

熱媒搬送動力削減を目的とした開放・密閉切り替え方式の提案

Proposal of the Open-Close Cycle Switching System Directing to Reduce Power for Conveyance of Heat Medium

神谷 是行*

Yoshiyuki Kamiya

Synopsis

Recently, thermal storage system for air conditioning equipment has been introduced extensively to reduce operating cost by shifting the peak load to the off-peak period. Thermal storage tank used in air conditioning system are usually open system, so that the pump power for conveyance of heat medium increases drastically with the height of building. In this paper, the method to reduce the power for conveyance of heat medium for open system, which operates the system as the closed one without using any heat exchanger, are proposed. The pilot model was manufactured and the experiments were conducted by using it. It was confirmed that the system operates as it is designed and the conditions of the normal operations of the system were obtained.

keywords ; Conveyance of Heat Medium, Reduction of Power, Open Thermal Heat Storage Tank,
熱媒搬送, 動力削減, 開放蓄熱槽

はじめに

生活水準向上と快適性追求の結果、エネルギー消費量は年々増加の一途をたどり、化石燃料の枯渇問題と地球温暖化に代表される環境問題が顕在化して久しい。わが国でのエネルギーの消費量¹⁾は全世界のエネルギー消費量の約6%に相当し、その約30%が民生用部門で使われ、年々増加の傾向にある。特に電力は、その利便性から需要の増大は著しく、夏季の冷房使用による電力ピークとオフピークの格差の問題は発電電力の不足のみならず、発電設備の稼働率の低下を引き起こし、電力価格の上昇を招く結果となる。このような状況の中、省エネルギーと電力負荷の平準化が叫ばれ、近年蓄熱式空調システム²⁾が徐々に普及してきている。

オフィスビルのエネルギー消費の内訳は、空調設備が約半分を占め、その半分以上が熱媒搬送動力で占められている。蓄熱式空調システムの普及により、熱源

のエネルギー消費には夜間電力の利用が可能になるが、熱媒搬送動力は夜間移行が不可能であり、これを削減することが省エネルギーと電力の平準化の両面で求められている。

熱媒搬送動力はファン動力とポンプ動力に大別される。前者については、VAVシステムや低温送風空調システム³⁾によって送風量を削減する努力が払われている。後者については、蓄熱式空調システムでは一般的に開放型蓄熱槽が用いられるため、ポンプ揚程が増大し消費動力が激増する。これに対し、ゾーンの分割や熱交換器を用いた回路の密閉化が行われ、流量の削減を目的とした大温度差化⁴⁾、さらに氷蓄熱と組み合わせた氷水搬送⁵⁾も検討されている。しかし、熱交換方式では熱媒の利用温度差が低下するため、大温度差化に限界が生じ、ポンプ動力の削減につながる氷水搬送が困難となる。

本研究では、氷水搬送システムの実現を念頭に置き、開放型蓄熱槽を用いた場合の熱媒搬送動力の削減を目的として、開放回路と密閉回路をバッチ的に切り替えて運転する開放・密閉切り替え方式を提案する。さら

*所員、建築設備工学科

Department of Architectural Environmental Engineering, Kanto-gakuin Univ.

に、提案システムについての模型実験装置を試作して作動の確認を行うとともに、種々の条件での作動特性を調べることによりシステムを実用化するにあたっての問題点の抽出を行うことを目的とする。

1. 開放・密閉切り替え方式の作動原理

図 - 1 に開放・密閉切り替え方式の作動原理を示す。

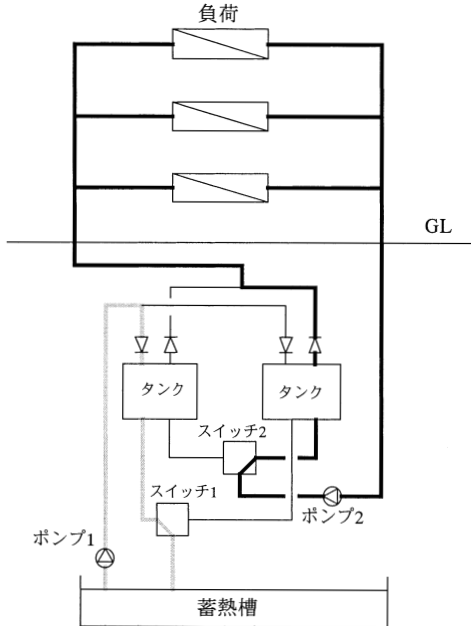


図 - 1 作動原理

本方式は2つのタンク、2つの切り替えスイッチおよび複数の逆止弁を有し、開放型蓄熱槽から一方のタンクへポンプ1によって熱媒を搬送する開放一次側系統とポンプ2によってタンク内の熱媒を負荷側へ搬送する密閉二次側系統で構成されている。密閉系統では熱負荷に応じてポンプ2を運転し、タンク内の熱媒を供給する。この間に蓄熱槽と開放側タンク内の熱媒を入れ替える動作を行う。密閉側タンク内の熱の放出を終了した時点でスイッチ1および2を切り替えることにより、開放側と密閉側のタンクを入れ替える。この動作を連続的に繰り返すことにより、一次側では開放回路で低位置のタンクに熱媒を移動し、二次側では密閉回路で負荷に熱媒を定期的供給することが可能となる。本研究で提案する開放・密閉切り替え方式は、熱媒の顕熱を利用する場合は勿論、潜熱を利用する場合にも使用することが可能であり、ダイナミック型氷蓄熱と組み合わせた場合、密閉回路での氷水の搬送も可能に

なるため、流量の削減による更なるポンプ動力の削減が期待できる。

2. 実験装置及び方法

2.1 実験装置

1) スイッチ

本提案システムで使用するスイッチには電動弁を組み合わせて用いることも可能である。しかし、市販の電動弁では切り替え時間が長い場合、作動を確実にするためには、タンクの数を増やしさらに個々の容量を大きくするなどが必要になる。本研究では、以下の2つの条件に適合するスイッチを試作し、開放・密閉切り替え方式にとって必要なスイッチとしての基本構造を提案する。

①切り替え時間が短く、耐久性に富む。

②弁を駆動するための外部動力を必要としない。

スイッチの構造は条件①からスライド弁を基本とし、条件②より高压側の圧力を駆動源としてこれを電磁弁によって制御することにした。図 - 2, 3 にスイッチの構造を示す。

高压側スイッチは、図 - 2 に示すように3連ピストン弁体と5連シリンダケーシングから成る。加圧口1・2の圧力差により弁体中央のピストン部をケーシング中央シリンダ内で移動させ、これが高压側と低压側の切り替えを行う。なお、切り替えは両出口側の圧力が等しいときに行う。熱媒は中央シリンダ部に流入し、弁体中央のピストン部が開の側の流出口より流出する。

低压側スイッチは、図 - 3 に示すように3連シリンダケーシングと2つの弁体から成り、ばねによって斥け合うそれぞれの弁体は左右のケーシングシリンダ内を移動する。圧力が高い側の弁体は背後から押され閉

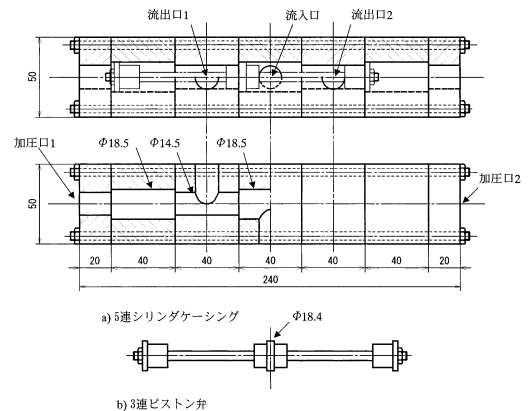


図 - 2 高压側スイッチ

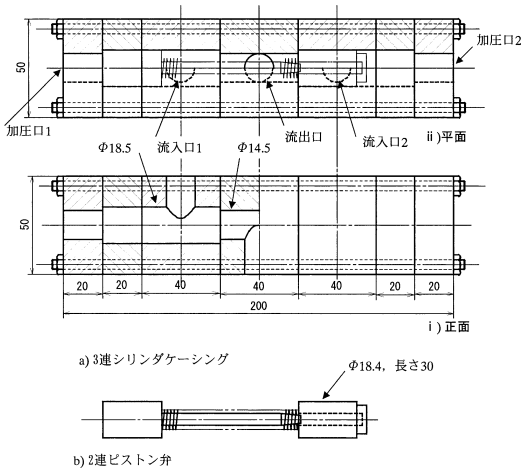


図 - 3 低圧側スイッチ

の状態になり、低圧側の弁はばねに押されて開の状態になる。熱媒は低圧側のシリンダ部（弁が開の側）から流入し、中央シリンダ部から流出する。低圧側ケーシングの加圧口を加圧することにより弁を移動させて閉とし、さらに加えた圧力を低圧側に伝えて系全体を高圧状態とする。その後、高圧側スイッチの切り替えを行う。最後に、他端の加圧口の圧力を逃がすことにより弁はばねの反力で移動して開となり、切り替え動作を完了する。

本研究では、両スイッチともアクリル製で弁体およびピストン部の径は18.4mmである。厚さ40mmと20mmの50mm角のアクリル板に径14.5mmと18.5mmの穴をあけてシリンダ部とし、さらに出入り口と加圧口を設け、これらを組み合わせてケーシングとした。

2) 装置概要

実験装置概要を図 - 4 に示す。実験装置は負荷部分を省略し、図 - 1 の作動原理図を具現化したもので、2つのタンク、4つの逆止弁、高圧側・低圧側スイッチおよび1次側・二次側ポンプならびに高圧維持用のポンプ3と測定系から成る。

スイッチHS・LSは図 - 2, 3 の高圧側・低圧側スイッチで、スイッチの駆動のために、各スイッチ両端の加圧口にそれぞれ2つの電磁弁を取り付け、その入り口側・出口側同士をそれぞれ接続して、高圧側スイッチではその間に揚程の小さな高圧側スイッチ駆動用のポンプ4設け、低圧側スイッチではその一端を高圧側に、他端を低圧側に接続している。なお、配管は圧力変化による体積変化少なくするために、電磁弁周りには内径7mmの銅管とし、循環系統は内径16mmのステ

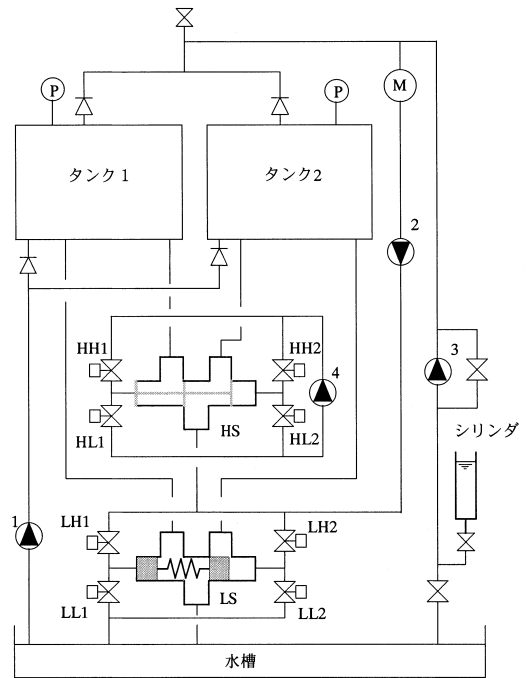


図 - 4 実験装置概要

表 - 1 ポンプ能力

ポンプ	流量[l/min]	揚程[m]
1	16	2
2, 4	5.5	2
3	135	11.7

ンスフレキシブル管を用いた。

各タンクには圧力計を設け、密閉系統の循環を確認するために流量計を設置した。さらに、スイッチ切り替えによる落水量を測定するために、ポンプ3の入り口側に内径56mm、長さ400mmの透明シリンダを取り付け、バルブを切り替えてシリンダ内水面の降下する様子をビデオカメラで撮影した。本実験に用いたポンプの性能を表 - 1 に示す。

3) 切り替えスイッチ作動タイミング

本システムは8つの電磁弁とポンプ4を適切に駆動することにより作動するシステムである。図 - 5 に各電磁弁とポンプ4の作動タイミングを示す。タイミング図は、タンク1が低圧、タンク2が高圧側状態からの切り替えを表している。電磁弁HH1とHL2およびHH2とHL1は同時に閉閉し、計7種類の制御信号により切り替えを行う。なお、Ti期の時間はtiで表して

いる。

T1期： t_1 の間LH1を開にして系全体を高圧状態にする。

T2期：ポンプ4を作動させ、高圧側スイッチの切り替え準備を行う。

T3期： t_3 の間HH1・HL2を開にして高圧側スイッチの3連ピストン弁を駆動する。また、この期の終わりにポンプ4を停止する。

T4期： t_4 の間LL2を開にして切り替えを完了する。

T5期：開放系統と密閉系統がそれぞれ運転され、この期が終わると逆の切り替えを行う。

2.2 実験条件及び方法

図-5のタイミングで切り替え動作を行う場合、スイッチの切り替え特性は各信号の長さによって変化すると考えられる。特に、 t_1 はタンク内圧の上昇に影響し、 t_3 は高圧側スイッチの切り替え特性に影響すると考えられる。本実験では、本システムがスイッチの切り替えによって正常に作動するための条件を見出すことと、そのときのタンク内圧力変化ならびに切り替えに伴う落水量を調べるために、 $t_2 \cdot t_4$ は各1秒で t_5 を3秒一定とし、 t_1 および t_3 を1秒間隔で変化させて実験を行った。

各電磁弁およびポンプの作動はコンピュータにより制御され、各圧力計の出力を0.1秒間で測定した。落水量の測定は、シリンダの水位変化をビデオカメラで撮影し、各作動タイミングにおける水位変化から落水量を計算した。

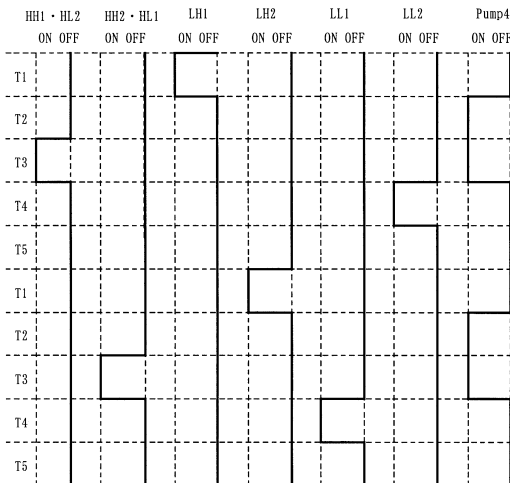


図-5 作動タイミング

3. 実験結果

3.1 圧力変化

1) t_1 の変化

図-6, 7に t_3 が1秒で、 t_1 が4秒と1秒の場合の、圧力の時間的变化を示す。

図-6 ($t_1 = 4$ 秒)の場合、T1期で電磁弁LH1の開放によりタンク1の圧力は急激に上昇するが、その割合は徐々に小さくなり、タンク2のそれと等しくなるのに約3秒の時間を要する。その後、T2期においてタンク内圧力はやや低下するが、T3期で電磁弁HH1・HL2の開放により上昇し、逆にタンク2の圧力が低下する。ここでは t_3 を1秒としているので、両者の圧力差は増加の途中と思われるが、T4期で電磁弁LL2を開放することによりタンク2の圧力は急激に低下し、切り替えを完了する。

図-7 ($t_1 = 1$ 秒)の場合、T1期にタンク1内の圧力は図-6の場合の60%程度しか上昇しておらず、その後のT2期においてタンク1内圧力はやや低下する。しかし、T3期で電磁弁HH1・HL2の開放により圧力は急上昇し、それ以降圧力は図-6とほぼ同様に変化し、切り替えを完了する。

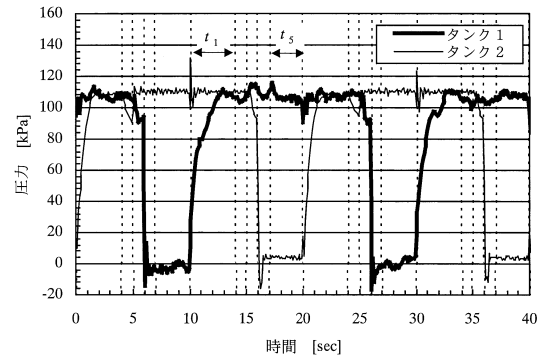


図-6 タンク内圧力変化 ($t_1 = 4$ 秒, $t_3 = 1$ 秒)

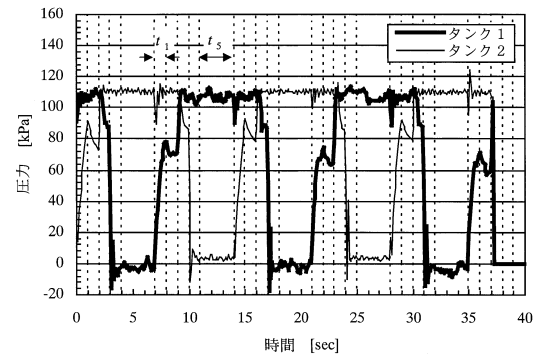


図-7 タンク内圧力変化 ($t_1 = 1$ 秒, $t_3 = 1$ 秒)

2) t_3 の変化

図 - 8 に $t_1 = 1$ 秒で $t_3 = 3$ 秒の場合の、圧力の時間的な変化を示す。 t_1, t_2 は共に 1 秒であることから、T2 期までは図 - 7 と同様であるが、T3 期でタンク 2 内圧力が急激に低下した以降も圧力が低下し続け、最終的には約 30kPa の圧力差となり、さらに低下する傾向にある。T4 期以降は図 - 6, 7 と同様圧力が急激に低下し、切り替えを完了する。

3.2 落水量

1) 落水特性

図 - 9 に落水量の時間的な変化を示す。水面降下の観測結果では、T1 期の初期に大きく降下し、T2 ~ T4 期では急激な変化はなく常に降下する傾向にあった。全体的には T1 期に水面の降下量が大きく、その後は比較的小さい。しかし、 t_1 が 1 秒のときの水面降下は他の条件と比べて小さい分 T3 期における降下量が大きくなっている。全体としては、 t_1 と t_3 を変化させても、落水量はほぼ同じ変化をたどるものと見なせる。

また、 t_1 を十分に長く取ると T2 期と T3 期の水面降下量はほぼ等しくなり、その降下速度は T4 と T5 期

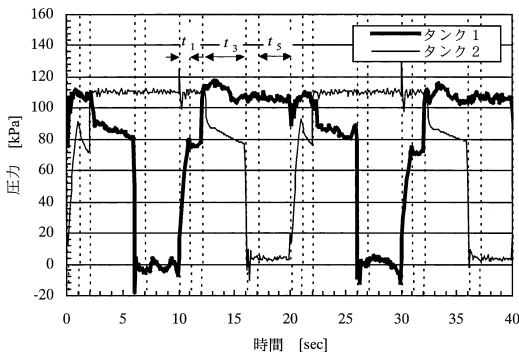


図 - 8 タンク内圧力変化 ($t_1 = 1$ 秒, $t_3 = 8$ 秒)

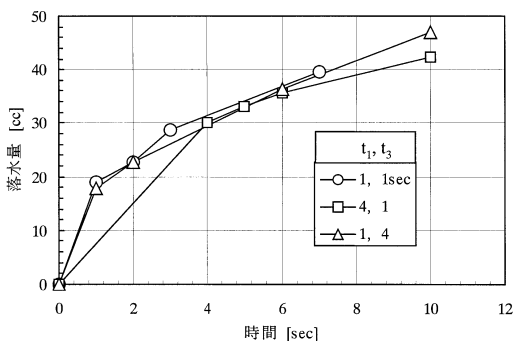


図 - 9 落水量の時間的な変化

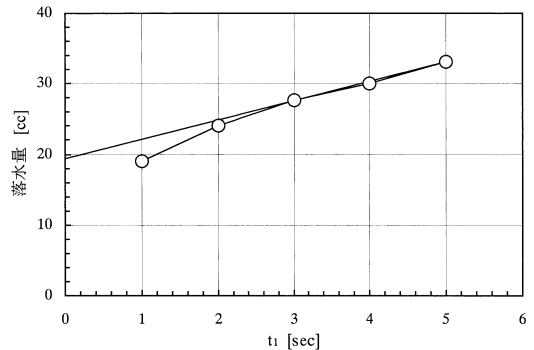


図 - 10 T1 期の落水量

のそれよりやや大きい。これは、低压弁の弁体が T1 ~ T3 期までは両方閉で、T4 と T5 期は片方のみ閉であるなど状態が異なるためと考えられる。

2) T1 期の落水量

図 - 10 に t_1 と T1 期の落水量との関係を示す。 t_1 の増加により水面の降下量は増加しその増加割合は減少する傾向にあり、タンク内圧力が上昇しきる 3 秒後からはそれがほぼ一定になる。T1 期の落水量は加圧に要する補給水量と低压弁が閉の状態からの漏れ量の和と考えられ、前者が約 20cc と比較的大きい。

4. システム評価

4.1 切り替え特性

図 - 6 で T1 期にタンク内圧力が上昇するのに約 3 秒の時間を要するのは、低压側切り替えスイッチの構造上、弁体とシリンダ部の隙間が狭いためと考えられる。また本システムでは、電磁弁 LH1 の開放により 2 つのタンクの圧力を等しくしてから切り替えを行うことを前提としていた。しかし、図 - 7 よりタンク内圧力に差が存在し、それがポンプ 4 の揚程より大きくても切り替えが可能であることが明らかとなった。これは、タンク内圧力に差が生じていても、T3 期に電磁弁を開放すると、これを通して直ちに圧力が伝わることにより両者の圧力は等しくなり、ポンプの圧力差によってピストン弁の移動が可能となるためである。

このことは T1, T2 期の時間を短縮できることを意味し、切り替えタイミングの簡略化および迅速な切り替えが可能であることを示している。また、図 8 で T3 期の高圧側スイッチの切り替え後に両タンク内の圧力差がポンプ 4 の揚程より大きくなるのは、低压側スイッチからの漏れ量が高圧側スイッチからのそれより大きいためと考えられる。

4.2 システム特性と改良

1) t_3 の余裕

本方式では、高圧側スイッチの弁体移動に対してポンプ4の揚程が大きいため、1秒以内での切り替えが可能であった。しかし、ポンプ揚程が小さく弁体移動に時間を要する場合には、 t_3 に十分時間的な余裕を考慮する必要がある。実際に弁体の移動中にT3期を終了する制御を行った結果、高圧側スイッチの弁体が途中で停止し、T4期のLL2開放により両タンク圧力が急落することを確かめている。

2) 高圧弁駆動用ポンプの省略

本研究では、熱媒搬送動力を削減するシステムの提案を目的としている。提案システムは一次側・二次側ポンプの他に、高圧弁駆動用ポンプが必要であり、この他に補給水ポンプ（本研究では高圧維持用のポンプ3と兼用）が必要になる。図-7の実験結果より、本システムで高圧側スイッチの切り替えには、タンク内圧力差がポンプの揚程より大きい場合においても切り替えが可能であることから、ポンプ2の圧力差を利用することも可能と考えられる。実際にポンプ4を省略しその入り口・出口をポンプ2の入り口・出口に接続し、T3期を長くとることにより、作動可能であることを確かめている。ただしこれについての紹介は別の機会に譲ることとする。

なお、実際のシステムでは、二次側循環ポンプの揚程は圧力損失の合計に等しいことからかなりの大きさが想定される。

4.3 落水量と補給水ポンプ動力の試算

1) 落水量

本研究で試作したスイッチは、精度的には十分とは言えず、弁を閉じるときおよび閉じている間に漏れによる落水を検出した。本システムで落水量として計測される可能性は、以下の3つが考えられる。

- ① LH1またはLH2の開放に伴う高圧側から低圧側への流出
- ② 低圧側スイッチが閉の弁部分からの漏れ
- ③ 高圧側スイッチの弁体中央ピストン部での高圧側から低圧側への漏れ

スイッチの構造上、T1～T3期での落水は上記①と②の両側からであり、T4とT5期では②の片側と③からである。 t_1 が十分に長い場合のT2・T3期の落水は②の両側からのみと考えられることから、 $t_1 = 4$ 秒、 $t_3 = 1$ 秒の図-9より、②の弁一個分の漏れ量は約

1.35cc/secで、③の漏れ量はT4とT5の落水量より0.3～1.3cc/sec程度と考えられる。また、図-10で $t_1 = 3$ 秒以降での水面降下量の接線の傾きより、②の漏れ量は約2.8cc/secと計算できる。この値は上で求めたT2・T3期の漏れ量の2倍とほぼ一致する。

①による落水量には、弁体の体積移動分8cc、アクリル製タンクの膨張分0.8ccさらに圧力変化による水の体積変化分0.16ccの合計10.4ccが存在し、これと図-10での3秒以降の接線と縦軸との交点が表す落水量約20ccとの差約10ccは、弁体移動中に発生するものと考えられる。

2) 補給水動力の試算

図-11に $t_1 = 3$ 秒、 $t_2 \cdot t_3$ それぞれ1秒で $t_4 + t_5$ を変

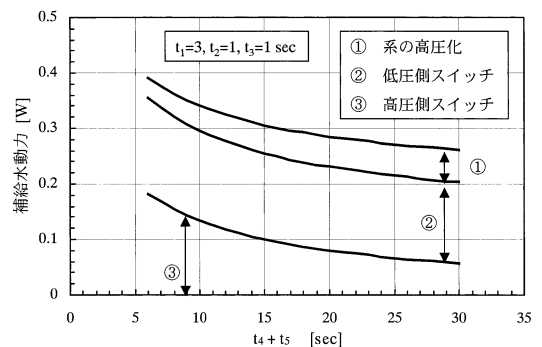


図-11 補給水動力

化させた場合の補給水動力の計算結果を示す。なお、高圧側スイッチの弁体からの漏れ量は0.65cc/secとして計算した。ポンプ動力自体は非常に小さいものであるが、 $t_4 + t_5$ が短い場合は高圧側スイッチと低圧側スイッチからの落水による割合が大きい。しかし、 $t_4 + t_5$ が長くなると前者の割合は比較的少なくなり、後者の割合が大きくなり影響してくる。

以上のことから、各スイッチの漏れ量を少なくすることと、切り替え回数を少なくして $t_4 + t_5$ の時間を長くすることが動力削減には効果的であると考えられる。

5. 結論

氷水搬送システムの実現を念頭に、開放型蓄熱槽を用いた場合の熱媒搬送動力の削減を目的として、新たな系の密閉化方式の提案ならびに実験を行った。本研究で得られた結果は以下のようにまとめられる。

- 1) 開放・密閉切り替え方式を提案し、模型実験を行ってその作動を確認した。
- 2) 高圧側スイッチの切り替えのためにT1期の時間を長くして両タンク内圧力を等しくする必要はな

い。

- 3) 本方式を正常に作動させるためには、高圧側スイッチの弁体の移動を確実にする必要がある。
- 4) 各切り替え期における落水量を測定し、落水の原因として、弁からの漏れの他に、低圧側スイッチの弁体移動に伴う高圧側から低圧側への落水量が多いことを示した。
- 5) システムを簡略化するために、高圧側スイッチ駆動用ポンプを省略する方法を示した。

参考文献

- 1) エネルギー活用辞典編集委員会：エネルギー活用辞典，産業調査会，1999
- 2) 空気調和・衛生工学会編：蓄熱式空調システム基

礎と応用，丸善，平成10年

- 3) 三浦他4名：氷蓄熱用低温冷風空調システムの開発（その9），平成12年度空気調和・衛生工学会学術講演会論文集「(2000)」，pp.785 - 788
- 4) 川崎他2名：ガス吸収式大温度差システムの実物件における評価（その3），平成12年度空気調和・衛生工学会学術講演会論文集「(2000)」，pp.805 - 808，
- 5) 小野島・坪田：氷水搬送システムにおけるサブタンク方式の実験的研究，空気調和・衛生工学会論文集，No.79（2000，10），pp.19 - 27

(2003年8月26日受理)