

# 空調用熱源システムの一次ポンプ余剰圧力活用制御法の開発と検証

松下直幹\*<sup>1</sup>, 李霽憲\*<sup>2</sup>, 吉田健一\*<sup>3</sup>, 赤司泰義\*<sup>4</sup>

住吉大輔\*<sup>4</sup>, 田中誠\*<sup>5</sup>, 藤村昌弘\*<sup>5</sup>

業務用建物で使用されるエネルギー消費の約半分は、空調設備の運転によるものとされる<sup>1)</sup>。一般に空調設備は最大負荷に基づいて設計されるため、部分負荷運転の割合が非常に高く、非効率な運転となっているケースが多くみられる。本論文では、部分負荷運転時の効率を上げ、エネルギー削減を低コストで実現できる制御法として、一次ポンプ余剰圧力活用制御法を提示するとともに、実建物へ導入しその有効性を示した。

キーワード：実験・セントラル空調・吸収式冷水機・搬送動力・制御法・省エネルギー

## はじめに

主に中規模以上のビルで採用されているセントラル熱源システムは、図-1に示すような負荷側搬送を受け持つ二次ポンプと、熱源機を含む一次ポンプから構成されるツーポンプシステムが多く採用されている<sup>2)</sup>。このシステムの冷水搬送は、往水一次ヘッド(SH-1)から負荷側を経由して還水ヘッド(RH-1)までの空調負荷側を二次ポンプ、RH-1からSH-1の熱源側を一次ポンプが担っており、両者の差がSH-1とRH-1を結ぶ連通管に流れることでバランスが保たれる。ツーポンプ方式の熱源システムにおいて、負荷流量(二次側流量)が一次ポンプ流量(一次側流量)に比べて少ない場合、その差分の流量は、連通管を経由して熱源機に還流する。この差分流量(一次ポンプ余剰流量)を搬送するために必要なポンプ揚程分(一次ポンプ余剰圧力)を二次側搬送に活用し、全体の水搬送動力を削減するための制御法として、一次ポンプ余剰圧力活用制御を開発した。

二次側流量が一次側流量よりも少なくなるのは、負荷熱量が運転している熱源機の能力に対して、部分負荷となる場合であり、その発生頻度は高い。従って、今回開発した本制御法の汎用性は高いと考えられる。

本報では、その制御手法を解説するとともに、実システムへの導入効果について報告する。

## 1. 冷水搬送系の従来制御概要と問題点

ツーポンプ方式の熱源システムにおいて、冷水の二次側搬送制御として一般的に行われている制御(以降、従来制御と呼ぶ)は、負荷流量に応じたポンプ台数制御と往水二次ヘッド(SH-2)圧力を維持するための二次ポンプのインバータ制御である。インバータ制御のための往水二次ヘッド圧力設定値は、

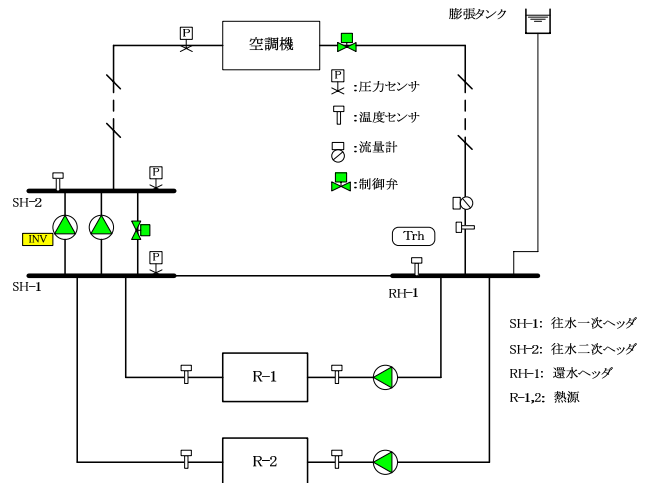


図-1 一般的なツーポンプ空調システムのシステム図

\*1 九州大学大学院人間環境学府博士後期課程  
(株)アレフネット正会員

\*2 九州大学大学院人間環境学府博士後期課程 正会員

\*3 九州大学大学院人間環境学府修士課程 正会員

\*4 九州大学大学院人間環境学研究院 正会員

\*5 (株)アレフネット 正会員

二次ポンプが定格流量を流したときの全揚程とするのが一般的である。

例えば、定格ポイント（流量：5m<sup>3</sup>/min、全揚程：300kPa）で、**図-2**に示すような性能をもつ二次ポンプの場合には、全揚程300kPa（約30m）がインバータ制御の目標値となる。仮に負荷流量がその1/5の1m<sup>3</sup>/minであった場合に、目標圧力300kPaでインバータ制御されたとすると、**図-3**のポンプの運転周波数別特性図より、48Hz程度までしか下がらないことになる。この際に、全揚程300kPaが必要であれば問題ないが、必要ない場合には過剰な圧力を加えていることになる。つまり、従来制御においては過剰な圧力設定値が与えられることでインバータによる省エネルギー効果を十分に引き出せていないと考えられる。

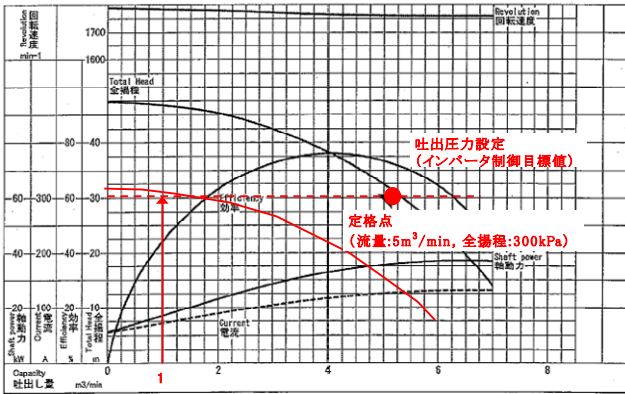


図-2 冷温水二次ポンプ性能曲線例

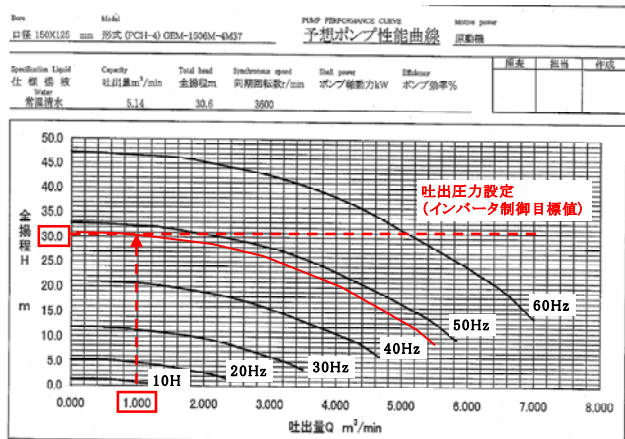


図-3 冷温水二次ポンプ運転周波数別特性図例

## 2. 一次ポンプ余剰圧力活用制御の概要

### 2.1 制御概要

開発した一次ポンプ余剰圧力活用制御は、二次側冷温水搬送系に一次ポンプ余剰圧力を活用できるようにし、搬送動力の削減を図るものである。この制御に必要な計装機器は、**図-4**に示す往水二次ヘッダ圧力計測用の圧力発信器（Ps1）、末端圧力（末端空調機の入口圧力）計測用の圧力発信器（Pe）、及び連通管に設置する制御二方弁（V2、以下連通管二方弁と呼ぶ）のみである。一次ポンプ余剰圧力活用制御を実現するための構成制御モジュールを**表-1**に示す。また、**図-5**、**図-6**に構成制御モジュールの制御フローを示す。**図-5**は末端圧力で制御するモジュール

群の関係を、**図-6**は往水一次ヘッダ圧力で制御するモジュール群の関係を示す。ここに示す構成制御モジュール全て、管内圧力で判定する。本制御を実施した場合における熱源システムの流路と管内圧力の関係のイメージを**図-7**に示す。

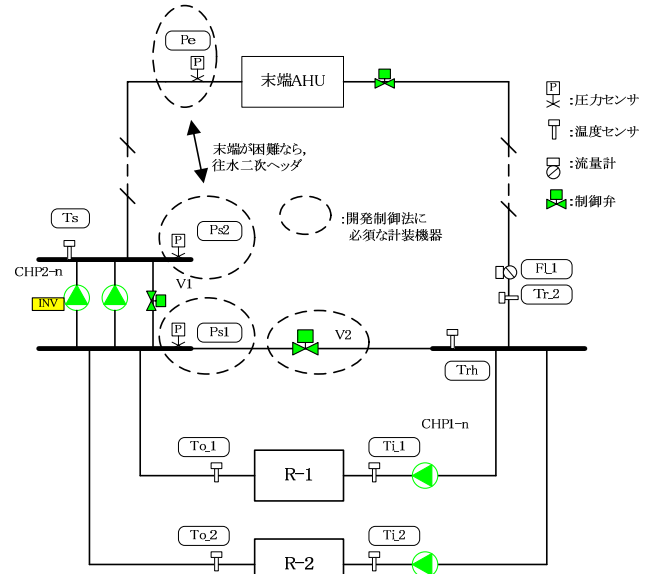


図-4 一次ポンプ余剰圧力活用制御に必要な計器類

表-1 搬送動力最適化制御の構成モジュールの制御対象

No.	制御モジュール名	制御判定計測値
1	二次ポンプインバータ制御	末端空調機入口圧力(Pe)
2	二次ポンプ台数制御	末端空調機入口圧力(Pe)
3	二次ポンプ逃がし弁制御	末端空調機入口圧力(Pe)
4	連通管二方弁制御	往水一次ヘッダ圧力(Ps1)

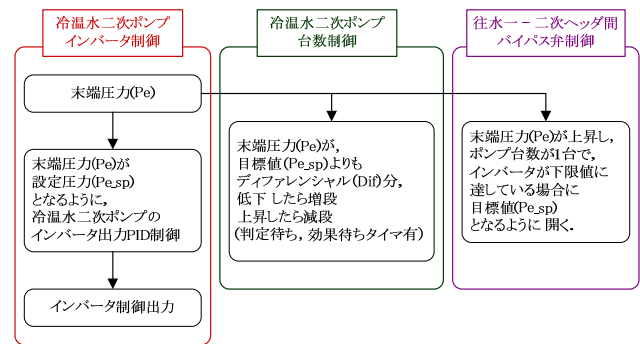


図-5 末端圧力（Pe）で制御を行うモジュール群

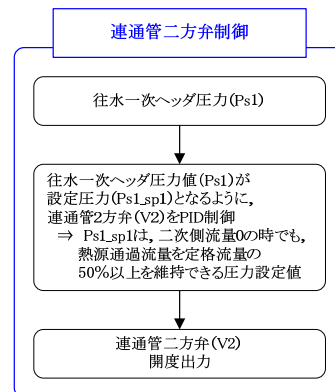


図-6 往水一次ヘッダ圧力（Ps1）で制御を行うモジュール

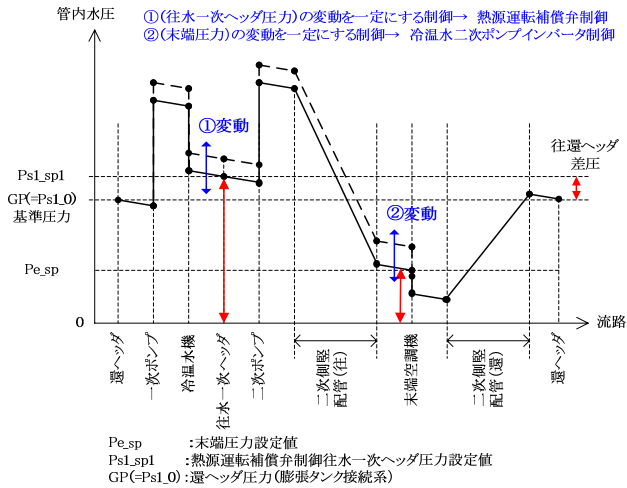


図-7 システム流路に対する管内水圧分布と制御の関係

本図は熱源機が地下などの下層階にあり、末端負荷が上層にあるような配置の場合を示している。この図にあるように、連通管二方弁制御により、往水一次ヘッダ圧力を調整し、可能な限り二次ポンプの吸込側圧力を高めた上で、二次ポンプのインバータ制御により、末端圧力を調整することを基本にしている。

## 2.2 各構成制御モジュールの詳細

### (1) 連通管二方弁制御

本制御は往水一次ヘッダと還水ヘッダ間をつなぐ連通管に制御二方弁を設置し、この制御弁を往水一次ヘッダ圧力 ( $PsL_{pv}$ ) が目標値 ( $PsL_{spl}$ ) となるように PID 制御を行う。従来、ツーポンプ方式の熱源システムにおける一次ポンプの役割は、往還ヘッダ一次側の圧力損失に対して、熱源機に必要な圧力と流量を確保することである。図-8 に示すように、一次ポンプの吐出流量が、二次ポンプ吐出流量に対して多い場合、すなわち負荷側が熱源機 1 台の能力に対し低負荷である場合には、余剰流量分は連通管を経由して熱源機に還流する。このような状況では、図-9 に示すように連通管二方弁を設置し適切に絞れば、一次ポンプ流量が減少し、ポンプヘッドが上昇する。そしてこの余剰圧力によって二次ポンプが行う仕事を少なくすることができる。しかし、絞込み過ぎると熱源機保護の観点から決められている最小流量の確保ができなくなり、熱源機がエラー停止してしまう。従って、連通管二方弁制御の往水一次ヘッダ圧力設定値を決める際には注意を要する。つまり、二次側空調機全ての二方弁が全閉し二次側流量が 0 となったときでも、熱源機の最小流量を確保できる圧力値を設定値とする必要がある。

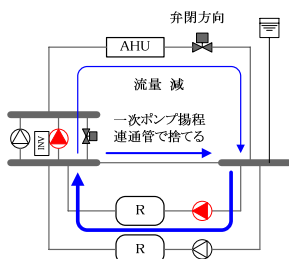


図-8 負荷側の要求が小さい場合の水の流れ

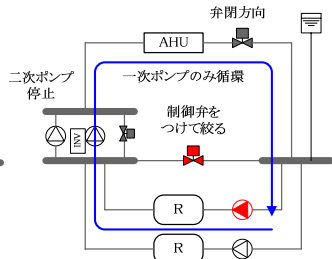


図-9 一次ポンプ余剰圧による二次側循環

### (2) 二次ポンプインバータ制御

二次ポンプインバータ制御は、配管系路上圧力損失が最大となる空調機の入口圧力(末端圧力)で制御することが望ましい。末端の空調機の出入口差圧が確保できれば、その他の空調機の差圧は確保され、すべての空調機の流量が確保される。また、(1)で述べた連通管二方弁制御により、二次側搬送に一次ポンプ余剰圧力を活用した上で、末端圧力の維持に必要な分だけを二次ポンプのインバータで調整することができる。従来制御では、1.で述べたように、低負荷流量時においても、二次ポンプだけで送水圧力設定値を維持しようとするため、二次ポンプのインバータ周波数は35~45Hz程度までしか下がらない場合が多い。しかし、本制御法では、低負荷流量時には一次ポンプの余剰圧力が使え、二次ポンプのインバータ出力は大きく下げられるため、0Hz~60Hzのフルレンジで制御可能となり、搬送動力を大幅削減できる。

### (3) 二次ポンプ台数制御

二次ポンプの台数制御に関して、従来制御では負荷流量による増減段制御を行っていた。一方、本制御法では、(1)で述べた連通管二方弁制御により、一次ポンプ余剰圧力が、二次ポンプの吸い込み圧力を押し上げるため、二次ポンプの出力と負荷流量の関係が一定とはならず、負荷流量での制御が困難である。そこで、二次ポンプ台数制御に圧力増減段方式を採用する。本方式の場合の制御動作タイムチャートを図-10 に示す。

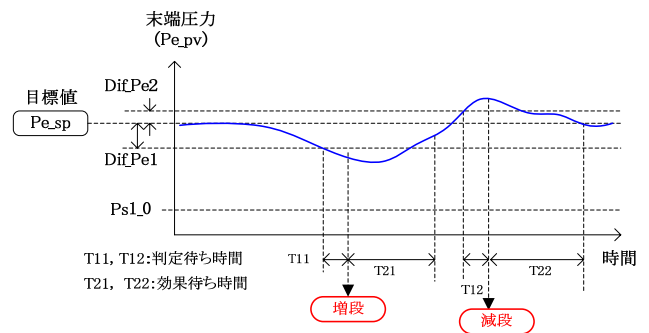


図-10 二次ポンプ台数制御動作タイムチャート

室内負荷が増加すると、空調機の二方弁が開方向に動き、二次側要求流量が増大する。流量が増大すると、末端圧力 ( $Pe$ ) が低下し、これに追従するために二次ポンプのインバータ出力が増大する。しかし、それ以上に負荷が増加し要求流量が増大すると、やがてインバータ出力が最大となり、インバータでは末端圧力目標値 ( $Pe_{sp}$ ) を維持できず、徐々に低下することになる。この低下レベルが増段閾値 ( $Pe_{sp} - Dif_{sp1}$ ) を下回ると、二次ポンプが増段する。逆に、末端圧力目標値が減段閾値 ( $Pe_{sp} + Dif_{sp2}$ ) を上回ると減段する。

## 3. 導入検証

### 3.1 導入建物概要

開発した一次ポンプ余剰圧力活用制御を実際の建物に導入し、効果検証を行った。対象建物は、京都府宇治市にある立命館宇治中学・高等学校で、地上4階、延床面積は19,172m<sup>2</sup>の建物である。空調システムは、冷却能力1,582kWのガス焚二重効用吸

収冷温水発生機（以下、ガス吸収冷温水機）2 台のツーポンプ方式である。冷温水二次ポンプは4 台あり、そのうち1 台にはインバータが導入されており、変流量運転を行う。負荷側は、空調機、外調機、ファンコイルユニットである。熱源システム計装図を図-11 に、主な機器仕様を表-2 に示す。この熱源システムに、一次ポンプ余剰圧力活用制御を導入するために、連通管に制御弁を、往水一次ヘッド、還水ヘッド、最遠点にあるファンコイルユニットの入口配管、つまり末端部に圧力発信器を設置した。また、導入効果の検証のために各熱源機の通過流量、各機器の消費エネルギーを計測するための計器も合わせて設置した。

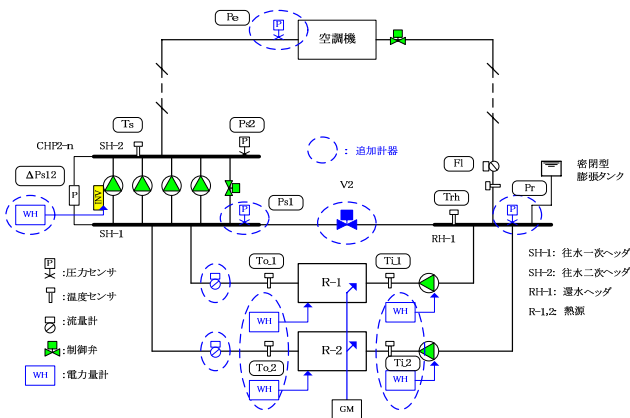


図-11 熱源システム計装図

表-2 熱源システム機器仕様書

機器名称	台数	仕様
ガス吸収冷温水機 (R-1, 2)	2	冷却能力：1,582kW、冷水温度：14~7℃、冷水量：3,240L/min 冷却水量：7,400L/min、冷却水温度：32~27.5℃ 暖房能力：1,324kW、温水温度：55~49.1℃、温水量：3,240L/min 燃料消費量：123m <sup>3</sup> (N)/h (都市ガス13A)
冷温水1次ポンプ (CHP-1, 2)	2	流量：3,240L/min、揚程：150kPa、電気容量：15kW
冷却水1次ポンプ (CDP-1, 2)	2	流量：7,500L/min、揚程：200kPa、電気容量：37kW
冷却塔 (CT-1, 2)	2	冷却能力：2,878kW (外気27℃WB)、冷却水量：7,500L/min、冷却水温度：37.5~32℃、ファン：5.5kW×3台
冷温水2次ポンプ (CHP-3, 4, 5, 6)	4	流量：1,620L/min、揚程：300kPa、電気容量：15kW、(CHP-3は、インバータ付きで変流量対応)

### 3.2 制御導入前状況分析

導入前の状況を把握するため、暖房期である2008年12月～2009年3月のデータを分析する。発生負荷流量の発生頻度分布を図-12に、二次ポンプのインバータ出力の発生頻度分布を図-13に示す。本制御を対象システムに導入したのは、2010年3月1日であり、検証期間とした3月2日～31日に対応させるため、図-13には2009年の3月のみを取り出した発生頻度分布も示している。なお、インバータ出力値は、60~0Hzを100~0%とした値である。

図-12より、暖房期の負荷流量は、二次ポンプ1台の定格流量である1620L/min以下の割合が、97%であり、ほとんど1台で賄えていることがわかる。また、熱源機1台の定格流量（一次ポンプ定格流量）である3240L/minと比べると、その半分以下である。つまり、少なくとも連通管には、常に一次ポンプ送水流量の50%が流れていると推察される。一方、図-13をみる

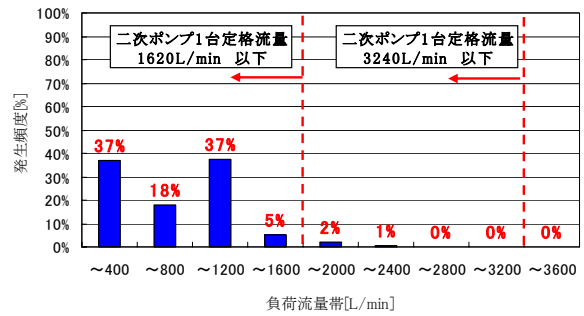


図-12 負荷流量の発生頻度（導入前：2008年12月～2009年3月）

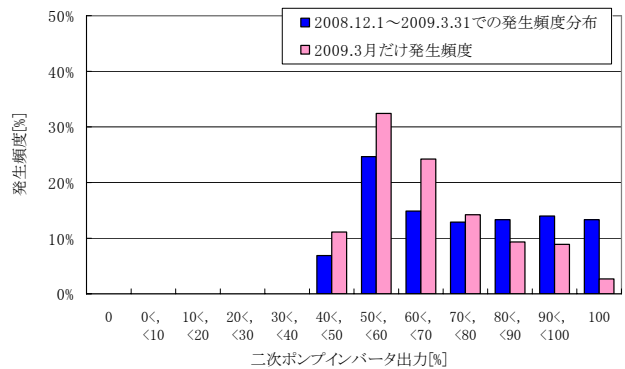


図-13 二次ポンプインバータ出力の発生頻度

と、インバータ出力は、40%～100%で制御されていることがわかる。また、定格流量の半分である800L/min以下の発生頻度が55%あるにもかかわらず、インバータ出力が50%以下となる割合が10%程度しかなく、出力40%以下は発生していない。これは1.で、本制御の問題点として述べたように、送水圧力（往水二次ヘッド圧力）をポンプ定格条件の圧力設定値に維持するために、インバータ出力をある一定値以下には低下できないことを示している。

### 3.3 制御導入後の効果検証

導入前後の負荷流量の発生頻度を図-14に、インバータ出力の発生頻度を図-15に示す。これらの図より、導入後の2010年3月は、2009年と比べ、負荷流量が増大しているが、二次ポンプのインバータ出力は大幅に低下していることが分かる。また、実質運転していないことを示す0%（0Hz）である割合が45%となっており、一次ポンプ余剰圧力が二次側搬送に活用できていることが示された。その結果、図-16に示すように、二次ポンプの消費電力量が91%も削減されており、大きな削減効果が得られた。

なお、一次ポンプ余剰圧力活用制御においては、一次ポンプの運転だけで、二次側搬送を賄う場合もある。その場合インバータ付の二次ポンプも、付いていない二次ポンプも空回りする。インバータ付でないポンプが空回りすることに関しては、一般的に使用されているモータでは、モータに電圧がかかっていないのでまったく問題ない。一方、インバータ付のポンプに関しては、0Hzの場合もモータに電圧がかかっているため、回生ブレーキとして働き、発熱の可能性が懸念される。しかしながら、一次ポンプの運転により吐出される水の流れは、複数の二次ポン

ンプに分散されることから、回生ブレーキとして働くほどの力がインバータ付ポンプにかかる可能性は極めて低いと考えられる。今回の検証期間中でも、二次ポンプのインバータが0Hz（出力0%）での運転発生頻度は、前述の通り全体の45%を占めていたが、問題は発生していない。しかしながら、今後もこの点については、検証を行っていく考えである。

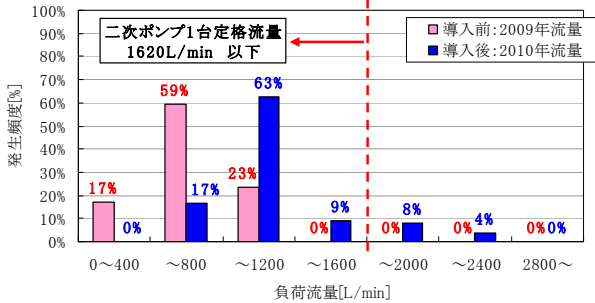


図-14 負荷流量の発生頻度比較

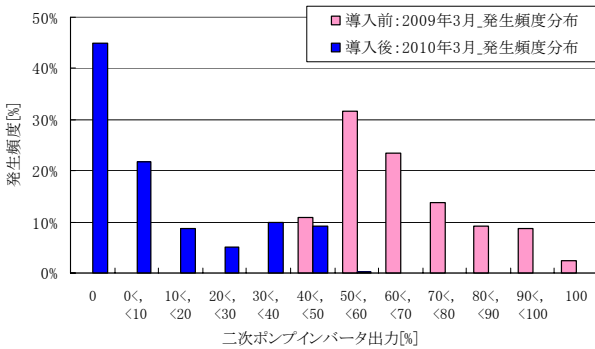


図-15 二次ポンプインバータ出力の発生頻度比較

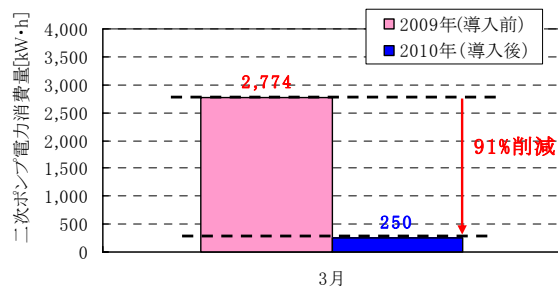


図-16 制御導入前後の3月の二次ポンプ電力消費量比較

#### 4. 一次ポンプ余剰圧力活用制御の課題と改善方法の検討

##### 4.1 一次ポンプ余剰圧力活用制御の詳細挙動分析

本制御法運用時の挙動について、1分データを用いて詳細に分析し、本制御法の課題について検討する。負荷流量が比較的高かった3月16日を取り出して詳細に分析した。図-17に、熱源システムが稼働していた7:00~20:00の負荷流量と二次ポンプインバータ出力の推移を示す。また、本物件では、負荷熱量が著しく低下した場合には、熱源機本体を停止し、冷温水循環のみを行う制御<sup>3)</sup>（以後、0台運転制御）も導入しており、この制御による熱源機および一次ポンプの運転状態（On-Off）を図-17の下部に示している。一次ポンプが停止した場合には、冷温水の循環は、二次ポンプ1台で行われる。このとき連通管二

方弁は全開にしている。図-17より、一次ポンプが運転している場合には、二次ポンプのインバータ出力は0%（0Hz）周辺で制御され、一次ポンプ余剰圧力だけで二次側搬送が行われている。一方、一次ポンプが停止中には、二次ポンプのインバータ出力が40~60%で制御されていることがわかる。

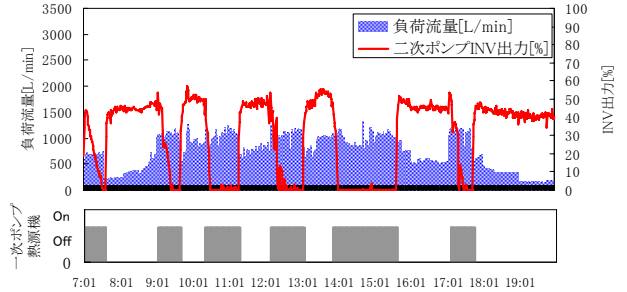


図-17 負荷流量と二次ポンプインバータ出力（2010年3月16日）

さらに、10:00~14:00の4時間を抽出し、より詳しい分析を行う。図-18(a)は、負荷流量、熱源機通過流量、連通管二方弁出力、インバータ出力、(b)は末端、往水二次ヘッダ、一次ヘッダ、還水ヘッダの各管内圧力と二次ポンプのインバータ制御のための末端圧力設定値、及び連通管二方弁を制御するための往水一次ヘッダ圧力設定値を、(c)は往水二次ヘッダ圧力と還水ヘッダ圧力の差（以後、往還水ヘッダ間差圧とする）を、そして、(d)は熱源機の運転状態を示している。

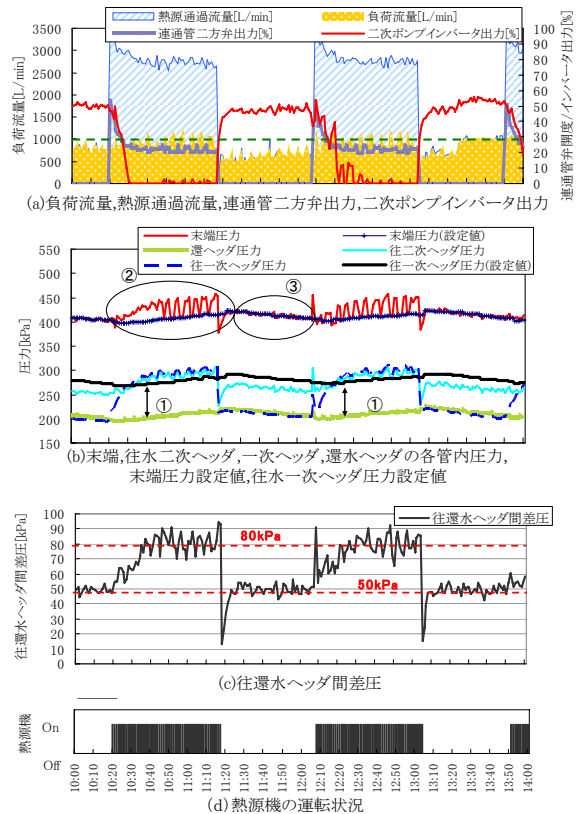


図-18 搬送動力最適化制御による諸管内圧力の関係

図-18(b)の中の2つの圧力設定値が変化しているのは、還水ヘッダに接続されている膨張タンクが開放型ではなく、密閉型で

あるため、基準となる還水ヘッド圧が変化し、この変化量に追従するために、両設定値をスライドさせているからである。この制御は、膨張タンクが開放型の場合は不要である。

まず、(b)の③の部分は、二次ポンプ停止中に、二次ポンプのインバータ制御により、末端圧力を目標値にうまく追従できていることを示す。一方、一次ポンプ運転時は、二次ポンプのインバータ出力が0%の状態、①の部分に示すように、連通管二方弁を閉じていくことにより、往水一次、二次ヘッド圧を上昇させ、一次ポンプ余剰圧力を二次側搬送に活用できていることを示している。しかし、末端圧力を示す②の部分を見ると、目標設定値よりも高めに推移していることがわかる。

さらに(c)より、往還水ヘッド間差圧については、一次ポンプ停止時は50kPaで推移しているが、運転時は80kPa近辺で推移している。一次ポンプ停止時の値である50kPaは、二次ポンプのインバータ制御で末端圧力目標値に追従できているときの値であることから、二次側末端部に対して適切に水を流すのに必要な往還水ヘッド間差圧の適正值であると考えられる。従って、一次ポンプ運転時の80kPa近辺の値は、その適正值よりも30kPa程度高めになっていると言える。

分析を行った3月16日の負荷流量帯は、1200L/min以下である。それ以上の負荷流量における往還水ヘッド間差圧との関係を確認するため、3月2~31日までの空調時間帯の10分間隔のデータ全てを用い、一次ポンプが運転しているときと、停止しているときに分け、図-19に示した。

これを見ると、一次ポンプが停止し二次ポンプのインバータ機のみで循環している場合には、往還水ヘッド間差圧50kPa程度で維持され、一次ポンプが運転している場合には、負荷流量が2200L/minまでにおいて、50kPaよりも30kPa程度高い状態となっていることがわかる。つまり、少なくとも負荷流量が2200L/min以下の場合においては、一次ポンプが運転していれば、二次側搬送に二次ポンプは不要であるだけでなく、必要以上に末端圧力が高く出ていることを示しており、この部分を適正に制御すれば、更なる搬送動力の削減ができると考えられる。

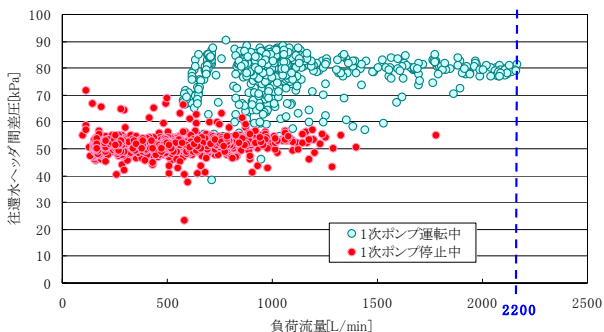


図-19 負荷流量と往還水ヘッド間差圧の相関 (2010年3月)

## 4.2 一次ポンプ余剰圧力活用制御の改善

4.1の分析により、一次ポンプの余剰圧力活用制御を行った場合、二次ポンプのインバータ出力を0Hz(停止)にしても往還水ヘッド間差圧は必要以上に大きくなることを示し、更なる搬

送動力削減の可能性を示した。改善方策の検討を行うにあたり、一次ポンプ揚程をどの程度二次側搬送に用いることができるかについて実験を行った。実験方法は、二次側空調機のほぼ全ての二方弁を全閉し、二次側にてできるだけ水が循環しないようにした状態で一次ポンプを起動する。その上で、連通管二方弁開度を100%(全開)、50%、40%、30%、25%、20%、15%、10%そして0%(全閉)の各開度に固定し、それぞれ一次ポンプ流量、消費電力、及び往還水ヘッド差圧値を計測した。その結果を表-3に示す。また、計測結果を一次ポンプの全揚程と軸動力のカタログ性能線図とともに、図-20に示す。

表-3 2次側空調機2方弁全開での熱源システム1次側循環実験結果

計測項目	単位	連通管制御弁開度[%]									
		100	50	40	30	25	20	15	10	0	
還ヘッド圧力	kPa	198	204	205	202	195	193	189	141	129	191
往1次ヘッド圧力	kPa	198	218	239	270	290	336	368	386	395	445
往還ヘッド間差圧	kPa	0	14	34	68	95	143	179	245	266	270
通過流量	L/min	3495	3435	3193	2955	2750	2244	1986	1061	332	436
電流	A	48.3	47.5	47.2	46.1	44.9	41.5	38.8	32.3	26.2	27.2
電力	kW	14.8	14.6	14.4	14.1	13.6	12.5	11.4	8.8	6.5	6.8

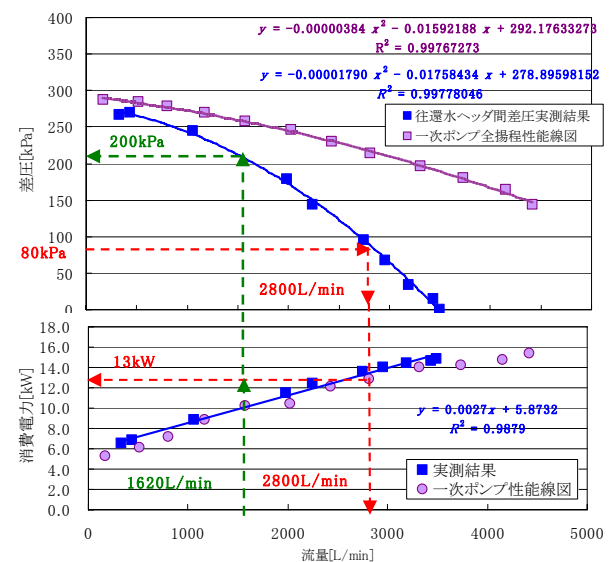


図-20 一次ポンプの全揚程・軸動力性能線と往還水ヘッド間差圧・消費電力実測図

(往還水ヘッド間差圧 = 往二次ヘッド圧力 - 還水ヘッド圧力)

往還水ヘッド間差圧が80kPaの場合には、一次ポンプの性能線図(図-20)より、流量は2800L/min、消費電力は13kW程度である。この消費電力と一次ポンプ流量(熱源機通過流量)の値は、前節での実測値とほぼ同じである。もし、往還水間ヘッド間差圧を80kPaから30kPa下げて、適正值である50kPaにしようとする、連通管二方弁の開度を大きくしなければならず、その結果一次ポンプ流量は増大する。一方、一次ポンプの消費電力を削減するため、連通管二方弁の制御目標値である往水一次ヘッド圧力設定値を高くし、ポンプ流量を熱源機定格流量の50%(本システムでは1620L/min)まで減らすと、消費電力は10kW程度まで下げることができる。しかし、その際には、往還水ヘッド間差圧は200kPaまで大きく上昇する。そこで、往還水ヘッド間差圧を適正な値まで低下させ、かつ一次ポンプ流量(熱源機通過流量)を減らして、一次ポンプの消費電力の低減

を行うため、一次ポンプにインバータを付設し、変流量対応を行うことを提案する。

一次ポンプにインバータを付設した場合の電力削減量を検討する。熱源機の運転を維持するための最小流量を 2000L/min (実際は、1620L/min だが安全サイドとなるように 2000L/min とする) とした場合に必要全揚程を検討する。図-21 にその検討図を示す。

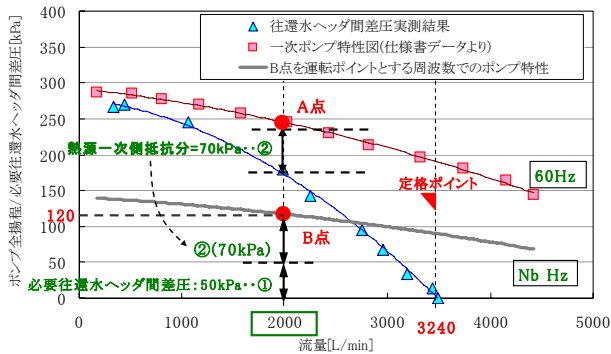


図-21 一次ポンプインバータ化メリット検討図

60 Hz の商用周波数における流量 2000L/min の場合の全揚程は 250kPa (約 25m) であり、この運転ポイントを A 点 (図-21) とする。このときの熱源システム一次側の全配管抵抗は、この全揚程から往還水ヘッド間差圧を差し引いた約 70kPa (図-21 の②の部分) である。これに末端部に水を流すのに必要な往還水ヘッド間差圧 50kPa (図-21 の①の部分) を加えた 120kPa (約 12m) が、流量 2000L/min の場合の必要ポンプ全揚程であり、この運転ポイント (B 点とする、図-21) まで、一次ポンプのインバータ周波数を下げることが可能となる。このときのポンプ動力の削減量について、ポンプ軸動力の理論式である式(1)を用いて検討する。

$$L=0.163 \times \gamma \times Q \times H \times (1/\eta_p) \quad \dots \text{式(1)}$$

ここで、L: ポンプ軸動力[kW],  $\gamma$ : 水の比重, Q: ポンプ流量[m<sup>3</sup>/min]

H: 全揚程[m],  $\eta_p$ : ポンプ効率[-]

なお、B 点のポンプ効率については、A 点での運転時におけるポンプ効率を用いて近似的に求める。A 点での運転時におけるポンプ効率は、ポンプ仕様書の性能線図から 0.75 としている。従って、B 点のポンプ動力は、式(1)に、Q=2.0, H=12,  $\eta_p=0.75$  を代入し、以下のように推定値が求まる。

$$L=0.163 \times 1 \times 2.0 \times 12 / 0.75 = 5.4$$

この結果、流量 2000L/min, 全揚程 120kPa で運転するように一次ポンプをインバータで制御した場合の消費電力は、5.4kW と推定される。一次ポンプにインバータを用いない場合に、往還ヘッド間差圧が 80kPa, 熱源通過流量が 2800L/min のときの消費電力は 13kW であった。従って、一次ポンプに対してインバータ対応を行い、適切に制御すれば、さらに、7.6kW (=13-5.4) の大幅な削減が行える可能性があることを示している。これは、定格値の 15kW に対して 64%の削減となる。なお、一次ポンプをインバータ化した場合の制御法については、今後の研究課題とする。

## まとめ

1990 年以降、負荷側の空調機が比例二方弁制御され、要求流量が変化するツーポンプ方式の熱源システムが、多くの建物に導入されている。これらの熱源システムの冷水水搬送制御における一次ポンプは、一次側搬送のみを受け持ち、熱源通過流量を常に一定に保つ。また、二次ポンプについては、二次側搬送のみを受け持ち、負荷流量に応じて運転台数を決め、インバータが付設されているポンプで送水圧力を一定に維持する制御が行われることが一般的である (従来制御法)。今回開発した一次ポンプ余剰圧力活用制御を実現場に導入し、その効果を検証した結果、搬送動力削減に関する有効性が示された。

今回のプロジェクトの対象熱源システムの一次ポンプが、たまたま過大設計であったのであれば、一次ポンプを適正能力のポンプにサイズダウン更新を実施するという選択肢も考えられた。しかしながら、本件では、選定されている熱源機の定格流量に見合う一次ポンプを適正に選定されていた。すなわち、結果的に過大設計であったのは一次ポンプではなく、熱源機を含む熱源システム全体と言える。このような熱源システムを持つ建物は、今回示した事例以外にも多数存在する。この場合、熱源機の能力よりも要求負荷熱量が少ない状況、すなわち一次側流量に対して、二次側流量は少なくなる状況は頻繁に出現するため、一次ポンプ余剰圧力活用制御導入により、搬送動力を大幅に削減できる可能性は非常に高い。

また、この制御法は、既存熱源システムの連通管に通常設置されている手動弁を電動二方弁に交換し、往水一次ヘッドと末端空調機の入口部分に圧力センサを新たに設置するだけで実現可能であり、非常に安価に構築できる点が特徴である。さらに、今回は実施していないが、一次ポンプにもインバータ付設し、かつ適切な制御を行えば、さらに大きな削減効果をもたらすことを示唆した。この具体的な制御法については、今後の研究課題とする。

改正省エネ法により、多くの事業者が省エネルギー対策実施に迫られている中、安価で効果の高い対策として、導入が促進されることを期待する。

## 謝 辞

本研究を進めるにあたり、立命館大学、立命館宇治中学・高等学校の関係者の方々にご協力を頂きました。ここに記して謝意を表します。

## 参考文献

- 1) 宇田川光弘, 他: 建築環境工学—熱環境と空気環境, 朝倉書店, p.4, 2009 年
- 2) 千葉孝男: 空調システムの自動制御, オーム社, p.120-121, 2004 年
- 3) 李霽憲, 他: 空調用熱源システム運用におけるコミッションングツールの開発 (第 2 報) リアルタイム運用最適化ツールの実装と提案した熱源機器運転台数制御による省エネ効果の検証, 空調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.1371-1374, 2009 年

(平成 22.7.22 原稿受付)

# Development and Verification of the Control Method Using Surplus Pressure of the Primary Pump in Heating and Cooling Plant System for Building Air-conditioning

by Naomiki MATSUSHITA\*<sup>1</sup>, Je Hyeon LEE\*<sup>2</sup>, Kenichi YOSHIDA\*<sup>3</sup>, Yasunori AKASHI\*<sup>4</sup>,  
Daisuke SUMIYOSHI\*<sup>4</sup>, Makoto TANAKA\*<sup>5</sup>, Masahiro FUJIMURA\*<sup>5</sup>

**Key Words:** Experimentation, Central Air Conditioning System, Absorption Refrigerating Machine, Water Transportation, Control Method, Energy Saving

**Synopsis:** The energy consumption of air-conditioning system generally accounts for about half of the whole energy consumption of the buildings for business purposes. Usually, the system and machine capacities are designed based on the maximum thermal load. Therefore, in many cases,

the system provides inefficient performances under the partial load most of the time.

In this paper, we developed the control method which can reduce the transportation energy of chilled and hot water. This control method is used for two-stages pumps system whose secondary pump has the inverter. The control method utilizes the surplus pressure of the primary pump to the load-side flow, and reduces the inverter output of the secondary pump. As the result, the energy of the secondary pump can be saved. In this paper, the control method is explained and demonstrated to show the effect of energy reduction in the real plant system.

---

\*1 Graduate School of Human-Environment Studies, Kyushu University  
(Aleph Networks Co., Inc.), Member

\*2 Graduate School of Human-Environment Studies, Kyushu University, Member

\*3 Graduate School of Human-Environment Studies, Kyushu University, Member

\*4 Faculty of Human-Environment Studies, Kyushu University, Member

\*5 Aleph Networks Corporation, Member

(Received July 22, 2010)