

非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプシステムの 有効エネルギー評価

井上 利明*・川江 信治*

Available Energy Evaluation of Heat Pump Systems Using Nonazeotropic Binary Mixtures

Toshiaki INOUE and Nobuji KAWAE

Abstract

Available energy evaluation for a standard and a cascade heat pump cycle using nonazeotropic refrigerant mixtures of R22+R114 is conducted under an applicable operating condition. As a result, it is found that the coefficient of performance and the availability are improved in suitable concentrations and they deteriorate in unsuitable concentrations. Irreversibilities of compressor, condenser, expansion valve, evaporator and so on are analyzed and a guide of design and improvement for each element is given and thus usefulness of the available energy evaluation is shown.

Key Words: Heat Pump, Nonazeotropic Mixture, Available Energy, Availability, Irreversibility

1. まえがき

非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプシステムにおいては、凝縮過程および蒸発過程において冷媒の温度が変化するために、冷媒の組み合わせや組成比によって、蒸発温度や凝縮温度の変化に柔軟に対応することができる。このような特性を利用することによって、ヒートポンプサイクルの不可逆損失の減少や成績係数の増大などが期待される。その熱力学的考察については文献⁽¹⁾に詳しく解説されている。

香川ら⁽²⁾は、圧縮機において断熱圧縮、蒸発器および凝縮器出口においてそれぞれ過熱度 0°C 、過冷度 0°C 、膨張過程は等エンタルピなる仮定の下に、基準温度（2章 解析条件の項で説明する）として凝縮開始温度 30°C 、蒸発終了温度 -15°C として、(R22+R12)を用いたサイクルの解析を行っている。その結果によると、サイクルの成績係数は $C=0.2$ において最大となり、R22およびR12単成分冷媒と比較して、それぞれ7%および

6%上昇することを報告している。しかし香川ら⁽³⁾は(R22+R12)の場合、凝縮開始温度と蒸発終了温度の差を 60°C 一定として、温度の高い方へシフトすれば、成績係数は単成分冷媒よりも低下し、混合冷媒を用いることによって、必ずしも成績係数が良くなるとは限らないことを指摘している。McLindenら⁽⁴⁾は、香川ら⁽²⁾と同様の仮定の下で、基準温度として凝縮開始温度 50°C 、蒸発終了温度 -10°C として、(R22+R114)を用いたサイクルの解析を行い、サイクルの成績係数が $C=0.1$ において、R22単成分冷媒よりも15%良くなることを報告している。さらに藤井ら⁽⁵⁾も同様な仮定の下で、(R22+R114)および(R22+R11)を用いて、凝縮器および蒸発器での伝熱特性を考慮したサイクル計算を行い、両者とも $C=0.1$ の時にサイクルの成績係数が最大となることを報告している。

Chaikovskyら⁽⁶⁾は、質量濃度 $C=0.3$ の混合冷媒(R22+R12)を用いて実験試験を行い、R12単成分冷媒を用いた場合よりも冷凍能力が39%高くなるという結果

*機械工学科

平成7年9月28日受理

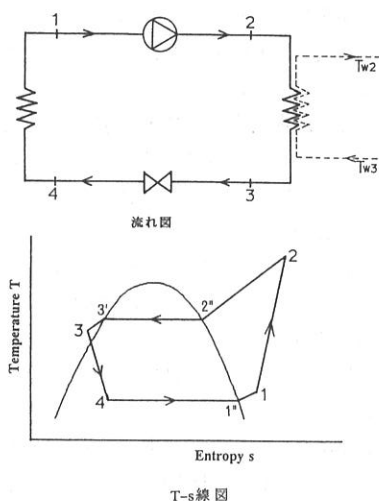
を得ている。また Lorents ら⁽⁷⁾は (R22+R11) を用いた実機試験により、 $C=0.5$ において 20% の所用動力の削減を報告している。また Jakobs ら⁽⁸⁾は、(R12+R114) を用いて実験を行い、 $C=0.6$ で 16% の成績係数の向上を確認している。Trepp ら⁽⁹⁾は凝縮開始温度を 40°C 、蒸発開始温度として $0, -5, -10^{\circ}\text{C}$ の基準点を設定して、(R22+R142b)、(R22+R114) および (R22+R12) の 3 種類の混合冷媒を用いて実験を行った。その結果、 $C=0.668$ における (R22+R142b) と $C=0.4$ における (R22+R114) の成績係数ももっとも良く、その向上率は R22 および R12 と比較してそれぞれ 10–20% および 30–40% であることを報告している。以上述べたように、2 成分非共沸混合冷媒をヒートポンプサイクルの熱媒体として用いることにより、冷媒の組み合わせや濃度あるいは高温熱源と低温熱源の昇温、降温幅などによっては単成分冷媒よりも成績係数が改良されることが分かっている。しかしこのような成績係数で効率を議論する、いわゆる量的評価法では、サイクル全体の把握は可能であるものの、2 成分混合冷媒を用いたり、あるいはサイクル構成を改良する事によって、どの要素がどのように改善されたか、または場合によっては改悪されたかについての情報は得られない。

西川⁽¹⁰⁾および西川・井上⁽¹¹⁾はヒートポンプシステムの有効エネルギー評価法について指針を与え、熱エネルギーの正当かつ有効な科学的評価法として有効エネルギー

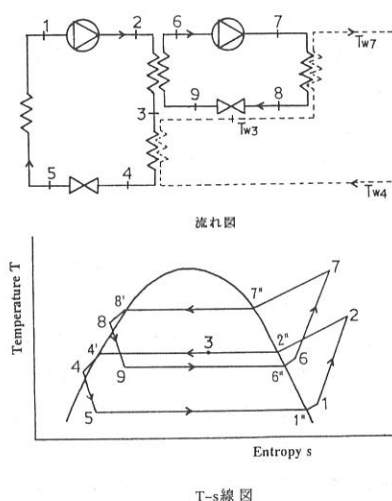
ギー評価、いわゆる熱エネルギーの質的評価の有用性を示した。本研究では非共沸混合冷媒 (R22+R114) を用いた図 1 に示すような基準ヒートポンプサイクルと 2 元式カスケードヒートポンプサイクルの有効エネルギー評価を行い、各要素過程の不可逆損失の大きさを解析することによって、2 成分混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの性能を検証する。

記号

- C : 低沸点成分の質量濃度
- C_{PW} : 水の定圧比熱
- I : 全不可逆損失
- i_{CO} : 凝縮器の不可逆損失
- i_{CP} : 圧縮機の不可逆損失
- i_{EV} : 蒸発器の不可逆損失
- i_{HE} : 中間熱交換器の不可逆損失
- i_{TV} : 絞り弁の不可逆損失
- i_{sum} : 不可逆損失の総和
- h : 比エンタルピー
- w_C : 圧縮機の仕事
- w_{Cmin} : 理想サイクルの圧縮仕事
- m_R : 冷媒の質量流量
- m_w : 水道水の質量流量
- q_h : 水道水への供給熱量
- q_r : 大気からの吸収熱量
- s : 比エントロピー



(a) 基準サイクル



(b) 2 元式カスケードサイクル

図 1 ヒートポンプサイクルの流れ図と T-s 線図

T : 絶対温度
 T_0 : 大気温度
 T_{hm} : 高温熱源の代表温度
 T_w : 水道水の温度
 ΔT_{sub} : 過冷度
 β : 成績係数
 β_{max} : 理想サイクルの成績係数
 ε : 有効率

添 字

1, 2, 3, …… : サイクルの状態点

C : 凝縮器

H : 中間熱交換器

w : 水道水

2. 解析方法

図1は解析を行った基準ヒートポンプサイクルと2元式カスケードヒートポンプサイクルの流れ図とT-s線図である。図中の数字は状態点を示す。

2. 1 解析における仮定

解析に際して次のような仮定がなされている。

- (1) 冷媒は蒸発器出口で過熱蒸気、凝縮器出口では過冷却液である。
- (2) 高熱源の温度が変化する場合、高熱源の温度として式(1)–(3)で表される代表温度 T_{hm} を用い、熱源の温度が一定の場合と同様に取り扱う。

(a) 基準サイクル

$$T_{hm} = \frac{m_{R3} q_{hH}}{m_w (S_{w2} - S_{w3})} \quad (1)$$

(b) 2元式カスケードサイクル

低圧段中間熱交換器の熱源の代表温度を T_{hm1} 、高圧段凝縮器の熱源の代表温度を T_{hm2} とすると、

$$T_{hm1} = \frac{m_{R3} q_{hH}}{m_w (S_{w3} - S_{w4})} \quad (2)$$

$$T_{hm2} = \frac{m_{R6} q_{hC}}{m_w (S_{w7} - S_{w3})} \quad (3)$$

式(1)、(2)および(3)において、 $m_{R3} q_{hH}$ は凝縮器における水道水への供給熱量、 $m_w \Delta S_w$ は水道水のエンロピ増を示す。

- (3) 絞り過程は等エンタルピ変化である。
- (4) 圧縮機における体積効率、機械効率および駆動用モータの効率は考慮しない。
- (5) 凝縮器および蒸発器における圧力損失は考慮しない。

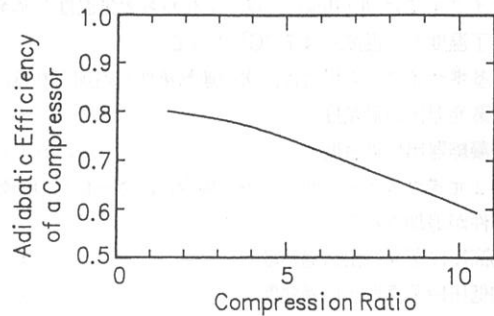


図2 断熱圧縮効率

すなわち凝縮過程および蒸発過程は等圧変化である。

圧縮機の断熱効率は冷媒の種類によって異なり、代表的な冷媒であるR12およびアンモニアについては文献[12]、R22およびR11については文献[13]に圧縮比の関数として記載されている。しかしこの断熱圧縮効率は圧縮機の種類や仕様によっても異なり、一概に決めることは困難である。ましてや本研究の主役である2成分混合冷媒については、調査した範囲では報告例を見ない。しかし混合冷媒の種類や濃度によって圧縮比が異なるために、文献[12]および[13]に見るように、断熱圧縮効率も変化する。そこで2成分混合冷媒のサイクル特性を知るためには、圧縮比の関数として断熱圧縮効率を考慮することが望ましいと考える。本研究では以上のことを前置きしながら、断熱圧縮効率は、便宜上文献[12]により図2で示される特性を有するものとする。また、凝縮器において非共沸混合冷媒の熱力学的性質を有効に利用するために、向流型熱交換器の採用を前提とする。

2. 2 解析条件

有効エネルギー評価を行う場合、周囲温度によって評価が異なる。そこで、本報告では低熱源の大気温度および高熱源の水道水温度として冬期を想定して解析する。また、実際の運転条件に近い給湯を目的としたヒートポンプシステムを想定して、次のような設計条件とした。

- (1) 大気温度 (冬期) 7 [°C]
- (2) 水道水温度 (冬期) 10 [°C]
- (3) 給湯温度 65 [°C]
- (4) 凝縮開始温度 70 [°C]

(基準サイクルでは図1(a)の2"点、2元式カスケードサイクルでは図1(b)の7"点、すなわち給湯温度と凝縮開始温度との温度差は5 [°C] となる)

- (5) 蒸発終了温度 0 [°C]

(基準サイクルでは図1(a)の1"点、2元式カスケード

サイクルでは図1(b)の1"点, すなわち大気温度と蒸発終了温度との温度差は7[°C]となる)

基準サイクルの場合は, 次の運転条件が追加される。

(6)蒸発器出口過熱度 5[°C]

(7)凝縮器出口過冷度 5, 15[°C]

2 元式カスケードサイクルの場合は, さらに次の運転条件が追加される。

(8)高圧段蒸発器出口過熱度 5[°C]

(9)低圧段蒸発器出口過熱度 5[°C]

(10)高圧段凝縮器出口過冷度 5, 15[°C]

(11)水道水と中間熱交換器出口との温度差 5[°C]

(12)水道水の中間熱交換器出口温度 35[°C]

混合冷媒を用いた場合, 凝縮過程および蒸発過程の等圧変化において温度が変化する。このとき温度基準点の設定によって, 成績係数が大きく異なることをMcLinden⁽⁴⁾は報告している。本研究においては, 水道水および大気と冷媒との熱交換の際のピンチ点を考慮して, 実現可能なサイクルとなるように, (4)項および(5)項に示したように凝縮開始温度および蒸発終了温度を基準点とした。

2. 3 計算方法

設計条件にもとづいて, 各状態点の温度, 圧力, エンタルピー, およびエントロピーを求める。なお2成分混合冷媒の熱力学的性質の推算には, 修正BWR法⁽¹⁴⁾を用いた。圧縮機における圧縮仕事, 凝縮器における水道水への供給熱量, 蒸発器における周囲からの吸収熱量および成績係数はそれぞれ次のように定義される。

(a)基準サイクルの場合

$$\text{圧縮仕事 } w_c = h_2 - h_1 \quad (4)$$

$$\text{供給熱量 } q_h = h_2 - h_3 \quad (5)$$

$$\text{吸収熱量 } q_r = h_1 - h_4 \quad (6)$$

$$\text{成績係数 } \beta = \frac{q_h}{w_c} \quad (7)$$

有効率および全不可逆損失は次式で定義される。

$$\text{有効率 } \varepsilon = \frac{\beta}{\beta_{\max}}, \beta_{\max} = \frac{T_{hm}}{T_o} \quad (8)$$

$$\text{全不可逆損失 } I = (1 - \varepsilon)w_c \quad (9)$$

また個々の装置における不可逆損失は次式で表される。

$$\text{圧縮機 } i_{CP} = T_o(s_2 - s_1) \quad (10)$$

$$\text{凝縮器 } i_{CO} = h_2 - h_3 - T_o(s_2 - s_3) - \frac{m_w}{m_R} \{h_{w2} - h_{w3} - T_o(s_{w2} - s_{w3})\} \quad (11)$$

$$\text{絞り弁 } i_{TV} = T_o(s_4 - s_3) \quad (12)$$

$$\text{蒸発器 } i_{EV} = T_o(s_1 - s_4) - q_r \quad (13)$$

$$\text{不可逆損失の総和 } i_{\text{sum}} = i_{CP} + i_{CO} + i_{TV} + i_{EV} \quad (14)$$

(b)2 元式カスケードサイクルの場合

低圧段の冷媒流量(m_{R3})を基準にすると, 式(15)–(29)のように定義される。

$$w_c = (h_2 - h_1) + \frac{m_{R6}}{m_{R3}}(h_7 - h_6) \quad (15)$$

$$q_h = q_{hc} + q_{hH} \quad (16)$$

$$q_{hc} = \frac{m_{R6}}{m_{R3}}(h_7 - h_8)$$

$$q_{hH} = h_3 - h_4$$

$$q_r = h_1 - h_5 \quad (17)$$

$$\beta = \frac{q_h}{w_c} \quad (18)$$

$$\varepsilon = \frac{\beta}{\beta_{\max}}, \beta_{\max} = \frac{q_{hc} + q_{hH}}{w_{Cmin,C} + w_{Cmin,H}} \quad (19)$$

$$w_{Cmin,C} = \frac{q_{hc}}{\beta_{\max,C}}, w_{Cmin,H} = \frac{q_{hH}}{\beta_{\max,H}}$$

$$\beta_{\max,C} = \frac{T_{hm,C}}{T_{hm,C} - T_o}, \beta_{\max,H} = \frac{T_{hm,H}}{T_{hm,H} - T_o}$$

$$I = (1 - \varepsilon)w_c \quad (20)$$

個々の装置における不可逆損失は次のようになる。

$$\text{第一圧縮機 (低圧段) } i_{CP1} = T_o(s_2 - s_1) \quad (21)$$

$$\text{第二圧縮機 (高圧段) } i_{CP2} = \frac{m_{R6}}{m_{R3}} T_o(s_7 - s_6) \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \text{凝縮器 } i_{CO} = & \frac{m_{R6}}{m_{R3}} \{h_7 - h_8 - T_o(s_7 - s_8)\} \\ & - \frac{m_w}{m_{R6}} \{h_{w7} - h_{w8} - T_o(s_{w7} - s_{w8})\} \end{aligned} \quad (23)$$

高圧段の冷媒と低圧段の冷媒との熱交換器を第一中間熱交換器, 低圧段における冷媒と水との熱交換器を第二中間熱交換器とすると,

第一中間熱交換器

$$\begin{aligned} i_{HE1} = & (h_2 - h_3) - T_o(s_2 - s_3) \\ & - \frac{m_{R6}}{m_{R3}} \{(h_6 - h_9) - T_o(s_6 - s_9)\} \end{aligned} \quad (24)$$

第二中間熱交換器

$$\begin{aligned} i_{HE2} = & (h_3 - h_4) - T_o(s_3 - s_4) \\ & - \frac{m_w}{m_{R3}} C_{PW} \left\{ (T_{w3} - T_{w4}) - T_o \ln \left[\frac{T_{w3}}{T_{w4}} \right] \right\} \end{aligned} \quad (25)$$

$$\text{第一膨張弁 (低圧段) } i_{TV1} = T_o(s_5 - s_4) \quad (26)$$

$$\text{第二膨張弁 (高圧段) } i_{TV2} = \frac{m_{R6}}{m_{R3}} T_o(s_9 - s_8) \quad (27)$$

$$\text{蒸発器 } i_{EV} = T_o(s_1 - s_5) - q_r \quad (28)$$

不可逆損失の総和

$$i_{\text{sum}} = i_{CP1} + i_{CP2} + i_{CO} + i_{HE1} + i_{HE2} + i_{TV1} + i_{TV2} + i_{EV} \quad (29)$$

なお、各運転条件で要素過程の不可逆損失の総和と全不可逆損失を計算した結果、 $i_{sum}=I$ という当然の結果が得られ、解析の妥当性が確認されている。

3. 解析結果および考察

3. 1 成績係数に及ぼす濃度の影響

図3は凝縮器出口過冷度をパラメータとしたときの基準サイクルと2元式カスケードサイクルの成績係数に及ぼす質量濃度の影響を示す。凝縮器出口過冷度を大きくすることにより成績係数が大きくなり、その割合は、基準サイクルでは、すべての濃度において約10%であり、2元式カスケードサイクルの場合、過冷度の影響は小さくなる。混合冷媒を用いたときの成績係数は、基準サイクルおよび2元式カスケードサイクルにおいて、それぞれ質量濃度 $C=0.2$ および $C=0.1$ で最大となり、R22単成分冷媒に比較して、両者とも1%増加し、他の濃度ではR22よりも低下する。2元式カスケードサイクルの成

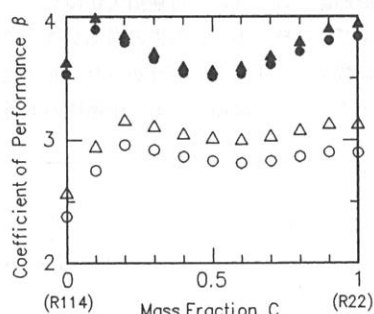


図3 成績係数に及ぼす濃度の影響

Standard cycle $\Delta T_{sub}=5^{\circ}\text{C}$ $\Delta T_{sub}=15^{\circ}\text{C}$
 2Stage Cascade cycle $\Delta T_{sub1}=5^{\circ}\text{C}$ $\Delta T_{sub1}=15^{\circ}\text{C}$
 $\Delta T_{sub2}=5^{\circ}\text{C}$ $\Delta T_{sub2}=15^{\circ}\text{C}$

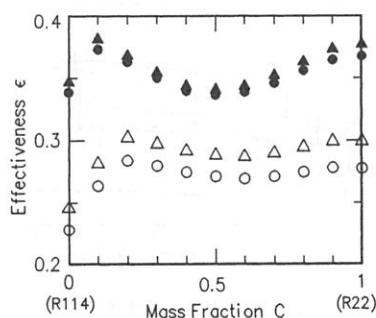


図4 有効率に及ぼす濃度の影響
(記号は図3と同一)

績係数が基準サイクルのそれよりも約18—35%大きい。また混合冷媒を用いることによる成績係数の低下率は基準サイクルよりも2元式カスケードサイクルの方が大きいことが分かる。混合冷媒の使用による成績係数の変化の原因を検討するために、どの要素過程がどのように改善、あるいは改悪されたかを知る必要がある。そこで以下に述べるような有効エネルギー評価を行う。

3. 2 有効率に及ぼす濃度の影響

図4は有効率に及ぼす質量濃度の影響を示している。式(8)および式(9)の有効率の定義から、当然のことながら濃度の変化に伴う有効率の変化は成績係数の変化と同様な傾向となる。基準サイクルおよび2元式カスケードサイクルの有効率の最大値は、それぞれ $C=0.2$ で30.2%および $C=0.1$ で38.1%であり、理論的にはそれぞれ69.8%および61.9%の改良の余地があることを図4は教えてくれる。この有効率の値は各要素過程の不可逆損失の和を示す量と関連しているので、不可逆損失の大きさを検討することによって改善の指針を与えることができる。

3. 3 不可逆損失に及ぼす濃度の影響

図5は全不可逆損失の大きさと濃度の関係を示している。図5から全不可逆損失は、 $C=0.2$ (基準サイクル) および $C=0.1$ (2元式カスケードサイクル) で最低となり、R22を用いた場合よりもそれぞれ23%および31%低減する。また2元式カスケードサイクルを構成することにより基準サイクルよりも全不可逆損失を約20—36.5%小さくできることが分かる。それでは、2成分混合冷媒を用いたために、どの要素過程がどのように変化したのかを知るために、個々の要素過程の不可逆損失について検討する。

図6は個々の要素過程における不可逆損失を示す。図6(a)から、基準サイクルでは、全体的に圧縮機と凝縮器

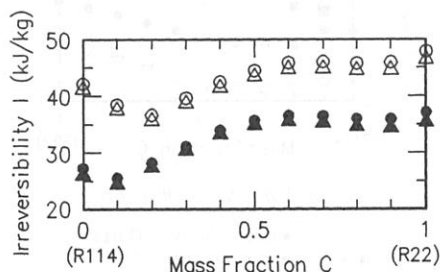


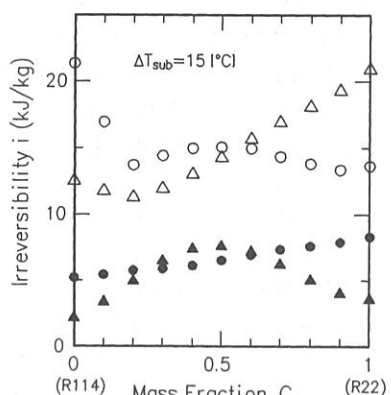
図5 全不可逆損失に及ぼす濃度の影響
(記号は図3と同一)

の不可逆損失が大きいたことが分かる。また、混合冷媒を用いることによって凝縮器の不可逆損失が、両単成分の補間値よりもすべての濃度域で低減し、 $C=0.2$ で最低であることが分かる。一方、蒸発器の不可逆損失は単成分冷媒を使用した場合は極めて小さいが、混合冷媒の使用によって大きく増加する。また圧縮機の不可逆損失もR22と比較して改善されないことが分かる。図6(b)から、2 元式カスケードサイクルにおいては、第二圧縮機、凝縮器、第二中間熱交換器および第二絞りの不可逆損失が両単成分冷媒を用いた場合の不可逆損失の補間値よりもすべての濃度域で低減することが分かる。特に濃度

が $0.1 \leq C \leq 0.4$ の範囲において大きく低下する。またR22を用いた場合と比較して低濃度域において凝縮器の不可逆損失を大きく低減させることができる。第一圧縮機では $C=0.1$ においてのみ不可逆損失が低下している。一方、第一中間熱交換器、第一絞りを、蒸発器および第一圧縮機の $C=0.1$ を除いた全濃度域において不可逆損失は増加する。特に蒸発器の不可逆損失が極めて大きくなるが分かる。この損失の増大は、蒸発器においては低熱源である大気温度が一定であるにもかかわらず、蒸発冷媒の温度が変化するためである。また第一圧縮機の損失の増加は圧力比の増大に伴う断熱圧縮効率の低下によるものである。

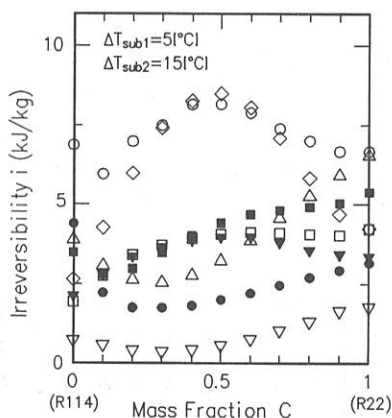
3. 4 サイクルの評価

以上のことより、本設計および運転条件におけるヒートポンプシステムにおいては、2 成分混合冷媒の使用により、(a)基準サイクルでは、R22を用いた場合と比較して圧縮機と蒸発器の不可逆損失は増大するが、 $C=0.2$ において凝縮器と絞りの不可逆損失が極めて小さくなることおよび圧縮機の不可逆損失の増加が微少であるために成績係数が向上することが分かった。(b)2 元式カスケードサイクルでは、凝縮器と第二圧縮機の不可逆損失



(a)基準サイクル

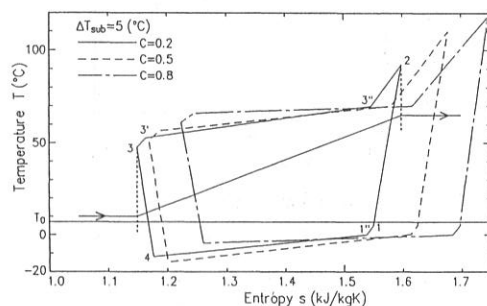
○ i_{cp} Δ i_{c0} ● i_{TV} ▲ i_{EV}



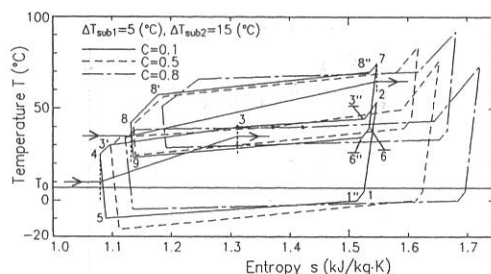
(b)2 元式カスケードサイクル

○ i_{cp1} ● i_{cp2} Δ i_{c0} □ i_{HE1}
■ i_{HE2} ▼ i_{TV1} ▽ i_{TV2} ◇ i_{EV}

図6 個々の要素課程における不可逆損失と濃度の関係



(a)基準サイクル



(b)2 元式カスケードサイクル

図7 2 成分混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルのT-s線図

を大幅に低減できるが、蒸発器の不可逆損失が極めて大きくなるために、サイクル全体としてはほとんど性能が改善されないこととなり、むしろ改悪される濃度域の方が多い結果となった。しかし $C=0.1$ において第一圧縮機の不可逆損失が改善されたために $C=0.1$ で成績係数が向上することが分かった。また、基準サイクルではすべての濃度において不可逆損失が大きい圧縮機と凝縮器の技術的改良が機器全体の効率改善に最も有効であることが分かった。

図7は質量濃度をパラメータとした $T-s$ 線図である。図中の矢印を付した実線は質量濃度 $C=0.2$ （基準サイクル）および $C=0.1$ （2元式カスケードサイクル）に対応する高温熱源の温度変化を示し、 T_0 は周囲温度である。サイクル構成を2元式にして、水道水を二段階加熱することにより、凝縮器および第二中間熱交換器における水道水の昇温幅が小さくなるために、図6(a)と(b)の比較からも分かるように、凝縮器の不可逆損失が低減する。さらに、凝縮過程および蒸発過程における混合冷媒の温度変化は、基準サイクルでは質量濃度 $C=0.2$ 、2元式カスケードサイクルでは $C=0.1$ において最大であることが分かる。このことから、 $C=0.2$ および $C=0.1$ の混合冷媒を用いることにより、凝縮過程においては、高温熱源の温度変化に伴って、より理想に近い熱交換が行われ、逆に蒸発過程においては、混合冷媒の温度が変化するにもかかわらず周囲温度が一定であるために、図6で示されているように不可逆損失が大きくなるのである。また、圧縮機の圧力比も $C=0.2$ および $C=0.1$ において他の濃度よりも小さくなるために、断熱圧縮効率が良くなり、不可逆損失が減少することが分かる。

4. まとめ

解析条件として実際の運転条件を想定し、給湯を目的とした場合の、混合冷媒R22+R114を用いた基準ヒートポンプサイクルと2元式カスケードヒートポンプサイクルの有効エネルギー評価を行うことによって、2成分混合冷媒を使用することの有利性および装置の設計、性能改善の指針を与えた。

混合冷媒を用いることによって、基準サイクルでは質量濃度 $C=0.2$ 、2元式カスケードサイクルでは $C=0.1$ で、R22単成分冷媒を用いた場合よりも不可逆損失を低減させることができ、サイクルの成績係数が向上することが分かった。特に凝縮器の不可逆損失の低減が顕著であり、2成分混合冷媒を用いることが凝縮器の改善に大

きく寄与することが分かった。一方、大気を低温熱源とする蒸発器の不可逆損失は、混合冷媒を用いることによって大きくなることに注意を要する。

以上のことから、2成分混合冷媒をヒートポンプシステムに应用する場合、凝縮側および蒸発側の双方に、混合冷媒の温度変化に適応する昇温幅を持たせることは困難であり、熱源条件の制約の状況によっては、2成分混合冷媒を用いることによって必ずしも効率が向上するとは限らず、場合によっては効率が低下することもあり得ることに注意する必要がある。したがって、熱源の昇温幅および降温幅に応じた適切な冷媒の組合わせと濃度において効率の改善が可能であることが分かった。なお本報告において、圧縮機の不可逆損失もヒートポンプサイクルの性能に大きく影響を及ぼすことが分かった訳であるが、さらに信頼性の高い評価を行うためには、混合冷媒の断熱圧縮効率の正確な値を導入する必要がある、今後の課題としたい。

最後に、本研究を進めるに当たって、ご指導ご助言をいただいた九州大学 西川康廉名誉教授並びに佐賀大学 門出政則教授に謝意を表す。

文 献

- (1) 高石・冷凍, 57—662 (1982), 1213—1222.
- (2) 香川・ほか3名, 機論, 49—448, B (1983), 2811—2820.
- (3) 香川・ほか2名, 冷論, 18—1, B (1991), 43—51.
- (4) McLinden, M.O. and Radermacher, R., Int. J. Refrig., Vol.10 (1987), 318—325.
- (5) 藤井・ほか2名, 冷論, 4—1 (1987), 27—34.
- (6) Chaikovskiy, V.F. and Kuznetsov, A.P., Proc. 11th Int. Congr. Refrig., IIR (1963), 397.
- (7) Lorents, A. and Meutzner, K., Proc. 14th Int. Congr. Refrig., IIR (1975), 1005.
- (8) Jakobs, J. and Kruse, H., Int. J. Refrig., 2—1 (1979), 29—32.
- (9) Treep, Ch.ほか2名, Int. J. Refrig., 15—2 (1992), 101—111.
- (10) 西川, 久留米工業大学研究報告, No13 (1989), 11—17.
- (11) 西川・井上, 久留米工業大学研究報告, No14 (1990), 27—42.
- (12) 長岡, 冷凍工学, コロナ社 (1981), 110.
- (13) 内田, 冷凍機械工学ハンドブック, 朝倉書店 (1965), 254.
- (14) 斉藤, 統計熱力学による平衡物性推算の基礎, 倍風館, 1988.