

## 二次側配管系の冷房時における三種類の変流量制御方式に関するエクセルギー解析

正会員 ○尹 航\*<sup>1</sup> 同 大岡 龍三\*<sup>2</sup>  
同 宿谷 昌則\*<sup>3</sup> 同 李 榮玲\*<sup>1</sup>

二次ポンプ 吐出圧一定制御 末端差圧一定制御  
管路抵抗特性予測制御 エクセルギー

### 1. はじめに

近年、省エネルギーの要求から、空調システムにおける冷凍機の高効率化とともに、水や空気の搬送動力や補機動力の削減が重要な課題となってきた<sup>1)</sup>。二次水搬送系では変流量制御が広く使用されている。各変流量制御方式における省エネ効果に関する既往研究は、一般にポンプの消費電力だけを比較しており<sup>2)3)</sup>、二次水搬送系についてエネルギーの質に注目した分析はあまり行なわれていない。そこで、本研究では、二次搬送系における三種類の変流量制御方式についてエクセルギー解析を行った<sup>4)</sup>。

### 2. 制御方式概要

図1～図3に、空調二次搬送系における三種類の変流量制御方式を示す。青色の点線は管路抵抗の特性であり、赤色の曲線は回転数を一定とした場合のポンプ特性を示す。両者の交差点はポンプの運転ポイントである。吐出圧一定制御は、ポンプの吐出圧が流量の増減に関わらず常に一定になるようにする方式である。末端差圧一定制御は、最遠端の空調機両端の差圧が一定になるように

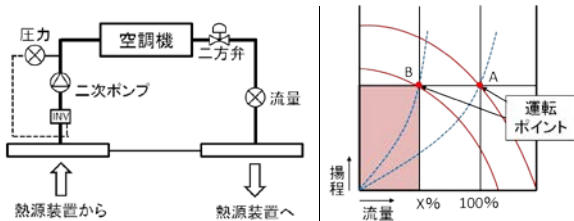


図1 吐出圧一定制御

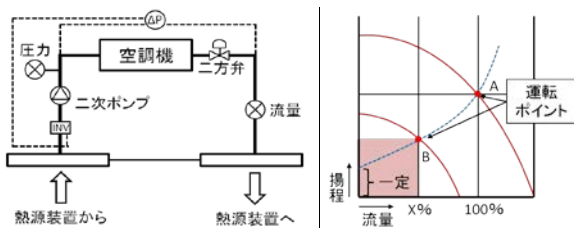


図2 末端差圧一定制御

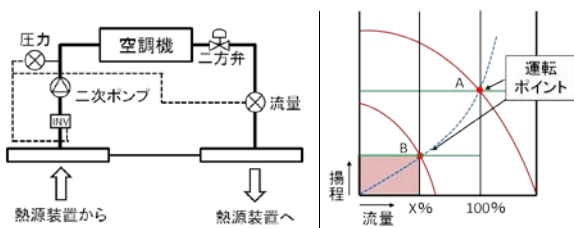


図3 管路抵抗特性予測制御

する方式である。末端差圧一定制御は、吐出圧一定制御より必要揚程(吐出圧力)が小さくて済むために、ポンプ所要動力を小さくすることができる。しかし、この制御方式では、流量がゼロの場合でも空調機のピーク負荷に対応した末端差圧を保持する必要がある<sup>2)</sup>。その分ポンプ動力の無駄が発生する。三番目の管路抵抗特性予測制御は、管路抵抗予測曲線上でポンプの吐出圧制御を行い、流量が低いときに吐出圧を低くする。吐出圧力を必要に応じて高くしたり低くしたりするので、余分な圧力が発生することがなく、ポンプ動力消費のより大きな削減効果が期待できる。

### 3. 二次側配管系のエクセルギー解析

#### 3.1 各制御方式における消費電力の計算方法

二次搬送系の流量を定格流量  $Q_A$  [m<sup>3</sup>/s]から変化させて  $Q_B$  [m<sup>3</sup>/s]にした場合、ポンプの軸動力  $E_B$  [kW]は、吐出圧一定制御方式ではポンプの各運転点の揚程が一定なので、流量  $Q_B$  に比例することになり、式(1)で表される。ここで、 $P_A$  [kW]はポンプの理論動力、 $\eta_B$  [-]はポンプ効率である。ポンプの消費電力は、式(2)のようにも表現できる。 $H_B$  [m]は点Bの揚程、 $\gamma$  [N/m<sup>3</sup>]は流体の比重(=  $\rho g$ )、式(3)の  $a, b, d$  [-]は効率を与える近似曲線の係数である。 $a, b, d$  の値はポンプの製造メーカーが公表している運転特性曲線から得ることができる。

末端差圧一定制御方式における管路の抵抗曲線は式(4)で表現する。点Bの流量を式(4)に代入すれば、点Bの揚程が式(4)から計算でき、その結果を式(2)に代入すれば、ポンプの軸動力を得ることができる。式(4)の  $k$  は抵抗係数であり、 $h$  [m]は末端差圧に対応する揚程である。

管路抵抗特性予測制御方式では、流量と揚程の関係はすべて相似なので、ポンプの相似則を直接に用いることができる。この場合、ポンプの消費電力は、式(5)で表わせる。

$$E_B = (Q_B/Q_A) \cdot P_A / \eta_B \quad (1) \quad E_B = \gamma Q_B H_B / (1000 \eta_B) \quad (2)$$

$$\eta_B = a Q_B^2 + b Q_B + d \quad (3)$$

$$H = k Q^2 + h \quad (4)$$

$$E_B = (Q_B/Q_A)^3 \cdot P_A / \eta_B \quad (5)$$

#### 3.2 エクセルギー収支式

図4に示すように、簡単のために空調機1台に対する二次水搬送系の冷水を対象としてエクセルギー解析を行なった。冷水に関するエネルギー収支式とエントロピー収支式を式(6)と式(7)に示す。ここで、 $S_g$  [kW/K]は冷水の伝熱と循環によって生成されるエントロピーである。式(6)と式(7)に環境温度  $T_0$  を組み合わせて冷水系統

のエクセルギー収支式(8)を得ることができる。式(8)において一次系から二次系の冷水に流入するエクセルギーは  $X_{in}$ [kW]、室内へ出力される冷エクセルギーは  $X_R$ [kW]、管路と空調機において消費されるエクセルギーは  $X_{cons}$ [kW]、二次系から一次系に戻る冷エクセルギーは  $X_{out}$ [kW]である。エクセルギー効率 $\beta$ を式(13)で表わす。

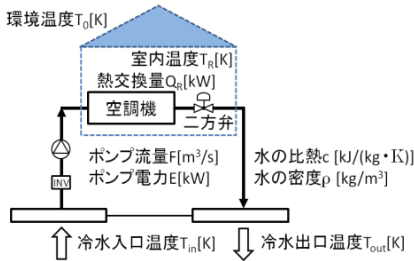


図4 空調二次側システム

$$E + c\rho F(T_{in} - T_0) + Q_R = c\rho F(T_{out} - T_0) \quad (6)$$

$$c\rho F \cdot \ln(T_{in}/T_0) + Q_R/T_R + S_g = c\rho F \cdot \ln(T_{out}/T_0) \quad (7)$$

$$E + X_{in} - X_{cons} = X_R + X_{out} \quad (8)$$

$$X_{in} = c\rho F(T_{in} - T_0) - c\rho FT_0 \cdot \ln(T_{in}/T_0) \quad (9)$$

$$X_R = (T_0/T_R - 1)Q_R \quad (10) \quad X_{cons} = S_g T_0 \quad (11)$$

$$X_{out} = c\rho F(T_{out} - T_0) - c\rho FT_0 \cdot \ln(T_{out}/T_0) \quad (12)$$

$$\beta = X_R / (E + X_{in} - X_{out}) \quad (13)$$

#### 4. ケーススタディー

一例として ALW65-100(I)型ポンプを想定して検討を行なうことにした。そのポンプの定格運転ポイントにおける流量・揚程・軸動力・効率はそれぞれ 0.0139m³/s、12.5m、2.331kW、73%である。ポンプ効率は流量の関数として式(14)で与えた。流量が変化した場合の空調機の熱交換量  $Q_R$  を、無次元経験式(15)によって計算する<sup>5)</sup>。 $Q_R^*$ [kW]と  $F^*$ [m³/s]は空調機の定格熱交換量と定格流量である。 $\alpha$ [-]は空調機の実験係数であり、 $\alpha = 0.25$ とした。末端差圧一定制御方式についての末端差圧(揚程)は3mと仮定し、管路の抵抗曲線は式(16)で与えた。他のパラメータをまとめて表1に示す。

$$\eta = -259200Q^2 + 7560Q + 18 \quad (14)$$

$$Q_R/Q_R^* = 1 / (1 + \alpha(1/(F/F^*) - 1)) \quad (15)$$

$$H = 49248Q^2 + 3 \quad (16)$$

表1 計算パラメータ

比熱 $c$	4.2kJ/(kg·K)	密度 $\rho$	1000kg/m³
比重 $\gamma = \rho g$	9800 N/m³	入口温度 $T_{in}$	280K
環境温度 $T_0$	305K	室内温度 $T_R$	300K

図5に冷水流量を定格流量の半分まで減らした場合の各制御方式におけるポンプ消費電力を示す。吐出圧一定、末端差圧一定、管路抵抗特性予測制御の順にポンプの消費電力は小さくなる。管路抵抗特性予測制御では、定格消費電力の22%程度の消費電力で済む。言い換えると、

消費電力の削減率は78%である。

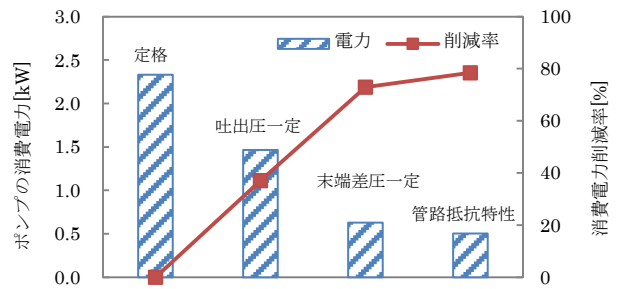


図5 ポンプの消費電力

図6に冷水流量を定格流量の半分にした場合の一次側から二次側へ正味流入するエクセルギーと室内へ投入されるエクセルギーを示す。また、管路と空調機において消費されるエクセルギーとエクセルギー効率を図7に示す。末端差圧一定制御及び管路抵抗特性予測制御では、消費されるエクセルギーが小さく、したがって、エクセルギー効率が高くなる。

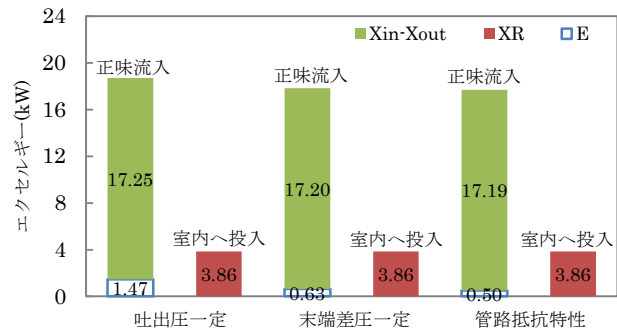


図6 二次側のエクセルギー解析

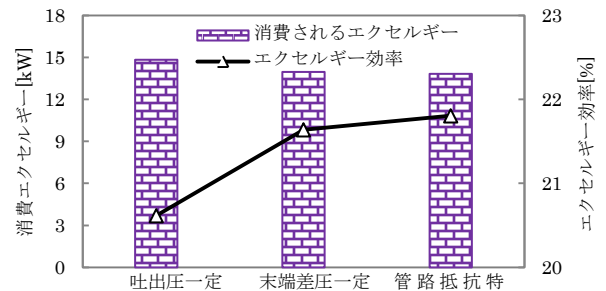


図7 消費されるエクセルギーとエクセルギー効率

#### 5. まとめ

本研究では、三種類の変流量制御方式についてエクセルギー解析を行なった。その結果、末端差圧一定制御や管路抵抗特性予測制御では二次側の冷水の冷エクセルギーが効率よく利用されることが分かった。

参考文献 1)最近気になる用語145: 変流量制御, 日本冷凍空調学会. 2)井上賢一: 水搬送系の省エネルギー, 空気調和・衛生工学 78(7), 589-596, 2004. 3)泉山ら: 実プロジェクトにおける空調二次水搬送系の制御パラメータの調整, 1239-1242, 2012 (2). 4)宿谷昌則: エクセルギーと環境の理論, 井上書院, 2010. 5)Xu Hailuen: Factors Affecting By-pass Flow Rate of Variable Flow Rate System With Single Pump, 2002(2).

\*1 東京大学大学院工学系研究科建築学専攻 大学院生  
\*2 東京大学生産技術研究所 教授・博士 (工学)  
\*3 東京都市大学 教授・工学博士

Graduate Student, Dept. of Architecture, Faculty of Eng., The Univ. of Tokyo Prof., I.I.S., the Univ. of Tokyo, PhD. Eng.  
Prof., the Tokyo City University, PhD. Eng.