水及び空気熱源並列利用のヒートポンプの研究*

伊藤 定祐^{*1}, 三浦 直勝^{*1}

Studies of a Heat Pump Using Water and Air Heat Sources in Parallel

Sadasuke ITO and Naokatsu MIURA

The mechanism of heat pumps for hot water supply using dual heat sources of the ambient air and water and the operating conditions of selecting either one or both heat sources were discussed. Then, the performance of a heat pump which used water and the ambient air as the heat sources to heat water was examined experimentally. When the temperature of the water heat-source was decreased, the heat from the water as well as the heat from the air was used for the heat pump efficiently until its temperature became approximately that of the evaporation temperature of the heat pump using the ambient air alone as the heat source. When the temperature of the water dropped further, only the heat from the air was absorbed by the evaporators like an ordinary heat pump which used only the evaporator of air heat-source at the same ambient air temperature. A theoretical analysis was made on the performance of a heat pump with dual heat sources. The results agreed well with the experimental results.

Key Words: Heat Pump, Coefficient of Performance, Refrigerant, Energy Saving, Evaporator, Thermal Expansion Valve, Dual Heat Sources, Hot Water Supply

1. 緒言

省エネルギーの促進ならびに長らく続いている景気の低迷により、産業用エネルギーの需要の伸びは鈍化しているが、生活環境の快適化と利便化への要求は強く、民生用エネルギー需要は毎年増加しており、今後共その伸びが予想される。このような状況の中で、化石燃料の消費を抑え、二酸化炭素の排出量を抑えて地球温暖化を防止する必要がある。また、都市環境を保全するためにも、特に都市での化石燃料の消費の節減と各種排熱や未利用エネルギーの有効利用が肝要である。

ヒートポンプは低熱源から高熱源へ熱を移動させる装置であるが、省エネルギーで運転できることと電動式ヒートポンプの場合では化石燃料を使用しないので環境を悪くすることなく運転できることにより、冷房のみならず暖房や給湯用にも利用される場合が増えている。ヒートポンプを暖房又は給湯に利用する場合、一般的に大気(外気)を熱源とするが、井水、河川水、土壌熱、太陽熱あるいは種々の排熱を熱源として利用することにより、蒸発温度を上げて高い性能を得ること

ができるので、近年、空気以外の熱源を用いた実施例が増えてきている。

空気熱や、河川水の熱は定常的に得られるが、排熱や太陽熱等は供給量に変動が大きく、また、水や土壌に蓄熱した熱は取り出すに従い、温度が低下してくるので、これらの不安定な熱源を利用する場合、何らかの対策が必要となる。

その一つの対策として、温度の安定した外気を予備の熱源とする方法がある。例えば、冷媒用配管を内部に有する直膨式太陽集熱器と空気熱源熱交換器を直列にし、雨の日や曇りの日に空気熱源熱交換器が用いられるようになっていくヒートポンプ¹⁾や可能な限り蓄熱槽の水熱源を利用し、水熱源温度が低下して利用が難しくなる時点より空気熱源に切り替えるようにした散水消雪システム²⁾がある。熱源が直列のシステムにおいて、2つの熱源に大きな温度差がある場合や、それぞれの熱交換器の伝熱特性が大きく異なる場合、ヒートポンプの性能をよくするためには都合のよい熱源配列を選択するようにするか、または、不利に作用する熱源と冷媒が熱交換しにくくなるようにさせるなどの制御が必要となるものと考えられる。

筆者ら³⁾は冷媒を蒸発させるために2つの熱源を利用する方法として、各入口部に膨張弁を備えた蒸発器

* 原稿受付 1997年6月24日。

^{*1} 正員, 神奈川工科大学(☎ 243-0292 厚木市下荻野 1030)。

を2台並列にし、採熱しやすい側の熱源からより多くの熱をとれるように自動的に操作されるヒートポンプを提案し、太陽熱を主な熱源とする直膨式平板型太陽集熱器と空気熱を主な熱源とする直膨式フィン付太陽集熱器を並列にした暖房・給湯用ヒートポンプの性能について検討を行った。このシステムでは、日射量があまり大きくない場合、日射量の増加とともにヒートポンプ性能が向上し、日射が無くなると通常の空気熱源の場合の性能が得られた。しかし、日射量が大きくなると、平板型集熱器側の冷媒の蒸発温度及び圧力が上昇し、空気熱を主に採熱する集熱器の出口部から内部に向かって冷媒が逆流してきてそこで凝縮することが起こり得るので、蒸発温度が外気温度を超える場合は平板型太陽集熱器を単独に用いた方がよい性能の得られる可能性のあることが指摘された。

ヒートポンプの暖房・給湯運転においては、通常、外気を利用するが、より高い性能を得るために、井水、河川水や蓄熱槽内の水等を利用する場合が多い。

本研究では、水熱源と空気熱源が存在する場合に、両熱源を並列にして用い、自動的に効率よくヒートポンプを運転する方式を提案し、その作動原理について説明する。次に、特に、水温が減少又は増加していくときの過渡的状況におけるヒートポンプの特性について実験的に検討を行い、本方式の有効性を検討した。また、単独蒸発器利用の結果を用いて並列蒸発器利用のヒートポンプの性能を理論的に解析した。

記号

COP : 圧縮機消費電力基準の成績係数

c_p : 水の比熱, $J/(kg \cdot K)$

H : 圧縮機消費電力, W

h : 比エンタルピー, J/kg

K : 式(12), W/K

l : 流路長さ, m

m : 熱媒体(水)の流量, kg/s

P : 圧力, Pa

Q : 採熱量, W

s : 流路の周囲長さ, m

t : セルシウス温度, $^{\circ}C$

t_e : 蒸発温度, $^{\circ}C$

Δt : 過熱度, $^{\circ}C$

U : 熱通過率, $W/(m^2K)$

添字

a : 空気

c : 凝縮器

ea : 空気熱源蒸発器

ew : 水熱源蒸発器

f : 冷媒

o : 単独蒸発器利用

s : 静止過熱度条件

w : 水

x : 距離

1 : 入口

2 : 出口

2. 二熱源並列利用ヒートポンプの作動原理

2.1 ヒートポンプの構成 図1に示すような、地下水、各種排水、蓄熱槽の水等の水熱源を利用した給湯システムについて考える。水熱源蒸発器（以下、蒸発器Wという）と空気熱源蒸発器（以下、蒸発器Aという）のそれぞれの入口部冷媒管に温度自動膨張弁が設置されていて、出口部に感温筒が取り付けられている。なお、水熱源温度が高くなると、蒸発温度が外気温度以上になる可能性があるため、水熱源側膨張弁としてダイヤフラムの受圧部の温度を常に感温筒の温度より高く維持しなければならないガス封入式のものとは不向きである。そこで、特殊ガス封入式等のものが使用される。各蒸発器の出口部には、冷媒が逆流してこないようにするため、逆止め弁が設置されている。圧縮機で吸引された過熱蒸気は加圧されて温度及び圧力が高くなり、凝縮器（蓄熱槽）に入って水で冷却され、凝縮して液体となり、蒸発器に向かう。本システムでは、冷媒は両熱源の温度等の条件により、自動的にどちらか一方の蒸発器又は両方の蒸発器に流れるようになっており、過熱蒸気となって再び圧縮機に吸引されるようになっている。

2.2 過熱度について 一つの蒸発器を備えた通常のヒートポンプの場合では、蒸発器出口に取り付けられた感温筒は、出口部における冷媒の温度を感知し、内部の圧力をその温度に対応した圧力とし、その圧力を膨張弁に伝達する。この圧力と蒸発器内冷媒圧力及び膨張弁内のバネの力が弁に作用し、液冷媒を通過させる弁の開度が決まる。バネの力は蒸発器出口での冷媒蒸気が適当な過熱度を持つようあらかじめ調節してある。

蒸発器の熱源の温度が高くなってくると、蒸発器での採熱量が多くなって蒸発器出口部での冷媒の過熱度が設定されたものより大きくなり、弁の開度が大きくなる。したがって、流量が増えるとともに、膨張弁で

の圧力損失が少なくなると蒸発器内部の圧力及び蒸発温度が上昇する。その結果、採熱しにくくなり、過熱度が小さくなって設定されたものに近づくようになっている。逆に、過熱度が設定されたものより小さくなると弁の開度が小さくなる。圧縮機は冷媒を吸引しているので、弁の開度が小さくなると蒸発器内圧力及び蒸発温度が低下し、採熱しやすくなって、膨張弁は過熱度が大きくなるように働く。

ある流量、蒸発温度でバネの力が調節されていると、他の蒸発温度では過熱度が変わることもあり得る。また、冷媒流量が異なるとき、膨張弁により、同じ圧力損失を与えて同じ蒸発温度にする場合、流量の少ない方が、膨張弁の開度は小さくてよい。従って蒸発器を流れる冷媒の流量が少ない場合の方が、同じ蒸発温度になるときの過熱度は小さい。弁が開き始めるときの過熱度は流量が一番小さいときの値であり、その蒸発温度における最低の過熱度となり、静止過熱度と呼ばれる。

2・3 システムの作動原理 図1に示すシステムは二つの熱源を並列に用いたもので、膨張弁の作用は単独の場合と多少異なる。二つの蒸発器に冷媒が流れる場合で、それぞれの蒸発器、逆止め弁、及び配管で圧力損失がないものと仮定して考えると、サイクルの $P-h$ 線図は、例えば図2のようになる。図1の点1のところで冷媒が合流するので、蒸発器Wを出た冷媒と蒸発器Aを出た冷媒は合流点1、その直前5および5'において同じ圧力になっている。また、各蒸発器及び逆止め弁で圧力損失がないものと考えているので、点4と4'は点1と同じ圧力になっている。両蒸発器内の圧力は等しいので水熱源側蒸発温度 $t_{ew,f}$ と空気熱源側蒸発温度 $t_{ea,f}$ も等しくなっている。点5における冷媒の過熱度が点5'におけるものより大きくなっているのは、蒸発器Wの伝熱性能がよいものと考え、したがって蒸発器Wを流れる冷媒の流量が蒸発器Aを流れる冷媒の流量より多くなっているときのことを想定しているからである。ただし、膨張弁が電子式のもので、過熱度を一定にとるようにした場合は、両蒸発器を流れる冷媒の量に関わらず点5と点5'は一致するものと考えられる。

単独の蒸発器を利用した場合、熱源温度が低下すると、膨張弁が閉じる方向に作用するので、冷媒流量が減少し、圧縮機の吸引作用によって蒸発器内部の圧力が低下する。したがって、蒸発温度が下がり、採熱しやすくなる。その結果、過熱度が増えるようになり、所定の過熱度を保つように膨張弁の開度が自動的に調整される。そこで、熱源温度が低くなくても冷媒は流

Fig.1 Heat pump using dual heat sources in parallel arrangement for evaporation.

Fig.2 $P-h$ diagram of heat pump cycle when heat is taken from both heat sources.

Fig.3 $P-h$ diagram of heat pump cycle when heat is taken from the one of the two heat sources.

れなくなることはない。

二つの蒸発器を利用した場合は、一方の蒸発器側の熱源温度が低下していくと、ついにはその蒸発器に冷媒が流れなくなり、他方の蒸発器を単独に用いた場合と同様になるが、このことについて、水熱源温度が低下していき、水熱源蒸発器で採熱できなくなる場合を考察する。水熱源温度が低下すると蒸発器W出口における過熱度が減少するので、膨張弁は閉じる方向に作用し、そこを通る冷媒流量は減少する。

ここで蒸発器Wを流れる冷媒の流量が蒸発器Aを流れる流量よりかなり少なくなっていて、蒸発器Wを流れる冷媒の流量の変動が全体の流量に与える影響が少なくなっているときを考えてみる。水熱源温度がさらに低下して、蒸発器W側の膨張弁が閉じる方向に作用しても、全体の流量には変化が少なきときを考えているので、蒸発器A側の流量の変動は少なく、したがって、蒸発器A側の開度は大きく変わらない。したがって、蒸発器内の圧力の低下は少なく、蒸発温度の低下も少ない。そこで、水熱源温度が低下していくと、水熱源温度と蒸発温度の差が小さくなっていき、採熱しにくくなり、ついには、過熱度が静止過熱度となって、蒸発器Wに冷媒が流れなくなる。丁度流れなくなる前の極限の微小流量の時、蒸発器W出口における冷媒温度 t_{δ} は水熱源温度 $t_{ew,w}$ と同じになり、また、そこでの冷媒の過熱度 ($t_{\delta} - t_{ew,f}$) は静止過熱度 $\Delta t_{ew,s}$ となるので、蒸発温度 $t_{ew,f} (= t_{ea,f})$ と静止過熱度 $\Delta t_{ew,s}$ の和は水熱源温度 $t_{ew,w}$ と等しくなる。水熱源温度 $t_{ew,w}$ がこの値以下になると、蒸発器W出口での過熱度は $\Delta t_{ew,s}$ 以下になってしまうので、蒸発器W側の膨張弁は閉じ、空気熱源単独運転となる。そこで、このときの蒸発温度は蒸発器Aを単独に用いて空気熱源を単独に利用したときの蒸発温度 $t_{ea,f,o}$ といえる。

Fig. 3 は水熱源温度 $t_{ew,w}$ が蒸発器A単独運転の蒸発

Fig. 4 Experimental apparatus.

温度 $t_{ea,f,o}$ と静止過熱度 $\Delta t_{ew,s}$ の和より低い場合のサイクルを示したものである。蒸発器A出口より蒸発器Wに冷媒が流れ込み、そこで凝縮することのないようにするため、Fig. 1 に示すように逆止め弁を設けてある。

同様に、空気熱源温度が低下したとき、又は、水熱源温度が上昇したときに、水熱源単独運転になる条件は、空気熱源温度 $t_{ea,a}$ が、蒸発器W単独運転時における蒸発温度 $t_{ew,f,o}$ と蒸発器A出口における静止過熱度 $\Delta t_{ea,s}$ との和より小さいときである。

これらをまとめると以下のようになる。

- 1) 空気熱源蒸発器単独運転と同じになる場合

$$t_{ew,w} \leq t_{ea,f,o} + \Delta t_{ew,s} \quad \cdots \cdots \cdots (1)$$

- 2) 水熱源蒸発器単独運転と同じになる場合

$$t_{ea,a} \leq t_{ew,f,o} + \Delta t_{ea,s} \quad \cdots \cdots \cdots (2)$$

- 3) 両熱源で採熱する場合

$$t_{ew,w} > t_{ea,f,o} + \Delta t_{ew,s} \quad \cdots \cdots \cdots (3)$$

かつ

$$t_{ea,a} > t_{ew,f,o} + \Delta t_{ea,s} \quad \cdots \cdots \cdots (4)$$

3. 実験装置及び実験方法

実験装置の概略を Fig. 4 に示す。ヒートポンプの圧縮機には定格出力 250 W、容量 8 cm^3 のローリングピストン型、ロータリ式のものを使用した。蒸発器Aは平板型フィンチューブ方式のもので外形寸法が $235\text{ mm} \times 115\text{ mm}$ 、配管（銅管）の外径が 10 mm 、アルミニウム製フィンの厚さが 0.2 mm でピッチが 2.4 mm であり、出力 4 W のファンで送風されている。蒸発器Wは凝縮器と同様で、外径 12.5 mm の水側パイプ（銅管）と外径 9.53 mm の冷媒（R22）側パイプ（銅管）を交互にハンダ付けし、円筒形にしたものである。それぞれの蒸発器入口配管には最高作動温度 30°C の特種ガス封入式温度自動膨張弁を使用した。それぞれの蒸発器出口配管の外壁には、膨張弁と細管で接続された感温筒が取り付けられている。また、それぞれの蒸発器出口部に逆止め弁が設けられている。凝縮器側循環系には冷却器とヒータの付いた恒温槽を用い、水温一定の条件で凝縮器に流入できるようにもなっている。凝縮器及び蒸発器Wの水の循環には出力 20 W のポンプを用い、それぞれの流量を 2.8 L/min とした。

まず、それぞれの蒸発器を単独で用いた場合のヒートポンプの性能を調べ、つぎに、両蒸発器を使用した場合について調べた。水熱源は使用中に熱をとられて温度が低下していくが、温度が下がりきってしばらくしてから加熱し、温度を上昇させるようにした。

温度測定にはT型シース熱電対を用い、また、圧力

測定にはブルドン管式のものをを用い、図4に示す各位置で計測した。ヒートポンプの成績係数(COP)には次式で示すように、循環水の凝縮器出入口温度差と流量 m_c から算出される取得熱量 Q_c を、圧縮機消費電力 H で除した値として定義したものをを用いた。

$$COP = Q_c / H = m_c c_p (t_{c,w,2} - t_{c,w,1}) / H \cdots (5)$$

4. 実験結果及び考察

4.1 単独の蒸発器を使用した場合 図5は凝縮器入口水温 $t_{c,w,1}$ を 40°C 一定とし、蒸発器Wを単独に利用した時の蒸発器入口冷媒圧力 $P_{ew,f,1}$ 及び出口冷媒圧力 $P_{ew,f,2}$ と蒸発器入口水温 $t_{ew,w,1}$ との関係、並びに蒸発器Aを単独に利用したときの蒸発器入口冷媒圧力 $P_{ea,f,1}$ 及び出口圧力 $P_{ea,f,2}$ と蒸発器入口空気温度 $t_{ea,a,1}$ の関係を示したものである。同図より、蒸発器A

Fig.5 Pressure of refrigerant at the inlet and exit of the evaporator using air or water as the heat source of a heat pump.

Fig.6 Temperature of refrigerant at inlet of evaporator and difference between temperatures at exit and inlet of evaporator using air or water as the heat source.

Fig.7 Relation between COP and the temperature at the evaporator using air or water as the heat source.

Fig.8 Experimental results of a test(Run1) at the air temperature of 20°C .

Fig.9 Variation of temperatures of refrigerant and water with time in the test(Run1).

では出入口でほぼ同一の圧力が計測されたが、蒸発器Wにおいては出口の方が $0.01 \sim 0.03 \text{ MPa}$ 程低い値が計測された。冷媒が蒸発器を通るときにこの範囲の圧力損失があるとすれば蒸発器出口の飽和温度が入口に比べて $1 \sim 2^\circ\text{C}$ 程低いことになる。

図6に蒸発器W入口における冷媒温度 $t_{ew,f,1}$ 及び出口における見かけの過熱度 $\Delta t_{ew} (= t_{ew,f,2} - t_{ew,f,1})$ と蒸発器入口水温との関係、並びに蒸発器A入口における冷媒温度 $t_{ea,f,1}$ 及び出口における見かけの過熱度 $\Delta t_{ea} (= t_{ea,f,2} - t_{ea,f,1})$ と蒸発器入口空気温度 $t_{ea,a,1}$ との関係を示す。空気熱源温度が水熱源温度より 8°C 程高いときに、それぞれの蒸発器入口冷媒温度が同じになっている。過熱度はいずれの場合も蒸発温度の上昇とともに大きくなっている。

COP と熱源温度との関係を図7に示す。一般的に空気熱源と水熱源の温度が同じ時、水熱源を使用した場合の COP は高くなるが、本実験においても同様の結果が得られた。

4.2 二つの蒸発器を並列に用いた場合 両熱源を使用し、凝縮器入口水温を 40°C 、空気熱源入口温度を 20°C に設定したときの実験結果を図8～図10に示す。Fig.8からわかるように、水熱源入口水温 $t_{ew,w,1}$ が高いと COP が高く、水温が低下するにしたがって、蒸発器Wで循環水が冷媒によって奪われる熱量 $Q_{ew,w}$ が少なくなり、冷媒は空気熱源より採熱するようになっていく。実験開始より 100 min 経過した頃には $Q_{ew,w}$ が零になり、ほぼ空気熱源のみから採熱していることがわかる。このときの水温 $t_{ew,w,1}$ は 7.6°C で、空気熱源温度より 12.5°C 低くなっていた。このときの水熱源側の過熱度は静止過熱度に近く、図9より、 1°C 程度になっていることがわかる。蒸発器Aを単独に用いた場合の蒸発温度 $t_{ea,f,o}$ は図6に示された $t_{ea,f,1}$ とすると、空気熱源温度が 20°C のときの $t_{ea,f,o}$ は 6.5°C であるので、両蒸発器を用いたときに水熱源より採熱できなくなるときの水温 $t_{ew,w}$ は式(1)より、 7.5°C 程度になり、図9の水温 $t_{ew,w,1}$ の実験値 7.6°C とほぼ一致している。実験では 110 min 経過後に水熱源側恒温槽のヒータで加熱し、その温度を上げていくと、再び水熱源より採熱するようになった。

図10は蒸発器W出口圧力 $P_{ew,f,2}$ 及び蒸発器A出口圧力 $P_{ea,f,2}$ を示したものである。 150 min 経過後の水熱源温度が空気熱源温度より 13°C 程高くなった頃(図8参照)より、蒸発器A出口での圧力は一定に留まり、蒸発器Wの圧力は水熱源温度の上昇とともに大きくなっている。このことから、空気熱源側の逆止め弁が作動し、水熱源を単独に使用した状態になっていること

Fig.10 Variation of pressures at exits of evaporators with time in the test (Run1).

Fig.11 Experimental results of a test (Run2) at the air temperature of 10°C .

Fig.12 Variation of temperatures of refrigerant and water with time in the test (Run2).

がわかる。水熱源温度が空気熱源温度より 10°C 程低くても冷媒は両熱源より採熱しており、 COP は蒸発器 A 単独運転の場合よりもよくなるように見えるが、両熱源を利用している場合は、熱媒体を搬送するための動力が多少増えるので、実際のシステムにおいては搬送動力を考慮に入れて成績係数を検討する必要がある。

図 11 及び 12 は空気熱源温度を 10°C に設定したときの実験結果を示したものである。水熱源の温度が 0°C 近くに低下してくると凍結の可能性が出てくるので、水温を検知し、 3°C に達したときに、蒸発器 W の上流にある電磁バルブが自動的に閉まるようにした。蒸発器 W を通る冷媒の流れを急に止めると、それぞれの蒸発器内冷媒の温度 $t_{ew,f,1}$ 及び $t_{ea,f,1}$ が急激に低下し、その後徐々に上昇している。これは、一方の蒸発器の冷媒の流れを急に止めると、冷媒全体として蒸発量が急に減るので圧力が急に低下し、したがって蒸発温度が急に低下するからであると考えられる。その後、蒸発器 A 内の冷媒温度 $t_{ea,f,1}$ は蒸発器 A 単独運転の時の蒸発温度（約 0°C ）に近づいていくが、蒸発器 W 内冷媒温度 $t_{ew,f,1}$ は残留している冷媒が蒸発し終わるとその環境温度 10°C に近づいていくものと考えられる。

5. 並列蒸発器利用における COP の算出

凝縮器側の熱源温度及び流量を一定とした条件の下で、二つの蒸発器を並列に用いた場合、単独の蒸発器を用いた場合に比べて蒸発温度及び COP がどの程度上昇するかを以下に検討する。二つの蒸発器を蒸発器 W と蒸発器 A とし、それぞれを単独で用いた場合のヒートポンプの性能については実験により既知であるものとする。与えられたヒートポンプにおいて、凝縮器側及び蒸発器側の熱源の温度、流量等の条件が決まれば、ヒートポンプの性能が決まるが凝縮器側の条件を固定すると、蒸発器側の条件のみで性能が決まる。したがって、ヒートポンプの COP は蒸発器側の条件又は蒸発温度 t_e によって決まる。 COP と t_e の関係が実験等で既知であるものとし、次式のように COP が t_e の関数として表されるものとする。

$$COP = f_1(t_e) \quad \dots\dots\dots (6)$$

まず、単独の蒸発器を用いた場合のヒートポンプの性能について検討してから並列の場合を考える。

5.1 単独の蒸発器を用いた場合 蒸発器 W で熱媒体(水)から冷媒に伝達される熱量 Q_{ew} をつぎに求める。熱媒体が周囲長さ s 、長さ l の流路に流入し、その流路に接した流路を流れる冷媒に熱量 Q_{ew} が伝達されるものとする。流路入口から流路に沿う距離を x とし、 x

の位置における熱媒体の温度を $t_{ew,w,x}$ とすると、 dx 間で熱媒体から冷媒に伝えられる熱量 dQ_{ew} は次式で与えられる。

$$dQ_{ew} = sU(t_{ew,w,x} - t_e)dx \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここに U は熱通過率である。

一方、 dx 間の熱媒体の温度上昇を $dt_{ew,w,x}$ とすると、 dQ_{ew} は次式で表せる。

$$dQ_{ew} = -m_{ew,w}c_p dt_{ew,w,x} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここに、 $m_{ew,w}$ 及び c_p はそれぞれ熱媒体の流量及び比熱である。

式(7)と(8)より次式を得る。

$$\frac{sU}{m_{ew,w}c_p} dx = - \frac{1}{t_{ew,w,x} - t_e} dt_{ew,w,x} \quad \dots\dots (9)$$

$x=0$ のとき $t_{ew,w,x}$ が流路入口温度すなわち水熱源温度 $t_{ew,w}$ となる条件を用いて上式を積分すると次式を得る。

$$t_{ew,w,x} - t_e = (t_{ew,w} - t_e) e^{-sUx/(m_{ew,w}c_p)} \quad \dots\dots (10)$$

上式を式(7)に代入し、 x が 0 から l 間での間で積分すれば次式を得る。

$$Q_{ew} = K_{ew}(t_{ew,w} - t_e) \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここに K_{ew} は次式で示されるものである。

$$K_{ew} = m_{ew,w}c_p \{1 - e^{-sU_l/(m_{ew,w}c_p)}\} \quad \dots\dots (12)$$

熱通過率 U が一定のとき、 K_{ew} は一定となる。

式(11)より、蒸発器における熱交換量は熱媒体入口温度(熱源温度)と蒸発温度の差に比例することがわかる。

蒸発器で冷媒が得た熱量と圧縮機に投入したエネルギー量(圧縮機消費電力)が冷媒に伝わり、それらの和が凝縮器で冷媒が熱媒体に放出した熱量 Q_c になるものとする次式が成立する。

$$Q_c = Q_{ew} + H \quad \dots\dots\dots (13)$$

式(5),(11),(13)より、次式を得る。

$$COP = (K_{ew}/H)(t_{ew,w} - t_e) + 1 \quad \dots\dots\dots (14)$$

式(14)の左辺は式(6)に示すごとく t_e の関数であるとしているので、 $t_{ew,w}$ の値を与えると一つの t_e の値が定まるが、上式の右辺において t_e を変数と考え、右辺を次式のように $f_2(t_e)$ と表す。

$$f_2(t_e) = (K_{ew}/H)(t_{ew,w} - t_e) + 1 \quad \dots\dots\dots (15)$$

式(6),(14),(15)より次式を得る。

$$f_1(t_e) = f_2(t_e) \quad \dots\dots\dots (16)$$

$f_1(t_e)$ は t_e の上昇に伴って増大するものであるが、一方、 $f_2(t_e)$ は t_e の増大に伴って減少するものであるので、 K_{ew}/H の値がわかれば、任意の $t_{ew,w}$ の値に対する t_e の値が式(16)を解くことによって得られる。また、その結果、式(14)より COP が定まる。なお、 K_{ew}/H の

値は、ある熱源温度 $t_{ew,w}$ で実験を行ったときに得られた COP 及び t_e の値を、式(14)より得られる次式に代入することにより、その蒸発温度におけるものが実験的に得られる。

$$K_{ew}/H = (COP - 1)/(t_{ew,w} - t_e) \quad \cdots \cdots (17)$$

K_{ew} が一定で圧縮機消費電力が t_e によって変化しない場合、 K_{ew}/H の値は t_e によらず一定となる。

空気熱源単独利用の場合も水熱源単独利用の場合と同様に考えると式(15)と同様に次式を得る。

$$f_3(t_e) = (K_{ea}/H)(t_{ea,a} - t_e) + 1 \quad \cdots \cdots (18)$$

5.2 蒸発器を並列に用いた場合 両蒸発器を並列に用い、両者に冷媒が流れていて蒸発器及び冷媒が合流するまでの配管内で圧力損失がないものとする、両蒸発器内の圧力は同じになり、蒸発温度 t_e も同じになる。

両蒸発器で冷媒が得た熱量と圧縮機で投入した電力の和が凝縮器で冷媒が熱媒体に放出した熱量であるとする。単独の蒸発器の場合と同様に考え、 $f_4(t_e)$ が次式で示されるものとする。

$$f_4(t_e) = (K_{ew}/H)(t_{ew,w} - t_e) + (K_{ea}/H)(t_{ea,a} - t_e) + 1 \quad \cdots \cdots (19)$$

与えられた $t_{ew,w}$ と $t_{ea,a}$ に対して、 $f_4(t_e)$ の値と $f_1(t_e)$ の値が等しくなるような t_e の値がそのときの蒸発温度となり、その結果、式(6)より COP を算出することができる。

5.3 図式解法及び考察 つぎに、与えられた二つの蒸発器を使用した場合、単独利用の場合に比べて COP がどの程度向上するかが容易にわかるように、図式による解法を示す。

式(15)及び式(18)を式(19)に代入すれば、式(19)は次式で示される。

$$\{f_4(t_e) - 1\} = \{f_2(t_e) - 1\} + \{f_3(t_e) - 1\} \quad \cdots (20)$$

左辺は右辺の第1項と第2項の和となるので、 $f_1(t_e) \sim f_4(t_e)$ を図示する場合、図13のごとく1の値を基準にすると $f_2(t_e)$ と $f_3(t_e)$ のグラフ上の高さの和が $f_4(t_e)$ のグラフ上の高さで示される。 $f_4(t_e)$ の曲線と $f_1(t_e)$ の曲線との交点 E が、水熱源温度が $t_{ew,w}$ で空気熱源温度が $t_{ea,a}$ の場合の蒸発温度 $t_{ew,ea,f}$ と成績係数 $COP_{ew,ea}$ を示すことになる。なお、水熱源温度 $t_{ew,w}$ と点 E における蒸発温度の差が、静止過熱度 $\Delta t_{ew,s}$ より小さい場合、この蒸発温度では冷媒は蒸発器 W を流れず、ヒートポンプは蒸発温度が $t_{ew,w} - \Delta t_{ew,s}$ のところで運転することになり、 COP はその蒸発温度に対応したものになる。

K_{ew}/H の値は、蒸発温度によってあまり変わらない場合は一定とみなし、蒸発器 W 単独利用で熱源温度

が $t_{ew,w}$ のときに得られた蒸発温度 $t_{ew,f,o}$ と成績係数 $COP_{ew,o}$ の値を式(17)の t_e と COP のそれぞれに代入して得ることができる。この K_{ew}/H の値を用いた場合の $f_2(t_e)$ をグラフ上で示すと、横軸上の $t_e = t_{ew,w}$ の点 A と $COP_{ew,o}$ が $f_1(t_e)$ の値と等しい点 B (あるいは t_e が実験によって得られた蒸発温度 $t_{ew,f,o}$ のところでの曲線 $f_1(t_e)$ 上の点 B) とを結ぶ直線となる。同様に K_{ea}/H も一定値として近似できるとき、 $f_3(t_e)$ も図に示すごとく直線となる。横軸上の点 C では $t_e = t_{ea,a}$ である。また、曲線 $f_1(t_e)$ 上の点 D は蒸発器 A 単独利用で、熱源温度が $t_{ea,a}$ のときに得られた成績係数を $COP_{ea,o}$ としたとき、 $COP = COP_{ea,o}$ の直線と $f_1(t_e)$ の曲線の交点である。これらの直線のグラフ上の高さを合わせてできる直線 IH が $f_4(t_e)$ となる。したがって、蒸発器並列運転時における成績係数は、それぞれの蒸発器を単独で、並列時と同じ熱源温度において運転したときに得られるそれぞれの成績係数又は蒸発温度と、成績係数を t_e の関数として表した曲線があれば、図式的に容易に求めることができる。

図13においては、蒸発器単独利用の場合の COP が、 $COP_{ea,o}$ または $COP_{ew,o}$ であるのに対し並列利用の場合は $COP_{ew,ea}$ となり、 COP の向上の程度を定量的に知ることができる。蒸発器の伝熱性能が変化した場合、例えば、蒸発器 A の伝熱性能がよくなると、 K_{ea}/H の値が大きくなり、その分、D 点が B 点側に移動するので、点 E も t_e が大きくなる方向に移動し、並列運転時の COP が向上する。

5.4 本システムの場合 図8に示されるように、凝縮器側の熱源温度を 40°C 一定とし、蒸発器 A の熱源温度が 20°C 一定で、蒸発器 W の熱源温度を 42°C から下げていったとき、空気熱源温度と同じ 20°C の近辺において、水温の低下に伴う COP の低下がゆるやかになっており、空気熱源の効果が大きくなってきていることがわかる。例えば、時間が 37min 経過し、水熱源温度が 15°C のときの COP について考えてみる。図6と図7より、蒸発器 W 単独の場合の蒸発温度は蒸発器入口冷媒温度 $t_{ew,f,i}$ とし、蒸発器 A 単独の場合の蒸発温度はその蒸発器入口冷媒温度 $t_{ea,f,i}$ と考えた場合、同じ COP を与える蒸発温度は蒸発器 W 単独の場合の方が蒸発器 A 単独の場合より 2°C 程度高くなった。そこで式(6)の COP と t_e の関係を得るための蒸発温度としては、それぞれの平均値を用いた。その結果得られた $f_1(t_e)$ は図14に示すごとくとなった。蒸発器 W 単独利用で熱源温度が 15°C のときの COP は図6と図7より 3.62 となり、また、蒸発器 A 単独利用で熱源温度が 20°C のときの COP は 3.53 であるので、 $f_2(t_e)$ と $f_3(t_e)$