

■ 解 説 ■

低温排熱利用熱機関およびヒートポンプにおける作動媒体の性能評価の一手法

An Evaluation Method of the Performance of Working Fluid in Heat Engine and Heat Pump for Effective Use of Low Temperature Thermal Energy

荻野文丸*
Fumimaru Ogino

1. 緒言

40～100℃の低温熱源から熱エネルギーを回収する技術として、熱機関を用いて電力として回収する技術とヒートポンプを用いて温度の高い熱エネルギーにする技術とが考えられる。このような目的のサイクルに使用する作動流体としては、低沸点の炭化水素類やハロゲン化炭化水素類、すなわちフロン類が考えられる。実験プラントあるいは商業プラントで実際に用いられているのは炭化水素類としてはイソブタンがあり、フロン類としてはR-11, R-12, R-113 等がある。この他に水が使用されているプラントもある。

作動流体の選定にあたって、最も重要なものは熱力学的性質と熱伝達特性であるが、それらをどのように勘案して最終決定をするかについての一般的な方法はなく、実際はそれぞれの場合に応じて多くのファクターを考慮して最も適当と思われるものを選定するのが普通である。本解説では作動流体の選定についての一般的な方法の一つとして経済的評価法について述べる。

2. 熱機関サイクルおよびヒートポンプサイクル

図-1, 2にそれぞれ熱機関サイクルおよびヒートポンプサイクルを示す。 T_1, T_2 はそれぞれ高温および低温熱源温度であるが、熱機関サイクルの場合は T_1 が利用する熱源の温度で、 T_2 は環境温度であり、ヒートポンプサイクルの場合は T_2 が利用する熱源の温度で、 T_1 は昇温されたヒートシンクの温度である。 T_b, T_c はそれぞれ作動流体の沸騰および凝縮温度である。

熱機関サイクルの場合、作動流体の温度・エントロピ線図が図-1(a)で示されるような飽和蒸気線の傾き $(\partial T/\partial S)_{vap}$ が負の場合は、高温側の熱交換過程で温

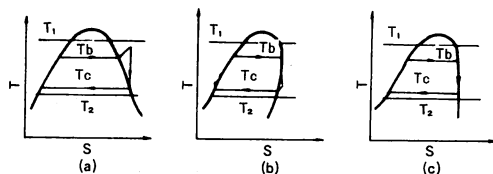


図-1 熱機関サイクル

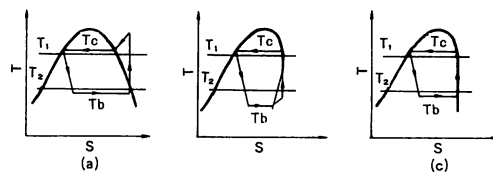


図-2 ヒートポンプサイクル

度差が大きく、したがってエネルギー損失が大きくなるという欠点がある。このような作動流体として代表的なものが水である。一方、ヒートポンプサイクルの場合は、図-2(b)で示されるような $(\partial T/\partial S)_{vap} > 0$ の作動流体を用いると、低温側の伝熱過程で温度差が大きくなり、エネルギー損失が大きくなる。炭化水素類は大体(b)のような温度・エントロピ線図となる。熱機関、ヒートポンプいずれの場合においても(c)で示されるような温度・エントロピ線図をもつ、すなわち、 $(\partial T/\partial S)_{vap} = \infty$ の物質を作動流体とすれば伝熱過程でのエネルギー損失は小さい。フロン類は大体(c)のタイプに属する。

3. 作動流体

ここでは作動流体として、炭化水素類ではn-オクタン、フロン類ではR-11、並びにそれらと水との共沸組成における混合物を選んだ。炭化水素類としてはi-ブタンを選んでよかったが、i-ブタンは実際問題としては危険性が高く、また性能はR-11とさほど大き

* 京都大学工学部化学工学科教授
〒606 京都市左京区吉田本町

(註) 本研究会第4回研究発表会(60/4/25)にて講演

な差はないので、ここではn-オクタンを採用した。n-オクタンは実際には作動流体として使用されることはないかも知れないが、水との混合物にした時の効果を明らかにするために例として選んだ。n-オクタンと水やR-11と水は相互不溶解であり、このような混合物の特徴はそれぞれの液が互いに独立にそれ自身の蒸気圧を呈することである。図-3に水とn-ヘプタン混合物の1気圧における温度・組成線図を示す。いま、点Aで表わされる温度および組成の蒸気を、一定圧の下で冷却すれば、点Bでn-ヘプタンの分圧がその蒸気圧に等しくなり、n-ヘプタンのみが凝縮し始める。さらに冷却すると蒸気中のn-ヘプタンの量は減少するのでBC線に沿って温度が低下し点Cで水も凝縮し始める。すなわち点Cでの温度 T_a において、両流体の蒸気圧の和が全圧に等しくなり、組成はそれぞれの蒸気圧と全圧の比で表わされる。この組成を共沸組成と呼ぶ。共沸組成の蒸気を凝縮すれば同じ組成の液が得られる。逆にどんな割合の液であっても、それを加熱して温度が T_a に達すれば生ずる蒸気は共沸組成の蒸気である。また図-3よりわかるように共沸組成混合物の沸点 T_a はそれぞれの純物質の沸点より低い。

一般に炭化水素やフロン類では潜熱が小さく、作動流体として用いた時循環流量が大きくなる。また液の熱伝導度が小さいため、凝縮および沸騰熱伝達係数が小さいという欠点がある。したがって、これらの流体に水を混合したものを作動流体とすれば、以上の欠点を小さくすることができると考えられる。

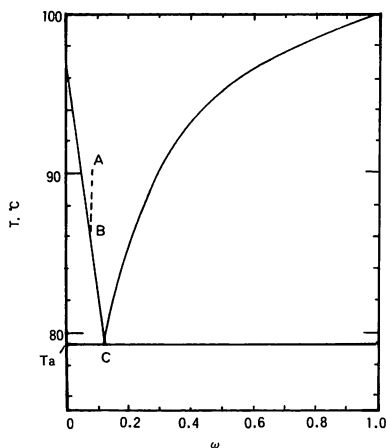


図-3 水・n-ヘプタン系の温度・組成線図

4. 熱機関サイクル

図-4に示すような最も簡単な熱機関サイクルを考える。

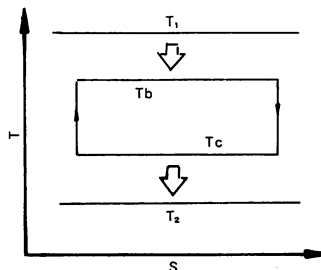


図-4 熱機関サイクル

高温側および低温側での熱交換量 Q_1, Q_2 はそれぞれ

$$Q_1 = U_1 A_1 (T_1 - T_b) = m \Delta H_b \tag{1}$$

$$Q_2 = U_2 A_2 (T_c - T_2) = m \Delta H_c \tag{2}$$

で与えられる。ここで $U, A, m, \Delta H$ はそれぞれ総括伝熱係数、伝熱面積、作動流体の循環流量および潜熱である。 $\Delta H_b = T_b \Delta S, \Delta H_c = T_c \Delta S$ と置けば式(1), (2)より、

$$\frac{T_1 - T_b}{T_b} = \frac{m \Delta S}{U_1 A_1} \equiv x_1 \tag{3}$$

$$\frac{T_c - T_2}{T_c} = \frac{m \Delta S}{U_2 A_2} \equiv x_2 \tag{4}$$

を得るが、以下簡単のため $U_1 A_1 = U_2 A_2 = UA, x_1 = x_2 = x$ とする。上式より x は温度差と考えることができる。よって熱機関サイクルによって得る仕事は次式で表わされる。

$$W = Q_1 - Q_2 = UA \left[\frac{x}{1+x} T_1 - \frac{x}{1-x} T_2 \right] \tag{5}$$

上式より W は $0 < x < 1$ の範囲で、すなわちある温度差で最大値をとることがわかる。

このような最大仕事の大小によって作動流体の優劣を判定してもよいが、ここでは熱力学の第2法則に基づいた損失エネルギーをも考慮する。すなわち高温および低温側での伝熱過程では、有限の温度差で熱交換が不可逆に行われるのでエネルギーの損失が生じ、それらはそれぞれ次式で与えられる。

$$W_{l1} = T_0 \left(\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_1} \right) Q_1 \tag{6}$$

$$W_{l2} = T_0 \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_c} \right) Q_2 \tag{7}$$

T_0 は環境温度である。よって正味の得られるエネルギー量は

$$E = W - W_{I1} - W_{I2}$$

$$= UA \left[\frac{x}{1+x} T_1 - \frac{x}{1-x} T_2 - \frac{2x^2}{1-x^2} T_0 \right] \quad (8)$$

となり、 E も $0 < x < 1$ で最大値をとる。

上述の E の値を評価関数とすることも充分意味があるが、欠点は有効に利用できるエネルギー W と、目に見えず実感しにくい損失エネルギー W_{I1} 、 W_{I2} とを全く同じに取り扱っていることである。したがってここではさらにそれらを区別するために経済的評価をする。すなわち、

$$Y = \alpha_1 W - \alpha_2 (W_{I1} + W_{I2})$$

$$= UA \left[\alpha_1 \left(\frac{x}{1+x} T_1 - \frac{x}{1-x} T_2 \right) - \alpha_2 \frac{2x^2}{1-x^2} T_0 \right] \quad (9)$$

を評価関数とする。 α_1 、 α_2 (¥/J) はそれぞれ電気および損失エネルギーの価格である。また、 Q_1 は従来捨て去っていたエネルギー量であるので、ここではタグと考える。

式(5)、(8)あるいは(9)より、 W 、 E 、または Y は熱源温度 T_1 が高く、熱伝達性能 UA が大きければ大きくなり、作動流体の熱力学的性質には依存しないことがわかる。しかし、これは図-4のような極めて単純なサイ

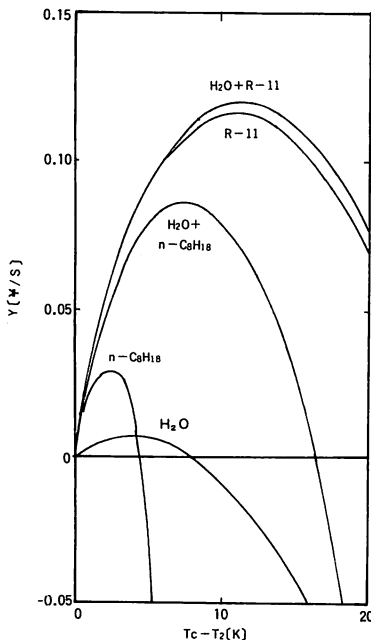


図-5 種々の作動流体の性能の比較 (熱機関)

クルに基づいた結果であり、たとえば水を作動流体とした時を考えれば、図-1(a)のようにタービンに入る前の蒸気はかなり高温に過熱する必要があるため、式(3)の x_1 はある値以上になり、この値によって W 、 E あるいは Y の最大値が変化することになる。すなわち作動流体の熱力学的性質に依存することになる。

図-5に水、 n -オクタン、 $R-11$ 、並びに水+ n -オクタン、水+ $R-11$ を作動流体とした時の Y の計算結果を示す。ただし、与熱流体は $T_1 = 90^\circ\text{C}$ の水とし、流量は充分大きいと仮定して T_1 は一定とした。熱伝達係数は $6500 \text{ W/m}^2\text{K}$ とした。受熱流体も水とし、その温度は $T_2 = 30^\circ\text{C}$ 一定で、熱伝達係数は $4,500 \text{ W/m}^2\text{K}$ とした。作動流体の液および蒸気の強制対流熱伝達係数は通常の乱流の式を用いて計算し、沸騰および凝縮熱伝達係数はそれぞれプール飽和沸騰の西川・藤田の式および水平円管外面上の膜状凝縮の式を用いて計算した。伝熱面積はボイラー、凝縮器ともに 20 m^2 とした。また $T_0 = 293 \text{ K}$ とし、 α_1 、 α_2 の値としてそれぞれ $8.36 \times 10^{-6} \text{ ¥/J}$ および $2.63 \times 10^{-6} \text{ ¥/J}$ を採用した。水+ n -オクタンおよび水+ $R-11$ の混合物の組成としては凝縮温度および圧力における共沸組成をとり、沸騰および凝縮熱伝達係数の計算には n -オクタンおよび $R-11$ の物性値を用いた。

図-5より、たとえば水を作動流体として熱機関を運転した場合を考えれば、 $T_c - T_2$ が 3.8°C のとき Y は極大値 $7.5 \times 10^{-3} \text{ ¥/s}$ ($=27 \text{ ¥/h}$)をとるが、温度差が 8°C 以上になると Y の値は負となって、運転すればする程損することがわかる。さらに Y の極大値より、水や n -オクタンを作動流体とするのは有利でないが、 $R-11$ では Y の極大値は $T_c - T_2 = 11^\circ\text{C}$ で 0.117 ¥/s ($=421 \text{ ¥/h}$)となり、その性能は格段に優れていることがわかる。また、 n -オクタンや $R-11$ に水を混合させると Y の最大値は大きくなるのがわかる。ただし、水+ n -オクタンの Y の最大値は n -オクタンのその約3倍であるのに対し、水と $R-11$ の混合物ではわずかに3%程度大きくなるだけである。これは水と n -オクタン混合物の共沸組成は水の質量分率で0.22であるのに対し、水と $R-11$ では0.005と水の分率が水と $R-11$ 混合物の場合には小さく、水を混合させる効果が小さいためである。

図-6はそれぞれの作動流体について、高温および低温側での熱交換量、得られる仕事および損失エネルギーの温度差による変化を示したものである。ただし n -オクタンの結果は省略した。水を作動流体とした場合は、図-1(a)より予想される通り沸騰側の損失エネルギー

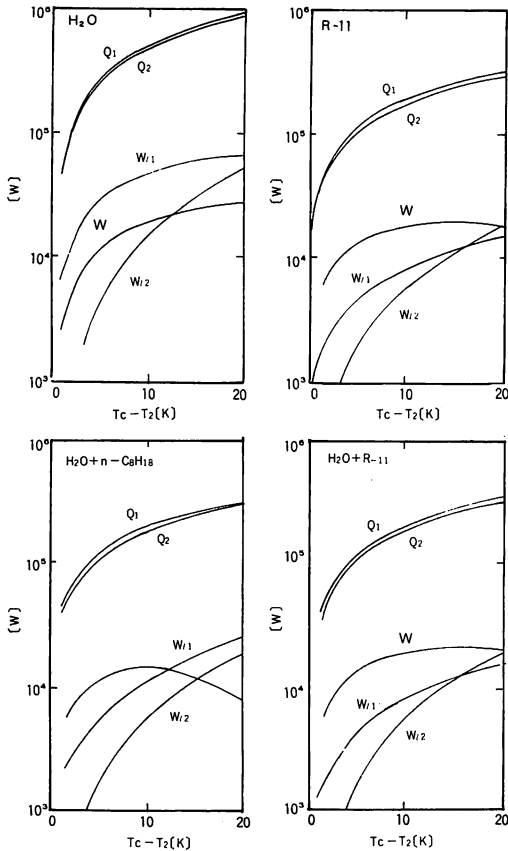


図-6 種々の作動流体についての交換熱量，得られる仕事および損失エネルギー（熱機関）

-W₁₁が大きく，得られる仕事Wよりも大きいことがわかる。また温度差が大きくなるにつれて凝縮側の損失エネルギー-W₁₂も大きくなる。R-11では得られる仕事に比べて損失エネルギーは両方とも比較的小さいことがわかる。水とn-オクタンの混合物では水の場合に比べてW₁₁がかなり小さくなり，水の欠点が混合物にすることにより補われていることがわかる。水とR-11の混合物の場合はR-11の場合と殆んど違いはない。いずれの作動流体の場合も温度差の小さい範囲でW₁₁の方がW₁₂より大きい。すなわち沸騰熱伝達係数を大きくするような対策を講ずべきであるということがわかる。図-5，図-6よりそれぞれの作動流体についてYの値が最大となる時のWの値は，水の場合は9.1kW，n-オクタンでは5.0kW，R-11では18.8kW，水+n-オクタンでは13.8kW，水+R-11では19.3kWである。

図-7に熱力学的効率を示す。水+R-11でYが最大となる温度差では効率はW/Q₁=0.09と極めて小さい。これは図-6からもQ₁に比べてWは1オーダー小さいということがわかる。

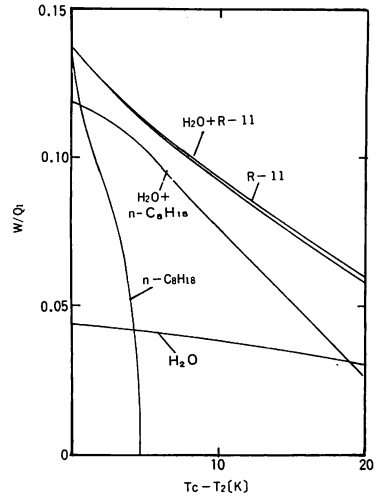


図-7 熱力学的効率

5. ヒートポンプサイクル

図-8に示すような最も簡単なヒートポンプサイクルを考える。熱交換量は

$$Q_1 = U_1 A_1 (T_c - T_1) = m \Delta H_c \tag{10}$$

$$Q_2 = U_2 A_2 (T_2 - T_b) = m \Delta H_b \tag{11}$$

であり，前と同様に $U_1 A_1 = U_2 A_2 = UA$ として

$$\frac{T_c - T_1}{T_c} = \frac{T_2 - T_b}{T_b} = \frac{m \Delta S}{UA} = x \tag{12}$$

と置けば，圧縮仕事は

$$W = UA \left[\frac{x}{1-x} T_1 - \frac{x}{1+x} T_2 \right] \tag{13}$$

で与えられる。

一方，伝熱過程における損失エネルギーはそれぞれ次式で与えられる。

$$W_{11} = T_0 \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_c} \right) Q_1 \tag{14}$$

$$W_{12} = T_0 \left(\frac{1}{T_b} - \frac{1}{T_2} \right) Q_2 \tag{15}$$

よって正味のエネルギー利得は次式で表わされる。

$$E = Q_1 - W - W_{11} - W_{12} = UA \{ (x/(1+x)) T_2 - (2x^2/(1-x^2)) T_0 \} \tag{16}$$

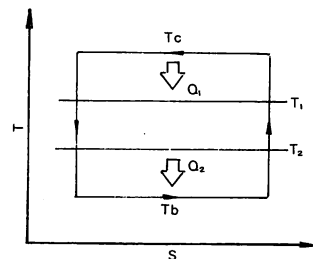


図-8 ヒートポンプサイクル

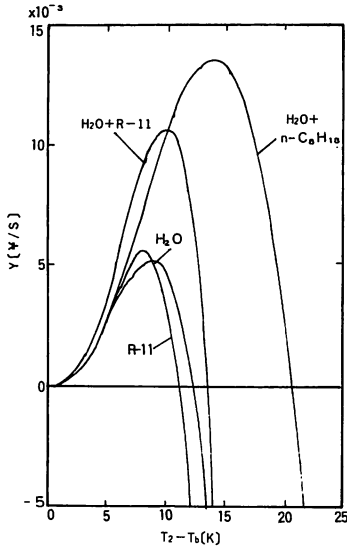


図-9 種々の作動流体の性能の比較 (ヒートポンプ)

上式よりEは $0 < x < 1$ のあるx, すなわちある温度差で最大値をもつことがわかる。前述の熱機関の場合と同じく経済的評価を行えば

$$Y = \alpha_2 Q_1 - \alpha_1 W - \alpha_2 (W_{I1} + W_{I2})$$

$$= UA \left[\alpha_1 \frac{x}{1+x} T_2 - (\alpha_1 - \alpha_2) \frac{x}{1-x} T_1 - \alpha_2 \frac{2x^2}{1-x^2} T_0 \right] \quad (17)$$

ここで、得られる熱エネルギー Q_1 の価格と損失エネルギーの価格は同じ価格とした。YもEと同じく、あるxの値で最大値をもつ。

図-9に実際の作動流体についてのYの計算結果を示す。低温側流体は50℃の水で、熱伝達係数は4,500W/m²K, 高温側は120℃の水を加熱して蒸気にするものとする。熱伝達係数の計算、伝熱面積等は4の熱機

関の場合と同様である。またヒートポンプサイクルとしては図-2に示したように、膨張過程は膨張弁による等エンタルピー変化としたので、この膨張過程でのエネルギー損失を W_{I3} とした。n-オクタンを作動流体とした時は図-2(b)よりわかるように $T_2 - T_b$ が大きく、図-9の温度差の範囲外である上、Yの値も負であるので図示していない。図-9より、水を作動流体とした時は $T_2 - T_b = 9^\circ\text{C}$ でYは最大値をとり、その値は $Y_m = 5.3 \times 10^{-3} \text{ W/s} (= 19 \text{ W/h})$, R-11の場合は $T_2 - T_b = 8^\circ\text{C}$ で $Y_m = 5.6 \times 10^{-3} \text{ W/s} (= 20.2 \text{ W/h})$, 水+R-11では $T_2 - T_b = 10^\circ\text{C}$ で $Y_m = 10.7 \times 10^{-3} \text{ W/s} (= 38.5 \text{ W/h})$, 水+n-オクタンでは $T_2 - T_b = 14^\circ\text{C}$ で $Y_m = 13.6 \times 10^{-3} \text{ W/s} (= 49 \text{ W/h})$ となる。すなわち水とn-オクタンの混合物を作動流体とした時、水のみまたはR-11のみを用いる場合に比べて、Yの最大値は2~2.5倍であり、非常に有利となることがわかる。

図-10に、各作動流体についての交換熱量、圧縮仕事および損失エネルギーを図示した。水では高温側すなわち凝縮側の損失エネルギーが大きいのに対し、R-11並びに水+R-11では膨張過程での損失が大きいがわかる。したがってR-11あるいは水+R-11を作動流体として用いる時は膨張過程でタービンを用いる方が有利であることになる。水+n-オクタンでは低温側すなわち沸騰側でのエネルギー損失と膨張過程でのそれとがほぼ等しい。水を除いて、熱機関の場合と同じく沸騰側のエネルギー損失 W_{I2} が凝縮過程のそれ W_{I1} より大きい。すなわちこの場合も沸騰熱伝達係数を大きくする対策が重要となる。図-10より、Yが最大となる時の温度差での圧縮仕事を読み取ると、いずれも約10kW程度である。

成績係数を図-11に示す。成績係数はよく使用される

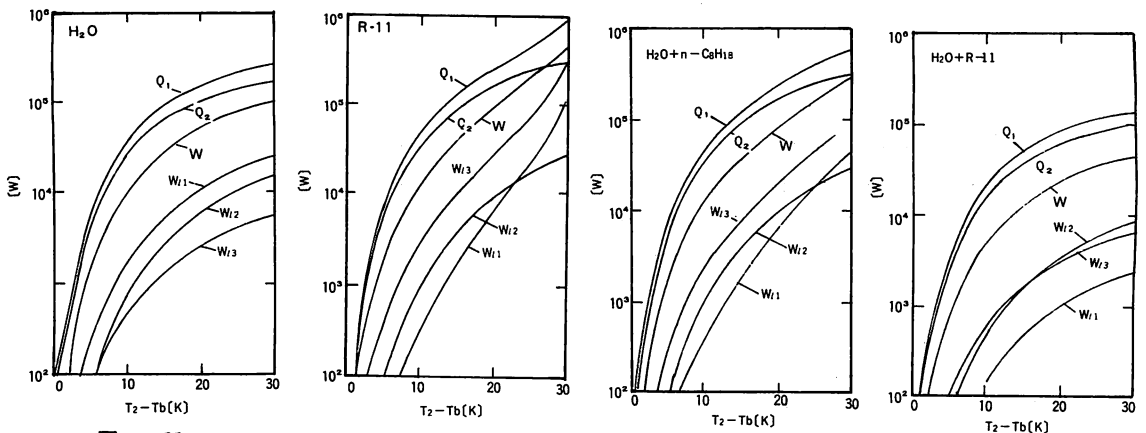


図-10 種々の作動流体についての交換熱量、圧縮仕事、および損失エネルギー (ヒートポンプ)

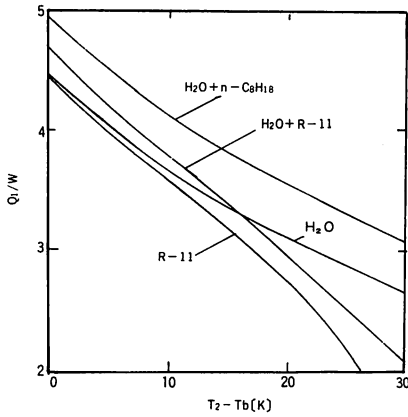


図-11 成績係数

量であるが、これは熱エネルギーと圧縮仕事という異質のエネルギーの比であって、真の効率を議論するには余り便利な量とは言えない。しかし、図-11によれば、偶然の一致ではあるが、いずれの作動流体でもYが最大となるときの成績係数は約3.8になるということは、興味深い。

6. 結 言

以上種々の作動流体の熱力学的性質並びに熱伝達特性にのみ着目して経済評価を行ったが、ここでは全く

考慮しなかったタービンあるいは圧縮機についての経済評価も実際には重要となる。さらにここでは伝熱面積を20㎡と固定したが、これも変数として経済的に評価する必要がある。本報告で述べた方法をこれら機器類の経済評価を含める方向へ拡張するのが今後の課題である。

また、ある温度の熱源がある時、これを熱機関として利用した方がよいのか、ヒートポンプとして利用した方がよいのかという点については、本解説の計算では熱機関の場合は熱源温度を90℃、ヒートポンプの場合は50℃と異なった温度をとったため、はっきりした結論は得られていないが、これも今後の検討課題としたい。

7. 使用記号

A : 伝熱面積 [㎡], E : 正味のエネルギー利得 [J/s], ΔH : 潜熱 [J/kg], Q : 伝熱量 [J/s], S : エントロピ [J/K], T : 温度 [K], U : 総括伝熱係数 [W/㎡K], W : 仕事 [W], W_l : 損失エネルギー [W] Y : 利益 [¥/s], α : 単位エネルギー当りの価格 [¥/J], ω : 水の質量分率 [-]

添字 1 : 高温側, 2 : 低温側, b : 沸騰, c : 凝縮, o : 環境

