

建築空調システムにおける配管・ポンプの省エネルギー設計法の開発：設計手順の提案と省エネルギー効果の検証

趙, 飛

九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻：博士後期課程

住吉, 大輔

九州大学人間環境学研究院都市・建築学部門：准教授

<https://doi.org/10.15017/1785467>

出版情報：都市・建築学研究. 28, pp.57-63, 2015-07-15. 九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門

バージョン：

権利関係：

建築空調システムにおける配管・ポンプの省エネルギー設計法の開発 - 設計手順の提案と省エネルギー効果の検証 -

A Design Method for Energy Saving in Air-Conditioning Water Distribution Systems - Proposal of Design Flow and Verification of Energy Saving Effect -

趙 飛*, 住吉大輔**
Fei ZHAO, Daisuke SUMIYOSHI

This research aims at developing a new energy conservation design method which serves the water distribution system of air conditioning equipment of buildings. The contents of this design method consist of two elemental technologies. One of them is the installation of integrative piping to reduce the pressure loss in piping. The other is installation of tandem pumps for low flow rates and low pump head operation. In this paper, the design flow is introduced using an example and the effect is illustrated by simulation.

Keywords: Pump, Piping, Design method, Simulation, Energy conservation
ポンプ, 配管, 設計法, シミュレーション, 省エネルギー

1 はじめに

2012年度の日本の最終エネルギー消費量は1990年度比で3.3%増加しており¹⁾,特に民生部門においては約34.2%増加していることから,民生部門におけるエネルギー消費量の削減は緊要である。なかでも,空調設備は建物全体のエネルギー消費量のうち約半分を占め,そのうちファンやポンプなどの搬送系のエネルギー消費量は空調設備の28%程度を占めている²⁾。最近では,高効率な熱源機器や省エネルギー設備の採用に伴い,熱源機器の電力消費量は削減されてきている。一方で,搬送系に対する対策は少なく省エネルギーの余地があると考えられる。

業務用建築物の冷温負荷時系列データベース(首都圏版)³⁾より用途別の平均冷温水流量負荷率の出現頻度を図1に示す。流量負荷率が50%以下の範囲が全体の80%以上を占めており,流量負荷率10%以下が30%以上と非常に低い負荷率で運用されていることが分かる。搬送系の設計においては流量負荷率が低い低負荷状態で効率よく運転できる設計が求められる。

しかし,現在の標準的な設計法⁴⁾では年間の最大負荷を想定し,さらにそこに故障等を見越した様々な安全率を見込んで装置容量が決定される。設計者は暑い日

に冷房が効かないといったクレームをできる限り避けたいため,見込む安全率が大きくなり,結果として過大な機器容量が選定される。本質的には,安全率が過剰とならない適切な容量設計が行えるようになることが理想的だが,将来の室使用条件の変化や気候変動などを見越して安全率を設定することは容易ではない。そのため,機器の最大容量は現行の方法で設計しつつも,流量負荷率が低い時に効率よく運転できるシステムとすることが現実的である。

そこで本研究では,流量負荷率が低い時にも効率的に運転可能な配管およびポンプの省エネルギー設計法を開発し,その省エネルギー効果を示すことを目的とする。本報では,提案する設計法の内容を解説し,その省エネルギー効果をシミュレーションより検証する。

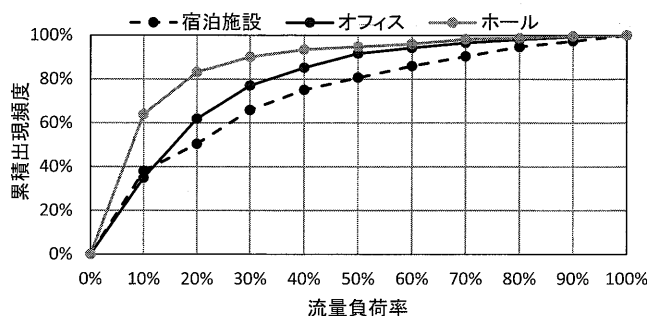


図1 業務用建築の流量負荷率の出現頻度

*空間システム専攻 博士後期課程

**都市・建築学部門

2 新設計法の概要

提案する新設計法は、特に低負荷率での運転を効率よく行うことを主眼に、配管の統合および小サイズポンプの直列配置の2つの要素技術を中心として構築される。いずれも、従来の設計法では考慮されておらず、導入することで省エネルギーとなる可能性がある技術である。これらの技術について以下に解説する。

2.1 配管の統合

現状の空調配管における一般的な設計法では、図2 a)に示すように1つの機器(熱源機器や熱交換器など)に対して1本の配管を設ける方法(以下、個別配管)が採用されている。これに対して図2 b)のように、一部の共同で使用できる配管を統合し、複数の機器に対し直前までは1本の太い配管で送水し、機器の直前で分配する方法が考えられる(以下、統合配管)。

統合配管では、合流や分岐、逆止弁の追加などが必要となり、その分だけ配管の圧力損失が増加する。一方で、配管は径が大きいほど摩擦による圧力損失が小さくなることから知られており、いくつかの配管を束ねて統合し、太い配管を使用することで、特に低流量時に圧力損失を低減できる。図3は実在のシステムを参考に個別配管と統合配管のシステムを想定し、流量と圧力損失の関係を計算したものである。2本の配管を統合するケースで、個別配管では流量が3,240L/min以下の範囲では片方の配管のみが使用される。3,240L/min以下の範囲では統合配管の圧力損失の方が小さく、それ以上では個別配管の圧力損失の方が小さい。このようにいつでも省エネルギー効果が得られるわけではないが、圧力損失が削減できる領域と流量の出現範囲が極力一致するように設計するように統合する配管の長さや径を適切に選択していけば、年間で省エネルギー効果が得られる可能性がある。

統合配管は、配管径を太くして摩擦抵抗を減らすことで、配管での圧力損失を削減する手法であるため、熱源機器や熱交換器などの機器部分での圧力損失に対して配管部分の圧力損失の割合が大きいほど、省エネルギー効果が高まることが予想される。

2.2 ポンプの直列配置

現在のポンプの一般的な設計法では、ポンプの台数制御を行う場合、図4 a)のように同じ揚程のポンプを複数台並列に設置する。「1 はじめに」で述べたように、現在の設計法では過大なポンプが選定される傾向があり、設置されるポンプの揚程も過大なものとなっていることが多い。

一般にポンプの必要揚程は流量の2乗に比例して変化する。そのため低流量時の必要揚程は定格揚程に対して非常に小さい。インバータを採用することにより揚程を落とした運転が可能であるが、機器の安定した運転のためポンプの下限周波数は30%~50%程度に設定されることがほとんどであり、必要揚程がそれ以下の時には結局必要以上の揚程で送水することになる。

ポンプの直列配置の例を図4 b)に示す。複数台のうちの1台のポンプを2台の同じサイズのポンプに分割する。ポンプ直列配置時の流量と揚程の関係を図5に示す。低流量時は、図4に示すV1のバルブを開け、V2のバ

ルブを締めてP1のポンプのみで運転する。流量が大きくなれば、V1のバルブは締め、V2のバルブを開けて、P1とP5の2台のポンプで直列運転を行う。図5に示すように2台のポンプを直列に運転すれば、揚程は1台の時の2倍になる。さらに流量が大きくなった場合は、並列にポンプを設置した場合と同様に、他のポンプも稼働させ並列運転に移行する。

2.3 提案する設計法の検討の流れ

統合配管とポンプの直列設置に関する検討を従来の設計フローに組み込んで、新設計法とする。設計フローを図6に示す。まず、従来の設計フローで個別配管の設

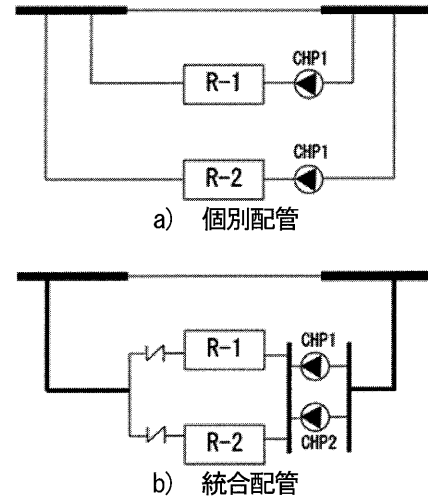


図2 個別配管と統合配管の配管系統図の例

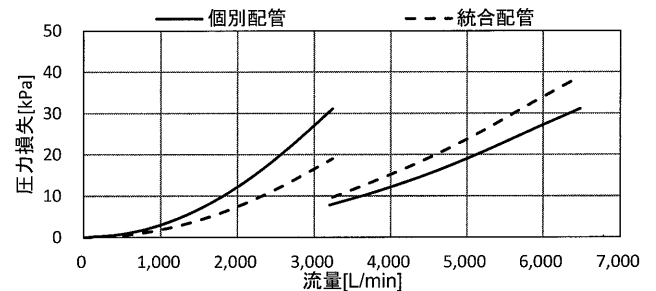


図3 流量と配管圧力損失の関係(個別配管と統合配管の比較)

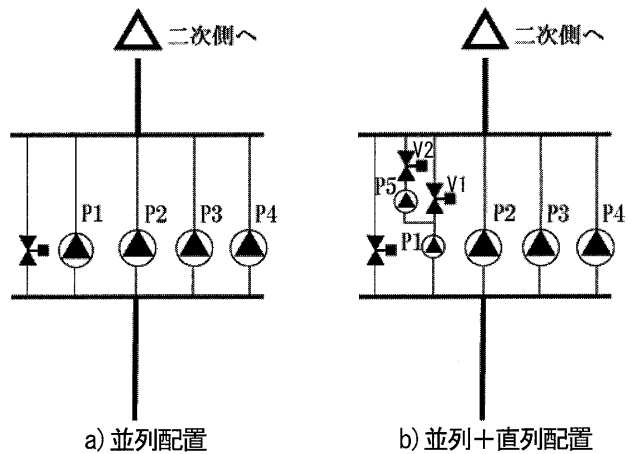


図4 複数台ポンプの設置例

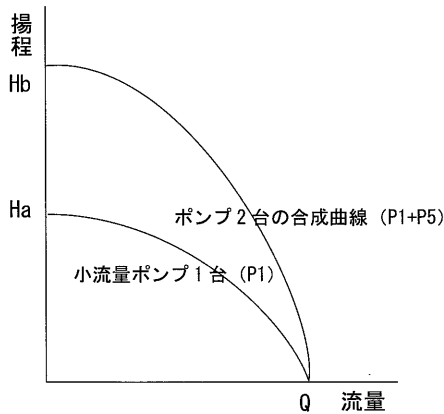


図5 小流量ポンプの直列配置時の流量と揚程の関係

計を行い、その後、統合配管の採用、ポンプ直列配置の採用について検討する。

統合配管の検討では、まず配管部分の抵抗が機器を含む全体の抵抗の30%以上を占めているかどうかを検討する。これは事前の検討により統合可能な部分の配管抵抗が全体の30%を占める場合に省エネルギー効果が得られるという試算結果に基づいている。30%未満の場合は、統合配管は採用しない。30%以上の場合、いくつかの配管径を想定し、全流量範囲に対する圧力損失を計算する。この時、配管径は個別配管の合計断面積よりも太いものを選択するのがよい。全流量範囲において個別配管よりも圧力損失を低減できる場合、統合配管を採用するものとし、そうでない場合は採用しない。

ポンプ直列配置の検討では、設計された配管に対して揚程計算を行い、ポンプが1台で運転する範囲での必要揚程を算出する。最大揚程に対してポンプ1台運転での揚程が半分以下であれば、直列配置を採用する。

具体的な設計事例の解説は3章に示す。

3 新設計法の適用事例

3.1 対象システムの概要

対象システムは、延床面積約30万 m^2 の地域冷暖房施設を基に設定した。空調システム図を図7に示す。6台の熱源機器が設置され、うち4台(蓄熱系熱源機器)は蓄熱槽に、残りの2台(直送系熱源機器)は直接2次側と繋がっている。蓄熱槽からの放熱は4台の熱交換器を介して行われる。熱回収チラー(R-3)を除いて、各熱源機器には冷却水(熱源水)として、河川水が供給されている。本システムの熱交換器系統一次側と二次側を今回の検討対象とする。

3.2 統合配管の検討

統合配管の検討を行うにあたり、対象システムの熱交換器系統の個別配管仕様について表1のように設定した。熱交換器HEX-1およびHEX-2の一次側と二次側は配管径150mmとし、HEX-3およびHEX-4の一次側と二次側の配管径は200mmとした。

個別配管システムでの圧力損失を表2に示す。一次側では、配管部分の合計圧力損失が163.3kPaで系全体での圧力損失は243.1kPaであるため、全体の圧力損失に対する配管部分の圧力損失の割合は67%であり、前節で示した統合配管採用の基準である30%以上を満たす。

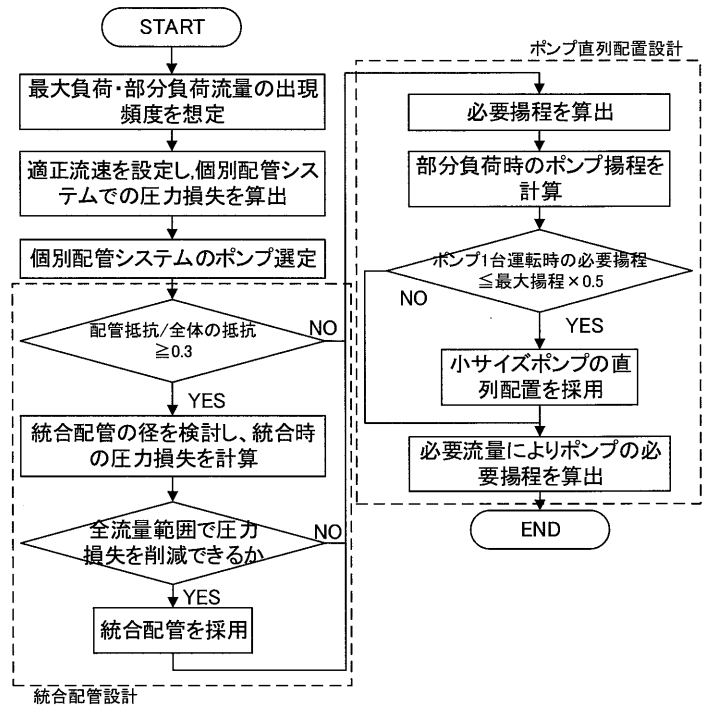


図6 新設計法の設計フロー

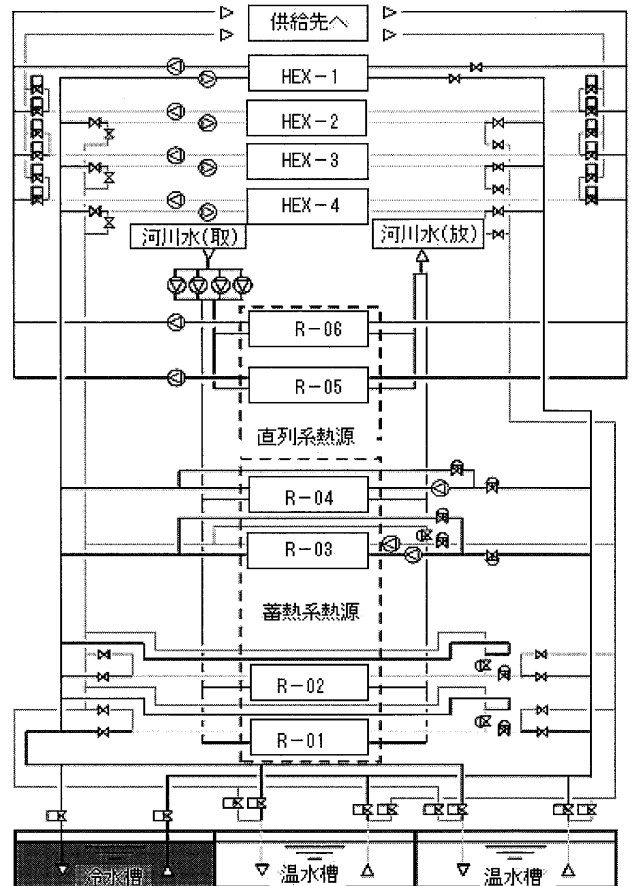


図7 システム図

他の系統も同様に基準値である30%を超えており、いずれの配管も統合配管とすることによって省エネルギー効果が得られると予想される。

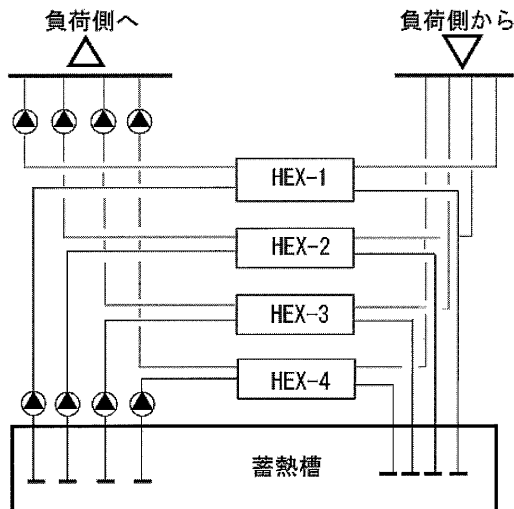
図8に対象システムの熱交換器系統一次側と二次側

表1 個別配管仕様

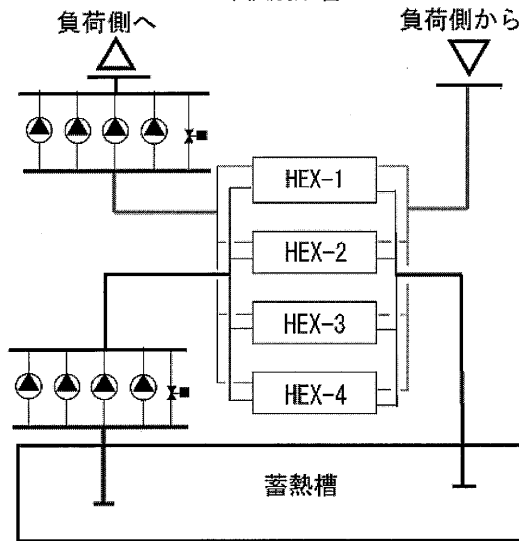
系統	一次側		二次側	
	HEX-1 HEX-2	HEX-3 HEX-4	HEX-1 HEX-2	HEX-3 HEX-4
配管径[mm]	150	200	150	200
直管長[m]	163.5	163.5	107.5	107.5
局部圧力損失の 直管相当長[m]	210.9	200.7	242.5	247.2

表2 個別配管の圧力損失

系統	一次側		二次側	
	HEX-1 HEX-2	HEX-3 HEX-4	HEX-1 HEX-2	HEX-3 HEX-4
流量条件[L/min]	2,300	4,600	2,300	4,600
流速[m/s]	2.03	2.33	2.03	2.33
単位長さ当たりの圧力損失 [kPa/m]	0.436	0.413	0.436	0.413
配管の合計圧力損失[kPa]	163.3	148.5	149	143.6
熱交換器の圧力損失[kPa]	21.0	26.0	21.0	26.0
Yストレーナの圧力損失[kPa]	9.8	19.6	9.8	19.6
静水頭[kPa]	49.0	49.0	-	-
供給側必要圧力[kPa]	-	-	266.0	266.0
合計圧力損失[kPa]	243.1	243.1	445.8	455.2
全体に占める配管の圧力損失 の割合	67%	61%	33%	32%



a) 個別配管



b) 統合配管

図8 配管系統図(冷水部分)

を個別配管とした場合と統合配管とした場合の配管系統図を示す。統合配管では、一次側、二次側それぞれで熱交換器の前後までを統合する。図は冷水送水用の配管のみを示している。温水送水用の配管も別途設ける。

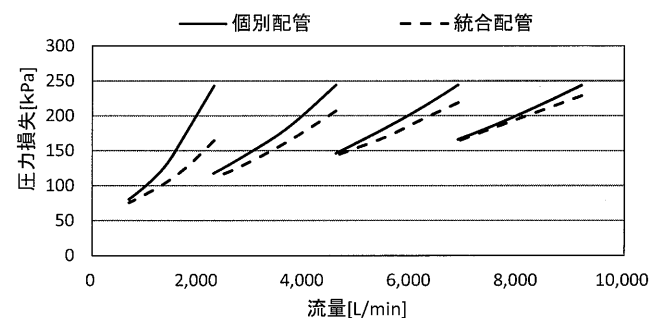
統合配管の仕様について表3に示す。統合部の配管径は一次側が300mm、二次側が450mmとしている。一次側の統合配管の断面積は0.28m²であり、個別配管の合計断面積0.25m²(冷水最大流量時に使用されるHEX-3とHEX-4の二本の配管の合計)よりやや太いものを選定している。二次側の統合配管の断面積は0.63m²であり、個別配管の合計断面積0.25m²(一次側と同様)に比べか

表3 統合配管仕様

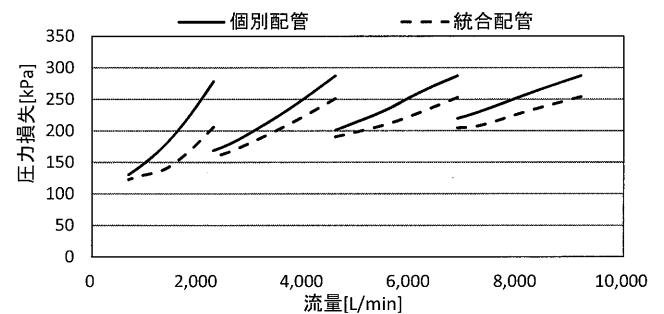
系統	一次側			二次側		
	統合部	HEX-1 HEX-2	HEX-3 HEX-4	統合部	HEX-1 HEX-2	HEX-3 HEX-4
配管径[mm]	300	150	200	450	150	200
直管長[m]	120.3	43.4	43.4	30.7	76.8	76.8
局部圧力損失の 直管相当長[m]	338.9	132.3	164.4	180.9	100.3	182.0

表4 統合配管の圧力損失

系統	一次側			二次側		
	2,300	4,600	9,200	2,300	4,600	9,200
流量条件[L/min]	2,300	4,600	9,200	2,300	4,600	9,200
流速[m/s]	0.53	1.05	2.10	0.25	0.49	0.99
単位長さ当たりの圧力損失 [kPa/m]	0.017	0.059	0.212	0.003	0.010	0.035
配管の合計圧力損失 [kPa]	84.3	117.7	133.2	77.4	106.8	109.8
熱交換器の圧力損失 [kPa]	21.0	26.0	26.0	21.0	26.0	26.0
ストレーナの圧力損失 [kPa]	9.8	19.6	19.6	9.8	19.6	19.6
静水頭[kPa]	49.0	49.0	49.0	-	-	-
供給側必要圧力 [kPa]	-	-	-	266.0	266.0	266.0
合計圧力損失[kPa]	164.1	212.3	227.8	374.2	418.4	421.4



a) 一次側



b) 二次側

図9 熱交換器系統の流量と圧力損失の関係

なり太い。表 2 に示す供給側必要圧力 266kPa を確保するため、低流量時にも高い圧力で送水する必要があり、全流量範囲で圧力損失を削減するために太い配管を採用している。表 4 に統合配管の圧力損失の計算結果を示す。一次側では、熱交換器 HEX-3 と HEX-4 の 2 台が最大流量で稼働するとき、単位長さ当たりの圧力損失は 0.212kPa/m である。個別配管では最大流量時の単位長さ当たりの圧力損失が 0.413 kPa/m(表 2)であることから、統合配管の配管部での圧力損失は個別配管の約 2 分の 1 となっている。同様に二次側では、約 12 分の 1 とさらに小さい。配管径が太いことにより、摩擦による圧力損失が低減されるためであり、この差により統合配管では個別配管に比べ全体の圧力損失を削減できる。

個別配管と統合配管の全流量範囲における圧力損失の比較を図 9 に示す。図は負荷流量が最大となる夏期夜間の制御条件での圧力計算の結果である。一次側、二次側ともに全流量範囲で統合配管の方が圧力損失が小さいことが確認できる。よって、図 6 に示した設計フローに従い、対象システムでは統合配管を採用することが決定できる。なお、図 9 では熱交換器の切り替えにより、流量と圧力損失の関係が断続的に変化している。流量の変化に伴って運転する熱交換器が切り替わり、それによって圧力損失も変化する。同一の運転機器の範囲内では、流量が大きいほど個別配管と統合配管の圧力損失の差が大きい。これは流量の増加に伴う配管での摩擦損失の増加量が、管径が小さい個別配管の方が大きいためである。

3.3 ポンプの直列配置の検討

図 6 の新設計法の設計フローに従い、ポンプ必要揚程およびポンプ 1 台運転時の必要揚程を計算する。計算結果を表 5 に示す。一次側はポンプ必要揚程に対する 1 台運転時の必要揚程が 72%あり、50%以上であるためポンプの直列配置を行うには向いていない。一方で、2 次側はポンプ必要揚程に対する 1 台運転時の必要揚程が 49%であり、50%以下のためポンプの直列配置に適していると判断できる。なお、表 5 において 2 次側の供給側必要圧力が、1 台運転時は 98kPa と小さいのは、直送系の熱源機器と熱交換器系統が同時に運転するかどうかによるものである。直送系の熱源機器と同時に稼働するときには、直送系の送水圧力に合わせるため 266kPa の高い揚程が必要であるが、中間期等の負荷が小さいときには直送系の熱源機器は稼働しないため、低い揚程で運転することができる。年間で見れば直送系熱源機器が運転する時間帯は少ないため、ポンプ 1 台運転時の必要揚程計算には、直送系熱源機器が運転していない状況を想定して計算した。必要流量と必要揚程を考慮して選定されたポンプの仕様を表 6 に示す。

図 10 に熱交換器二次側ポンプまわりの配管・バルブの配置について示す。P4 と P5 のポンプが直列配置されており、揚程は他のポンプの半分となっている。流量が少ないときには P4 のポンプのみが運転し、V2 と V3 のバルブを閉じる。最大流量時は P1~P5 の全てのポンプを稼働する。V1 と V2 のバルブを閉じることで水は P4 と P5 のポンプを連続して通ることになり、P1~P3 のポンプでの送水と同揚程を確保することができる。

4 新設計法の省エネルギー効果

4.1 検討内容

空調システムシミュレーションによりシステムのエネルギー消費量を求める。空調システムシミュレーションの概要は既報に示す通りである⁵⁾。

表 5 必要揚程の比較

系統	一次側		二次側	
	1台運転	最大	1台運転	最大
運転状態	1台運転	最大	1台運転	最大
流量条件[L/min]	2,300	9,200	2,300	9,200
流速[m/s]	0.53	2.10	0.25	0.99
単位長さ当たりの圧力損失[kPa/m]	0.017	0.212	0.003	0.035
配管の合計圧力損失[kPa]	84.3	133.2	77.4	109.8
熱交換器の圧力損失[kPa]	21.0	26.0	21.0	26.0
ストレーナの圧力損失[kPa]	9.8	19.6	9.8	19.6
静水頭[kPa]	49.0	49.0	-	-
供給側必要圧力[kPa]	-	-	98.0	266.0
合計圧力損失[kPa]	164.1	227.8	206.2	421.4
最大圧力損失に対する1台運転時の圧力損失	-	72%	-	49%

表 6 配管方式別ポンプ仕様の比較

配管方式	系統	流量、揚程、消費電力×台数
個別配管	一次側	2,300L/min,273kPa,15kW×2 4,600L/min,273kPa,26kW×2
	二次側	2,300L/min,544kPa,37kW×2 4,600L/min,544kPa,75kW×2
統合配管	一次側	2,300L/min,257kPa,14kW×2 4,600L/min,257kPa,24kW×2
	二次側	2,300L/min,233kPa,13kW×2 2,300L/min,466kPa,33kW×1 4,600L/min,466kPa,65kW×2

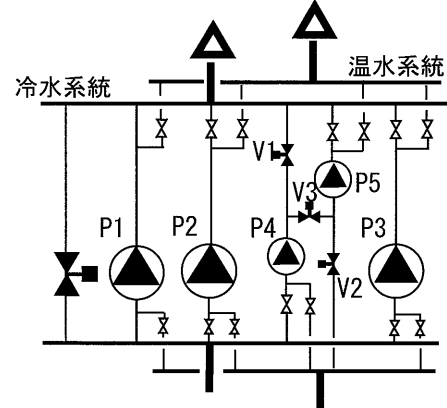


図 10 熱交換器二次側ポンプまわり配管系統図

表 7 制御方法

制御 I	バルブ制御+定速ポンプ
制御 II	吐出圧力一定制御+インバータ
	※最大流量時の必要揚程を設定値とする
制御 III	吐出圧力一定制御+インバータ(圧力設定変更)
	※熱交換器運転台数に応じた最大流量時の必要揚程を設定値とする
制御 IV	末端差圧制御+インバータ
	※必要最小限の末端差圧を設定値とする

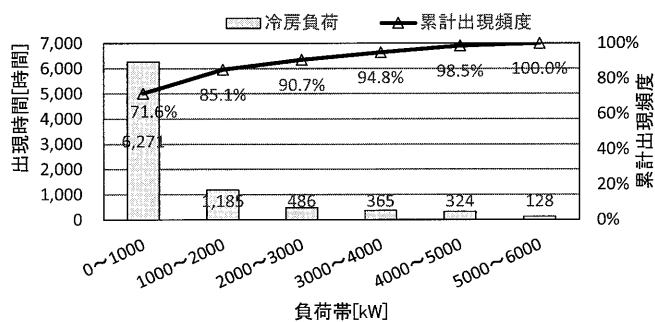
対象建物の負荷が得られていないため、対象建物の近隣にある同規模の建物の負荷を空調システムシミュレーションの入力値とした。冷房負荷と暖房負荷の負荷帯別の出現時間および累積出現頻度を図 11 に示す。冷房負荷が 1,000 kW 以下の範囲では熱交換器が 1 台運転となる。この負荷帯の出現時間は約 72%である。暖房では、負荷が 1,500kW 以下の時に熱交換器が 1 台のみ運転する。この負荷帯の出現時間は約 88%である。

従来の設計法(個別配管)を手法 1, 前章で示した新設計法によるシステムを手法 2 として比較する。検討に用いる制御方法を表 7 に示す。制御 I はバルブによって流量を調整し、ポンプは常に定格で一定運転を行うバルブ制御とする。制御 II, 制御 III は吐出圧力一定制御である。制御 II ではシステムの最大流量時に必要となる揚程を吐出圧力の設定値とする(手法 1 では一次側 243.1kPa, 二次側 455.2kPa, 統合配管では一次側 227.8kPa, 二次側 421.4kPa)。制御 III では、熱交換器の運転台数に応じた必要揚程を吐出圧力設定値とする。制御 IV では、ポンプの吐出圧力がその流量において必要な揚程となるようポンプの回転数を変えて運転する制御方式とする。ただし、インバータの下限周波数は 30Hz と設定する。

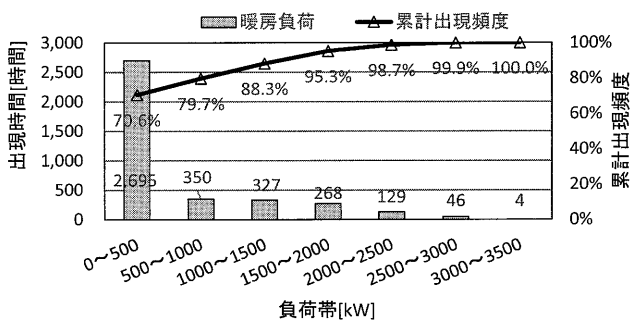
4.2 検討結果

手法 1~手法 2 と制御 I~制御 IV の組み合わせである 8 通りのケースについて計算を行った。制御 III での代表日(12月21日)における手法 1 と手法 2 の計算結果を図 12 に示す。代表日は計算期間中最も暖房負荷が大きかった日である。いずれの時間帯でも手法 2 は手法 1 よりポンプの消費電力が削減されている。特に、二次側での削減効果が大きい。統合配管とポンプの直列配置の両方を採用したことで高い効果が得られている。

制御別の年間電力消費量を図 13 に、手法 1 を基準と

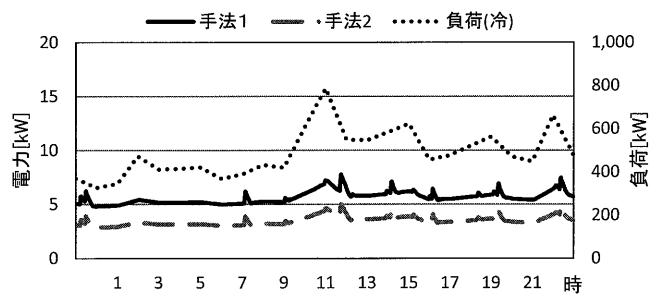


a) 冷房

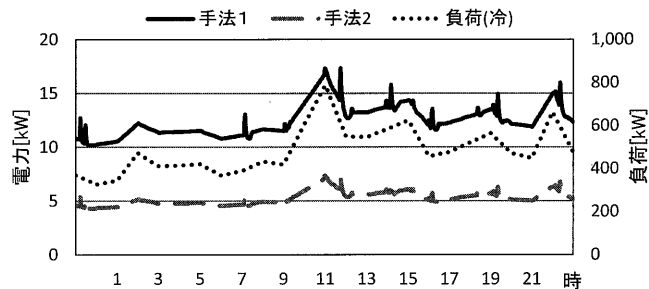


b) 暖房

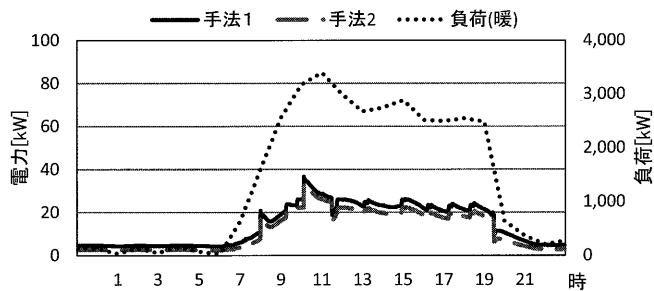
図 11 入力負荷の負荷帯別出現時間



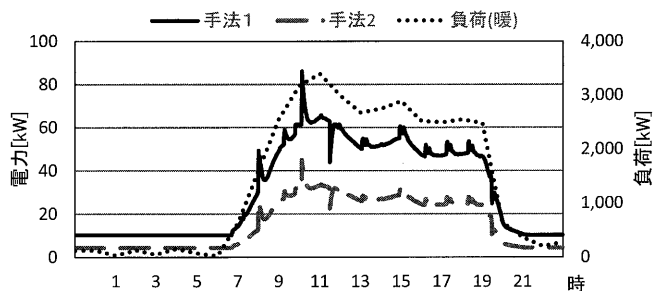
a) 冷房・一次側



b) 冷房・二次側



c) 暖房・一次側



d) 暖房・二次側

図 12 電力消費量の比較(制御 III, 代表日 12月21日)

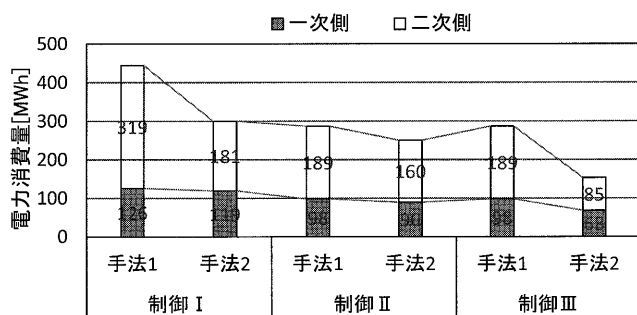


図 13 年間電力消費量の比較

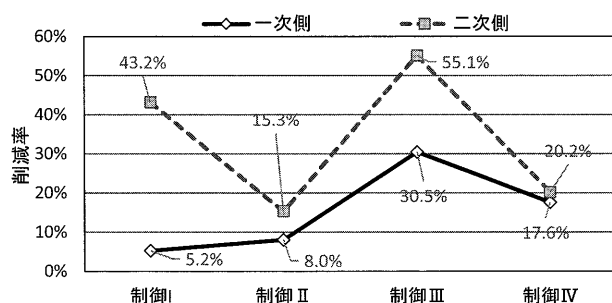


図 14 電力消費量の削減率

した手法 2 の電力消費量の増減率を図 14 に示す。統合配管のみを採用した 1 次側では、制御Ⅰで電力消費量が 5.2%削減されている。統合配管とすることでポンプの定格揚程が下がり、定格消費電力が小さくなったことが省エネルギーに繋がっている。制御Ⅱでは、電力消費量が 8.0%削減された。制御Ⅰと同様に、定格消費電力が小さくなった影響が大きい。制御Ⅲでは、30.5%電力消費量が削減される結果となった。部分負荷運転時に吐出圧力の設定値を下げることで、統合配管による摩擦損失の低減をポンプ消費電力の削減に繋げることができるため、大きな削減効果が得られている。制御Ⅳでは、電力消費量が 17.6%削減されている。制御Ⅲより効果が落ちるのは、末端差圧制御を採用することで手法 1 の個別配管でも大きくエネルギー消費量が削減されるためである。制御Ⅲでは、個別配管の時には配管が個別であるために、機器の運転台数に応じて吐出圧力設定値を変更することはできない。そのため、機器の運転台数に応じて吐出圧力設定値を変更する手法 2 との差が大きい。

二次側では、新設計法によって統合配管とポンプの直列配置を採用した。制御Ⅰでは新設計法の適用により電力消費量が 43.2%削減された。同様に、制御Ⅱでは電力消費量が 15.3%削減されている。制御Ⅰのバルブ制御では、低負荷時に揚程の小さいポンプ 1 台での運転が可能となり、揚程を落とした運転ができることが大きな省エネルギー効果に繋がっている。一方で制御Ⅱでは、最大負荷時の必要揚程を吐出圧力の設定値としているため、低負荷時も揚程を落とすことができず、削減効果は小さかった。制御Ⅲでは、55.1%、制御Ⅳでは 20.2%電力消費量が削減されている。一次側の結果と同様に、手法 1 において運転揚程を落とした運転が可能な制御Ⅳでは、手法 1 自体のエネルギー消費量が少ないために手法 2 の省エネルギー率が小さくなっている。

以上より、今回提案した設計法によって統合配管とポンプの直列配置を実施する場合、一定の高い揚程で運転するような制御方法(制御Ⅱ)でなければ、最大で 55.1%ポンプのエネルギー消費量を削減できる結果となった。

5 おわりに

本研究では、空調配管およびポンプの省エネルギー設計法を提案し、その効果を検証した。得られた知見を以下に示す。

- 従来の配管・ポンプの設計手順に統合配管とポンプの直列配置について検討する手順を組み込んだ設計手法を提案した。
- 提案した手法を用いた設計により、統合配管およびポンプの直列配置が可能であった場合、定格ポンプの揚程を落とすことによる省エネルギー効果が期待できる。
- 必要流量に応じて吐出圧力設定値を変更する吐出圧力制御や末端差圧制御を採用する場合、統合配管およびポンプの直列配置によって部分負荷時のポンプ揚程を削減することができ、高い省エネルギー効果が得られる。
- ポンプの直列配置は、バルブ制御の場合でも低負荷時に効果的にエネルギー消費量を削減することができる。
- 今回試算した対象システムでは、年間で最大 55.1%のポンプ動力削減が可能であることが分かった。

今回提案した手法には設置するポンプの台数の検討はなく、設置する熱交換器の数と同じとした。より効果的な設計法として完成させるため、今後はポンプの設置台数の検討についても検討手順に加えたい。また、作成した設計法が実務に活用可能であるか、実務者へのヒアリングを行っていく予定である。

謝辞

本研究は JSPS 科研費 25820283 の助成を受けたものです。記して謝意を表します。

参考文献

- 1) 経済産業省資源エネルギー庁：エネルギー白書 平成 25 年度エネルギーに関する年次報告，pp.140-142，http://www.enecho.meti.go.jp/about/whitepaper/2014pdf/whitepaper2014pdf_2_1.pdf，2015 年 5 月参照
- 2) 省エネルギーセンター：オフィスビルの省エネルギーオフィスビルの省エネルギーポイントと対策及び事例を紹介，財団法人省エネルギーセンターホームページ http://www.eccj.or.jp/office_bldg/index.html，2014 年 11 月参照
- 3) 社団法人空気調和・衛生工学会：業務用建築物の冷温負荷時系列データベース（首都圏版），2007 年 4 月
- 4) 社団法人公共建築協会：建築設備設計基準 平成 21 年版，財団法人全国建設研修センター，2009 年 10 月
- 5) 趙飛，住吉大輔：建築空調システムにおける配管・ポンプの省エネルギー設計法の開発-シミュレーションモデルの構築と精度検証-，都市・建築学研究(九州大学大学院人間環境学研究院紀要)，第 27 号，pp.67-72，2015 年 1 月

(受理：平成 27 年 6 月 11 日)