

ヒートパイプ熱サイクルとその熱機関

小林 康德*・野村 洋志**・小松 高広**

(1985年3月11日受理)

HEAT PIPE THERMODYNAMIC CYCLE AND ITS APPLICATIONS

By

Yasunori KOBAYASHI, Hiroshi NOMURA and Takahiro KOMATSU

1. はじめに

周知のごとく、ヒートパイプの作動原理[1], [2], [3]は密閉容器内に封入された純粋な作動流体の蒸発と凝縮に伴う潜熱の授受を利用して、効率よく熱エネルギーを移動させることにある。すなわち、ヒートパイプの定常状態では、容器内流体の液相が加熱部で加熱され蒸発する時に液体から潜熱を奪い、冷却部で凝縮する時にそれを容器壁面を通して外界に放出しているので、加熱・冷却両端間に小さい温度差で大量の熱を移動させることが可能になる。

ところで、ここに提案するヒートパイプ熱サイクルとは、上記ヒートパイプの作動原理に着目して創り出された熱力学サイクルである。このサイクルは、要約すると、次のようなヒートパイプ内の現象を利用している。すなわち、ヒートパイプの定常動作状態において、冷却部の機能を何らかの方法によって妨げると、蒸気凝縮が起これにくくなり、容器内部の蒸気圧が上昇する。一方、この妨害を取り除けば再び蒸気凝縮が促進されて蒸気圧が低下する。言いかえると、ヒートパイプの冷却部を交互に遮へい・開放することにより、内部の蒸気圧を変動させることができる。この圧力変動を直接外界に取り出して仕事を行わせればエンジンとなるし、エンジン過程を逆行させれば、排熱機 (Heat Rejector) として働くことが期待できる。「ヒートパイプ熱サイクル」と名付けた理由もここにある。

ヒートパイプ熱サイクルの特徴は、その全過程が作動流体の蒸気と液体の気液二相状態(熱力学線図で飽和液線と飽和蒸気線で囲まれた内部)で完結していることである。従って、作動流体を適当に選択することにより、常温常圧に近い領域で、しかも低温度差の条件下

* 筑波大学構造工学系助教授, 宇宙研衛星応用工学系客員助教授

** 筑波大学基礎工学類学生

で稼動する熱機関が可能になる。そして、従来、熱機関用熱源として対象外とみなされ、無為に廃棄されてきた種々の（例えば 300°C 以下程度の）低温度熱源を有効に活用して、出力、性能の面で多様な熱機関を設計することができる。

この報告は、これまでの予備的考察[4]，[5]，[6]，[7]を含めて、その基本となるヒートパイプ熱サイクルの動作原理とその特徴を整理し、これを利用した熱機関を実験室レベルで試作し、その性能をまとめたものである。試作品としてはエンジン（「ヒートパイプエンジン」、Heat Pipe Engine；以下 HPE と略す）と排熱機（「ヒートパイプ排熱機」、Heat Pipe Heat Rejector；以下 HPHR と略す）の二種について最も基礎的な動作確認の実験を行なっている。特にエンジンについては内部の熱力学的状態を限られた範囲で詳しく調べている。なお、この熱機関の具体的な応用例は宇宙を含めて、いろいろ考えられるが、この報告では省略している。

2. 熱サイクルの基本概念と動作原理

ヒートパイプ熱サイクルの基本概念と作動原理を理解する一助として、図1のような理想的な概念熱機関モデルを考え、これによって思考実験を行なってみる。このモデルは、構造的には出力を取り出すシリンダ室と高圧蒸気を発生させる圧力室とから成り、これに適量の作動液体を封入した密閉容器である。圧力室の中には「熱シャッタ」(thermal Shutter)と呼ばれる断熱材でできた上下底面のない中空円筒が入っている。この円筒は圧力室内側壁の約半分の長さで、壁面との間に間隙はないが摩擦抵抗を受けることなく圧力室内を上下に移動できるものとする。圧力室の上部はシリンダ室に直結しており、シリンダ室にはピストンが備えられている。一方、このモデルを熱的に見ると、圧力室はヒートパイプ容器そのものと考えてよく、上半分が冷却部、下半分が加熱部になるように外部から熱的条件を与えてやる。また、シリンダ室は断熱状態にしておく。

このような構造物をエンジンとして動作させるときの順序を考えてみる。すなわち、圧力室の加熱部は外部熱源から常時加熱されて作動流体が蒸発し、一方、冷却部は外部から常時冷却されている状態を仮定して、以下のような理想的なサイクル過程を行わせる。図

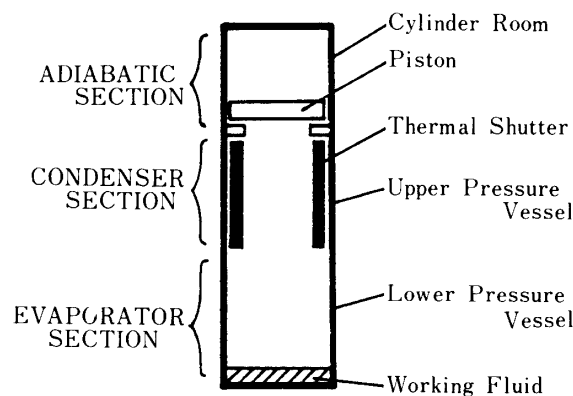


図1 HPEの基本構造と熱的条件

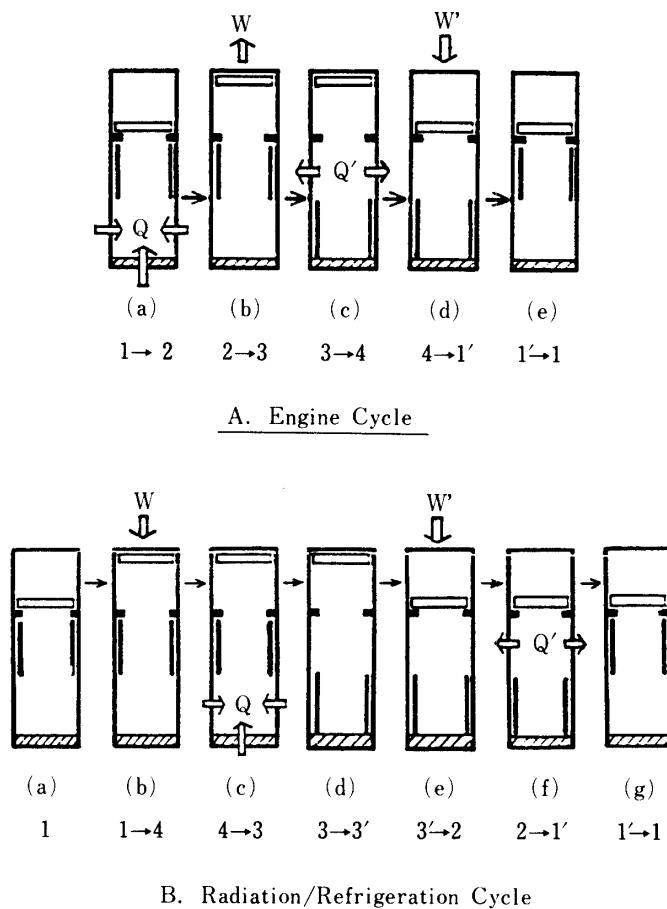


図 2 HPE/HPHR の理想熱サイクル過程

2 A はこの順序を図式的に示している。

- (i) 熱シャッタを最上限に位置し、冷却部内壁を蒸気から完全に遮へいする (図 2 A (a))。この時、加熱部からの熱入力 (Q) により圧力室内部の流体 (蒸気と液体の二相系) の圧力が上昇する。
- (ii) 圧力室の高圧蒸気が断熱膨張し、負荷 (W) を荷したピストンを押し上げる。すなわち、図 2 A (a), (b) 間で外部に仕事をする。
- (iii) 熱シャッタが下方に移動し、最下限に位置する (図 2 A (c))。この時、圧力室の冷却部が蒸気に曝され、蒸気の強い凝縮が起きる。そして凝縮潜熱 (Q') を放出して流体の圧力は等容的に減少する。
- (iv) 外界から仕事 (W') を得てシリンダ室のピストンが最下点に移動して流体を断熱的に圧縮する (図 2 A (d))。
- (v) 熱シャッタが再び上昇して、最初の状態に戻る (図 2 A (a), (e))。

このようにしてエンジン過程の 1 サイクルを完了させる。図 2 B はこのエンジンサイクルを逆行させて排熱機を実現させる時の理想的な過程を示している。外部から仕事 (W) およ

び W' を加えてピストンを動かし、図2B(b)では流体に断熱ほう張を、同(e)では断熱圧縮をさせる。そして、この間に熱シャッタの動きによって外部熱を圧力室の下部から上部に、そこから再び外部に輸送することになる。

上のような理想的なサイクルを熱力学線図に図式的に示すと、一般に図3のように表わされる。すなわち、気液二相状態の下で二つの等容変化と二つの断熱変化が組合わされたサイクル過程を描く。図中、 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$ の過程がエンジンサイクル、 $1 \rightarrow 4 \rightarrow 3 \rightarrow 2 \rightarrow 1$ の過程が排熱機あるいはヒートポンプサイクルであり、これらを総称してヒートパイプ熱サイクル (Heat Pipe Thermodynamic Cycle) と呼ぶ。図中、 P, v, x, T, S はそれぞれ、流体の圧力、比容積、乾き度、温度、エントロピーを表わす。また、図2の中の数字表示 (1, 2, 3, 4) はこの図のそれに対応する熱力学状態を示し、矢印はその状態変化の方向を示している。ここで、この熱力学的サイクル上の任意の状態量を y 、とおく。 y は全て温度 (T) のみの関数であり、かつ、

$$y(T) = y_l(T)(1-x) + y_g(T)x \quad (1)$$

の形で与えられる、と仮定する。ただし、 y_l, y_g はそれぞれ、飽和液体、飽和蒸気の状態量である。この時、前記の理想エンジンサイクルの一行程で、このエンジン系が外界とやりとりする熱エネルギー (Q) と熱力学的仕事 (W) との関係は以下のようにまとめられる。

過程 $1 \rightarrow 2$: 等容圧縮 ($v_1 = v_2$)

$$\begin{aligned} Q_{12} &= u_2 - u_1 = (h_2 - P_2 v_2) - (h_1 - P_1 v_1) \\ &= (h_2 - h_1) - (P_2 - P_1) v_1 \end{aligned}$$

$$W_{12} = 0$$

過程 $2 \rightarrow 3$: 断熱膨張

$$Q_{23} = 0$$

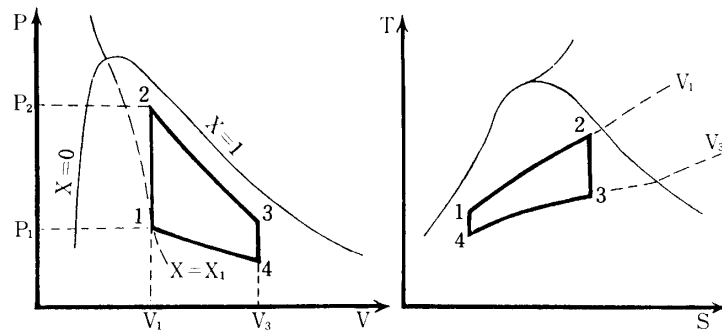


図3 ヒートパイプ熱サイクルの図式図

$$W_{23} = u_3 - u_2 = (h_3 - h_2) - (P_3 v_3 - P_2 v_1)$$

過程 3 → 4 : 等容膨張 ($v_3 = v_4$)

$$Q_{34} = u_4 - u_3 = (h_4 - h_3) - (P_4 - P_3)v_3$$

$$W_{34} = 0$$

過程 4 → 1 : 断熱圧縮

$$Q_{41} = 0$$

$$W_{41} = u_4 - u_1 = (h_4 - h_1) - (P_4 v_3 - P_1 v_1)$$

従ってこのサイクルの理論熱効率 (η) は熱力学の定義より (外界から受ける仕事を正にとつて),

$$\eta = \frac{\Sigma W}{Q_{12}} = \frac{-W_{23} + W_{41}}{Q_{12}} = 1 - \frac{(h_3 - h_4) - (P_3 - P_4)v_3}{(h_2 - h_1) - (P_2 - P_1)v_1} \quad (2)$$

と与えられる。ただし, u , h は各々, 流体の内部エネルギー, エンタルピーを示す。

一方, このサイクルをヒートポンプあるいは排熱機のサイクルとして用いる時の成績係数 (Coefficient of Performance : COP) を, それぞれ, $(COP)_{\text{HPO}}$, $(COP)_{\text{HR}}$ とおくと, これらは定義 [8] により,

$$\begin{aligned} (COP)_{\text{HPO}} &= \frac{Q_{12}}{\Sigma W} = \frac{1}{\eta} \\ (COP)_{\text{HR}} &= \frac{Q_{34}}{\Sigma W} = \frac{1}{\eta_{\text{HR}}} \end{aligned} \quad (3)$$

ただし,

$$\eta_{\text{HR}} = \frac{(h_2 - h_1) - (P_2 - P_1)v_1}{(h_3 - h_4) - (P_3 - P_4)v_3} - 1$$

のように与えられる。これらの熱効率や成績係数の値は流体の種類, 作動温度レベル, 温度変動の範囲, その他の条件で大きく異なるが, いずれも作動流体の熱力学状態線図から求めることができる。

ところで, この熱力学サイクルのうち, エンジンサイクルでは断熱変化を行わせることが困難な場合がある。そこで, これを等温 (等圧と言ってもよい) 変化と見なすと, 全過程は二相共存状態でのスターリングサイクルとなる (図 4 参照)。この場合のエンジンの理論熱効率 (η_s) は, 上記と全く同じような考え方で

$$\eta_s = \frac{(v_3 - v_1)(P_2 - P_1)}{(h_3 - h_1) - (P_2 - P_1)v_1} \quad (4)$$

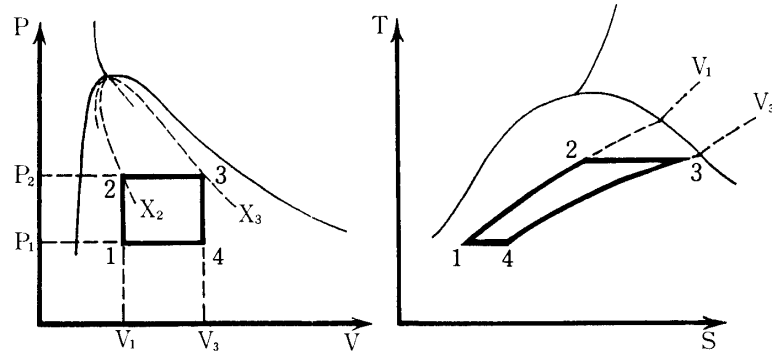


図4 二相スターリングサイクルの図式図

のように表わされる。現実のヒートパイプエンジン (HPE) は、断熱と等温との中間のサイクル過程を描くと予想される。なお、ヒートパイプ排熱機 (HPHR) は HPE の場合と異なり、断熱変化を行わせることは容易である。いずれにしても、以後、理想的な熱力学サイクルとして、「ヒートパイプ熱サイクル」を設定し、これを基準に現実の HPE, HPHR の機能と性能を議論することにする。熱サイクル論だけに限れば、もちろん、スターリングあるいはランキンサイクルを基準としての議論も可能である。

前述のごとく、この熱力学サイクルの最大の特徴は、低温度熱源を利用し且つ低温度差で動作する熱機関を実現できることにある。ただし、これをエンジンとして利用する場合、その熱効率は必然的に低くならざるを得ないことに注意しよう。一方、これを排熱機に利用する場合は、大きな (COP) 値を期待できる。さらに、低圧力差で動作するため、排熱機ハードウェアの構造設計・製作上の困難さが著しく軽減される、という効果も生じる。

3. ヒートパイプ熱機関の機能と性能

この節では、ヒートパイプ熱サイクルを利用した熱機関の代表として、HPE と HPHR の基本的な機能と性能を熱力学的見地から検討し、それらの特徴と問題点を整理する。すなわち、エンジン等に付ずいする周辺部構造物や機構についての議論を省略しているので、ここに挙げる性能等は極めて理想状態に近い場合を考えていることになる。

次に、この熱機関を常温付近で動作させることを念頭におくと、当然のことながら作動流体も、その沸点が常温付近にある蒸留水やアルコール、アンモニア、フロンなど、私達の身近にある流体を用いることができる。ところで、使用温度領域で大きい蒸気圧をもつこと、流体の潜熱が小さいこと、さらに蒸気流の圧力損失を小さくする観点から蒸気密度が小さいこと、がこの熱機関の性能に好ましい影響を与えられとされる。そこで作動流体を選択する目安の一つとして、無次元パラメータ、 $P_v/L\rho_v$ 、を考える。ただし、 P_v 、 ρ_v はある温度での作動蒸気の圧力と密度、 L は流体の潜熱を示す。このパラメータで、いくつかの作動流体候補を整理すると図5のように表わされる。これらの流体の中ではアンモニア、フロン 11 などが作動流体として良好であると判断できる。ただ、実際に作動流体を選択する際には構造部材との適合条件やその他、諸々の条件を考慮に入れる必要があ

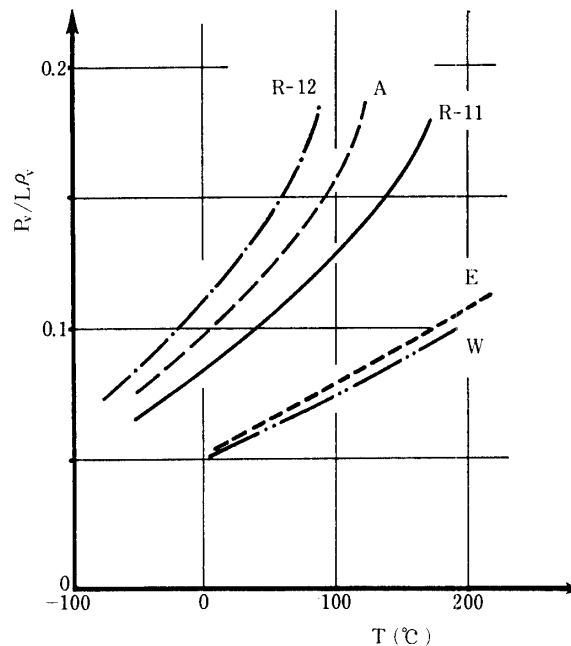


図5 HPE 用作動蒸気の作動性能
 (R-12; フレオン 12, R-11; フレオン 11, A; アンモニア)
 (E; エタノール, W; 蒸留水)

ることは言うまでもない。

3.1 ヒートパイプエンジン (HPE)

エンジンの主要構造は、先の図1のようになる。熱シャッタは従来の熱機関にない構成部品であるが、圧力室内壁との摩擦を小さくするために、シャッタ側面の上下部端に2本のリングを巻きつけて、内壁との接触をこのリング面に限る構造にする。これはまた、凝縮によって圧力室内壁に付着した作動流体の液滴や液膜をこそぎ落とす役目もする。

このエンジンの主な特徴は予想される評価も含めて以下のようにまとめられるだろう。

- (1) 外燃型エンジンであり、燃料あるいは熱源の種類を選ばない。
 - (2) エンジンの構造が単純であり、製作上の利点大きい。
 - (3) 作動流体を適切に選択することにより、その流体の熱物理的特性に応じた温度や圧力領域で、しかも低温度差で動作させることができる。
 - (4) 熱源の規模に応じて種々の出力や形式のエンジンが可能となる。また、ピストンからの仕事を電力の形で取り出すことも可能である。
 - (5) エンジン本体は密閉容器にする必要があるため、シール部、特にピストンと熱シャッタの軸受部のシールを適切に設計する必要がある。
 - (6) 蒸気凝縮による圧力変動を効果的に利用するため、ピストンと熱シャッタの動作タイミングを工夫する必要がある。
 - (7) 低温度熱源を利用して低温度差で動作させるため、理論熱効率は一般に小さい。
- これらのうち、(1)～(4)項はこのエンジンの長所と考えられ、特に、(2)、(3)は従来

のエンジンにない特徴である。なお、(3)については、作動流体と構造部材の適合性など基本的にはヒートパイプの設計[2], [3]と同じように考えてよい。一方、(5)~(7)はこのエンジンの検討事項として、今後の開発研究に託される項目である。項目(5)については、スターリングエンジンの開発等で蓄積された技術や知識が利用できるだろう(例えば、ロールソックシール[9]など)。HPEではスターリングエンジンと異なり、水やヘリウムなどの高温気体ではなく純粋流体の蒸気を用いること、使用温度と圧力レベルが十分に低いことを考えると、シールの問題はスターリングエンジンの場合より容易に解決できそうである。(6)については、利用する熱源の温度や作動流体の封入量とも関係した最適な運動条件があることがこれまでの実験結果(4.1節参照)からも十分推測されるが、今までのところこれらの関係を明らかにするまでには至っていない。次に(7)の熱効率が低い、という点は、必ずしもこのエンジンの致命的欠点にはならない。このエンジンの主目的を低温度熱源の有効利用におけば、熱効率の大小を競わない条件下での用途は大いにあり得るし、その重要性も小さくない。例えば、宇宙空間で太陽照射光を高熱源、日陰になる宇宙空間を低熱源として利用すれば格好の宇宙用HPE[7]として作動するだろうし、熱源は無尽蔵である。また、地上では、太陽光、地熱、諸々の産業廃棄熱、など利用できる低温度熱源は豊富にある。一方、このエンジンに熱再生器(regenerator)を備えて熱効率の向上を計るべし、という議論も成り立つ。しかし、熱再生器を備える代償に設計・製作のみならずエンジンシステム自体の複雑化を覚悟しなければならないから、この判断はエンジンの用途に応じて異なり、一律に結論づけることはできない。ここでは、エンジンの構造上の単純さをより大きな利点と見なして検討を進める。

フロン(R-11)を作動流体として用いるHPEの理論熱効率(η)とその時ピストンが一往復する間に行なう仕事(W)の大きさは、それぞれ図6(a), (b)のように得られる。ただし、これらの性能はいずれも、作動流体の比容積(V)が図に示すごとく2通りに変化する場合を設定し、サイクル中の最低温度(図3において T_4 に相当)をパラメータとしてR-11の熱力学線図[10], [11]から計算した一例である。図中、横軸は、サイクル中の最高温度(図3において T_2 に相当)と T_4 との差、 $\Delta T = T_2 - T_4$ を示している。また、図中、上端の(O)印はそれ以上の温度差ではエンジン圧力室内の熱力学的状態が蒸気と液体の二相状態から外れることを、一方、下端のそれは出力が零となることを意味している。このエンジンの計算例では比較的常温付近で動作させることを念頭に動作条件を設定しているが、別の条件を設定すればこれと大きく異なる性能曲線が得られることは言うまでもない。他の流体(R-12, アンモニア)について図6と全く同じ条件のもとで計算した例を付録の図A-1, A-2に示す。なお、単位時間当りのエンジン出力はピストン機構の往復回転数に比例するが、この回転数はピストンに加わる負荷の大きさと熱源の規模によって決定されることになる。

3.2 ヒートパイプ排熱機 (HPHR)

HPEの熱力学サイクル過程を逆方向に進めて得られるHPHRの最大の特徴は、排熱部(熱を外界に放出する部分)の温度条件に応じて、高温度熱源から低温度熱源に熱を輸送する通常の放熱機(radiator)として、あるいはその逆に低温度熱源から高温度熱源に熱

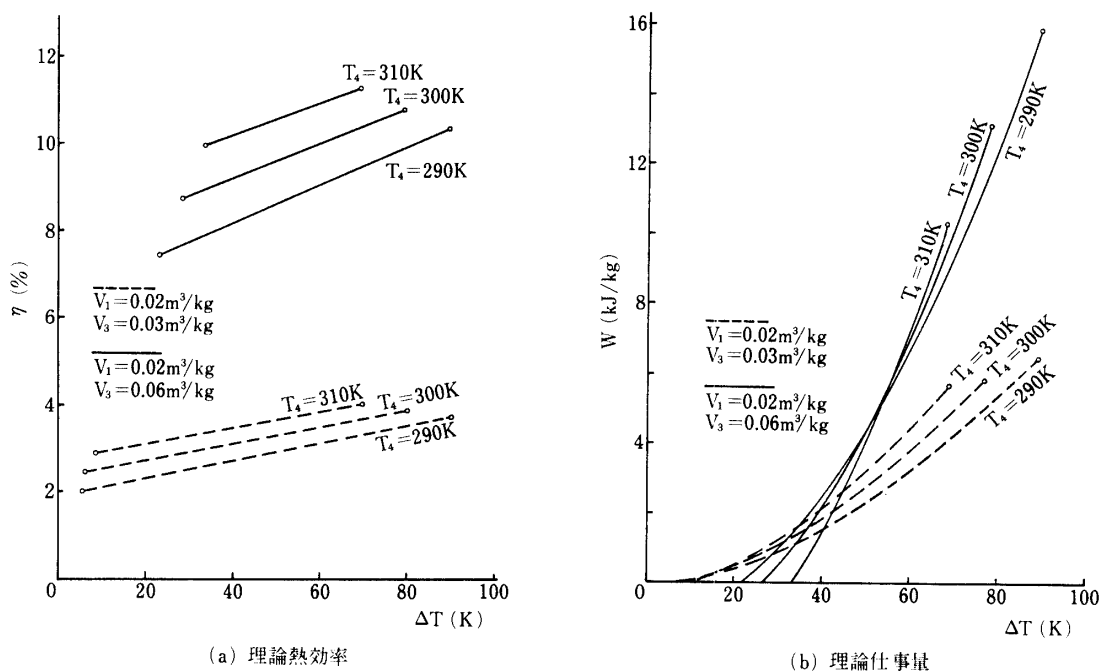


図6 フレオン11を用いたHPEの性能例

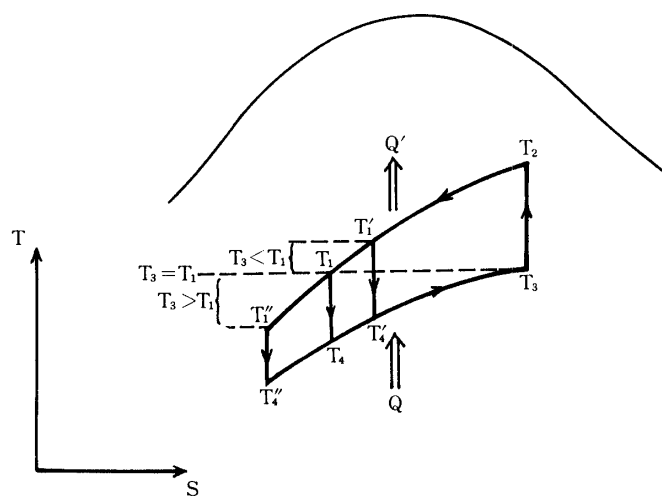


図7 HPHRで実現する放熱/冷凍サイクルの図式図

を輸送する冷凍機(refrigerator)として、両方の機能を発揮することである。この特徴を、前出(図3)のヒートパイプ熱サイクル線図を図7のように書き直した図式図を用いて、もう少し具体的に説明しよう。図中、 T_1, T_3 はそれぞれ考えている系の排熱部(に接する熱源)温度と吸熱部(冷却対象部分, に接する熱源)温度に相当する。熱エネルギーは $T_4 \rightarrow T_3$ の過程で吸収され、 $T_2 \rightarrow T_1$ の過程で放出されるから、もし、 $T_1'' \rightarrow T_4'' \rightarrow T_3' \rightarrow T_2' \rightarrow T_1'$ のようなサイクルを実現させると、熱エネルギーは高温熱源

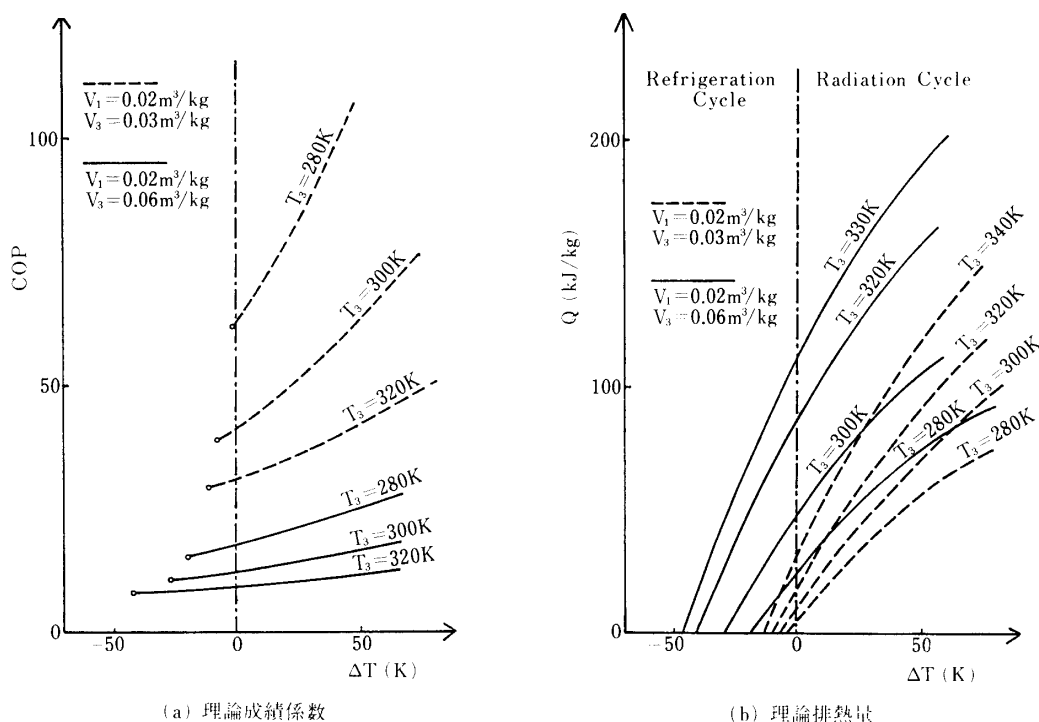


図8 フレオン11を用いたHPHRの性能例

(T_3)から低温度熱源(T_1)に運ばれ、放熱機のサイクルとなる。しかし、 $T_1 \rightarrow T_4 \rightarrow T_3 \rightarrow T_2 \rightarrow T_1$ のようなサイクルでは、 T_1 、 T_3 の温度レベルが逆転して、いわゆる冷凍機またはヒートポンプのサイクルが実現する。言いかえると、両熱源の温度レベルが相対的に変化すると、自動的にそれに対応した排熱機能を発揮する。

この排熱機のもう一つの特徴は、HPEの場合と同じく、作動流体の蒸発と凝縮に伴う潜熱の授受で排熱を促すメカニズムであるため、比較的低圧力の条件下で作動させることができる点である。従来型の冷凍機と異なり高圧力を得るための専用コンプレッサを必要としないことも含めて、ハードウェアの設計・製作上の利点は大きい。その他の特徴としては、3.1節で検討したHPEの特徴項目が、(4)と(7)を除いて、ほぼあてはまるだろう。排熱機の機械的構造や構成も図1に示すものとほぼ似たものとなる。

図8はフレオン11(R-11)を作動流体として用いて、HPHRが理想的な熱力学サイクルを行なった場合の成績係数(COP; Coefficient of Performance)とピストンの1往復当りの仕事量(kJ/kg)を示す計算結果の一例である。図中、横軸は、 T_3 と T_1 との差($\Delta T = T_3 - T_1$)を表わしている。従って、 $\Delta T = 0$ を境にして $\Delta T \leq 0$ の時は冷凍機、 $\Delta T > 0$ の時は放熱機として機能することを示している。これらは、HPEの場合と同一の2通りの作動流体の比容積(V)の変化例について、それぞれ T_3 をパラメータとして示している。また図8(a)において、性能曲線左端の(O)印はこれ以上の温度差での冷凍サイクルが不可能、すなわち、排熱能力が零(図8(b)参照)になることを示している。この計算例では、常温付近で、比較的低压で作動させる場合を念頭において熱力学的条件を設定しているた

め、排熱機内部の蒸気圧も1 MPa (10 気圧) 以下になっている。従って、この条件の設定の仕方に応じて多種多様な性能曲線が得られることはエンジンの場合と同様である。他の流体 (R-12, アンモニア) について、図8の場合と全く同じ条件で計算した結果を、付録の図A-3, A-4に示す。図A-4から明らかなように、アンモニアを用いて、常温付近の温度領域で排熱機を作動させると、排熱能力は大きく得られるが圧力室内の蒸気圧が数MPa (数10 気圧) 程度になることを注意しなければならない。

4. ヒートパイプ熱機関の試作と動作実験

これまで述べてきた理想的な HPE や HPHR の議論が単なる机上の空論ではなく、実際に実現可能であることを示す必要がある。また実現したとすれば、その性能は前節で示された理想的な熱力学的サイクルから予想される性能とどの程度違うかを検討する必要がある。そこで、これらの問題を調べていく第一段階として、実験室レベルの HPE と HPHR の概念モデルを試作し、二、三の実験を試みた。

4.1 HPE 概念モデルによる実験

HPE 概念モデルの試作は、ごく初歩的な構造のものから現在のピストンを持つモデルまで、5回改良を加えてきた。初期の段階における試作品の動作特性については、文献[4]、

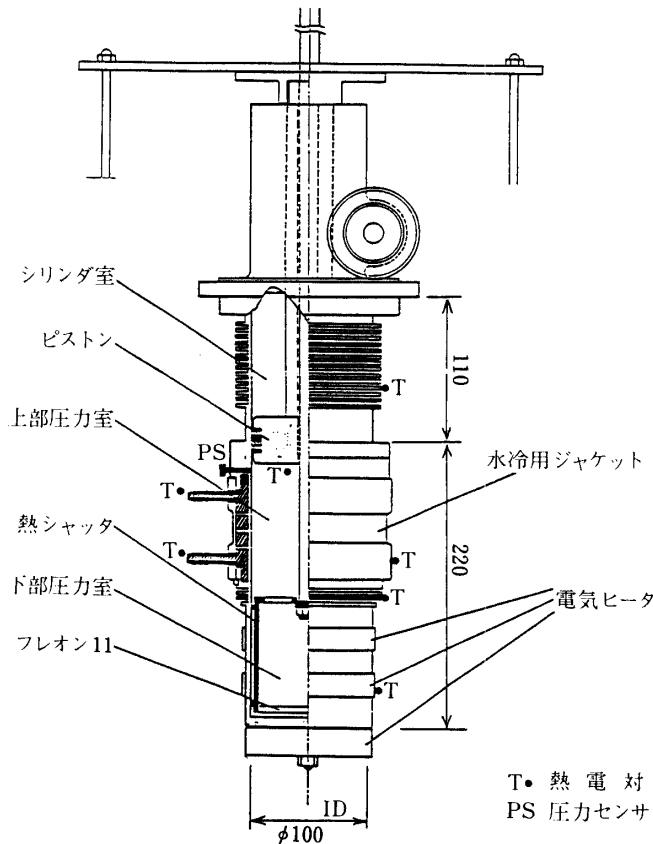
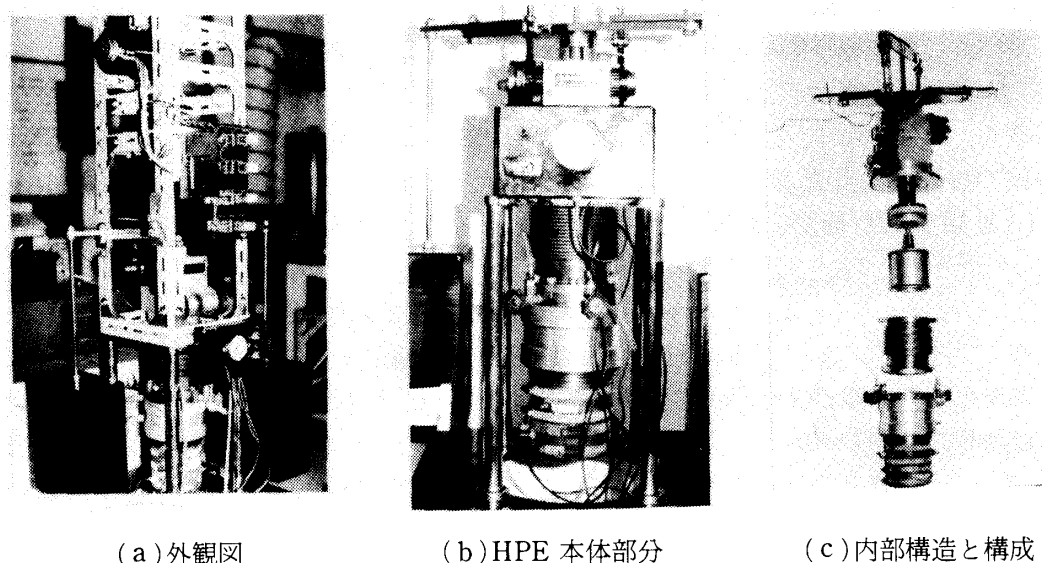


図9 HPE 概念モデルの構造とセンサ位置



(a)外観図

(b)HPE 本体部分

(c)内部構造と構成

図10 HPE 概念モデル

[5], [6]を参照されたい。

現在動作しているモデルを簡単に説明する。その本体部分の構造と大略寸法を図9に、写真を図10に示す。圧力室は SUS 304, シリンダとピストン室は表面処理をほどこした SE 鋼, 熱シャッタはアルミニウムである。圧力室の上半分(冷却部)の外壁はフィンを持ちその外側を円筒で覆い, アニユラ形状の冷却水流路にしてある。また, 下半分には電気ヒータ(最大発生熱量, 1,000 W)を巻き付けてある。この上下境目付近では, 圧力室壁の肉厚を薄くして熱伝導による加熱損失を小さくするよう工夫されている。なお, 熱シャッタは断熱材で作ることが望ましいが, この試作品では製作加工費節約の点からアルミ材で造られている。熱シャッタとピストンは同軸のシャフトを持ち, 前者は後者の動きに約 180° の位相差で同期して電気モータにより上下方向に運動するよう調節されている。ピストンへの負荷質量は 100 kg である。圧力室内部の熱的変動を測る目的で, その上部に半導体型とブルドン管タイプの圧力計を各1個, 熱電対を1対そう入してある。また, 容器の温度を調べるために, HPE の外側に4対の熱電対, 冷却水の入口と出口での温度差から熱移動量を知るために, 2対の熱電対を取付けてある。

図11は HPE モデルの典型的な動作特性の例でいずれも, 1分間の動作時間中の圧力室内蒸気の温度と圧力の変動を示す。なお, 下段にピストンと熱シャッタの相対的位置を示しているが, 両者の動きは近似的に等速運動として描かれている。この運動部分は実測データでないことに留意されたい。実際熱シャッタはほとんど等速運動であるが, ピストンの場合はかなり異なる。これらの結果は, HPE モデルの性能に影響を及ぼすフロン 11 の封入量, 加熱/冷却の強さをパラメータとして, 合計 15 ケースについて動作実験を行った結果の一部である。これらの結果から判断して, 一般に以下のようなことが言える。

1. フロン 11 の封入量が一定のもとでは出力を最大にする加熱/冷却強さに最適な条

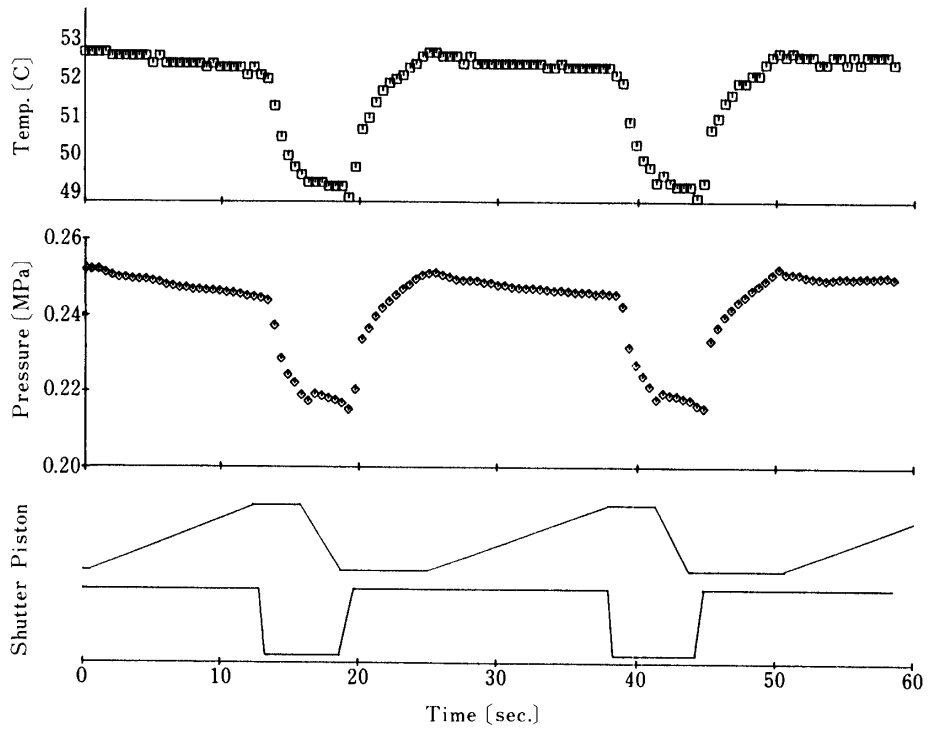


図 11(a) HPE 作動中の温度/圧力の変化とピストン/熱シャッタの相対位置 (封入液量 300 g)

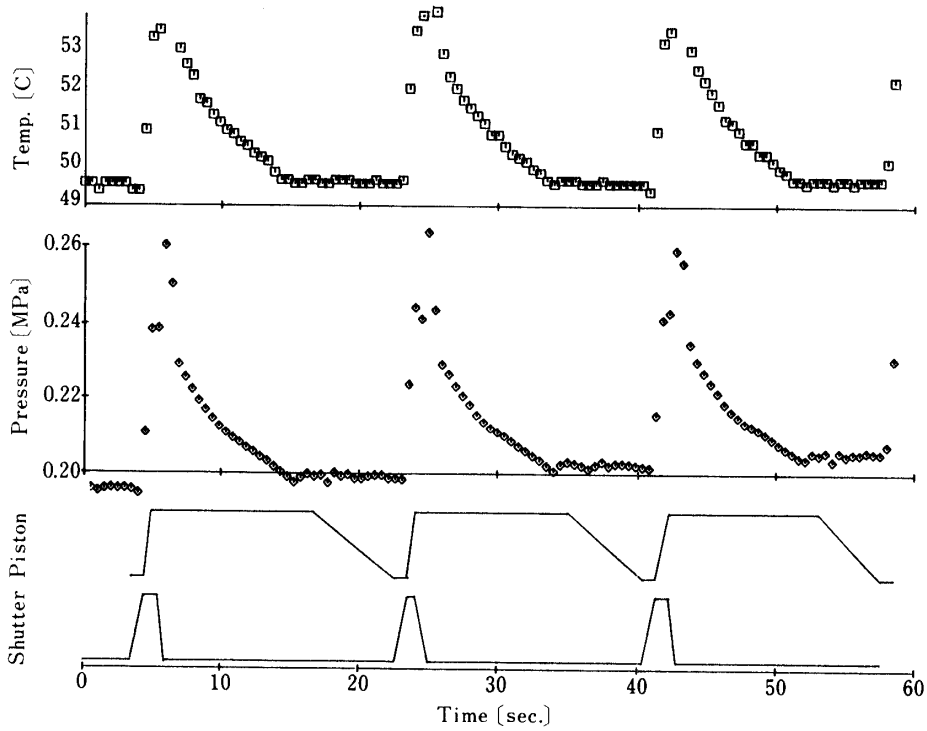


図 11(b) HPE 作動中の温度/圧力の変化とピストン/熱シャッタの相対位置 (つづき) (封入液量 600 g, $\tau=0.89$)

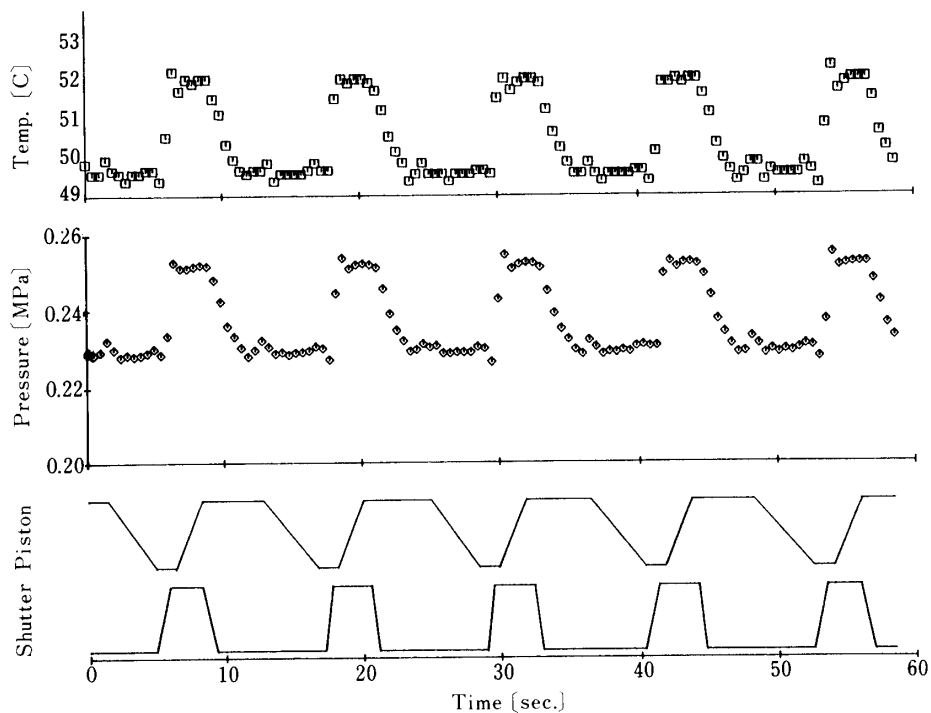


図11(c) HPE 作動中の温度/圧力の変化とピストン/熱シャッタの相対位置 (つづき) (封入液量 600 g, $\tau=0.72$)

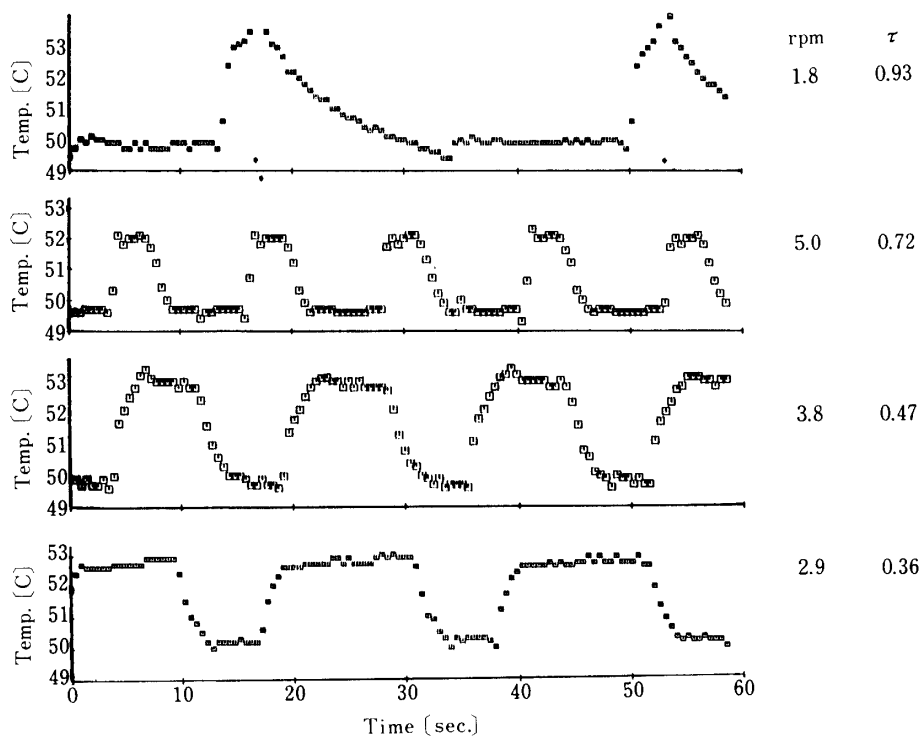


図12 HPE のピストン回転数と冷却強さとの関係 (封入液量 435 g の場合)

表1 HPE モデルの熱効率

実験 NO	フロン11の 封入液量 (g)	HPE の熱効率 (%)		
		スターリング サイクル	ヒートパイプ サイクル	実験値
1	435	0.47	0.68	0.06
2	435	0.49	0.99	0.06
3	435	0.48	0.49	0.12
4	653	0.39	0.65	0.15
5	653	0.46	0.41	0.05
6	653	0.39	0.67	0.09
7	653	0.43	0.46	0.10
8	870	0.35	0.36	0.12
9	870	0.39	0.50	0.12
10	870	0.35	0.46	0.13
11	870	0.35	0.35	0.10
12	1088	0.27	0.39	0.13
13	1088	0.32	0.46	0.07
14	1088	0.27	0.15	0.14
15	1083	0.29	0.35	0.09

件がありそうである。これは図 12 に示すごとく、ピストンの往復数 (rpm) と熱シャッタが 1 往復中圧力室下部(加熱部)に滞在時間する時間の割合 (τ) の関係からも推測できる。

2. フロン封入量を増すとピストンの往復数 (rpm) も増す傾向がある。
3. 冷却能力が小さい時 (τ が大のとき), 1 サイクル中の蒸気温度の変動が大きくなるが, ピストンの往復数 (rpm) は小さくなる (図 11(b), (c) の対比)。
4. 今回の実験条件下では, HPE は比較的スターリングサイクルに近い熱力学サイクルを行なうケースが多く見られた。

表 1 は, HPE モデルの実験データを用いて熱効率を整理した結果を示している。参考のために同じ圧力と温度の条件下でヒートパイプ熱サイクル, スターリングサイクルを行なったと仮定した場合の熱効率も示してある。ただし, これらの数値はいずれも小さく, 取得データの精度や整理法にも左右されるので定量的な精度はあまり良くないことを注意しておきたい。この表で見ると, HPE モデルはいずれも低い熱効率しか期待できない。特に実験値 (実験中の 1 サイクル間の圧力分布を積分して得た値) は非常に小さい。これは, この HPE モデルの構造設計上の不備から, 加熱量の大部分が作動流体に与えられることなく圧力室容器の側壁を通して外に運び出されているからである。この点は, これからの HPE 設計上の重要な課題になりそうである。

HPE の性能や熱効率を議論するにはもっと実験条件を拡張してデータを蓄積する必要

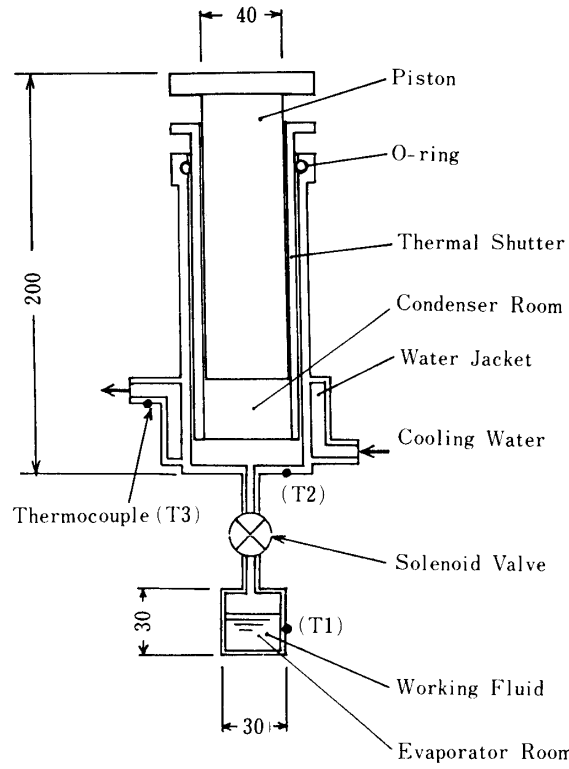


図13 HPHR 概念モデルの構造と温度センサ位置

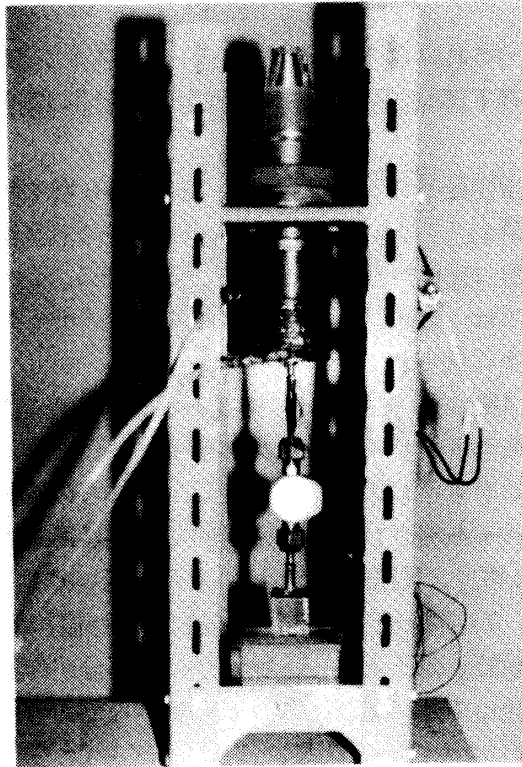


図14 HPHR の外観写真

があるが、そのためには現在の HPE モデルを大幅に改良しなければならない。

4.2 HPHR 概念モデルによる実験

HPHR の概念モデルによる実験は、HPE のそれに比べてごく初歩的な段階であるが、動作確認を行なっている。試作した概念モデルの大略形状は図 13, 14 に示すとおりである。熱シャッタとピストンはガラス製、残りの部分は黄銅製で全体を断熱材でおおっている。冷却対象部（図中、Evaporator Room）と放熱部（同、Condenser Room）の間の通路に電磁弁を配置しているが、これは冷却効率を上げるための措置であり、HPHR の機能上の必需品ではない。ピストンを引き上げ、作動液体を断熱ほう張させる直前にこの弁を開き、圧縮前に閉じるように調節されている。なお、作動流体としてはフロン 11 (R-11) を使用した。

図 15 はこの HPHR モデルで得られた典型的な動作特性例である。 T_1 は冷却対象部、 T_2 は放熱部、 T_3 は冷却水出口の温度である。この図では、ピストンを 6 rpm で動かし、各サイクル毎のバルブの開放時間を 2 秒にセットした時、排熱量が 1.45 W になることを示している。作動開始後約 25 秒で $T_1 \approx T_3$ の状態となるが、この段階までは通常の放熱機 (radiator) として働いている。以後約 120 秒までは T_1 が低下するが、この段階は HPHR が冷凍機 (refrigerator) として機能していることを示している。それから先、 T_1 が定常に落ち着いてしまうのは、電磁弁の発熱、外界からの熱入力がこの HPHR の排熱能力とつり合ってしまうからである。

このように、初歩的な試みながら HPHR が放熱機と冷凍機の機能を発揮することを実験的に確認できたが、HPE の場合と同様、これの最適の動作条件を見つける必要がある。例えば、バルブの開放時間とそのタイミングは重要なパラメータであり、ピストンの動き

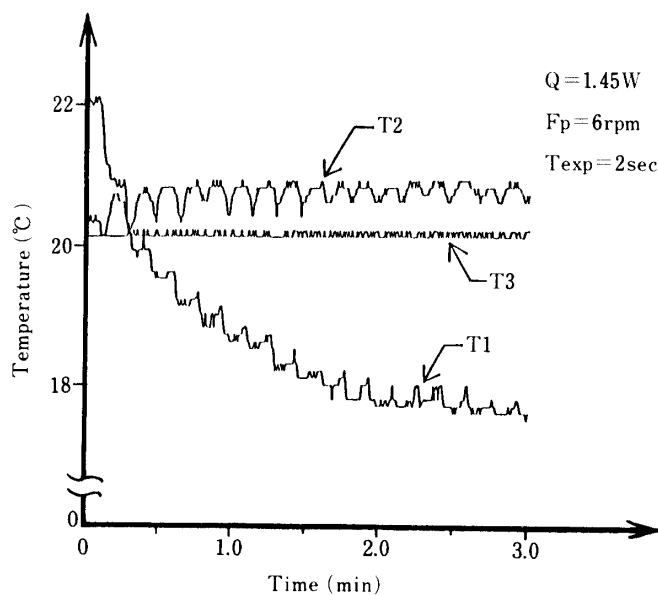


図 15 HPHR モデルの冷却特性 (放熱と冷凍) (F_p : ピストンの往復数, T_{exp} : バルブの開放時間)

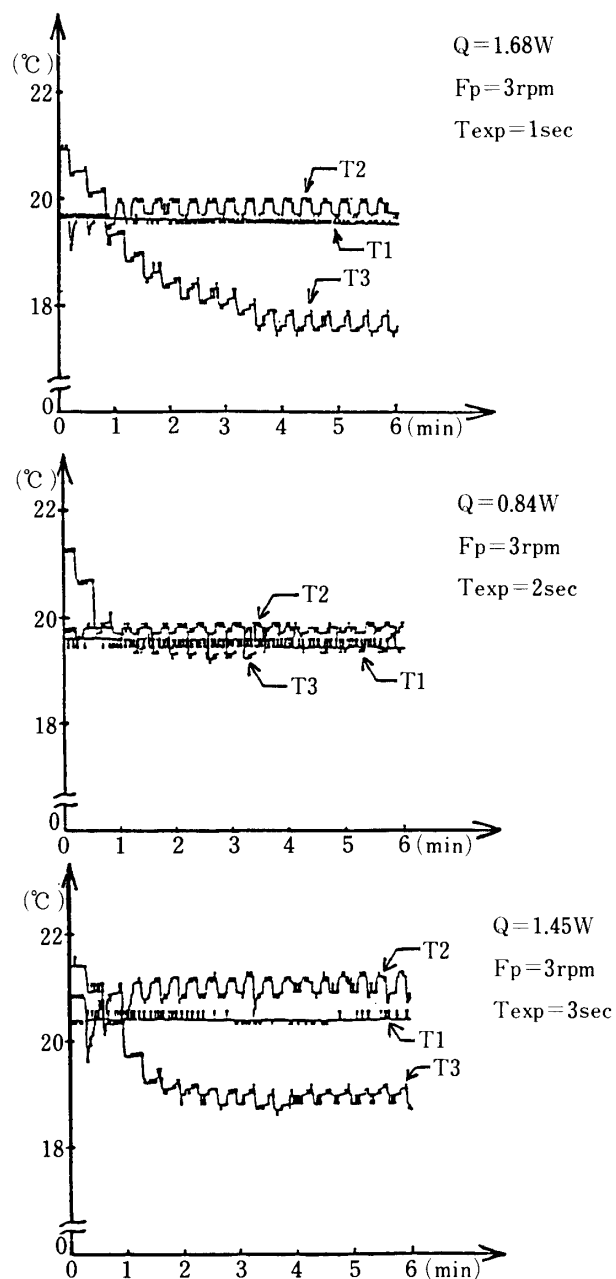


図16 バルブ開放時間による HPHR の冷却性能の変化

とうまく同期できない時は冷却能力を十分に発揮できない場合がある。この様子の一例を図16に示す。

以上、実験室レベルの HPE, HPHR モデルの試作とその動作実験を通して、第2章で議論したヒートパイプ熱サイクル機関の動作原理を実証できた。これらの熱機関の熱効率や成績係数を改善するための議論はここでは省略する。

5. 結 語

低温度熱源を利用し、低温度差で動作するヒートパイプ熱サイクルを提案し、これを用いたエンジン (HPE) と排熱機 (HPHR) の性能予測とその特徴を検討した。また、このような熱機関が実現可能であることを、試作品の製作と実験によって実証した。

それらの主な点を要約すると以下のようにまとめられる。

1. この熱機関の理想的な熱力学サイクルとして、純粋な作動流体の気液混合状態の下で定結する二つの断熱変化と二つの等容変化から成る熱サイクル (ヒートパイプ熱サイクルと呼ぶ) を提案した。これは HPHR の場合によく成立する。HPE の場合、現在までの実験範囲では、むしろ二相スターリングサイクルに近いが、結論を得るまでには至っていない。
2. この熱サイクルによるエンジンは、低熱源を利用する限りでは、熱力学の当然の帰結として、熱効率を大きく望むことはできない。しかし、従来の熱機関用熱源の下限界を大きく引き下げる役割を負うエンジンである、という観点に立てば、その重要性と効率性は大きい。
3. ヒートパイプ排熱機の最大の特徴は、外界の熱的条件によって、自動的に放熱機あるいは冷凍機の機能を発揮することにある。また、成績係数 (COP 値) も大きくなることが予想されるが、これの実証はこれからである。
4. この熱機関の構造上の特徴はその単純性にあり、設計・製造上の利点が多い。特に、低温度あるいは低圧力の条件下で動作する機関を設計する場合、材料の選択も容易である。
5. この熱機関を実用化するためには、ピストンと熱シャッタ軸のシーリングの問題、圧力室上下部間の熱伝導の遮断措置の工夫など、いくつかの技術的困難点を解決する必要がある。しかし、これらはいずれも、これまでに開発され蓄積されてきた技術で克服できる範ちゅうのものばかりであり、本質的な問題点はない。
6. この熱機関の用途は広い。エンジンとしては、地熱、太陽光照射熱などの自然界の低温度熱エネルギーの有効利用、産業廃棄物の一部回収による動力源が実現できる。また、排熱機としては、低圧力の状態で効率よく働く新しいタイプの冷却機が実現できる。

謝 辞

筆者がこのヒートパイプ熱サイクルの概念をこのような論文の形にまとめるまでの間、常に暖かい励ましをいただいた宇宙科学研究所の大島耕一教授に謝意を表します。また、この研究の端緒で大いに勇気付けと助言をいただいた東京大学境界領域研究施設の小竹進教授に感謝いたします。

参 考 文 献

- [1] Chi, S. W. "Heat Pipe Theory and Practice", Hemisphere Pub. Corp., 1976
- [2] Dunn, P. D., Reay, D. A., "Heat Pipes" Pergamon Press, 1978
- [3] 大島耕一, 松下正, 村上正秀, 「ヒートパイプ工学」, 朝倉書店, 1979
- [4] 小林康徳「ヒートパイプエンジンの開発的研究」宇宙研報告, 特集第3号, pp. 231-242, 1982
- [5] 小林康徳「ヒートパイプエンジンは可能か」ヒートパイプ協会設立記念文集, pp. 137-146,

1982

- [6] Y. Kobayashi, "A Concept of Heat Pipe Engine" Proc, 17th IECEC, pp. 1128-1133, 1982
- [7] Y. Kobayashi, "A Fluid-Dynamic Radiator System for a Future Large Scale Space Station" Proc. 14th ISTS, pp. 615-620, 1984
- [8] Berghmans, J., "Heat Pump Fundamentals", Martinus Nijhoff Pub., 1983
- [9] van Beukering, H. C., Fokker, H., SAE paper, No. 730646, 1973
- [10] Reid, et al. ed., "The Properties of Gases and Liquids", McGraw-Hill, 1977
- [11] Reynolds, W. C., "Thermodynamic Properties in SI", Stanford Univ., 1979

付録

フロン12とアンモニアを作用流体としたときのHPE, HPHRの性能例のグラフ表示.

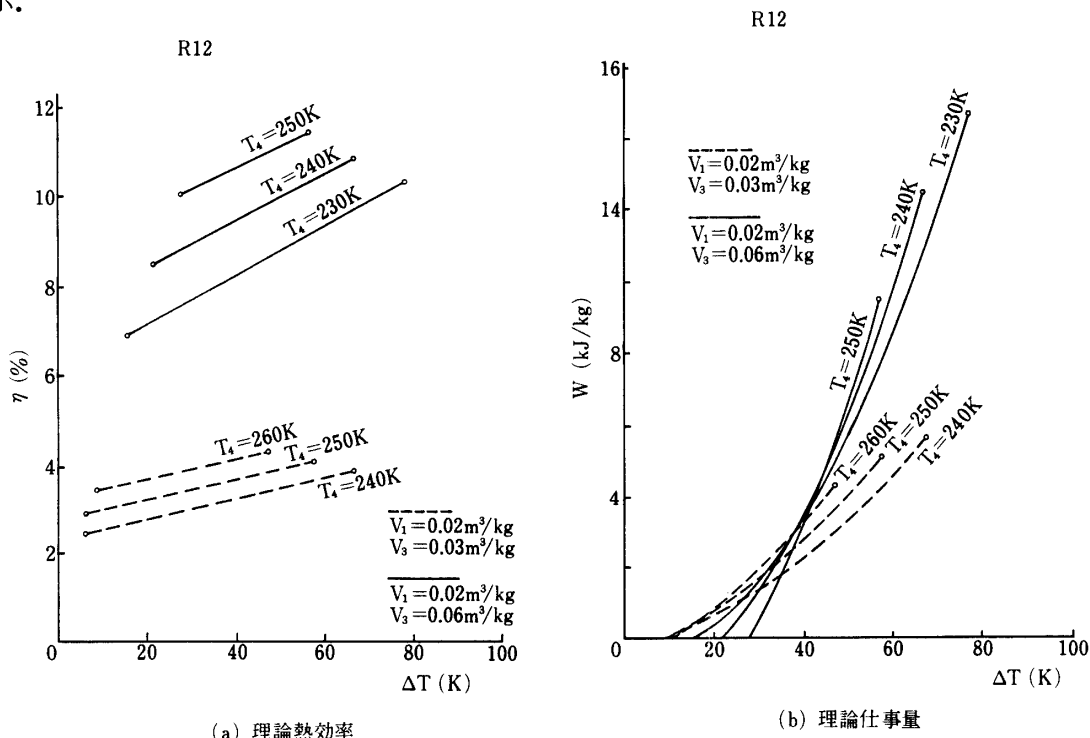


図 A-1 フロン12を用いたHPEの性能例

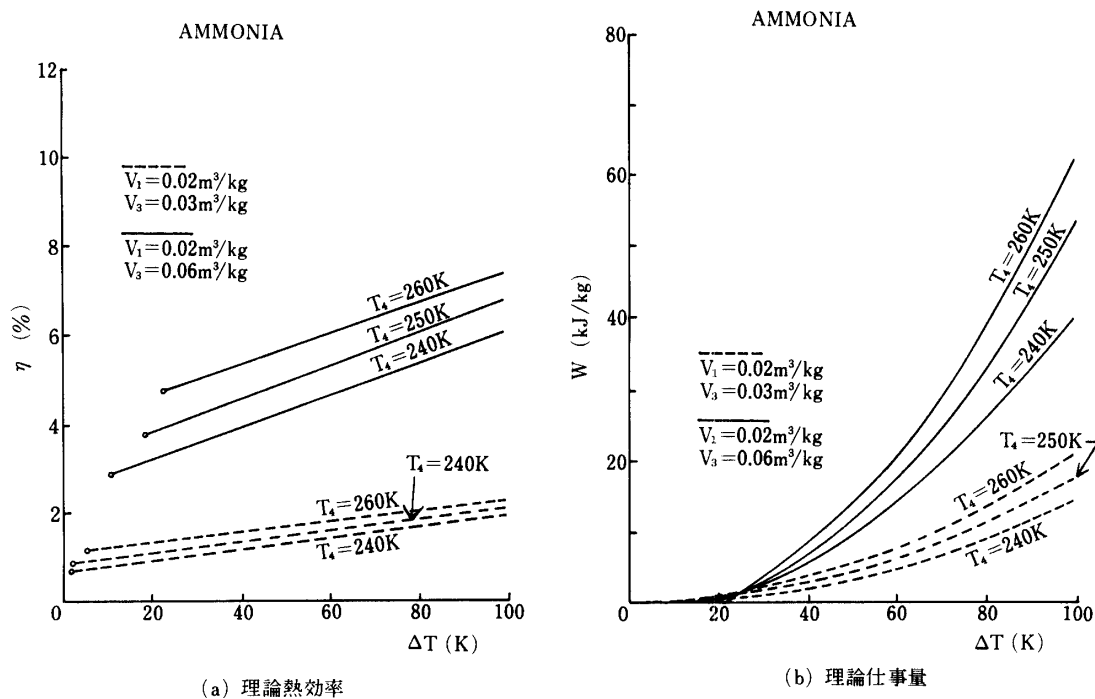


図 A-2 アンモニアを用いたHPEの性能例

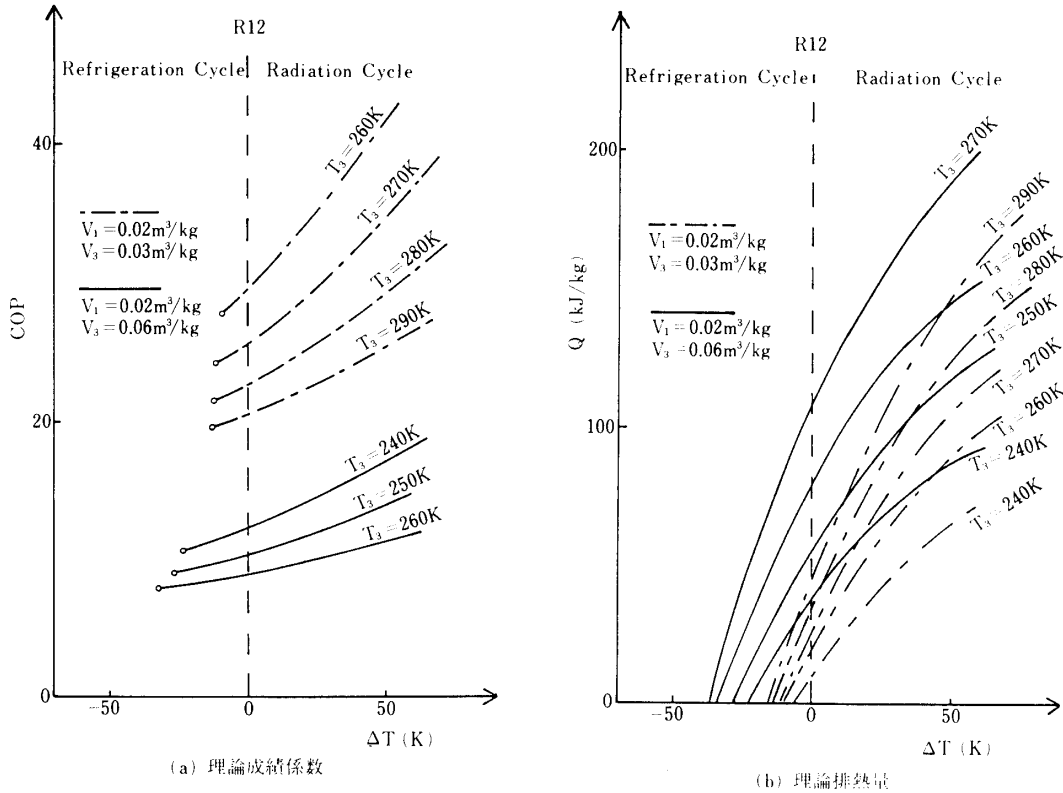


図 A-3 フレオン 12 を用いた HPHR の性能例

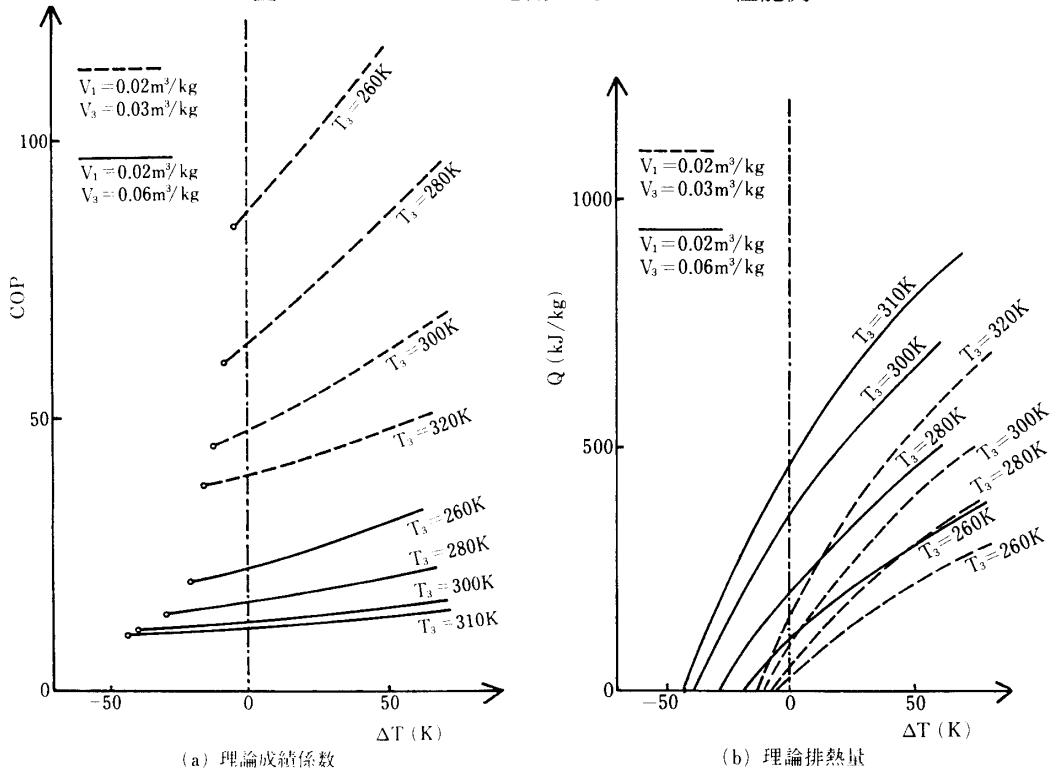


図 A-4 アンモニアを用いた HPHR の性能例