 へ水素を移動する。水素移動を始めると、圧力と水素吸蔵量は線 - 2 にしたがって減少し、水素吸蔵量 X になった時点から冷水取出しを行う。この場合、総水素移動量に占める無効水素量の割合は、

$$= \frac{X_{Hi} - X}{X_{Hi} - X_{Lo}} \dots\dots\dots(3.4)$$

となる。式(3.4)の分子 $X_{Hi} - X$ は、増加した水素量 $(X_{Hi} - X_{Hi})M_{MH}$ を含んだ状態で蓄熱槽を T_{Mid} から T_{Lo} へ冷却するために必要な無効水素量である。したがって、この無効水素量は、式(3.3)の分子 $N - n$ に増加した分の水素を冷却するために必要な無効水素量を n を加えて $N - n + n$ と書ける。また、式(3.4)の分母 $X_{Hi} - X$ は、総水素移動量 D に水素移動量の増加分 d を加え $D + d$ となる。したがって、式(3.4)は、

$$= \frac{N - n + n}{D + d} \dots\dots\dots(3.5)$$

となる。増加分の水素を冷却するために必要な水素の割合 $n / (N - n)$ と水素増加の割合

d/D は小さいとして，式(3.5)を一次の項まで展開すると，

$$= \frac{N-n}{D} \left[1 - \left(\frac{d}{D} - \frac{n}{N-n} \right) + \dots \right] \dots \dots \dots (3.6)$$

となる．ここで， d/D に対して $n/(N-n)$ は十分に小さいので，式(3.2)，(3.3)，(3.5) から

$$\frac{N}{D} > \frac{N-n}{D} > \frac{N-n+n}{D+d} \dots \dots \dots (3.7)$$

となる．したがって，総水素移動量に占める無効水素量のそれぞれの割合 η_{RN} ， η_{RN} は，

$$\eta_{RN} > \eta_{RN} \dots \dots \dots (3.8)$$

となる．これより，本研究で提案する総水素移動量を増加する運転方法は優位性がある．

3・4 合金物性の測定

各運転方法の総水素移動量に占める無効水素量の割合 η_{RN} ， η_{RN} を算出するために必要な X_{Hi} ， X_{Hi} ， X_{Lo} は MH の特性から定まる．ここでは，式(3.2)で示される場合について考察する．初めに，蓄熱槽に充てんされた MH の質量を M_{MH} ，MH の反応熱量を H とすると，無効水素移動量 $X_{Hi} - X$ に対する MH の反応熱量 Q_{RN} は，

$$Q_{RN} = \frac{H(X_{Hi} - X)M_{MH}}{22.4 \times 10^{-3}} \dots \dots \dots (3.9)$$

となる．このときの無効水素の移動によって，蓄熱槽の冷却に用いられる熱量 Q_f は，蓄熱槽の比熱を c_{ves} ，蓄熱槽の質量を M_{ves} ，MH の比熱を c_{MH} ，蓄熱槽内において MH に吸蔵されていない水素のモル数を m ，水素のモル定容比熱を c_{vH} ，水素吸蔵側の蓄熱槽温度を T_{Hi} ，放出側の蓄熱槽温度を T_{Lo} とすると，

$$Q_f = (c_{VES} M_{VES} + c_{MH} M_{MH} + m c_{vH}) (T_{Hi} - T_{Lo}) \dots \dots \dots (3.10)$$

となる．式(3.9)と式(3.10)は等しいので，MH 質量あたりの冷水取出開始水素量 X は，

$$X = X_{Hi} - \frac{22.4 \times 10^{-3}}{H M_{MH}} (c_{VES} M_{VES} + c_{MH} M_{MH} + m c_{vH}) (T_{Hi} - T_{Lo}) \dots \dots \dots (3.11)$$

となる． X ， X も同様にして求める．

ここで，実際に X ， X ， X を算出し，無効水素量を少なくする運転方法を比較するためには， H と c_{MH} を明らかにする必要がある．そこで，実験装置を用いて，実用的な方法によって，これらの測定を行い実測値を得た．実験に用いた MH の *PCT* 線図を図 3.7 に示す．使用した MH は，Ti Zr Cr Fe Mn 系で，初期平均粒径 50 μ m，真比重 6.57 である．

3・4・1 反応熱量

反応熱量 H は，Van't Hoff の式(3.12)から求められる．式中の P_{Lo} と P_{Hi} は， T_{Lo} と T_{Hi} における平衡水素解離圧力である．また， R は気体定数 8.31×10^{-3} kJ/(mol \cdot K)である．

$$X = R \frac{\ln P_{Lo} - \ln P_{Hi}}{1/T_{Lo} - 1/T_{Hi}} \dots \dots \dots (3.12)$$

ここで， T_{Lo} と T_{Hi} は，一般の空気調和用設備で用いられる温度として， $T_{Lo} = 5$ ， $T_{Hi} = 35$ とする．図 3.7 から，プラトー領域のほぼ中心となる水素吸蔵量 $0.10 \text{ m}^3_N/\text{kg}$ において， $P_{Lo} = 0.27$ MPa， $P_{Hi} = 0.88$ MPa である．式(3.12)から，実験で使用した MH の水素 1 mol あたりの反応熱量 H は， -28 kJ/mol となる．

3・4・2 水素吸蔵合金の比熱

MH の比熱 c_{MH} は，大角^(3.5)，吉田ら^(2.2)，Ohlendorf ら^(3.6)によって，MH 中に吸蔵されている水素量の増加にともない増加することが報告されている．しかしながら，これらの文献で使用されている MH は，本研究の MH とは異なることや，本研究では材

料特性の把握を目的とはしていないことから，比較検討は避けた．

このような MH の比熱変化は，大量の MH が使用される実用的蓄熱システムでは，その蓄熱量に大きく影響することが考えられる．そこで，図 2.3 に示す実験装置を用いて，蓄熱槽内において水素吸蔵量を段階的に変化させた場合の MH の比熱 c_{MH} を求めた．

この測定では，初期槽内温度が約 25 の蓄熱槽へ，槽内との温度差が約 10 の温水を，一定流量で供給し熱交換を行う．使用した計測器の精度を考慮して，槽内と初期槽内の温度差 T が 5 以上となった時点で熱交換を終了する．

この場合，蓄熱槽内の熱収支は，蓄熱槽が温水から得た熱量を Q_{vw} ，MH の顕熱を Q_{MH} ，蓄熱槽の顕熱を Q_{ves} ，水素の顕熱を Q_H ，熱交換によって温められた MH が水素を放出するときの反応熱を Q_R とすると式(3.13)で表すことができる．

$$Q_{vw} = Q_{MH} + Q_{ves} + Q_H - Q_R \dots \dots \dots (3.13)$$

ここで，

$$Q_{MH} = c_{MH} M_{MH} T \dots \dots \dots (3.14)$$

また， m は，平衡水素解離圧力 P と槽内温度 T によって定まり， Q_H は式(3.15)で示される．

$$Q_H = m c_{vH} T \dots \dots \dots (3.15)$$

MH の比熱 c_{MH} は，式(3.13)と式(3.14)から式(3.16)のように得られる．

$$c_{MH} = \frac{Q_{vw} + Q_R - Q_{ves} - Q_H}{M_{MH} T} \dots \dots \dots (3.16)$$

式(3.16)を用いて，実験によって得られた，MH の水素吸蔵モル数と比熱の関係を図 3.8 に示す．MH の比熱 c_{MH} は，水素モル数 x が，2 mol/kg から 7 mol/kg へ増加す

るともなっており、約 0.55 kJ/(kg・K)から約 0.70 kJ/(kg・K)へと、ほぼ一定の割合で増加した。図 3.8 から近似式である 式(3.17)が求められる。

$$c_{MH} = 0.03x + 0.49 \dots \dots \dots (3.17)$$

ここで、比熱の増加は、MH への水素吸蔵によるものと考え、MH 自身の比熱は、式(3.17)で x の値が 0 の場合に相当するため 0.49 kJ/(kg・K)と見積もることができる。しかしながら、これは本研究で使用された MH のみによる実用的な結果である。そのため、このほかの MH を検討する場合には、改めて同様の解析が必要であると考えられる。

3・5 実験方法

実験方法について、実用化した蓄熱システムの場合に則して述べる。図 2.3 において、無効水素工程、冷温水取出し工程における水循環系の配管を破線で、総水素移動量増加工程の配管を実線で示す。初期条件として図 3.7 に示した MH の PCT 線図から、槽 2 の MH 質量当たりの水素吸蔵量が約 0.02 m³_N/kg (図 3.6 の X_{L_0} に相当)、蓄熱槽 1 では約 0.15 m³_N/kg (図 3.6 の X_{H_0} に相当)の状態から実験を開始する。

無効水素工程

実機では、蓄熱槽内温度を冷水取出し温度として設定した 5℃ まで冷却するための工程となる。

実験装置の槽 1 と槽 2 間の水素バルブ (図 2.3 では省略) を開くと、槽 1 内の圧力は槽 2 内の圧力より高いため、圧力差によって槽 1 から槽 2 へ水素が流れる。両槽の圧力差が小さくなることによって、水素流量が 1.67×10^{-4} m³_N/s (0.01 m³_N/min) まで小さくなった時点で、コンプレッサによる水素移動を始める。この流量の下限はマスフローコントローラの測定範囲と誤差を考慮して決定した。槽 1 の槽内温度が 5℃ まで低下した時点で、冷温水取出し工程へ移る。

冷温水取出し工程

この工程は、負荷となる昼間の空気調和冷房時に行い、冷却側の蓄熱槽から、冷房に使用する冷水を取り出す。このとき、夜間に蓄えた冷水も同時に使用する。発熱側

の蓄熱槽からは，クーリングタワーを用いて排熱する．

実験装置では，槽 1 側のポンプを稼働して，槽 1 から冷水を得る．冷水水温は，空気調和の利用水温として一般的に適用される 7 となるように，水の流量を調節しながら運転を行う．蓄熱槽入口水温は，ヒーターを用いて，空気調和適用水温の 12 に調整する．一方，発熱側の槽 2 では，槽内温度が 37 になったらポンプを稼働し，水との熱交換によって排熱を行う．槽 2 への入口水温は，実機においてクーリングタワーに相当するクーラーを用いて 32 に調整する．

実機では，昼間の負荷が無くなり次第，蓄熱槽からの冷水の取出しを終了するが，実験では，装置の能力を把握するために，槽 1 の圧力が大気圧と等しい 0.1 MPa，もしくは，槽 2 の圧力が，高圧ガス取締法の規制の上限 1.0 MPa まで運転し，これらに達したら，冷水取出しを停止する．

総水素移動量増加工程

蓄熱量を増加するために蓄熱槽間で熱交換を行いながら水素を移動する工程である．この工程は，夜間の安価な電力を使用して行われる．

実験装置では，槽 1 と槽 2 間を水が循環するようにバルブ（図 2.3 では省略）を開く．2 つの蓄熱槽に，水を循環させるためのポンプを稼働し，槽 1 から得られる冷水を槽 2 へ供給し，槽 2 から得られる温水を槽 1 に供給する．このとき，コンプレッサによる水素流量は，一定に制御する．実験装置の槽 1 の圧力が，再び，0.1 MPa，もしくは，槽 2 の圧力が 1.0 MPa に達したら運転を停止する．

3・6 実験結果

3・6・1 実験結果

各工程の圧力と MH への水素吸蔵量の関係を，図 3.9 に示す．なお，図中の数字は，各工程の番号 ， ， に対応している．

水素吸蔵側では，MH 質量当たりの水素吸蔵量が $X_{L_0} = 0.02 \text{ m}^3_N/\text{kg}$ から水素の吸蔵を始め，水素吸蔵量が増加するにしたがって，圧力が徐々に増加する．やがて，圧力が，上限値である 1.0 MPa に達したので， $X_{H_1} = 0.12 \text{ m}^3_N/\text{kg}$ で，総水素移動量増加工程に切替えた．その後，圧力は，一時的に，0.08 MPa まで低下した後，水素吸蔵量の増加にともなって再び増加し， $X_{H_2} = 0.15 \text{ m}^3_N/\text{kg}$ で，再び圧力上限である 1.0 MPa

に達したので運転を停止する。

水素放出側では、水素吸蔵量が $X_{Hi} = 0.15 \text{ m}^3_N/\text{kg}$ から水素の放出を始めた。圧力は、水素吸蔵量が減り、MH の温度が低下するに従って徐々に小さくなる。水素吸蔵量が $X = 0.14 \text{ m}^3_N/\text{kg}$ まで減少した時点で、冷水取出温度に達するので、冷水取出しを開始する。さらに、水素放出を続けると、水素吸蔵量が $X_{Lo} = 0.054 \text{ m}^3_N/\text{kg}$ に達した時点で、前述のように、水素吸蔵側の圧力が上限値に達するので、冷水取出しを止め、総水素移動量増加工程に切替える。その後、圧力は、MH 温度の上昇にともない 0.3 MPa まで高くなり、やがて、水素吸蔵量の減少とともに再び低くなる。

実験の結果、総水素移動量に対する無効水素量の割合は式(3.4)を用いて 10% となる。

3・6・2 無効水素量の検討

各運転方法について、初期温度が高温側の槽で 35 、低温側で 5 とした場合の総水素移動量に占める無効水素量の割合を算出する。また、総水素移動量増加工程の実験結果と、試算結果を比較することで、試算方法の検証を行なう。

基本的運転方法の X は、式(3.11)から $0.10 \text{ m}^3_N/\text{kg}$ と求められる。このときの η は、式(3.2)から 29% となる。有効水素移動量は、 $0.05 \text{ m}^3_N/\text{kg}$ となる。

温度平準化運転方法では、式(3.17)から、熱交換時の MH の比熱は、水素吸蔵量が少ない槽 2 よりも、槽 1 の方が大きくなることがわかる。このため、熱交換によって二つの蓄熱槽が到達する平準化温度は、両槽の初期温度の平均である 20 を上回る。この平準化温度は、式(3.10)において槽 1 の T_{Hi} を 35 、槽 2 の T_{Lo} を 5 とし、式(3.17)から各槽の c_{MH} を算出して求めると 21 となる。このとき、 X_{Hi} 、 X_{Lo} は基本的運転方法と同じ値とした。

式(3.12)から、温度の逆数と対数圧力は直線的な関係があることから、図 3.7 に示した 35 と 5 の PCT 線図から、 21 の PCT 線図を内挿して求め、 X は、式(3.11)と同様の式によって $0.11 \text{ m}^3_N/\text{kg}$ と求まる。 η は、式(3.3)から 14% となり、有効水素移動量は、 $0.06 \text{ m}^3_N/\text{kg}$ となる。

本研究で提案する総水素移動量増加運転でも、 21 の PCT 線図を用い、式(3.11)と同様の式によって X は $0.14 \text{ m}^3_N/\text{kg}$ となり、式(3.4)から η は 10% となる。これは

実験結果と一致することから，これらの試算方法が検証できた．また，有効水素移動量は $0.09 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{kg}$ となる．

この を，基本的運転方法の試算結果と比較すると，無効水素量は，約 66 % の削減となる．また，有効水素量は，1.8 倍に増やすことができる．一方，初期温度を平準化する運転方法と比較すると，無効水素量は約 29 % の削減となり，有効水素量は 1.5 倍増加できる．

これらの結果，基本的運転方法に対して，総水素移動量を増加する運転方法は，総水素移動量に対する無効水素量の割合を少なくできることが試算された．また，初期温度の平準化を行う広ら^(4.4)の方法と比較しても有効水素移動量を多くすることができる．このことから，本研究で提案する総水素移動量を増加する運転方法は，蓄熱槽の蓄熱能力の向上に有効であることが明らかとなった．

3・7 まとめ

水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの運転方法の妥当性を確認した第 2 章において，蓄熱槽を冷水取出温度へ冷却するまでに，冷水取出しには無効となる水素移動が必要となった．本章では，これを無効水素量と定義し，総水素移動量に占める割合を少なくできる運転方法を考案した．この運転方法では，冷水取出し後にも発熱側と吸熱側の蓄熱槽間で熱交換を行いながら，コンプレッサによる水素移動を継続する．これによって，総水素移動量を増やし，無効水素量の割合を相対的に少なくできる．この運転方法の検証を MH 蓄熱システム実験装置によって行った．この結果，

(1) 無効水素量の概念を導入することによって，冷水を取出すまでに蓄熱槽の冷却に消費され，蓄熱には関わらない水素量を明確にとらえることができた．

(2) 基本的運転方法に対しては，無効水素量を約 66 % 減らすことができ，これによって，冷水を得るために使用できる水素吸蔵合金質量あたりの水素量は 1.8 倍になる．

(3) 初期温度を平準化する運転方法に対しては，無効水素量を約 29 % 減らすことができ，これによって，冷水を得るために使用できる水素吸蔵合金質量あたりの水素量は 1.5 倍になる．

これらのことから，本報で考案した無効水素量の割合を少なくする運転方法は，冷

水取出し量の増加を可能にし、ひいては、蓄熱量の増加に有効であることが明らかとなった。

本研究の運転方法では、無効水素量の割合を少なくすることで蓄熱密度を向上することができたが、冷水取出し後の水素移動時にもコンプレッサ動力が必要となるため、COP は、多少小さくなることが考えられる。このため、第 4 章では成績係数についても実験による検討を行う。

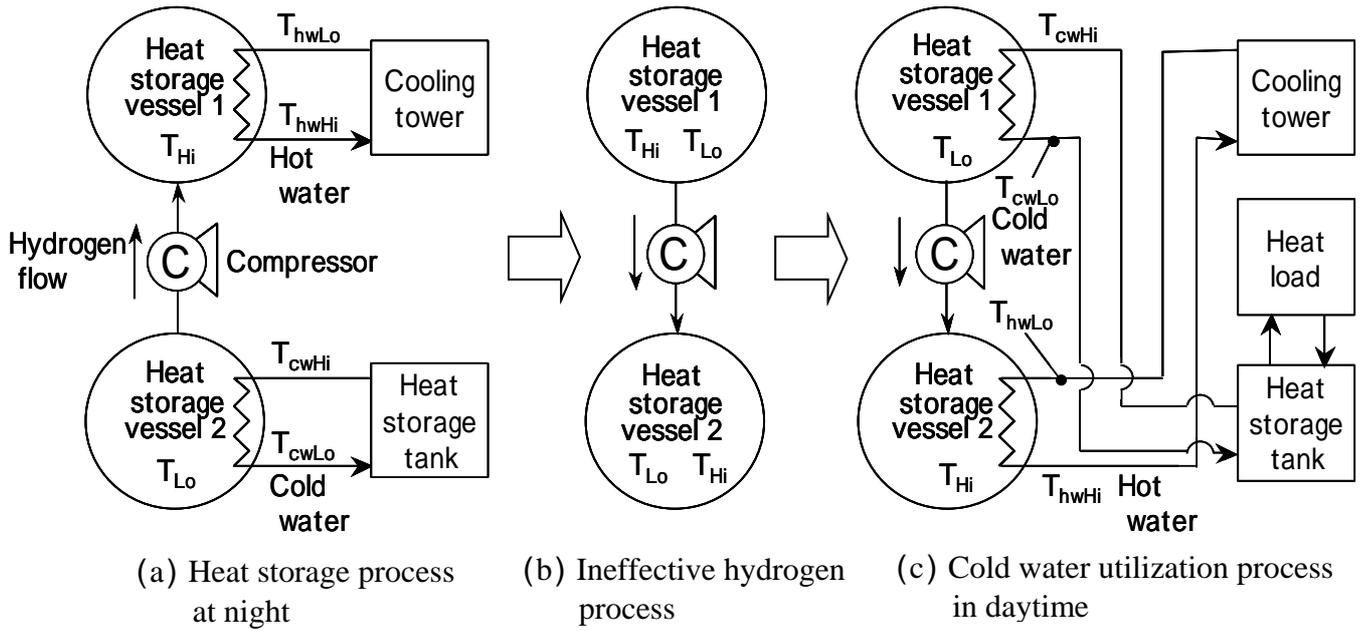


Fig.3.1 Concept of the basic heat storage process ()

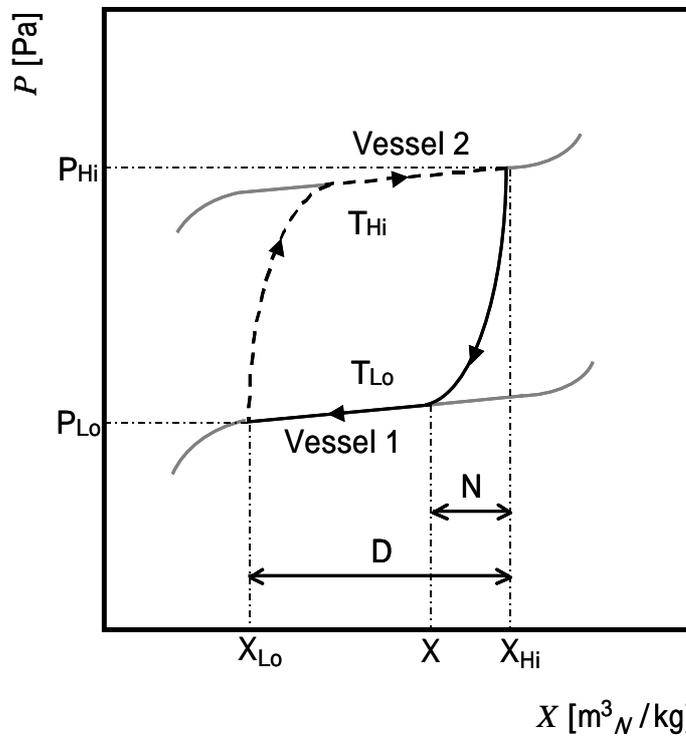


Fig.3.2 PCT diagram of the basic heat storage process ()

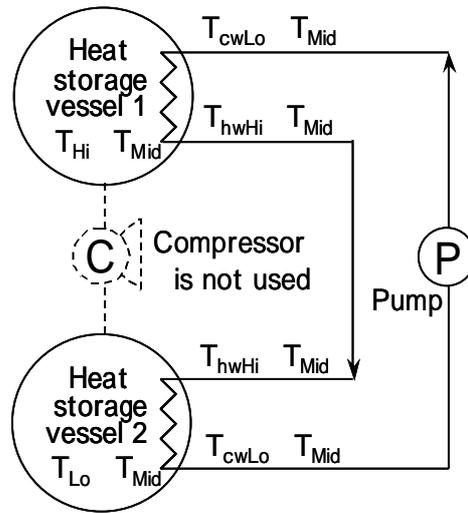


Fig.3.3 Concept of the temperature equalization process ()

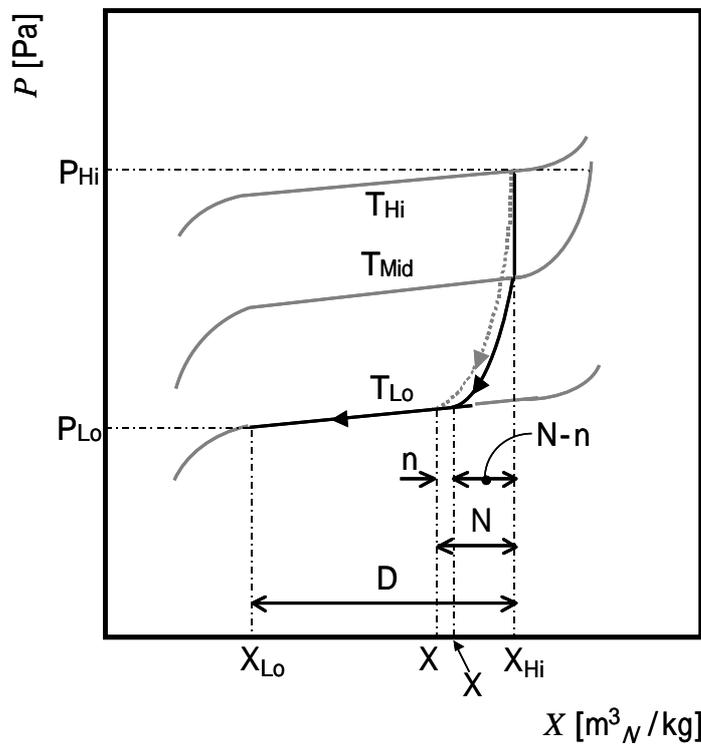


Fig.3.4 PCT diagram of the temperature equalization process ()

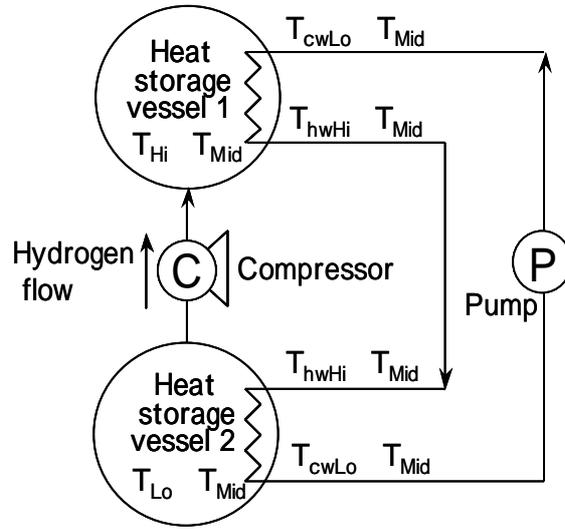


Fig.3.5 Concept of the improved hydrogen transfer process ()

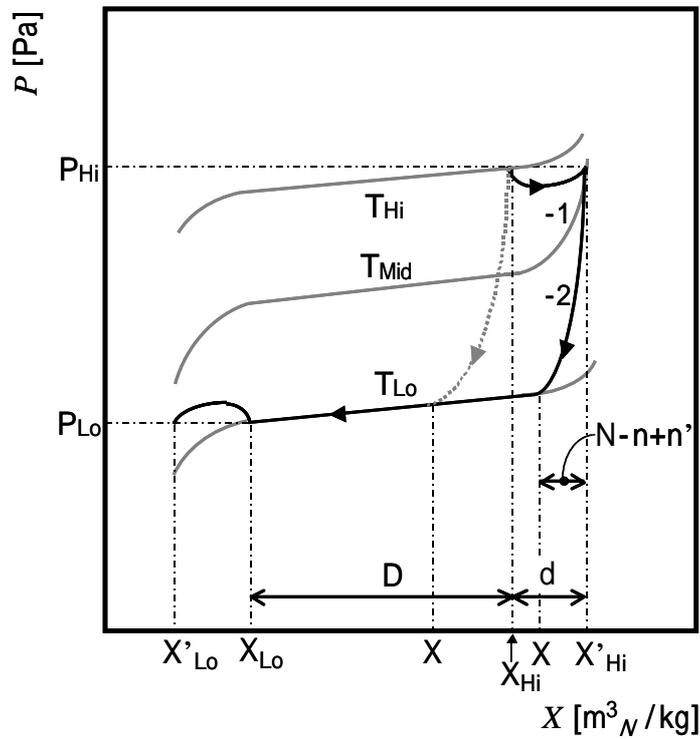


Fig.3.6 PCT diagram for the improved hydrogen transfer process ()

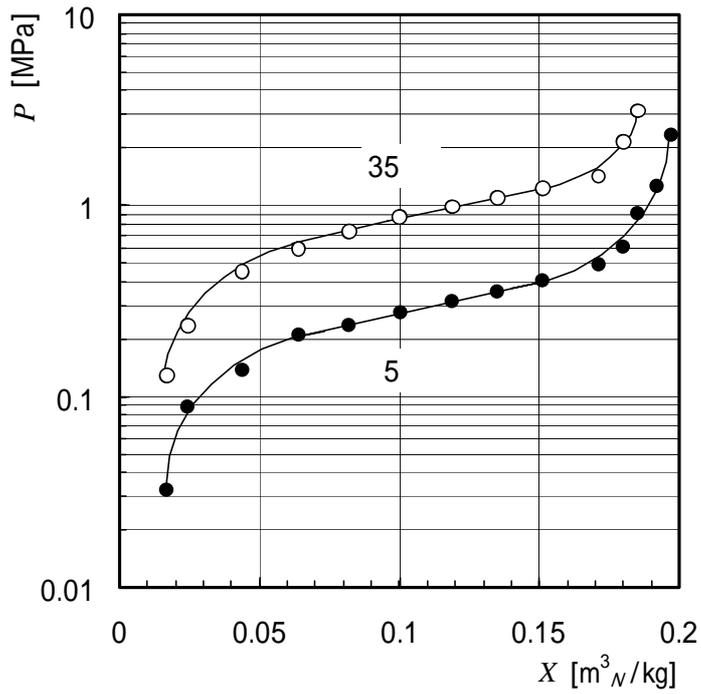


Fig.3.7 PCT diagram by material test

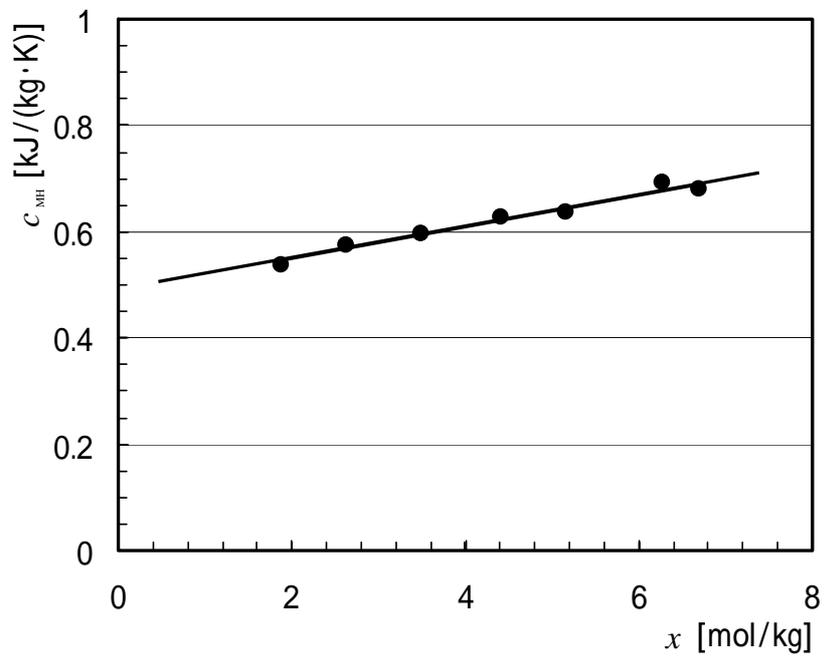


Fig.3.8 Specific heat of the metal hydride

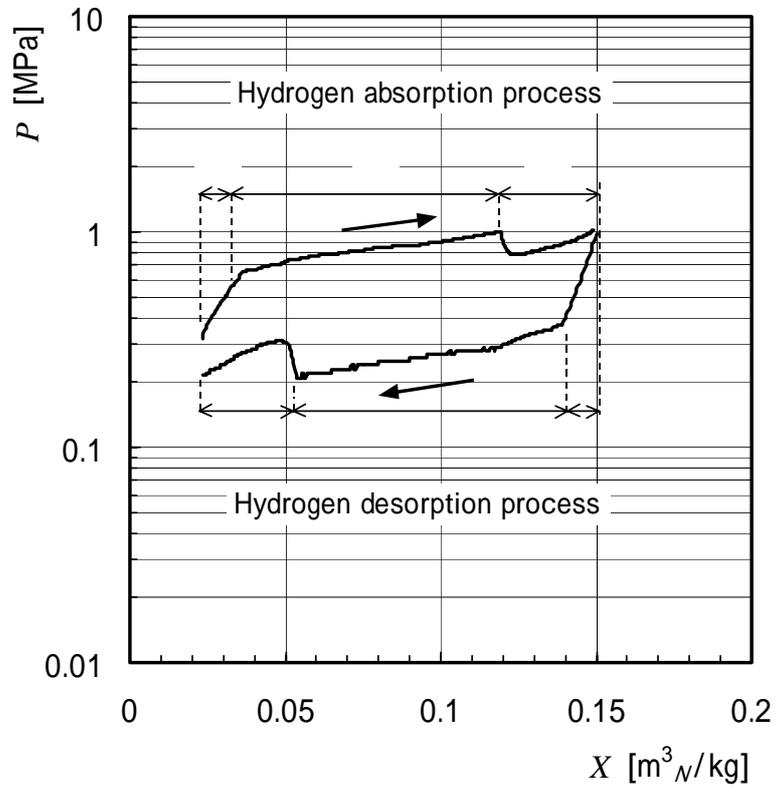


Fig.3.9 Experimental *PCT* diagram for the improved hydrogen transfer process

第4章 ピークカット運転方法による蓄熱システムの性能評価

4・1 はじめに

負荷と熱源容量，運転時間帯の関係に着目した場合の蓄熱の基本的な運転方法として，ピーク負荷時間帯に熱源機器を止めることによって電力需要の削減を行う，いわゆるピークカット運転について検討を行う．

この方法では，夜間に MH へ水素を吸蔵することが蓄熱となる．電力料金が昼間の約 1/3～1/4 と安価になる 22 時から翌日の 8 時までの 10 h 以内にコンプレッサを使った蓄熱を行い，昼間，電力需要のピーク負荷時間帯の 2～3 h 内は電力を使わず，MH を充てんした蓄熱槽間の圧力差のみで水素を移動し，冷房を行うことを想定して実験を行った．

実験では，実験装置に実負荷条件を与え，ピークカット運転による MH 蓄熱システムの性能と蓄熱方式としての有効性を調べるとともに，システム効率の評価手段として COP についても明らかにした．

4・2 ピークカット運転方法による蓄熱システム

4・2・1 システムの基本構成と運転方法

本研究での水素の移動は，奈良崎ら^(1.11)や，Yonezu ら^(1.12)の熱によって行う方法とは異なり，コンプレッサによって行う．これによって，システムとして近傍に熱源を必要とせず，装置が簡素化でき，水素流量やシステム操作の制御が簡易になる．

水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムのフローを図 4.1 に示す．従来の蓄熱は冷水や氷によって行われ，ほぼ蓄えられた状態の温度で使用される．一方，MH 蓄熱システムでは，MH へ水素の吸蔵を行うことが蓄熱となる．

本報のシステムでは，圧力差のみによって水素を移動するために二つの蓄熱槽に水素解離圧の異なる MH を各々充てんする．ここでは，蓄熱槽 1（以下，槽 1）に水素解離圧の高い MH を，蓄熱槽 2（以下，槽 2）に水素解離圧の低い MH を充てんした場合について示す．図 4.1(a)に示すように，夜間の安価な余剰電力によって，コンプレッサ稼働し，槽 2 から槽 1 へ水素移動を行う．このとき，槽 2 で吸熱，槽 1 で発熱する．

昼間は図 4.1(b)に示すように，コンプレッサを使用せず，高圧となっている槽 1 と低圧となっている槽 2 の圧力差のみで水素の移動を行う．このとき，水素を放出する

槽 1 から冷水が得られる。また、槽 2 の発熱はクーリングタワー等で排熱する。研究では実用的な空気調和システムとして、取出す冷水温度は 7℃ とする。

4・2・2 合金の選定

ここでは、槽 1 へ充てんする平衡水素解離圧力の高い MH を MH-A、槽 2 へ充てんする平衡水素解離圧力の低い MH を MH-B とする。MH の製作にあたり、以下の条件を有するものとする。

昼間の冷水取出し運転中は、水素放出側すなわち冷水取出し側（合金温度は 5℃）の MH-A の圧力が、吸蔵側すなわち放熱側（40℃）の MH-B の圧力を上回ること。また、大気の誘引を防ぐため圧力の下限を大気圧 0.1 MPa 以上とし、上限は高压ガス取締法によって定められている 1.0 MPa 以下とすることである。

熱源機器の能力の評価方法のひとつとして、COP が使用される場合が多い。この COP は、入力に対する出力の比を示す。本研究においても、後述する 4・6 節において MH 蓄熱システムの COP を評価する。システムの効率の向上のためには、COP が大きな値となることが望ましい。そこで、COP が向上する合金の組み合わせを選択する。

ピークカット法の場合、昼間は僅かの圧力差でも水素を MH-A から MH-B へ流すことが出来る。COP 向上のためには、MH-B から MH-A へコンプレッサを使って水素を移動させる際に、合金間の圧力差を小さくし、夜間のコンプレッサ動力を少なくする必要がある。すなわち、図 4.3 において MH-B の圧力 - 温度線を上側に平行移動し、 P_{AB} が小さくなるような合金の組み合わせを選択することが望ましい。そこで、本研究では、 $P_{AB} = 0.05$ MPa と、小さな圧力差となるように MH-A と MH-B を製作した。

以上のことを考慮して、製作した MH-A と MH-B の平衡水素解離圧力と温度の関係を図 4.4 に示す。夜間運転時において MH-A は平衡水素解離圧力 1.0 MPa、MH の温度が 40℃、MH-B は 0.1 MPa、30℃ となる。昼間の運転時には、MH-A では、MH の温度が 5℃ の一定温度で冷水を取出す。この際、平衡水素解離圧力は 0.2 MPa となる。また、MH-B は、40℃ で 0.15 MPa を保持しながら水素を吸蔵する。したがって、昼間は圧力差のみで水素を移動できる。

MH-A と MH-B の温度、水素解離圧力および水素吸蔵量の関係を表す、PCT 線図を図 4.5 に示す。

MH-A, MH-B とともにプラトー領域が同様に広く, また, このプラトー領域内において MH-A の圧力が常に MH-B を上回っているため, 圧力差による水素移動の条件を十分に満たす。

4・3 実験装置の設計仕様

実験装置の設計は, 2.2.1 項と同様に冷房面積として約 10 m^2 の部屋を想定し, 室内の居住人数は 2 名, 照明は 20 W/m^2 として模型実験装置を製作した。

4・4 実験方法

夜間の蓄熱運転は, 図 2.3 の槽 2 から槽 1 へコンプレッサを用いて水素を移動する。槽 1 の圧力が 1.0 MPa , または槽 2 の圧力が 0.1 MPa になるまで水素を移動する。次に, 昼間の冷房運転では, 圧力差のみによって水素を槽 1 から槽 2 へ移動する。

槽 1 から得られる冷水は, 水の流量を調節することによって $7 \text{ }^\circ\text{C}$ を保った。得られた冷水は水槽に戻し, 必要な場合にはヒーターで加熱して $12 \text{ }^\circ\text{C}$ とした後, 再び冷却側の蓄熱槽へ供給する。

また, 夏期に事務所ビルの 10 m^2 の区画を冷房するためには, $7 \text{ }^\circ\text{C}$ の冷水を $3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ の流量で得る必要がある。

さらに, 熱量は, 蓄熱槽の水の出入口で測定した水温と, この流量から算出した。水素や水の流れの向きはバルブ開閉の組み合わせによって設定した。

実機では, 水素を吸蔵し放熱する側の MH は, クーリングタワーを用いることによって冷却される。このため, 外気温とクーリングタワーの効率によって, 冷却能力は異なる。実験では, 外気温が高く, クーリングタワーの冷却効果が低下する夏場の運転を想定し, 放熱側の冷却温度を $32 \text{ }^\circ\text{C}$ とした。

4・5 実験結果

4・5・1 空気調和のための冷水源としての性能

冷房運転時の各槽への流入 (Inlet), 流出 (Outlet) 水温度の経時変化を図 4.6 に示す。

運転を開始すると水素吸蔵側である槽 2 の温度は徐々に高くなり, 水素放出側であ

る槽 1 の温度は徐々に低くなる．水素移動開始後に槽 1 内の温度が冷水取出し温度である約 5 ℃ となったのは 30 min 後であった．ここから負荷として 12 ℃ の水を供給しながら冷水取出しを開始した．この際，冷水は 8 ℃ から速やかに 7 ℃ へ低下した．

この結果，電力需要がピークとなる時間帯とほぼ同じ時間となる約 160 min の間，7 ℃ の水を安定して得ることができた．

各槽での水流量の経時変化を図 4.7 に示す．槽 1 では水流量を $2.5 \sim 3.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ の範囲で，手動にて調整することで 7 ℃ の冷水を得た．蓄熱システムにおける実運転では，負荷に見合った一定量以上の冷水が安定して得られることが重要となる．

槽 1 では，冷水取出し開始から約 160 min，初期調整時を除いて $3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ 以上の流量を得ることができた．

4・5・2 冷房能力

槽 1 からの冷水取出しによる熱量，すなわち冷房能力 Q_w は式(4.1)によって得られる．

$$Q_w = \int_{t_1}^{t_2} W c_{pw} \rho_w (\rho_{win} - \rho_{wout}) dt \dots\dots\dots(4.1)$$

W は図 4.7 に示す冷水流量， c_{pw} は水の比熱[4.18 kJ/(kg・K)]， ρ_w は水の密度(1000 kg/m³)， ρ_{win} は図 4.6 に示した槽 1 への流入水温度， ρ_{wout} は槽 1 からの流出水温度である．

運転開始後 約 30 ~ 190 min の 160 min の冷房能力は 式(4.1)から 10.5 MJ となる．表 4.2 から，この実験装置の熱負荷は 2.98 MJ/h であるから，160 min では 7.9 MJ となる．この蓄熱システムでは 160 min で 10.5 MJ の冷房能力があるので，要求性能を満足する．

さらに，約 190 ~ 290 min の 100 min は，図 4.7 のように水流量を徐々に小さくすることによって，図 4.6 に示すように，7 ℃ の冷水が得られる．このため，この間は別の冷凍機から得られる冷水と合わせて使用することによって，並設の冷凍機負荷を軽減し，総使用電力量を軽減できる．この 100 min に得られた冷房能力は，3.0 MJ である．したがって，この MH 蓄熱システムでは，合計で 13.5 MJ の冷房能力が得られる．

4・5・3 冷房時の水素移動

槽内圧力と水素流量の経時変化を図4.8に示す。水素は圧力差によって移動するが、短時間で大量に移動すると、冷水温度は7℃以下となる。冷水温度を7℃以下にしないために、この実験装置では水素流量の上限を $0.06 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{min}$ とする必要がある。

平衡水素解離圧力の高いMH-Aを充てんした槽1の圧力は、初期、約1.0 MPaである。水素移動を始めることで圧力が急激に低下するが、冷水取出しを始める運転開始後30 min以後の圧力変動は小さい。槽2は初期、約0.1 MPaで、水素移動を始めると徐々に上昇するが圧力変動は小さい。水素流量は、運転開始後、上限の $0.06 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{min}$ で約160 min維持された後、徐々に小さくなる。

冷水取出しの間、槽1と槽2の圧力変化は緩やかで、常に槽1の圧力が槽2より高くなる。このため圧力差のみで水素を移動することができる。

図4.8から、水素流量は運転開始から160 min以後に徐々に小さくなる。しかしながら、図4.6に示すように水温の上昇は無く、図4.7に示すように7℃の冷水が $3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ の水流量で得られる。これは、MHを含め蓄熱槽材料自体の熱容量によるためと考えられる。

また、図4.6において、槽2の出口水温は160 min以後、徐々に低下する。これは、槽2の入口水温と流量は一定であるが、水素流量が小さくなるに伴ない、槽2における発熱は減少するためであると考えられる。

冷却運転時のPCT線図を図4.9に示す。図4.9には、図4.5で示したMH-AとMH-Bの材料試験のデータも併記した。水素吸蔵側の槽2では、MH質量当たりの水素吸蔵量が $0.04 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{kg}$ から水素の吸蔵を始めた。水素吸蔵量が増加するにしたがって、圧力が徐々に増加する。

水素放出側では、水素吸蔵量が $0.15 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{kg}$ から水素の放出を始めた。圧力は、水素吸蔵量が減少するに従って徐々に低くなる。

4・5・4 夜間の蓄熱性能

MH-BからMH-Aへコンプレッサを使用して水素移動を行なった場合の積算水素移動量の経時変化を図4.10に示す。積算水素移動量は時間と共に増加する。運転開始後、約8.3 h (500 min)で、MH-A側の圧力が1.0 MPaに達したのでコンプレッサ運転を停止する。このように、本研究の蓄熱システムは、夜間電力料金割引時間10 h内に

蓄熱を完了することができる。

夜間運転時の PCT 線図を図 4.11 に示す。コンプレッサによる水素移動によって槽 1 (MH-A) の圧力は大きくなり、槽 2 (MH-B) の圧力は小さくなり、圧力差が徐々に大きくなった。

4・5・5 蓄熱密度

蓄熱密度については、いくつかの考え方がある。MH の単位質量あたりの蓄熱量を q_{mass} とすると、

$$q_{\text{mass}} = \frac{Q_w}{2 M_{\text{MH}}} \dots\dots\dots(4.2)$$

となる。ここで、分母の係数 2 は、MH 蓄熱システムが、MH を充てんした二つの蓄熱槽で構成されていることによる。

式(4.1)から Q_w は 13.5 MJ、表 2.5 から M_{MH} は 144 kg であるから、式(4.2)から q_{mass} は 46.9 kJ/kg となる。

ここで、氷の単位質量あたりの蓄熱量は 386 kJ/kg (利用温度 0~12℃, 潜熱 336 kJ/kg) となる。このことから、式(4.2)による蓄熱密度は、氷より低くなる。これは、MH の比重が大きいことによる。

MH の単位容積あたりの蓄熱量を q_{MH} とすると、

$$q_{\text{MH}} = \frac{\rho_{\text{MH}} Q_w}{M_{\text{MH}}} \dots\dots\dots(4.3)$$

となる。ここで ρ_{MH} は MH の見かけ密度で、3250 kg/m³ である。式(4.3)から q_{MH} は 305 MJ/m³ となる。

ここで、システム効率を考慮しない場合の水蓄熱の最大蓄熱量は 21 MJ/m³ (利用温度 7~12℃), 氷蓄熱では 386 MJ/m³ (利用温度 0~12℃, 潜熱 336 kJ/kg) となる。このことから、式(4.3)による蓄熱密度は、水より高く、氷と同程度となる。

蓄熱槽の単位容積あたりの蓄熱量を q_{ves} とすると、

$$q_{\text{ves}} = \frac{Q_w}{2 V_{\text{ves}}} \dots\dots\dots(4.4)$$

となる．表 2.5 から V_{ves} は 0.052 m^2 であるから，式(4.4)から q_{ves} は 130 MJ/m^3 となる．

4・5・6 水素利用効率

水の蓄熱槽においては実際に蓄えられる熱量より，冷房で得られる熱量が少なくなる．水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムにおいても，夜間に移動した総水素移動量よりも，昼間の冷水取出しのために利用できる水素移動量は少なくなる．そこで，水素利用効率を以下のように定義する．

総水素移動量を D ，ピーク時に冷水取出しのために利用できる水素移動量を D_e とする．また，初期の 30 min で 24 の蓄熱槽を 5 まで冷却するために必要となる無効水素量を N とする．さらに，4・5・2 項で示したように，負荷運転後から運転終了の間にも冷水は得られる．この間の水素移動量を D_e とする．これらから，総水素移動量 D は式(4.5)で表すことができる．

$$D = D_e + N + D_e \dots\dots\dots(4.5)$$

水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの水素利用効率 η_{MH} は，式(4.5)を使って式(4.6)で示される．

$$\eta_{\text{MH}} = \frac{D_e}{D} = 1 - \frac{N + D_e}{D} \dots\dots\dots(4.6)$$

また，実用的な運転では実負荷運転終了後にも冷水の需要が発生する．そこで， D_e を D_e に加えると，式(4.6)は式(4.7)のように表すことができる．

$$\eta_{\text{MH}} = \frac{D_e + D_e}{D} = 1 - \frac{N}{D} \dots\dots\dots(4.7)$$

実験における総水素移動量 D は 13.8 m^3_N となった．また，このシステムでは，図

4.6 から、無効水素量 N として約 1.8 m^3_N が必要であった。負荷運転後にも冷水が得られる水素移動量 D_e として 1.0 m^3_N の水素が移動した。加えて、実験では負荷運転時の 160 min に D_e として 11.0 m^3_N の水素が移動した。

これらから、MH 蓄熱システムの水素利用効率 η_{MH} は式(4.6)から 0.80 となる。

さらに、 D_e を加えた水素利用効率 η_{MH} は、式(4.7)から 0.87 となる。

4・6 成績係数 (COP) による評価

4・6・1 成績係数の算出方法

水や氷を使用する従来の蓄熱システムでは、能力の評価に COP が使用される場合が多い。熱源機器の COP は、入力に対する出力の比を示す。従来の蓄熱システムと水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの能力を比較するため、本研究においても COP を用いて評価を行う。

COP は、MH を使用したヒートポンプの評価においても多く使用されている。米田ら^(1.31)は圧縮機と四つの MH 充てん槽を有する実験装置について、運転方法を工夫することによって COP は 6 を達成している。しかしながら、これは昇温サイクルの実証実験結果であり、冷凍サイクルのものは報告されていない。また、Nishizaki ら^(4.1)は、熱によって水素を移動させるヒートポンプシステムについて、PCT 線図を近似式によって定式化し、MH の種々の特性と COP の関係を求めている。

このように、MH を使用したヒートポンプの COP を明らかにした例は多いが、本研究のように MH を使用する蓄熱システムの COP を求めた例は少ない。

実験では COP を以下のようにして求めた。式(4.1)によって得られる冷房能力 Q_w と、コンプレッサを使った水素移動によって使用される電力量 E_{ex} の比を COP_{exp} とする。このとき COP_{exp} は式(4.8)で表される。

$$COP_{exp} = \frac{Q_w}{E_{ex}} \dots\dots\dots(4.8)$$

4・6・2 実験による COP

夜間を想定した実験において、コンプレッサに使われた電力量を、エネルギー量に換算すると 5.52 MJ である。一方、7 の水が安定して得られた 160 min における冷房能力は、4・5・2 項で示したように 10.5 MJ である。したがって、式(4.8)から COP_{exp}

は 1.90 となる。

水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムでは、4・5・2 項で示したように、電力需要がピークとなる 2~3 h 以降の 190~260 min の間にも、水の流量を減らすことで 7 の冷水が得られる。ここで得られる冷水も、冷房への利用が十分に可能である。そのため、この熱量を式(4.8)の分子に加えることができる。この場合には、利用できる冷房能力が 13.5 MJ となり、 COP_{exp} は 2.44 となる。

従来の水や氷を使用する蓄熱システムでは、水の場合の COP は 2~4、水の場合と比較して、より低温の状態を必要とする氷の場合は 2.3 程度である^(1,2)。

また、多少の実測結果が報告されている。松島ら^(1,17)は、美術館に採用された水による蓄熱式ヒートポンプ空気調和システムの運転実態の測定、分析を一年間行った。冷房時の空気調和機出入口温度を 13 と 7 にして運転した結果、システムの COP は 2.45 であった。

水素吸蔵合金を使用した蓄熱システムとして、奈良崎ら^(1,11)は、MH を合計重量 10 t 使用した実用規模のプラントにおいて、夜間電力で熱を得ることによって水素移動を行い、校舎居室の冷暖房を行った結果を示している。ここでは、COP にあたる連続運転時の蓄冷効率は最大で 0.55 となった。

本研究の COP の結果は、従来氷蓄熱と同程度となった。しかしながら、燃料電池等による水素利用の拡大や、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO, New Energy and Industrial Technology Development Organization)による水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術(WE-NET, World Energy Network)での圧縮機の開発等の動向に伴い、より効率の高いコンプレッサが開発されることで、この MH 蓄熱システムの COP は向上が期待できる^(4,4)。

4・7 電気量および料金の試算

ピークカット法に要する電力量 E_c と電力料金 Y_c をモデル式によって求める。コンプレッサによって使用される電力 E_c は、コンプレッサ動力 E_{cal} とピークカット法による夜間蓄熱時間 t_{NC} の積として式(4.10)で得られる。

$$E_c = E_{cal} t_{NC} \dots \dots \dots (4.10)$$

ここで、 E_{cal} は、圧縮機械の動力を求める式(4.11)で得られる。

$$E_{cal} = \frac{P_{suc} q_H}{-1 \cdot g \cdot 10^3} \left[\left(\frac{P_{eff}}{P_{suc}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \dots\dots\dots (4.11)$$

ここで、 ϕ はコンプレッサ効率、 γ は水素の比熱比[1.4]、 P_{suc} はコンプレッサ吸込圧力、 P_{eff} はコンプレッサ吐出圧力、 q_H は水素流量、 g は重力加速度[9.8 m/s²]である。

さらに、電力料金 Y_c は、式(4.10)と夜間電力料金割引率 [0.527]および昼間の電気料金 Y [16.15 yen/kWh]の積として、式(4.12)で得られる。

$$Y_c = Y E_{cal} t_{NC} \dots\dots\dots (4.12)$$

水素吸蔵合金を用いる蓄熱システムにおいて、得られる蓄熱量は水素の移動量に比例する。さらに、水素の移動量はコンプレッサに使用される電力 E_{cal} に比例する。すなわち、一定の蓄熱量を得る場合には、一定の E_c が必要となる。式(4.10)において、 E_c が一定と考えると、 E_{cal} と t_{NC} は反比例の関係となる。ここで、夜間の電力料金割引時間は 10 h であり、システムの運転料金を安価にすることと、コンプレッサ容量を小さくして初期投資を少なくすることを考えると、コンプレッサ動力は $E_{cal} = E_c/10$ となるように選定するのが望ましい。また、式(4.11)における ϕ の向上は E_{cal} を小さくするので、電力料金も安価になる。また、 t_{NC} を減らすことは E_{cal} の増加となりコンプレッサ容量が大きくなる。

実験においてコンプレッサで使用された電力量から実験装置の電力料金を算出する。契約電力が同じであれば基本料金は、同一となるので、従量料金の比較を行う。ここで、昼間の業務用電力料金を 16.15 yen/kWh、夜間電力料金は、東京電力株式会社の場合、割引率が 52.7 %なので^(1.4)、8.51 yen/kWh とする。

この実験装置において、夜間の使用電力量は 5.52 MJ すなわち 1.53 kWh なので、料金は 13.0 yen となる。一方、昼間の電力使用量は 0 kWh なので料金は 0 yen となり、合計 13.0 yen/day となる。

ここで、ピークカット法で得られた蓄熱量は 10.5 MJ なので、単位蓄熱量あたりの料金を算出すると、1.24 yen/(day・MJ)となる。

4・8 まとめ

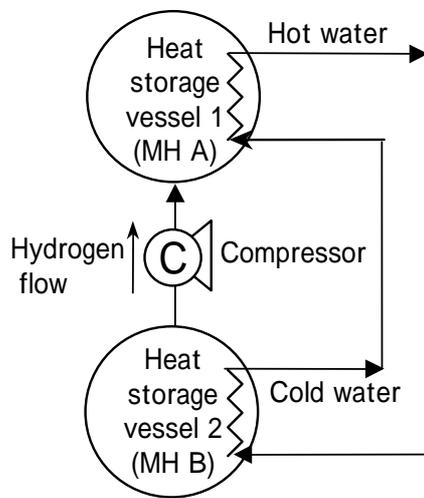
水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムは、従来技術の水や氷を利用した蓄熱法と比較して、蓄熱密度が大きくできるため、蓄熱槽を小さくできる、経時的な熱損失が無い等の点で蓄熱材として優れている。また、フロンを使用しないシステムが構成できるため環境保全性が高い。さらに、水素は、豊富なエネルギー源として普遍的に存在する等の多くの利点がある。このシステムの実用化を目指し、実負荷試験による確認を行った。

このシステムでは、最も基本的な蓄熱方法として、電力料金が安価になる夜間の 10 h 以内にコンプレッサを使った蓄熱を行い、昼間、電力需要がピークとなる 2~3 h は電力を使わず、MH 蓄熱槽間の圧力差のみによって水素を移動し、冷房を行なう。

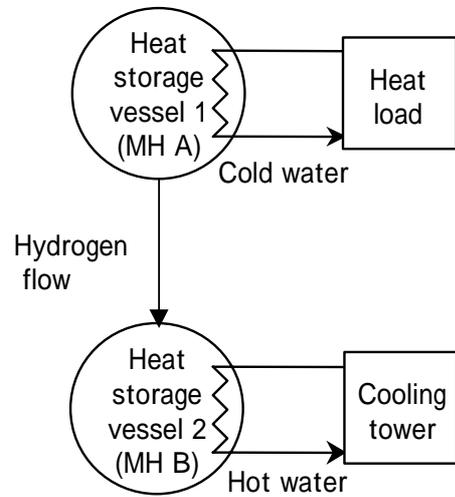
模型実験装置は、10 m²程度の部屋に 2 名の人員を想定して設計した。この装置は、異なる MH を各々に充填した 2 つの蓄熱槽、コンプレッサ、および模擬熱負荷で構成される。この装置を使って、初めて実負荷試験を行い、ピークカット法による水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの性能を調べた。この結果、以下のことが明らかとなった。

(1) このシステムは、夜間、8 h 強で蓄熱を行い、電力需要のピーク時に相当する 160 min の熱負荷 7.9 MJ に対し、10.5 MJ の冷房能力がある。このことから、蓄熱システムとして前述の要求性能を満足することが確認できた。

(2) ピークシフト法による水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの COP は、電力需要のピークにあたる 2~3 h では 1.90 であった。また、ピーク時間帯以降に得られる蓄熱量を加えると 2.44 となった。



(a) Night process for heat storage



(b) Daytime process for load operation

Fig.4.1 Concept of a heat storage system by peak cut method

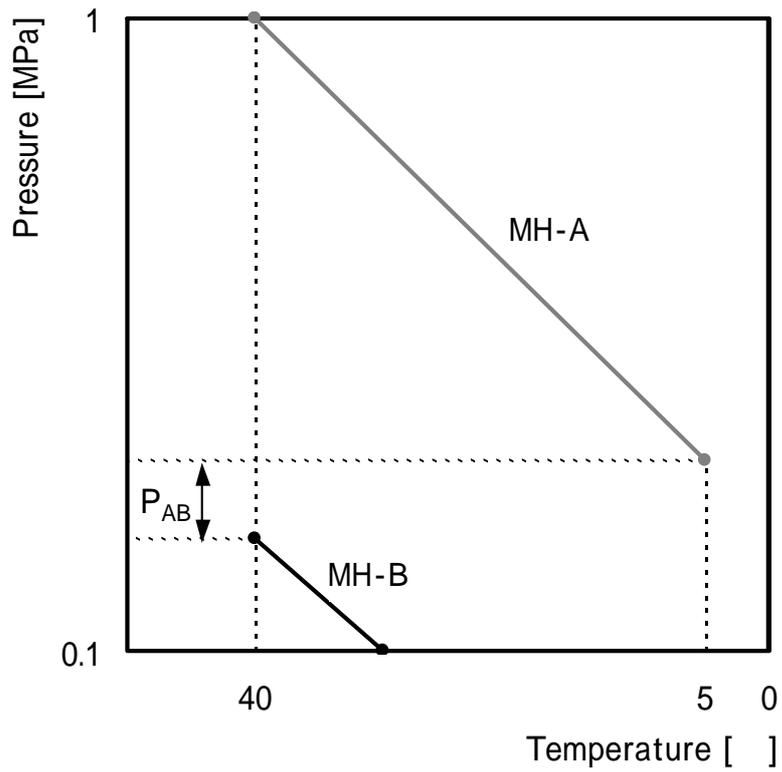


Fig.4.2 Example of MH-A and B

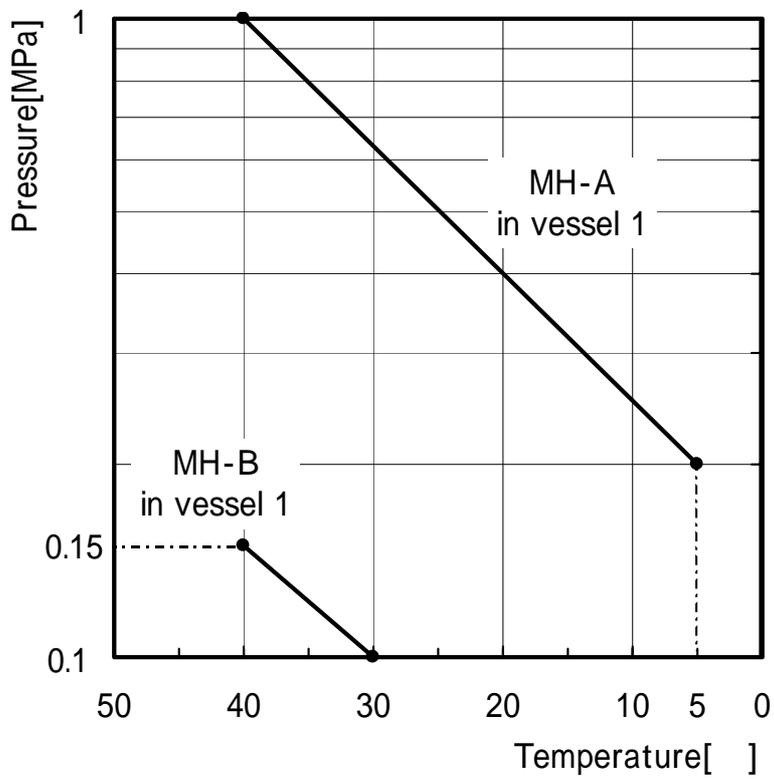


Fig.4.3 Pressure and temperature diagram of MH-A and B

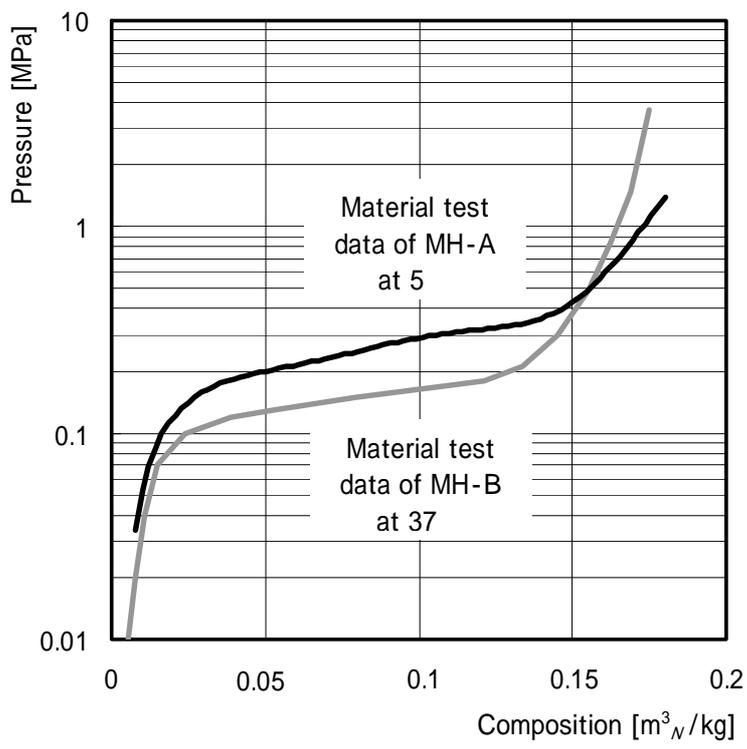


Fig.4.4 PCT diagram of MH-A and B by material test

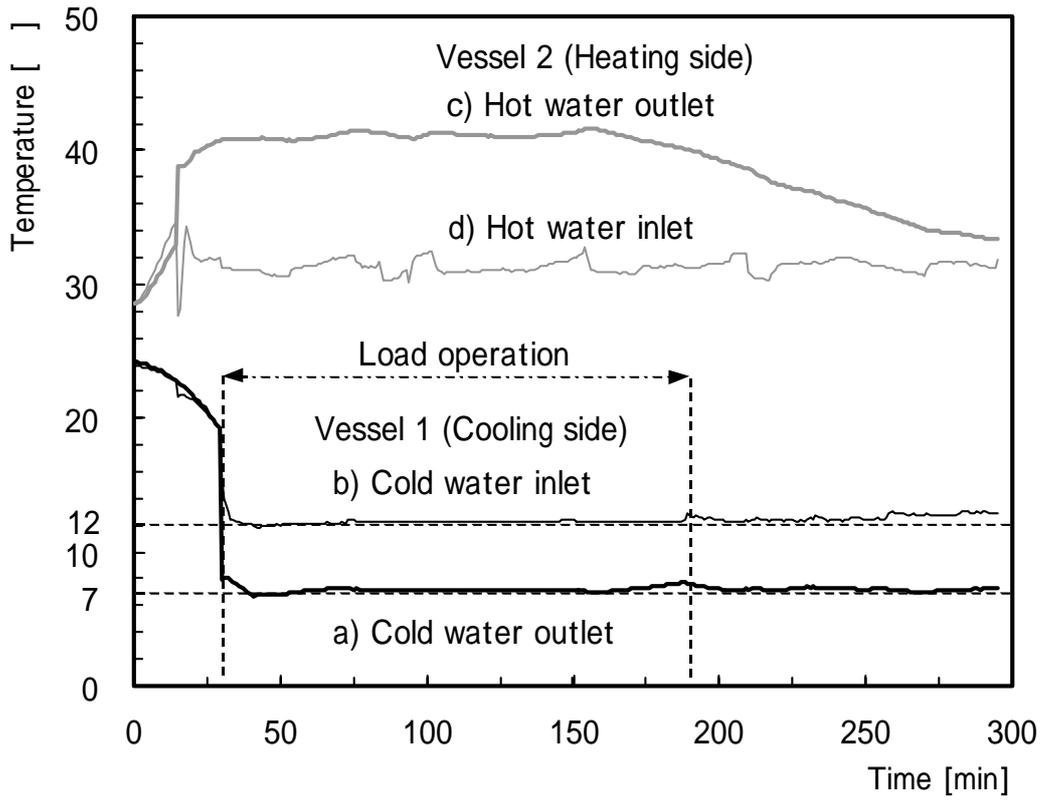


Fig.4.5 Temperature of water under load operation

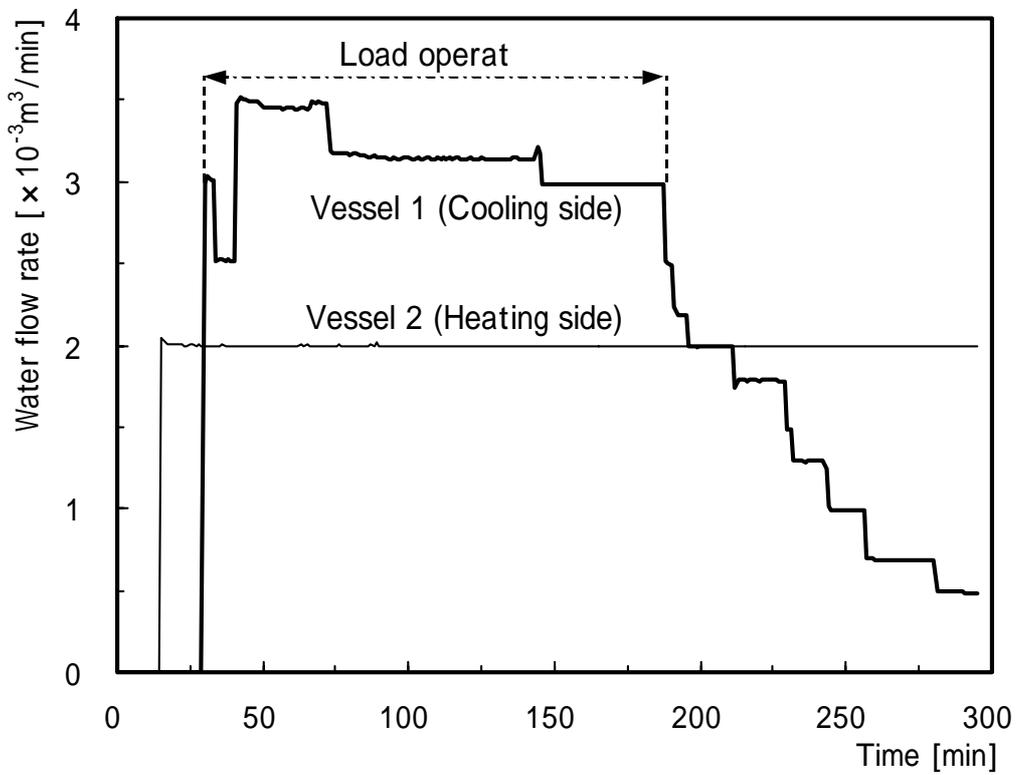


Fig.4.6 Water flow rate under load operation

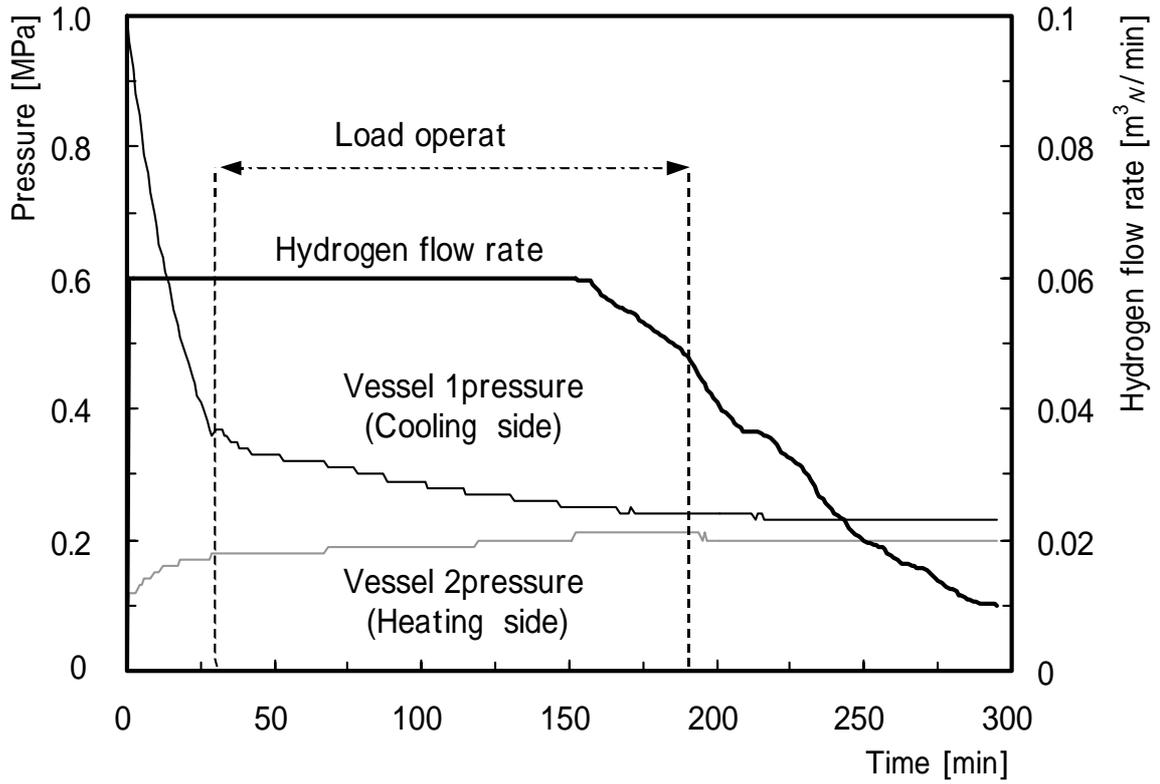


Fig.4.7 Pressure and hydrogen flow rate under load operation

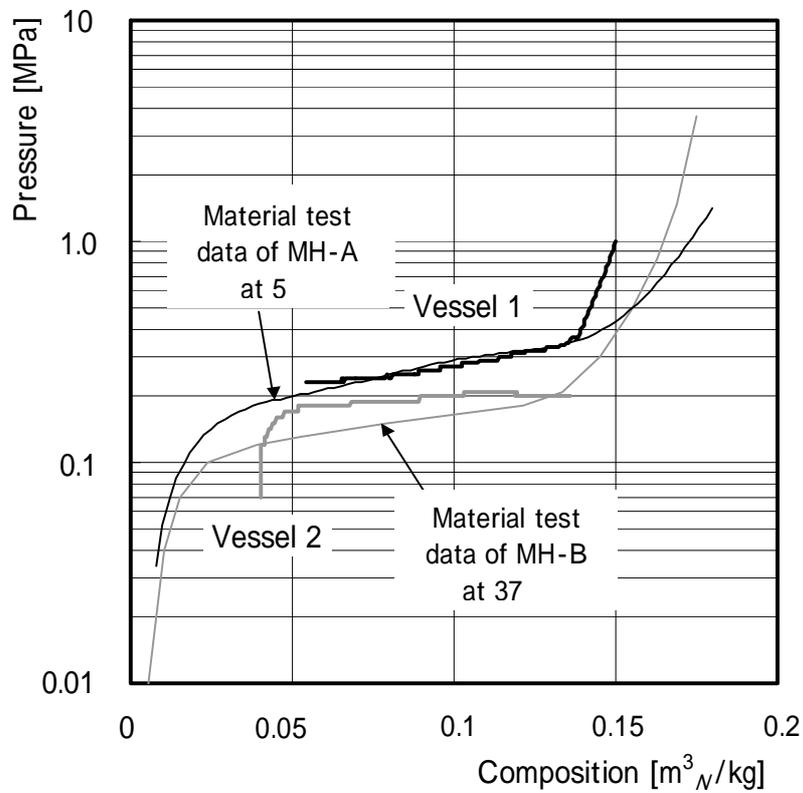


Fig.4.8 PCT diagram of load operation at daytime

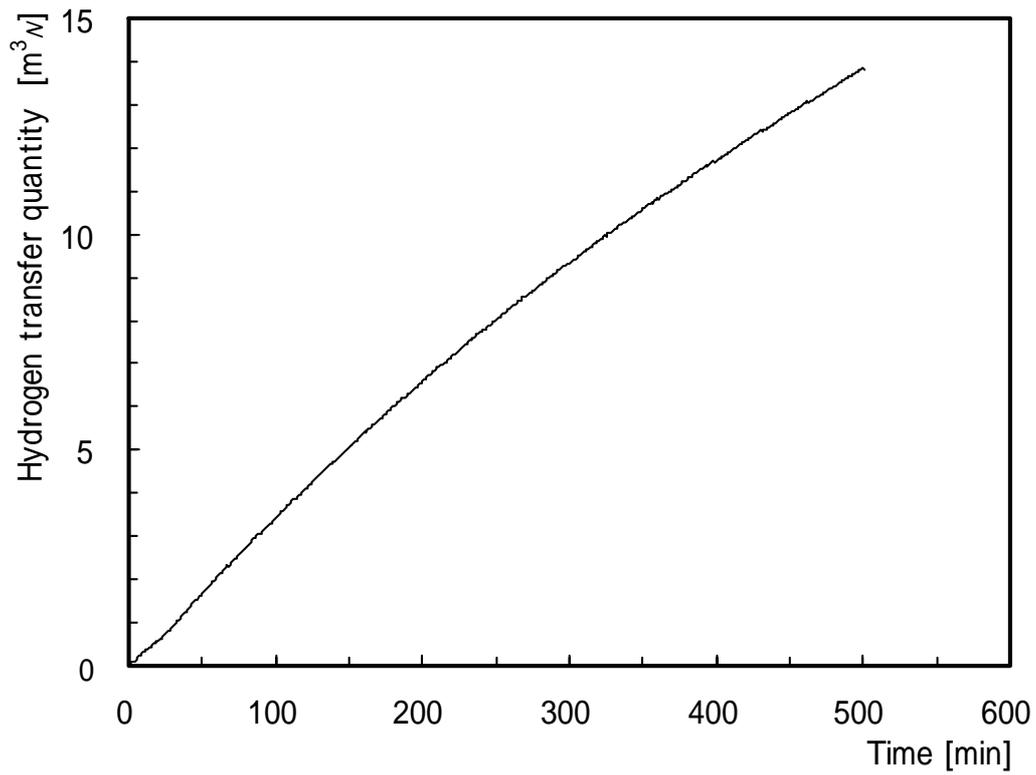


Fig.4.9 Hydrogen transfer quantity

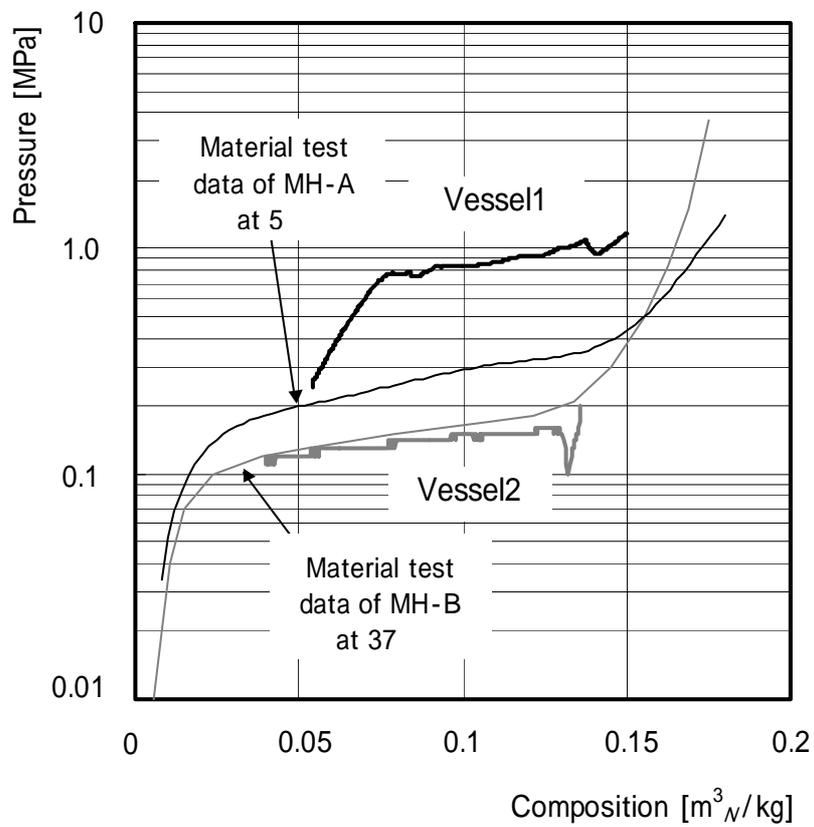


Fig.4.10 PCT diagram of heat storage operation at night

第5章 ピークシフト運転方法による蓄熱システムの性能評価

5・1 はじめに

蓄熱システムの基本的な運転方法は、ピークカット運転の他に、夜間に熱源機器を用いて蓄熱を行い、昼間に蓄熱された冷水を用いると同時に、熱源機器も運転をして冷房を行ういわゆるピークシフト運転がある。この方法は、熱源機器の設備を小さくすることができることと、昼間の電力消費を一定にできることに特徴がある。

運転では、夜間、コンプレッサを使った水素移動によって得られる冷水を水槽に貯留し、昼間は蓄熱槽間の圧力差とコンプレッサによる水素移動によって得られる冷水と、夜間に貯留した冷水を合わせて冷房を行なう。

ここでは、第4章とは異なる基本的な蓄熱方法のひとつであるピークシフト運転の場合について実験装置に実負荷条件を与え、水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの性能を調べるとともに、蓄熱方式としての有効性を検討した。また、成績係数を明らかにして、ピークシフト運転とピークカット運転との比較を行う。

ここで、実験装置の設計仕様は第4章と同様であるので、この章での記述は省略する。

5・2 ピークシフト運転方法による蓄熱システム

5・2・1 システムの基本構成と運転方法

システムの基本構成は第4章と同様となる。運転方法の概要を図5.1を使って示す。水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムでは、MHを充てんした蓄熱槽1, 2と水蓄熱槽の二種類の蓄熱槽を設置する。

これまでのピークカット運転に基づく方法で研究では、MH充てん容器を蓄熱槽と呼んでいた。ピークシフト運転では、夜間にコンプレッサを使って冷水を得て水槽に蓄えることが蓄熱となる。蓄熱槽1, 2は、夜間、昼間とも蓄熱槽ではなく熱源機器として運用される。

夜間は、コンプレッサを使用して槽2から槽1へ水素移動を行い、槽2から得られる冷水を水蓄熱槽に蓄える。昼間は、蓄熱槽間の圧力差とコンプレッサによる水素移動によって槽1から冷水を得て、夜間に蓄えた冷水と共に冷房のために使用する。水素吸蔵側の蓄熱槽で発生する熱は、昼夜間とも冷却塔で廃熱する。この方法では昼夜間とも冷水が得られるが、コンプレッサの運転時間はピークカットの方法と比較して長くなるほか水蓄熱槽が必要となる。本研究では実用的な空気調和システムとして、

取出す冷水温度は7℃とする。

5・2・2 合金の選定

ここでは、槽1へ充てんする平衡水素解離圧力の高いMHをMH-A、槽2へ充てんする平衡水素解離圧力の低いMHをMH-Cとする。

ピークシフト法における合金の選定では、夜間の冷水取出し運転中は、水素放出側すなわち冷水取出し側となるMH-Cの合金温度が5℃となり、昼間の冷水取出し運転中は、水素放出側すなわち冷水取出し側となるMH-Aの合金温度が5℃となるようにする。また、大気の誘引を防ぐため圧力の下限を大気圧0.1 MPa以上とし、上限は高压ガス取締法によって定められている1.0 MPa以下とする。

ピークシフト法の場合は、昼間のコンプレッサによる水素移動の際に、合金間の圧力差が少なくなることが、コンプレッサの負荷を少なくしてCOPの向上となる。そのため、MH-AからMH-Cへ水素が流れる昼間では、図5.2の P_{Ac} に表される圧力差が小さくなるような合金の組み合わせを選択することが望ましい。

ここで、水素吸蔵合金は、一般に圧力-温度線の傾きを調整することは困難なことを考慮すると、 P_{Ac} を小さくすることは、夜間においてMH-CからMH-Aへ水素を移動させる際の圧力差を大きくする。一定能力のコンプレッサを使って、夜間の蓄熱時間帯内に必要量の水素を移動させるためには、この圧力差が一定以上大きくなることを避ける必要がある。

以上のことを考慮して製作したMH-AとMH-Cの平衡水素解離圧力と温度の関係を図5.3に示す。夜間運転時においてMH-Aは平衡水素解離圧力1.0 MPa、MHの温度が40℃、MH-Cは0.1 MPa、5℃となる。MH-Cでは、MHの温度が5℃の一定温度で冷水を取出す。昼間の運転時には、MH-Aは平衡水素解離圧力0.2 MPa、MHの温度が5℃、MH-Cは0.8 MPa、40℃となる。MH-Aでは、MHの温度が5℃の一定温度で冷水を取出す。

5・3 実験方法

(1) 槽内冷却工程

実機では、蓄熱槽内温度を冷水取出し温度として設定した5℃まで冷却するための

工程に相当する。

実験装置のMH-Aを充てんした槽1とMH-Cを充てんした槽2間の水素バルブを開くと、槽2内の圧力は槽1内の圧力より高いので、圧力差によって槽2から槽1へ水素が移動する。両槽の圧力差が小さくなることよって、水素流量が流量計の測定下限である $1.67 \times 10^{-4} \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}$ ($0.01 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{min}$)になる直前にコンプレッサによる水素移動を始める。槽2の槽内温度が5℃まで低下したら次の工程へ移る。

(2) 夜間の冷水蓄熱工程

実機においては、槽内冷却工程に続いてコンプレッサを使って槽2から槽1へ水素移動を行い、冷却された槽2から、冷水を取り出し、水蓄熱槽へ蓄える。発熱側の蓄熱槽からは、冷却塔を用いて排熱する。

実験においては、冷却された槽2側のポンプを運転して、槽2から冷水を得る。冷水温度は、空気調和の利用水温として一般的に適用される7℃となるように、水の流量を調節しながら運転を行う。蓄熱槽入口水温は、ヒーターを用いて、空気調和適用水温の12℃に調整する。一方、発熱側の槽1では、槽内温度が37℃になったらポンプ稼働し、水との熱交換によって排熱を行う。槽1への入口水温は、実機において冷却塔に相当するクーラーを用いて32℃に調整する。

実験では、装置の蓄熱能力を把握するために、槽2の圧力が大気圧と等しい0.1 MPa、もしくは、槽1の圧力が、高圧ガス取締法の規制の上限1.0 MPaまで運転し、これらに達したら、冷水取出しを停止する。

(3) 無効水素量低減工程

無効水素量を低減して蓄熱量を増加するために、蓄熱槽間で熱交換を行いながら水素を移動する工程である。実機では、この工程は、夜間の安価な電力を使用して行う。

実験においては、槽1と槽2間を水が循環するようにバルブ(図4.3では省略)を開く。2つの蓄熱槽に、水を循環させるためのポンプ(図4.3では省略)を運転し、槽1から得られる冷水を槽2へ供給し、槽2から得られる温水を槽1に供給する。このとき、コンプレッサによる水素流量は、一定に制御する。実験装置の槽1の圧力が、再び、0.1 MPa、もしくは、槽2の圧力が1.0 MPaに達したら運転を停止する。

(4) 昼間の冷房工程

この工程は、負荷となる昼間の空気調和冷房時に行い、冷却側の槽1から、冷房に

使用する冷水を取り出す。実機では、このとき、夜間に水蓄熱槽に蓄えたピークシフト分の冷水も同時に使用する。発熱側の槽 2 からは、冷却塔を用いて排熱する。

実験においては、槽 1 側のポンプを運転して、槽 1 から冷水を得る。出入口水の温度は工程(2)の槽 2 と同様に調整する。一方、発熱側の槽 2 は、工程(2)の槽 1 と同様に調整する。圧力条件についても工程(2)と同様とする。

ここでは、工程(2)で蓄えた冷水による冷房能力は明かであるため、ヒーターを使った模擬負荷実験は行わない。

5・4 実験結果

5・4・1 空気調和のための冷水源としての性能

(1) 夜間の蓄熱および無効水素量低減工程時

夜間の蓄熱運転に相当する槽 2 から 1 へ水素移動を行った場合の各槽での入口、出口水温の経時変化を図 5.4 に示す。両槽内の温度が約 23 の状態から水素の移動を始める。

運転を開始することで水素吸蔵側の槽 1 の水温が徐々に高くなり、水素放出側の槽 2 の水温は徐々に低くなる。水素移動開始 26 min に槽 2 の水温が冷水取出し温度である 7 になる。この時点から、負荷として 12 の水を供給しながら冷水取出しを開始する。この結果、7 の水が約 320 min、安定して得られる。

各槽での水流量の経時変化を図 5.6 に示す。槽 2 では水流量を $4.1 \sim 3.0 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ の範囲で、手動にて調整することで 7 の冷水を得た。

槽内圧力の経時変化を図 5.7 に示す。水素移動を始めると蓄熱槽蓄熱槽 2 では約 0.9 MPa から急速に圧力が低くなる。槽 1 では圧力が約 0.2 MPa から徐々に高くなる。

17 min には両槽の圧力が同じになり圧力差では水素移動ができなくなったので、コンプレッサを運転した。その後、槽 1 では圧力が徐々に高くなり、槽 2 では低くなる。槽 2 の圧力が約 350 min で運転停止条件の 0.1 MPa になったので運転を停止する。その後、無効水素量回収工程に移行することで槽 1 では圧力が低くなり、槽 2 では高くなる。

水素流量の経時変化を図 5.8 に示す。17 min までは槽 2 の圧力が高いため、水素は圧力差のみで槽 1 へと流れる。この間の水素流量は上限の $0.06 \text{ m}^3_N/\text{min}$ である。その

後，両槽の圧力差が小さくなり流量が $0.02 \text{ m}^3_N/\text{min}$ まで小さくなるのでコンプレッサによる水素移動を始める．無効水素量回収工程に入った 350 min 以降は，槽 1 の温度が低下することで圧力が低くなり，槽 2 の温度が上昇するため圧力が高くなる．しかしながら，水素移動は続けているため圧力は再び槽 1 で高くなり，槽 2 で低くなる．550 分目で槽 1 が 1.0 MPa となるので，これらの運転を終了する．水素移動量は，槽間の圧力差のみの場合，約 1.1 m^3_N となり，コンプレッサ運転時には約 16.9 m^3_N となり，総量は 18.0 m^3_N となる．

これらの結果，電力料金が安価となる時間帯（22～8 時までの 600 min）以内である 550 min（約 9.2 h）の内に夜間の蓄熱工程と無効水素量低減工程を終了することができることが確認できた．

（2）昼間の冷房工程時

昼間の熱源機器による冷房運転に相当する槽 1 から 2 へ水素移動を行った場合の各槽での入口，出口水温度の経時変化を図 5.9 に示す．運転を開始することによって水素吸蔵側の槽 2 の水温が徐々に高くなり，水素放出側の槽 1 の水温は徐々に低くなる．水素移動開始 19 min に槽 2 の水温が冷水取出し温度である 7°C になるので冷水取出しを開始する．その結果， 7°C の冷水を 334 min，ほぼ安定して取出せる．

槽 2 では 98 min に槽内温度と出口水温度が上昇した．この時点まで槽 1 の圧力が槽 2 の圧力を上回っているため，圧力差のみで水素が流れた．これ以降はコンプレッサによる水素移動を行う．これにより水素流量が再び増加するため槽 1 では一時的に温度が低くなる．

各槽での水流量の経時変化を図 5.10 に示す．槽 1 では，約 $1.0 \sim 4.0 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ の範囲で調整することで， 7°C の冷水を得る．

槽内圧力の経時変化を図 5.11 に示す．槽 1 に充てんした MH の平衡水素解離圧力は槽 2 より高い．このため圧力差によって，比較的長い時間，水素移動を行うことができる．この時間は 98 min となり，上述した夜間運転の場合の 17 min と比較して約 6 倍となる．この分だけコンプレッサの運転時間が短くなることから，昼間の電力消費量を削減できる．98 min からコンプレッサの運転を開始する．槽 2 の圧力は時間とともに上昇し，約 360 min に 1.0 MPa 以上となるため，コンプレッサの運転を停止する．

ここで、槽 2 の圧力が冷水取出し終了条件である 1.0 MPa に達するのは、約 350 min である。このため、後述する昼間の冷房能力としての熱量は、ここまでの積分値として算出する。

水素流量の経時変化を図 5.12 に示す。槽 1 と槽 2 の圧力差のみによって最大 $0.06 \text{ m}^3_N/\text{min}$ の流量で約 100 min の水素移動が行える。水素移動量は、槽間の圧力差のみによっては約 4.6 m^3_N となり、コンプレッサ運転時には約 13.7 m^3_N であったため、総量は 18.3 m^3_N となる。

(3) 蓄熱槽内圧力と水素移動量

夜間の冷水取出し工程として、図 5.13 に水素移動方向が槽 2 から槽 1 の場合の *PCT* 線図を示す。図 5.14 には昼間の運転に相当する、水素移動方向が槽 1 から槽 2 の場合の *PCT* 線図を示す。どちらも今回の実験で得られた水素移動を行う動的な *PCT* 線であるが、合金の材料試験で得られた水素移動を行わない場合の静的な *PCT* 線も併記する。

夜間の運転においては、図 5.13 に示すように、槽 1 では約 $0.02 \text{ m}^3_N/\text{kg}$ の水素吸蔵量から始め、吸蔵量が増加するにともなって圧力が増加する。槽 2 では $0.175 \text{ m}^3_N/\text{kg}$ の水素吸蔵量から吸蔵量が減少するに従って圧力が下がる。槽 1 および槽 2 では、この水素移動の初期に圧力が大きく変化する。その後、槽 2 では槽内温度が 5 となり、材料試験で得られた 5 の *PCT* 線にほぼ沿いながら水素を放出し圧力が変化する。水素吸蔵量が $0.1 \text{ m}^3_N/\text{kg}$ を下回ると圧力が 0.1 MPa 以下となる。この時点で冷水の取出しを終了し、無効水素量低減のため槽 1 と熱交換を行うことによって温度が上昇し、それにもない圧力も上昇する。無効水素量低減工程は水素吸蔵量が $0.05 \text{ m}^3_N/\text{kg}$ になるまで行う。このとき、圧力は 0.1 MPa に達しないが、槽 1 が 1.0 MPa を上回るため運転を停止する。

一方、昼間の運転においては、図 5.14 に示すように、槽 2 では水素吸蔵量が $0.05 \text{ m}^3_N/\text{min}$ から増加するにともなって圧力が増加する。槽 1 では水素吸蔵量が $0.15 \text{ m}^3_N/\text{min}$ から減少するに従って圧力が低くなる。

この場合、水素移動開始直後に、両合金とも水素移動量にともなう圧力変化が少ないプラトー領域と呼ばれる状態において水素移動が行われる。このため、圧力差が維

持され、この圧力差のみで一定の水素移動量が得られる。

5・4・2 蓄熱量

槽1および槽2からの冷水として取出される熱量，すなわち蓄熱量と冷房能力 Q_w は、第4章と同様に式(4.1)によって得る。

夜間の冷水取出し工程時の蓄熱量は、式(4.1)から 12.7 MJ，昼間の冷水取出し工程時の冷房能力は 17.5 MJ となる。これらから、この蓄熱システムの総合的な冷房能力は 30.2 MJ となる。表 2.2 から、この実験装置の熱負荷は 2.98 MJ/h であるから、本研究の設計条件では冷房時間として 10.1 h の能力を有する。

ここで、空気調和負荷の対象となる時間帯は、一般的に 8時から 18時の 10 h であるため、この蓄熱システムは、要求性能を満足する。

5・4・3 電力の夜間移行率

電力の夜間移行率は、熱源機器が昼夜を通じて使用した電力量に対して、夜間の一定時間帯に使用した電力量の割合を示す。ここでは、使用された全コンプレッサ動力に占める夜間使用動力の割合として求めた。その結果、コンプレッサによる全電力使用量の内の 61 %が安価な夜間電力へ移行できる。

5・5 成績係数(COP)による評価

成績係数の算出方法については、第4章と同様であるので、ここでは省略する。実験によって得られた熱量と COP を表 5.1 に示す。

夜間および昼間を想定した実験において、コンプレッサに使われた電力量を、エネルギー量に換算すると、夜間は 7.7 MJ，昼間は 4.5 MJ である。一方、7 の水として得られる総合的な冷房能力は、5.4.2 項で示したように夜間は 12.7 MJ，昼間は 17.5 MJ である。したがって、式(4.8)から夜間の COP は 1.6，昼間の COP は 3.9 となる。

一方 総合的な COP は夜間の水蓄熱量 12.7MJ と昼間の冷房能力 17.5 MJ を加算し、夜昼間のコンプレッサ使用電力を加算した値で除して得られ 2.5 となる。

ここで、第4章においてピークカット運転を行った場合では、ピーク負荷時間帯の有効な冷房能力に対する COP は 1.9 であった。また、ピーク負荷時間帯外に規定水量

以下で得られた冷水による熱量を合わせると COP は 2.44 であった。

これらから、ピークシフト運転はピークカット運転と比較して成績係数が高くなる。水や氷を使用する蓄熱システムでは、水の場合の COP は 2~4、水の場合と比較して、より低温の状態を必要とする氷の場合は 1~3 程度である。各々、一例を以下に示す。

松島ら^(1,17)は、美術館に採用された水による蓄熱式ヒートポンプ空気調和システムの運転実態の測定、分析を一年間行った。冷房時の空気調和機出入口温度を 13 と 7 にして運転した結果、システムの COP は 2.45 であった。

福本^(5,1)は、過冷却水から氷を作る蓄熱システムを食品工場へ導入し、異なる製氷方式（スタティック型）による既設の蓄熱システムと性能の比較を行った。その結果、既設の 5 つの蓄熱システムでは COP が 1.23~2.03 であったが、導入したシステムでは 3.0 であった。

蓄熱に MH を使用したシステムとして、奈良崎ら^(1,11)は、MH を合計重量 10 t 使用した実用規模のプラントにおいて、夜間電力で熱を得ることによって水素移動を行い、校舎居室の冷暖房を行った結果を示している。この結果、COP にあたる連続運転時の蓄冷効率は最大で 0.55 となっている。

本研究による COP の結果は、従来の氷による蓄熱システムとほぼ同等となった。しかしながら、第 4 章でも記述したように、水素用コンプレッサの開発等の動向に伴い、より効率の高いコンプレッサが開発されることで、この水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの COP はさらに向上することが期待できる。

さらに、このシステムでは、冷水と温水を同時に得ることができるため、冷温水を同時に必要とする条件では、温水熱量分の COP の向上が見込め、より効率の良いシステムに成りうることを期待できる。

5・6 電気量および料金の試算

ピークシフト法に要する電力量 E_s と電力料金 Y_s をモデル式によって求める。コンプレッサによって使用される電力 E_s は、夜間、MH-CからMH-Aへ水素を移動する際に要するコンプレッサ動力 E_{cal} と夜間蓄熱時間 t_{ns} の積と、昼間、MH-AからMH-Bへ水素を移動する際に要するコンプレッサ動力 E_{cal} と昼間の冷房時間 t_b の積を加えた式(5.1)で得

られる．ここで， E_{cal} は，圧縮機械の動力を求める式(4.11)で得られる．

$$E_s = E_{cal} t_{NS} + E_{cal} t_D \dots \dots \dots (5.1)$$

さらに，ピークシフト法の電力料金 Y_s は，式(5.2)と夜間電力料金割引率 [0.527] および昼間の電気料金 Y [16.15 yen/kWh] と，式(5.1)を使って式(5.2)で得られる．

$$Y_s = Y E_{cal} t_{NS} + Y E_{cal} t_D \dots \dots \dots (5.2)$$

式(4.11)における E_{cal} の向上は E_{cal} を小さくするので，電力料金 Y_s が安価になる．また， t_{NS} の減少は夜間の E_{cal} の増加となりコンプレッサ容量が大きくなる．

実験においてコンプレッサで使用された電力量から実験装置の電力料金を算出する．4・7 節と同様に，従量料金の比較を行う．ここで，昼間の業務用電力料金を 16.15 yen/kWh，夜間電力料金は，東京電力株式会社の場合，割引率が 52.7 % なので^(1.4)，8.51 yen/kWh とする．

この実験装置において，夜間の電力使用量は 7.70 MJ すなわち 2.14 kWh なので，料金は 18.2 yen となる．一方，昼間の電力使用量は 4.50 MJ すなわち 1.25 kWh なので料金は 20.2 yen となり，合計 38.4 yen/day となる．

ここで，ピークシフト法で得られた熱量は 30.2 MJ なので，単位蓄熱量あたりの料金を算出すると 1.27 yen/MJ となる．4・7 節で求めたようにピークシフト法による単位蓄熱量あたりの料金は 1.24 yen/MJ となるので，ほぼ同程度となる．

5・7 まとめ

水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムは，従来技術の水や氷を利用した蓄熱法と比較して，蓄熱密度が大きくできるため，蓄熱槽を小さくできる，経時的な熱損失が無い等の点で蓄熱材として優れている．また，フロンを使用しないシステムが構成できるため環境保全性が高い等の多くの利点がある．このシステムの実用化を目指し，実負荷試験による確認を行った．

このシステムでは，電力料金が安価になる夜間の 10 h 以内にコンプレッサを使って冷水を得ることで水による蓄熱を行う．昼間は，MH 蓄熱槽間の圧力差とコンプレッ

サによって水素を移動し，冷房を行なうと同時に，夜間に蓄熱した冷水も併用する．

模型実験装置は， 10 m^2 程度の部屋に2名の人員を想定して設計した．この装置は，異なる水素吸蔵合金を各々に充てんした二つの蓄熱槽，コンプレッサ，および模擬熱負荷で構成される．この装置を使って，蓄熱システムの基本的な運転方法であるピークシフト運転に則った実負荷試験を初めて行い，水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの性能を調べた．この結果以下のことが明らかとなった．

(1)このシステムは，夜間，9 h強で蓄熱を行い，昼間の冷房運転と合わせて30.2 MJの冷房能力がある．これは昼間の熱負荷に対して，10.1 hの運転能力を有する．このことから，蓄熱システムとして前述の要求性能を，満足することが確認できた．

(2)ピークシフト法による水素吸蔵合金を用いる蓄熱システムのCOPは，夜間の水による蓄熱時には1.7，昼間の冷水を得るときには3.9となった．また，このシステムの総合的なCOPは2.5となった．

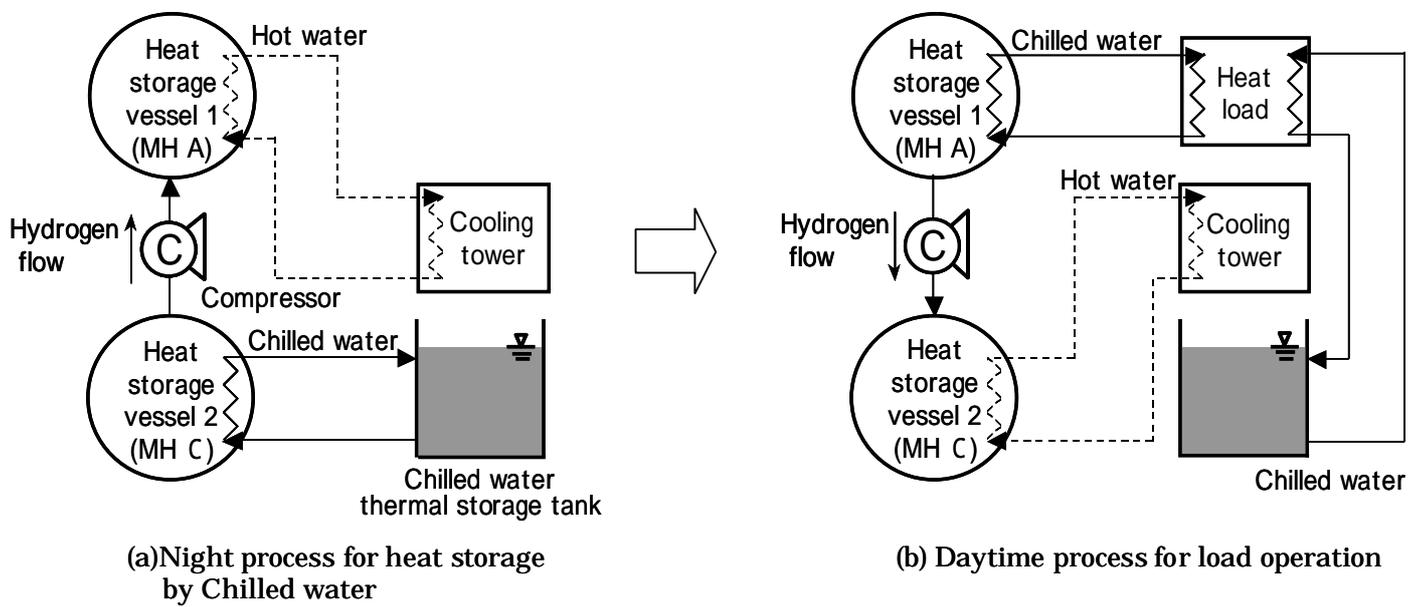


Fig.5.1 Concept of a heat storage system by peak shift method

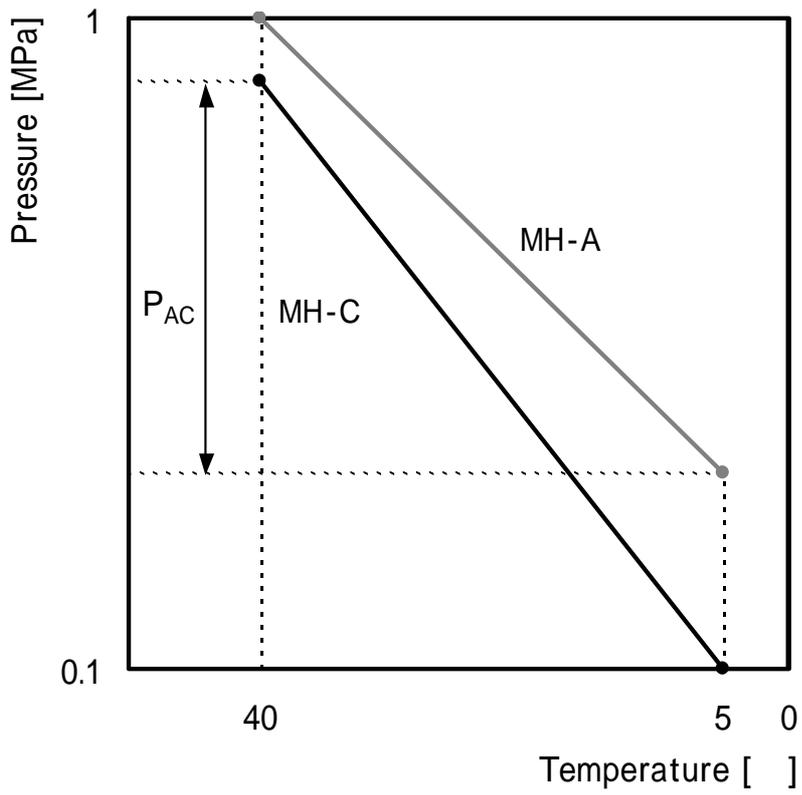


Fig.5.2 Example of MH-A and C

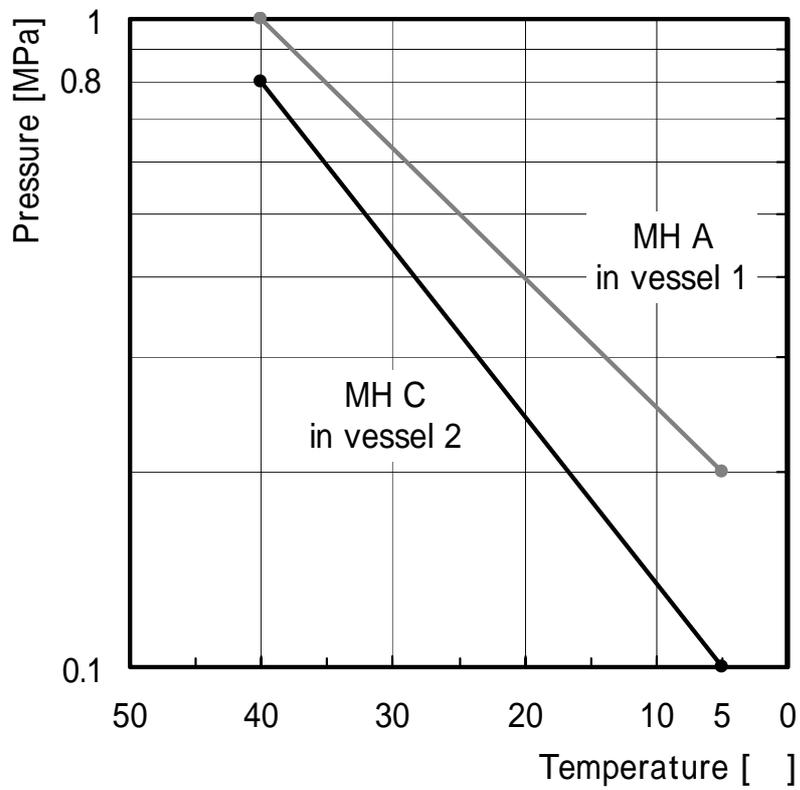
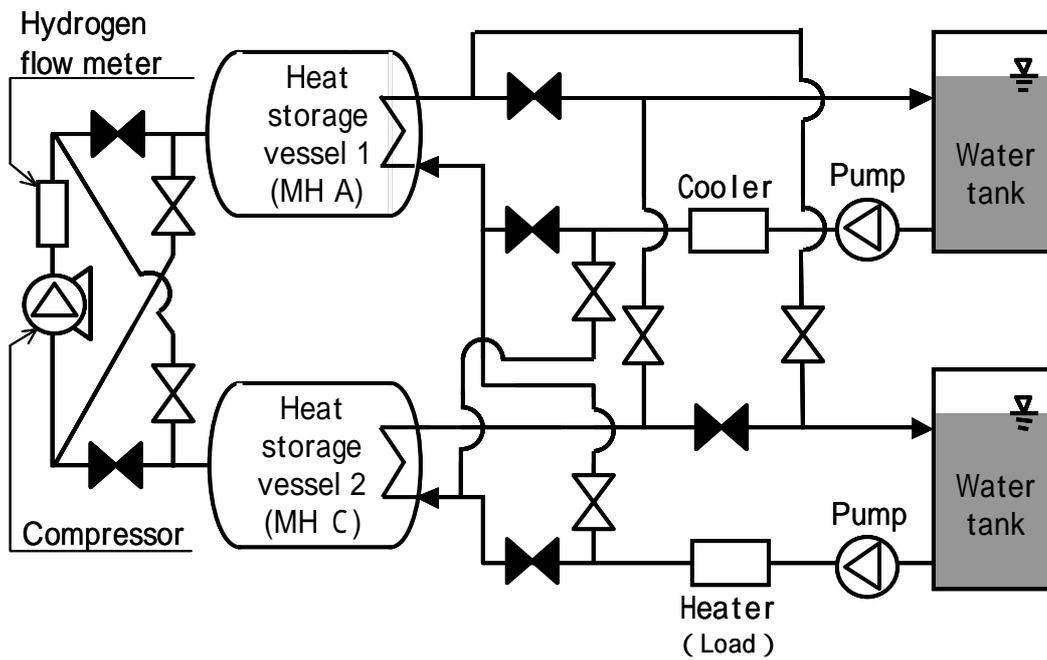


Fig.5.3 Pressure and temperature diagram of MH-A and C



In the night operation : Black valves are opened,White valves are closed
 In the daytime operation: Black valves are closed,White valves are opened

Fig.5.4 Experimental heat storage system

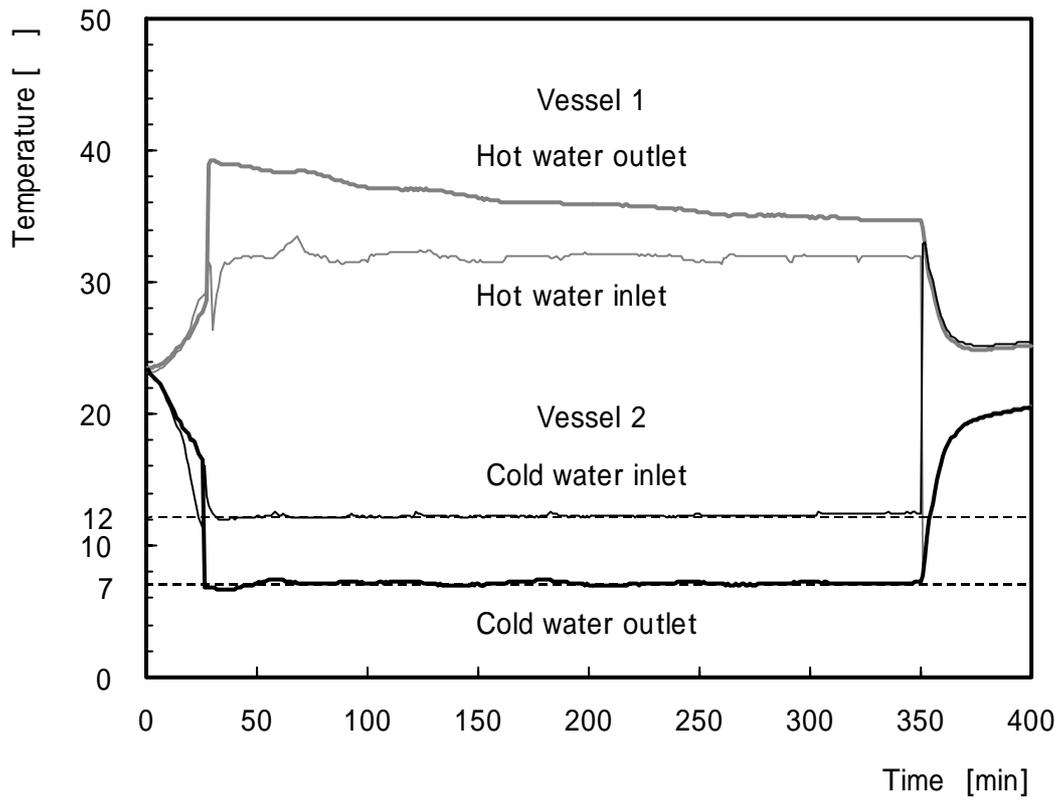


Fig.5.5 Temperature of water at night

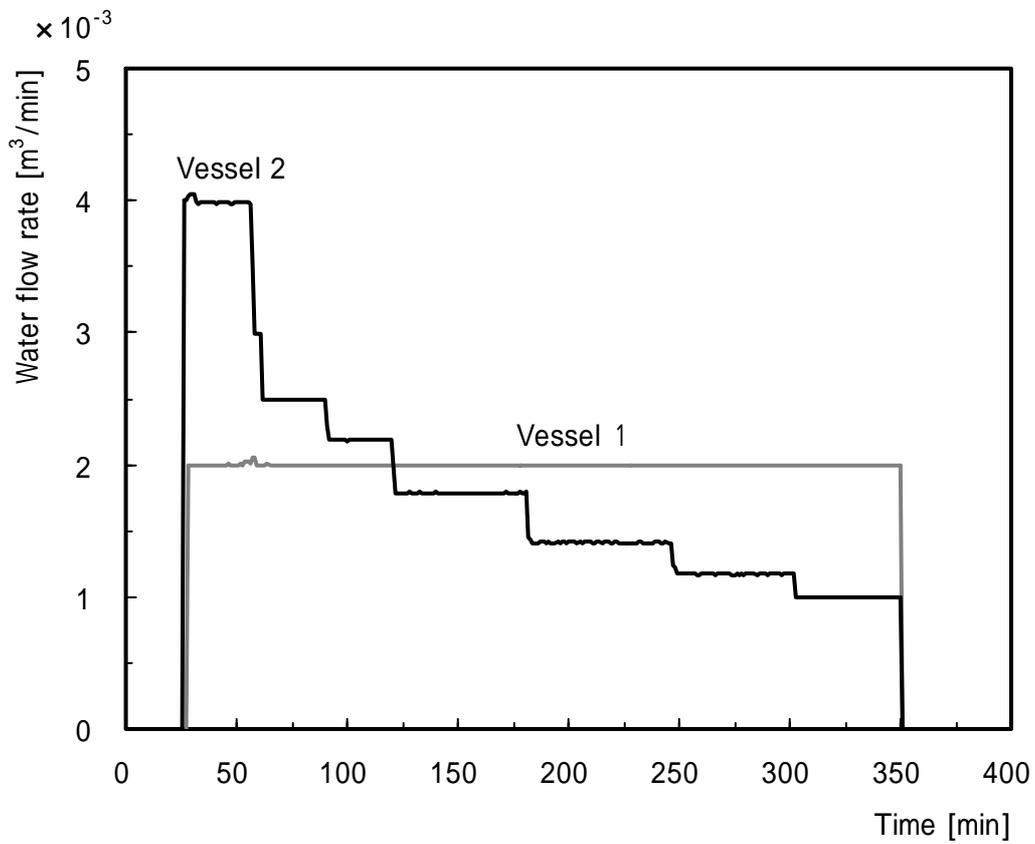


Fig.5.6 Water flow rate at night

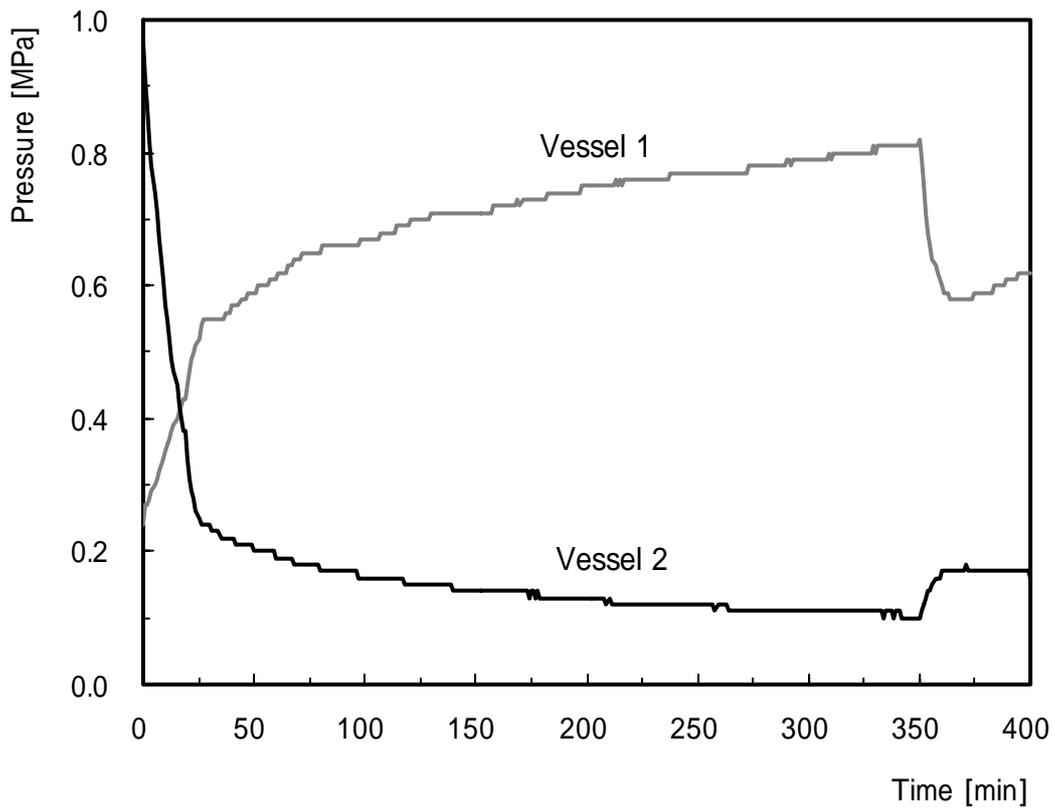


Fig.5.7 Pressure at night

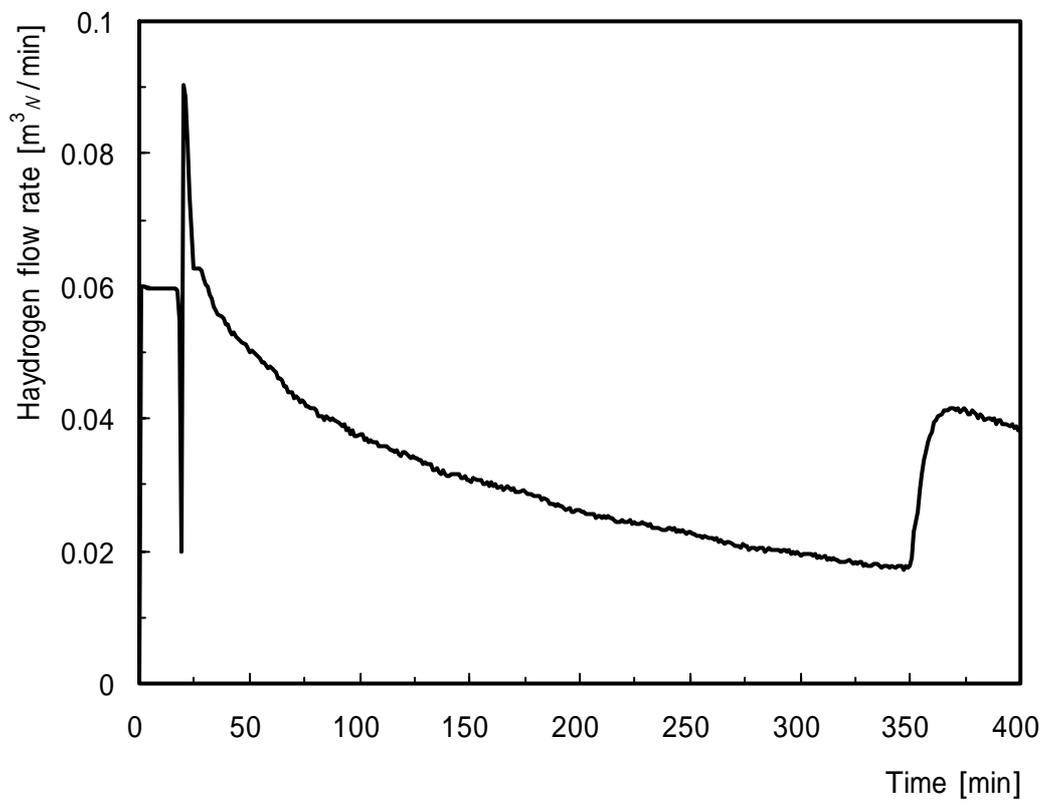


Fig.5.8 Hydrogen flow rate at daytime

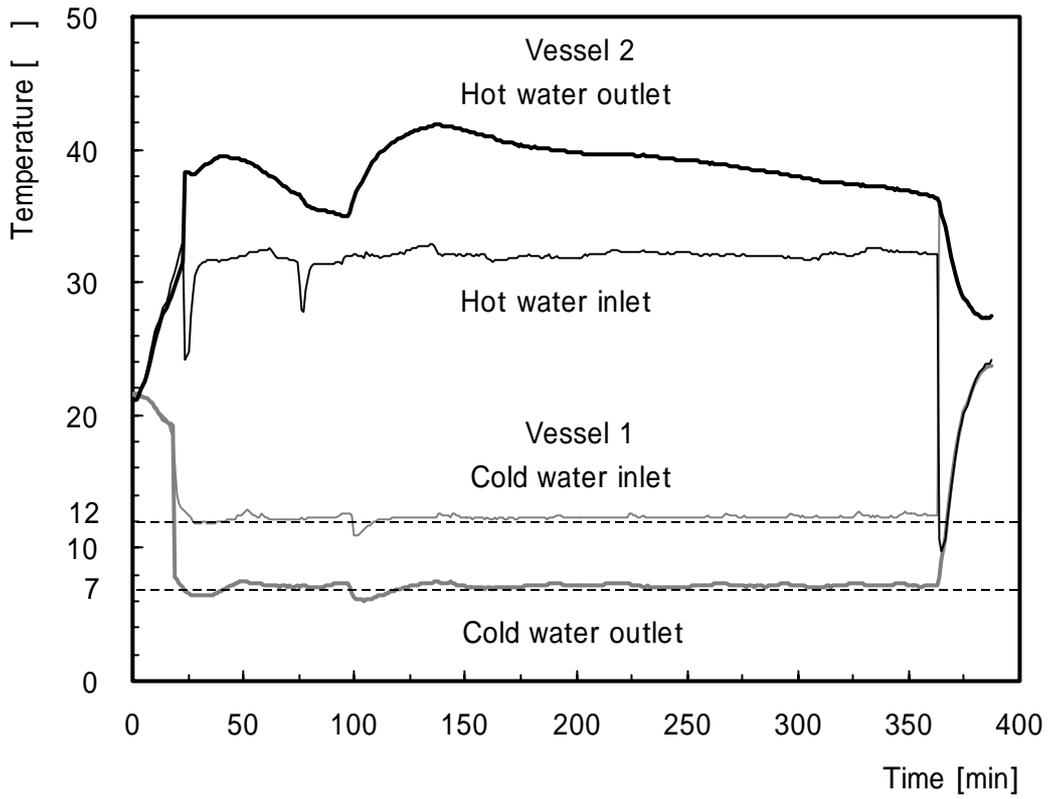


Fig.5.9 Temperature of water at daytime

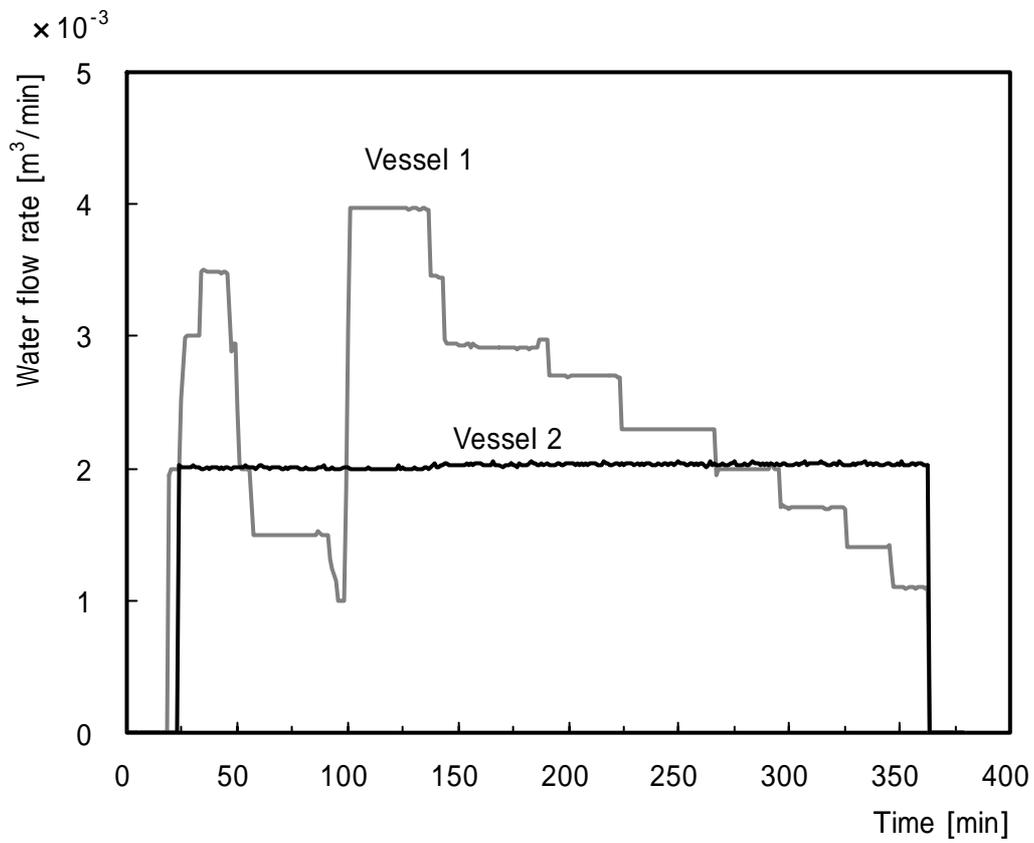


Fig.5.10 Water flow rate at daytime

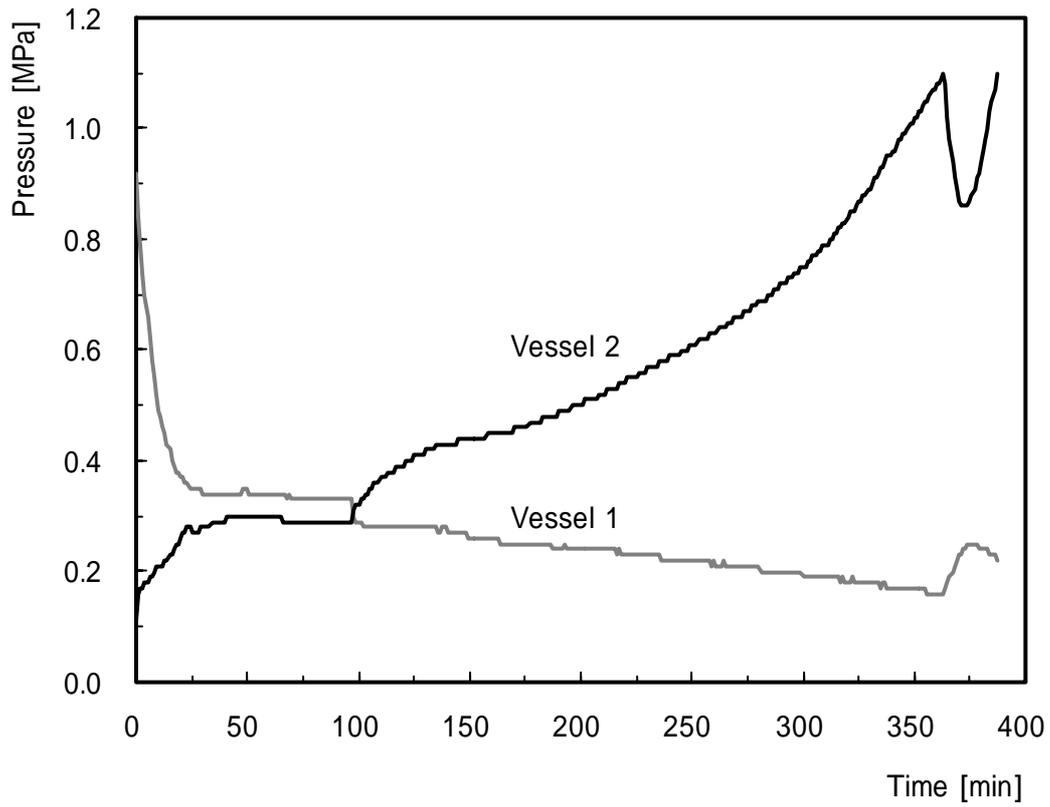


Fig.5.11 Pressure at daytime

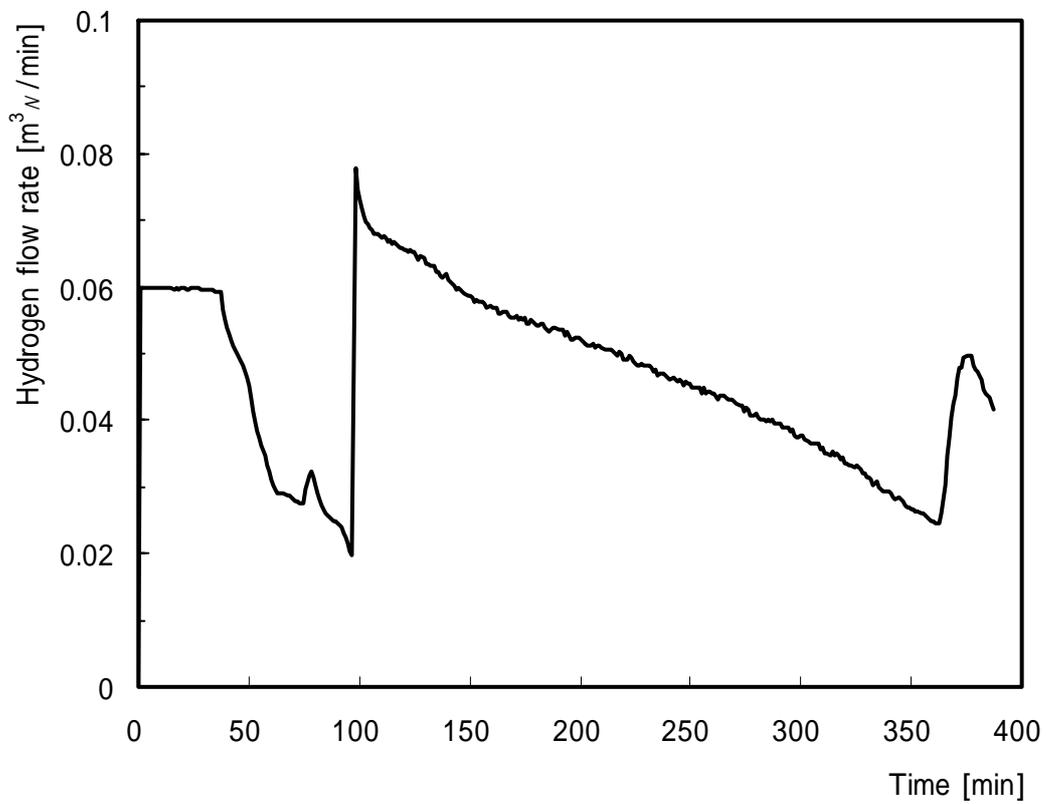


Fig.5.12 Hydrogen flow rate at daytime

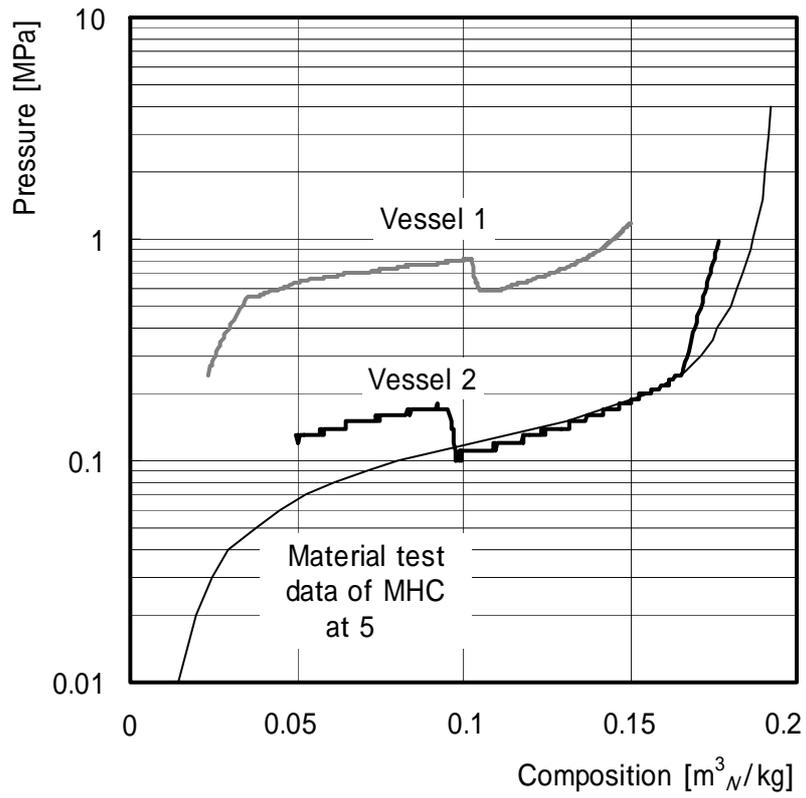


Fig.5.13 PCT diagram of load operation at night

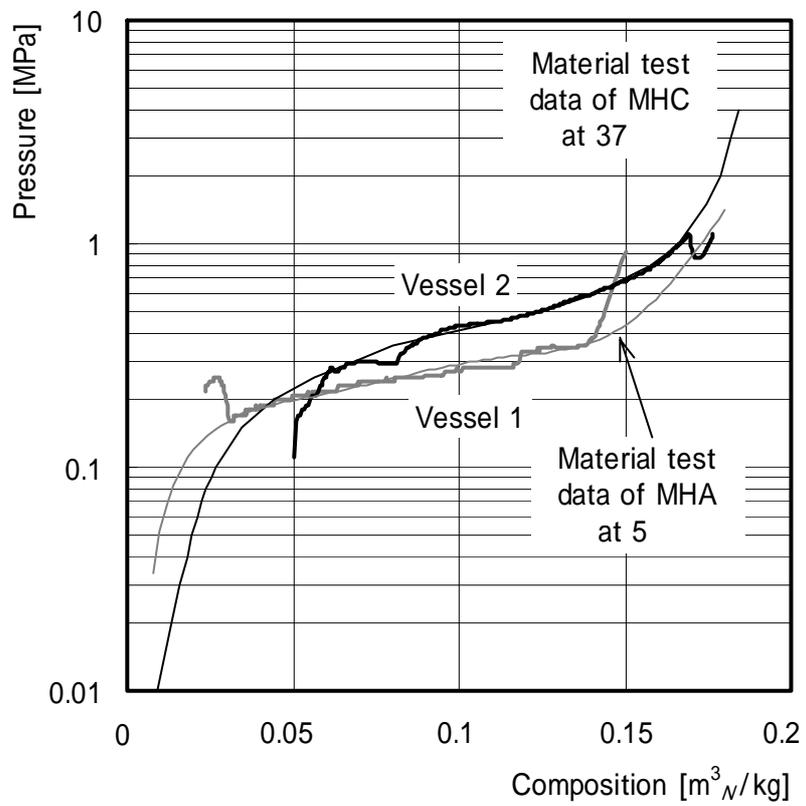


Fig.5.14 PCT diagram of load operation at daytime

Table.5.1 Heat quantity for cooling and COP

Direction of hydrogen flows	Heat quantity by cold water	Compressuer power	COP
	MJ	MJ	-
Ves.2 [†] Ves.1 ^{††} (Night)	12.7	7.7	1.6
Ves.1 ^{††} Ves.2 [†] (Day)	17.9	4.5	4.0

†:Vessel2, ††:Vessel1

第6章 結論

研究は、水素吸蔵合金を蓄熱材として用いる新しい空調システムの実用性を実証することにより、地球環境に配慮したクリーンな空気調和システムを構築することを目的として実施されたものである。

近年における、夏の午後の冷房需要のピーク時と夜間との電力需要格差の増大は、過剰な発電設備を必要とする。この格差を平準化するため、電力会社では、夜間の余剰電力を熱エネルギー（冷水や氷）の形で蓄え、これを昼間の冷房時に使用する蓄熱技術の実用化を推進している。ここで、環境問題の点から考えると、蓄熱の実施は、冷房負荷に対する発電のための二酸化炭素排出量を削減できる技術である。

しかしながら、従来の水や氷を使用する蓄熱システムでは、冷房の負荷量に応じた量の冷水や氷を貯えるためには比較的大容量の蓄熱槽が必要となる。また、冷水や氷を得るためにはフロン系冷媒を使用する冷凍機器が多く使用されており、地球環境の面では大きな問題となっている。

水素吸蔵合金は、水素を吸蔵すると発熱し、放出すると吸熱する特性を持ち蓄熱密度も高いため、この合金を水や氷に代わる蓄熱材として用いることにより、新しい蓄熱システムとなりうる。

本研究では、水素吸蔵合金を用いる蓄熱システムの要素技術からシステム性能までの系統的な研究を行った。初めに、水素吸蔵合金を充てんする蓄熱容器の開発を行い、この設計指針を示した。また、システムの効率的な運転方法の考案を行い、これを実験によって検証することによってシステムの性能向上を実現した。さらに、実験装置を使って、実際の蓄熱システムの運転方法、いわゆるピークカット法とピークシフト法に即した模擬負荷運転を行い、このシステムが、従来の水や氷を蓄熱材として用いるシステムと比較して有効であることを示した。

研究の結果、水素吸蔵合金を用いる蓄熱システムは、技術的な点から十分に実用化可能であることが確認できた。このことから、水素吸蔵合金を用いる蓄熱システムは、フロンを使用しない空気調和システムとして、近年、望まれている環境に対応した新しい技術として応用されることが期待できる。

水素吸蔵合金を用いる蓄熱システムにおいて、現在では、水素吸蔵合金が高価であ

ることが課題である。しかしながら，水素利用技術の発展にともなう水素吸蔵合金の普及や研究によって，合金の安価化が促進されつつある。

エネルギー問題や環境問題等の立場から，蓄熱技術は，今後も普及が促進されると考えられる。将来，新しい蓄熱技術として，水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムが実用化される際に，この研究が重要な知見となることを望んで本論文の結びとする。

なお，第 1 章の「熱交換器の試作と性能評価」は，日本機械学会論文集 [68-672, B(2002)pp.2361-2368] に掲載されたものであるが，その後，日本機械学会編の機械工学便覧 応用システム編 3 熱機器 (2005) p.140 に参考文献として掲載された。

また，第 3 章の「水素利用効率を高める運転方法」は，「水素吸蔵合金を使った蓄熱システムの運転方法(特許第 3518963 号)」として，2004 年 2 月 6 日に特許取得した。

参考文献

第1章

- (1.1) 電気事業連合会,環境とエネルギー2002-2003, p.13 (パンフレット).
- (1.2) (社)空気調和・衛生工学会,蓄熱式空調システム,(1995).
- (1.3) 坪倉久,空気調和・衛生工学,64-6(1990), pp.427-432.
- (1.4) 西村辰朗,冷凍,60,696(1985), pp.1026-1037.
- (1.5) 東京電力,産業のお客様へ ベスト・プランのご提案,(2004), (パンフレット).
- (1.6) (財)ヒートポンプ・蓄熱センター,蓄熱システムの設計・制御 第1編 蓄熱システムの基礎理論と効果判定,(2002).
- (1.7) 田中俊彦・鴨志田隼司,空気調和・衛生工学,70-2(1996-2), pp.151-157.
- (1.8) 高市侃,空気調和・衛生工学,71-12 (1997-12), pp.1078-1079.
- (1.9) 渡辺康一,空気調和・衛生工学,78-8(2004-8), pp.647-659.
- (1.10) 一瀬茂弘・ほか5名,空気調和・衛生工学会論文集,96(2005-1), pp.51-61.
- (1.11) 奈良崎弘・ほか3名,工学院大学研究報告,71(1991), pp.119-126.
- (1.12) Yonezu, I. ・ほか3名, *Journal of the Less- Common Metals*, 89(1983), pp.351-358.
- (1.13) Kawamura, M. ・ほか2名, *Journal of the Less- Common Metals* 89(1983), pp.365-372.
- (1.14) 大橋一正,空気調和・衛生工学,73-9(1999), pp.731-734.
- (1.15) 宮武修・永淵尚之,空気調和・衛生工学会論文集,37(1988), pp.63-70.
- (1.16) 宮武修・ほか2名,空気調和・衛生工学会論文集,34(1987), pp.101-109.
- (1.17) 松島修・ほか4名,空気調和・衛生工学,63-10(1996), pp.39-47.
- (1.18) 龍有二,ほか3名,空気調和・衛生工学会論文集,59-10(1995), pp.163-173.
- (1.19) 松本浩二・ほか1名,日本機械学会論文集,67-655, B(2001), pp.804-809.
- (1.20) 松本浩二・ほか3名,日本機械学会論文集,66-641, B(2000), pp.182-188.
- (1.21) 大平昭義・梁取美智雄,日本冷凍空調学会論文集,16-1(1999), pp.77-88.
- (1.22) Grandum, S. ・ほか6名, *ASME Dynamic System Control*, 62(1997), pp.191-197.
- (1.23) 笹尾博行・吉田崇,日本冷凍協会論文集,13-3, (1996), pp.239-246.

- (1.24) 守屋充・ほか 5 名, 日本冷凍協会論文集, 12-3, (1995), pp.253-262.
- (1.25) 本郷賢・ほか 2 名, 空気調和・衛生工学会論文集, 72, (1999), pp.1-9.
- (1.26) 斯波敬・ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 64-621, C(1998), pp.1611-1617.
- (1.27) 馬場敬之・ほか 3 名, 空気調和・衛生工学会論文集, 85, (2002), pp.11-20.
- (1.28) 馬場敬之・ほか 3 名, 空気調和・衛生工学会論文集, 90, (2003), pp.59-68.
- (1.29) 川端章夫・ほか 8 名, 日本金属学会誌, 64-4, (2000), pp.221-226.
- (1.30) 吉田篤正・ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 55-515, B(1989), pp.1975-1978.
- (1.31) Yoshida, A. ・ほか 3 名, *International Journal of Thermophys*, 10-5, (1989), pp.1093-1102.
- (1.32) Bjurstroem, H. ・ほか 2 名, *Journal of Less-Common Metals*, 130-1/2, (1987), pp.365-370.
- (1.33) Evans, M. J. B. , Evrett, D. H. , *Journal of Less-Common Metals*, 49-1/2 pp.123-145.
- (1.34) Nasako, K. ・ほか 3 名, *Journal of Alloy and Compounds*, 264-1/2(1998), pp.271-276.
- (1.35) Lloyd, G. M. ・ほか 3 名, *ASME Advanced Energy Systems Division*, 37(1997), pp.371-382.
- (1.36) Suda, S. ・ほか 2 名, *Journal of Less-Common Metals*, 172-174, Pt.C (1991), pp.959-968.
- (1.37) 関口淳子・ほか 2 名, 太陽エネルギー, 26-1, (2000), pp.43-48.
- (1.38) Sapru, K. ・ほか 7 名, *Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, 32-3(1997), pp.1947-1952.
- (1.39) 森・ほか 6 名, 日本金属学会誌, 69-3, (2005), pp.308-311.
- (1.40) 福田敏男・ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 55-514, C(1989), pp.1377-1384.
- (1.41) 岡本英之・ほか 2 名, 日本冷凍空調学会論文集, 18-2, (2001), pp.163-171.
- (1.42) Nagel, M ・ほか 3 名, *Journal of Less-Common Metals*, 104-2(1984), pp.307-318.
- (1.43) Kang, B. H. , Yabe, A. , *ASME*, 94-WA/HT-31(1994), pp.1-9.
- (1.44) Kang, B. H. , Yabe, A. , *ASME*, 94-WA/HT-31(1994), pp.1-9.

- (1.41) Park, J. G. ・ほか 5 名, *International Journal of Hydrogen Energy*, 27-9 (2002), pp.941-944.
- (1.42) Park, J. G. ・ほか 3 名, *International Journal of Hydrogen Energy*, 26-7 (2001), pp.701-706.
- (1.43) Kim, K .J. ・ほか 3 名, *ASHRAE Transactions*, 104 , Pt.1B(1998), pp.1434-1445.
- (1.44) Lloyd, G.M. , ・ほか 4 名, *ASHRAE Transactions*, 103, Pt1(1997), pp.384-391.
- (1.45) Charters, W. W. S. , ・ほか 2 名, *Refrigeration, Climate Control and Energy Conservation*(1996) , pp.53-62.
- (1.46) 前田洋規 ・ほか 3 名, 日本機械学会論文集, 57-543, B(1991) , pp.3925-3930.
- (1.47) 米田昌司 ・ほか 2 名, 空気調和 ・衛生工学会論文集, 39(1989) , pp.59-67.
- (1.48) 広直樹 ・ほか 3 名, 化学工学論文集, 24-6, (1998) , pp.822-827.
- (1.51) Wakao, S. ・ほか 4 名, *Journal of Less-Common Metals*, 89-2(1983) , pp.341-350.
- (1.52) Ono, S. ・ほか 4 名, *Hydrog Energy Progress* 3, 2(1981) , pp.937-942.
- (1.53) Ohta, T. ・ほか 5 名, *International Journal of Energy System*, 2-2(1982) , pp.78-81.
- (1.54) 岡本英之 ・ほか 2 名, 日本冷凍空調学会論文集, 18-2(2001), pp.163-171.

第 2 章

- (2.1) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂 第 4 版, (1986).
- (2.2) 吉田篤正 ・ほか 2 名, 日本機械学会論文集, 56-522, B(1990) , pp.536-540.
- (2.3) Groll, M. , Nonnenmacher, A. , *IECEC*, 17-3(1982) , pp.1185-1190.
- (2.4) Ishikawa, H. ・ほか 4 名, *Journal of Less-Common Metals*, 107(1985) , pp.105-110.
- (2.5) Suda, S. , Komazaki, Y. , *Journal of Less-Common Metals*, 172/174(1991) , pp.1130-1137.

- (2.6) (社)空気調和・衛生工学会, 空気調和・衛生工学便覧 第12版 1 基礎編, (1995).
- (2.7) 青木博史, 三井宏之, 日本機械学会論文集, 57-534, B(1991), pp.604-608.

第3章

- (3.1) 宮治正三, 西川美和子, 中部電力(株)研究資料, 90(1993), pp.22-33.
- (3.2) 畑中基秀・ほか2名, (株)日本製鋼所技術報告, 9-4(1988), pp.381-385.
- (3.3) 小川直也, 大橋幸夫, 日本機械学会熱工学部門講演会講演論文集, (1995), pp.147-148.
- (3.4) 広直樹・ほか3名, *Sanyo Technical Review*, 23-3(1991), pp.71-78.
- (3.5) 大角泰章, ソーダと塩素, 34-4(1983), pp.156-185.
- (3.6) Ohlendorf, D., Flotow, H. E., *J. Chem. Phys.*, 73(1980), pp.2937-2948.

第4章

- (4.1) 空気調和・衛生工学会編 空気調和設備計画設計の実務の知識(1995), pp.150-158.
- (4.2) 空気調和・衛生工学会編: 空気調和・衛生工学便覧, 第13版 1, (2001), p.82.
- (4.3) Nishizaki, T.・ほか2名, *Journal of Less-Common Metals*, 89(1983), pp.559-566.
- (4.4) 溝上健二, 空気調和・衛生工学会誌, 76-12(2002), 1184-1186.

第5章

- (5.1) 福本浩通, 冷凍, 80-928(2005), pp.100-103.

関連特許

第1章に記した関連特許を，特許権者または出願人，発明者，特許番号または特許出願公告番号または特許公開番号，登録年または公告年または公開年の順番で示す．

- (特.1) 高砂熱学工業(株),岡田孝夫,林利雄,第 2510888 号,(1996)
- (特.2) 大和設備工事(株),西村貞生,第 2744758 号,(1998)
- (特.3) 高砂熱学工業(株),高橋隆勇,第 3217113 号,(2001)
- (特.4) 高砂熱学工業(株),小沢由行・ほか 3 名,第 3337783 号,(2002)
- (特.5) (株)前川製作所,笠原敬介,特公平 5-85816,(1993)
- (特.6) (株)荏原製作所,前田健作,特公平 7-72638,(1995)
- (特.7) (株)クボタ,森川朗,特公平 8-3374,(1996)
- (特.8) (株)日立製作所,谷明洋,小野田利介,特開平 5-106877,(1993)
- (特.9) (株)岩谷テクノソリューション(株),岩谷産業(株),大森宏,特開平 5-312360,
(1993)
- (特.10) 高砂熱学工業(株),高橋隆勇,特開平 6-101889,(1994)
- (特.11) 東北電力(株)・高砂熱学工業(株),成田勝彦,宮田洋一,特開平 6-300327,(1994)
- (特.12) (株)日立製作所,梁取美智雄,特開平 7-260214,(1995)
- (特.13) (株)荏原製作所,田中祥治・ほか 2 名,特公平 8-35708,(1996)
- (特.14) 高砂熱学工業(株),関義輝・ほか 2 名,特開平 8-233313,(1996)
- (特.15) 高砂熱学工業(株),関義輝,岡村明彦,特開平 6-123455,(1994)
- (特.16) 高砂熱学工業(株),小此木時雄・ほか 2 名,特開平 6-147562,(1994)
- (特.17) 東洋熱工業(株),服部康秀,特開平 11-37682,(1999)
- (特.18) 東洋熱工業(株)・射場本忠彦,今井智将,特開 2000-161723,(2000)
- (特.19) 高砂熱学工業(株),小此木時雄・ほか 3 名,特開平 5-133576,(1993)

謝辞

研究の遂行にあたり，常に的確なご指導とご鞭撻を賜りました慶應義塾大学理工学部，川口修 教授に甚大なる感謝をいたしますとともに，心から御礼申し上げます．

論文の執筆にあたり，貴重なご意見とご助言を賜りました吉澤正紹 教授に感謝いたしますとともに，御礼申し上げます．また，本論文に関して貴重なご助言ならびにご討論賜りました，慶應義塾大学理工学部，森康彦 教授，佐藤春樹 教授，植田利久 教授に謝意を表し，御礼申し上げます．

水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの研究開発は，主要機器である蓄熱槽と水素吸蔵合金は，株式会社日本製鋼所殿にてご製作いただき，三機工業株式会社にて実験を行う共同研究として行いました．

研究の初期に株式会社日本製鋼所代表取締役社長にあらられました大西敬三 博士には，水素吸蔵合金に関する御著書から多くの示唆をいただきました．代表取締役専務取締役 岩館忠雄 様には，機器や目的に適した水素吸蔵合金の製作など，多くのご協力をいただきました．室蘭製作所部長 村井正光 博士には投稿論文執筆の御提言をいただき，室蘭製作所担当部長 竹田晴信 様ともども共同研究と投稿論文共同執筆の際には，貴重なご意見とご助言をいただきました．感謝いたしますとともに御礼申し上げます．さらには，株式会社日本製鋼所室蘭研究所の皆様方に賜りました，ご助言とご協力に感謝いたします．

研究当初は開発本部長，現在，三機工業株式会社代表取締役社長にあられます宅清光 様からは，共同研究開発の機会を与えていただきました．ここに感謝の意を表します．技術開発本部長執行役員 山下彰夫 様，技術開発本部研究開発部長 室谷憲男 様には，研究期間中に多くのご尽力をいただきましたことを感謝いたします．共同研究と投稿論文の共同執筆者として多大なご指導，ご鞭撻を賜りました技術開発本部副本部長 松藤久良 博士，技術開発本部研究開発部建設設備グループマネージャー 飯嶋和明 博士に深く感謝いたしますとともに，御礼を申し上げます．さらに，開発本部の皆様と，研究継続の時間と支援を賜りました環境システム事業部の皆様に，厚く御礼申し上げます．

公刊論文目録

【原著論文】

小関多賀美，飯嶋和明，松藤久良（三機工業），竹田晴信，村井正光（日本製鋼所），水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの開発 第1報 蓄熱システム用熱交換器の試作と性能評価，日本機械学会論文集 B，Vol.67 No.662，2558-2566，2001．

小関多賀美，飯嶋和明，松藤久良（三機工業），竹田晴信，村井正光（日本製鋼所），水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの開発 第2報 無効水素量を少なくする運転方法の検討，日本機械学会論文集 B，Vol.68 No.672，2361-2368，2002．

小関多賀美，飯嶋和明，松藤久良（三機工業），竹田晴信，村井正光（日本製鋼所），川口修（慶應義塾大学），水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの開発 第3報 実負荷条件による性能試験，日本機械学会論文集 B，Vol.70 No.696，2126-2133，2004．

小関多賀美，松藤久良，飯嶋和明（三機工業），竹田晴信，村井正光（日本製鋼所），川口修（慶應義塾大学），水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの性能，空気調和・衛生工学会論文集，No.104，29-39，2005．

Takami Koseki，Kazuaki Iijima，Hisayoshi Matsufuji，Harunobu Takeda，Masamitsu Murai，Osamu Kawaguchi，Development of heat storage system using metal hydride (Experiment of performance by the actual loading condition)，Journal of Solar Energy Engineering，ASME.（掲載決定済）

【国際会議発表】

Takami Koseki，Kazuaki Iijima，Hisayoshi Matsufuji，Harunobu Takeda，Masamitsu Murai，Osamu Kawaguchi，Development of heat storage system using metal hydride (Experiment of performance by the actual loading condition)，Proceedings of the international Solar Energy Conference，SOLAR

ENGINEERING 2004 , sponsored by The Solar Energy Division , ASME , Portland Oregon USA .

【国内学会等発表】

小関多賀美, 飯嶋和明, 竹田晴信, 村井正光, 水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの
実験による検討, 日本機械学会年次大会講演論文集(), No .01-1 ,211-212 ,2001 .

小関多賀美, 飯嶋和明, 竹田晴信, 村井正光, 水素吸蔵合金を用いた蓄熱システムの
実験による検討, 日本機械学会年次大会講演論文集(), No . 99-1 , 41-42 , 1999 .