

第5章 自然循環式太陽熱ポンプ

5.1 システムの概要

5.1.1 システムの基本構成

基本ランキンサイクルによる太陽熱ポンプの研究で、その特性と改善点が明らかになったので、それを踏まえて自然循環式太陽熱ポンプの研究を行った。

3.2節で述べた理論的な検討の後、模型による実験を行い、実システムを設計、試作して実験を行った。ここでは、その実験装置の基本構成について述べる。

本システムは3.2節で述べた自然循環式ランキンサイクルにより作動する太陽熱ポンプであり、作動流体の昇圧ポンプを用いない。また集熱媒体の循環ポンプも必要とせず、補助機器の消費電力がわずかで済むので、とくに小型の機関では通常のランキンサイクルによるシステムに比較して有利であると考えられる。

作動流体は基本的には3.2.1で述べた回路に従って循環し、動力を発生させるが、本システムでは作動流体により直接集熱を行うので図5-1に示すような回路構成となっている。

作動流体の凝縮液は、セパレータに溜っており、ここからエバポレータに流入する。エバポレータとしてはソーラーコレクタを用いており、ここで太陽熱を吸収して作動流体の一部が蒸発し、気液混合体となってセパレータにもどる。作動流体の蒸気はここからスーパーヒータ（過熱用ソーラーコレクタ）を通過して過熱され、エキスパンダを駆動して水を汲み上げる仕事をする。膨張した蒸気はコンデンサで液化してレシーバにたまる。作動流体の液を低圧側のレシーバから高圧側のセパレータに移送するのは3.2.1で述べたように電磁弁の自動操作と逆止弁の作用によって行われる。

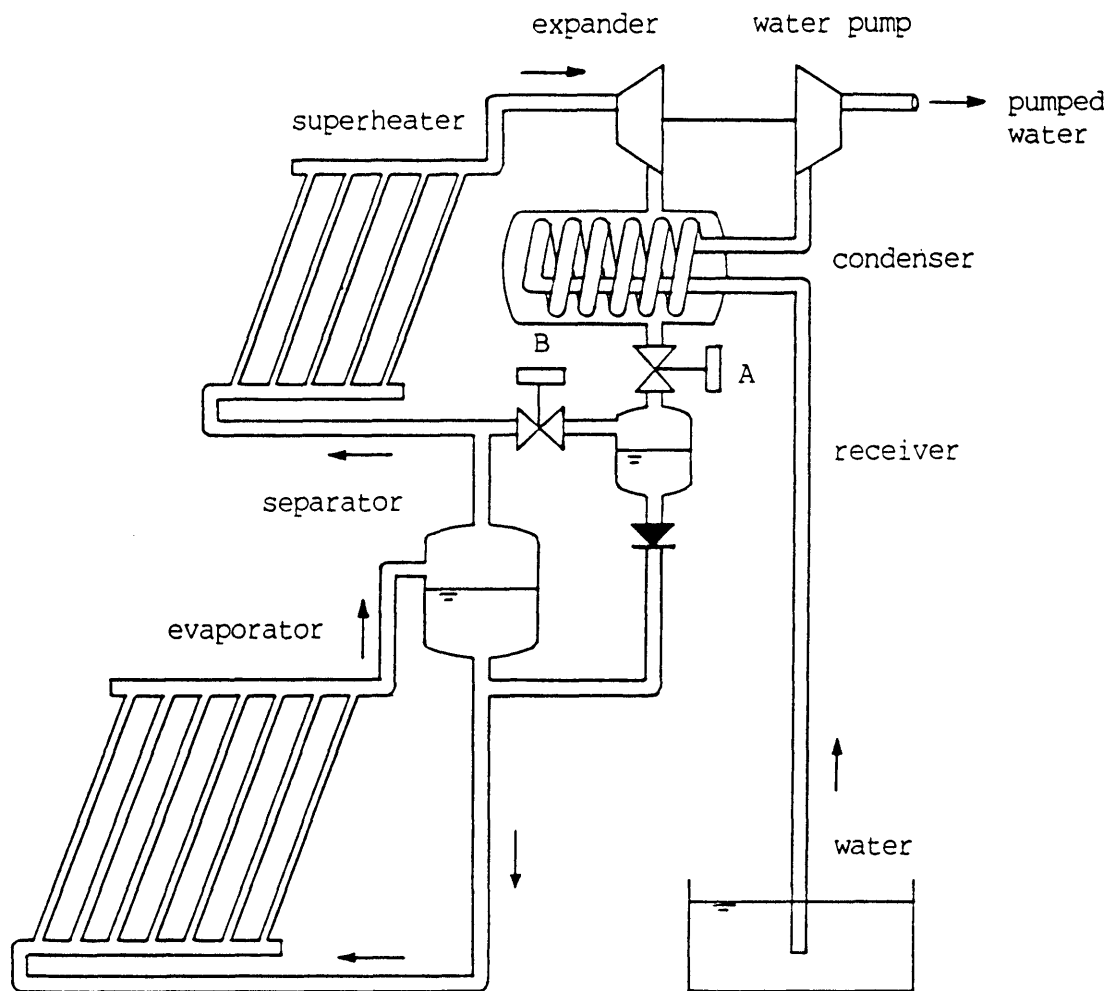


図 5-1 自然循環式太陽熱ポンプの構成

本システムではまた吐出水が冷却水を兼ねており、ポンプに吸入される前にコンデンサを通過する[35][37]。これにより冷却水の循環ポンプが省略される。

5.1.2 模型による実験

(1) 模型実験の目的

実験装置の設計にあたり、参考資料を得るために模型実験を行った。実験は定量的なデータよりも定性的な検討材料を得ることを目的とし、主に次のような点について調べた。

- (a) エバポレータ内で作動流体の気泡が発生するようすを調べ、自然循環がスムーズに行われるかどうか確認する。
- (b) ユニットの位置関係や配管方向などがシステムの動作に及ぼす影響を調べる。

(2) 実験装置

製作した模型を図5-2～4に示す。模型は作動流体(R114)の状態を観察しやすいように透明なナイロンチューブ（ニッタ・ムアー製シンフレックスチューブN2-4-6×6.5）およびエンジニアリングプラスチックであるポリエーテルサルフォン（PES）を主体にして製作し、熱風発生機（図5-5）を高温熱源に用いて実験を行った。動力は取り出さず、エキスパンダの代用としてバルブによる絞りを取り付けて、圧力降下を生じさせた。

(3) 実験結果

以下に模型実験の結果をまとめる。

- (a) 実験は高圧側最高圧力約0.6MPa(Abs)、低圧側圧力約0.3MPa(Abs)で行い、



図 5-2 自然循環式太陽熱ポンプ実験用模型



図 5-3 同エバポレータ

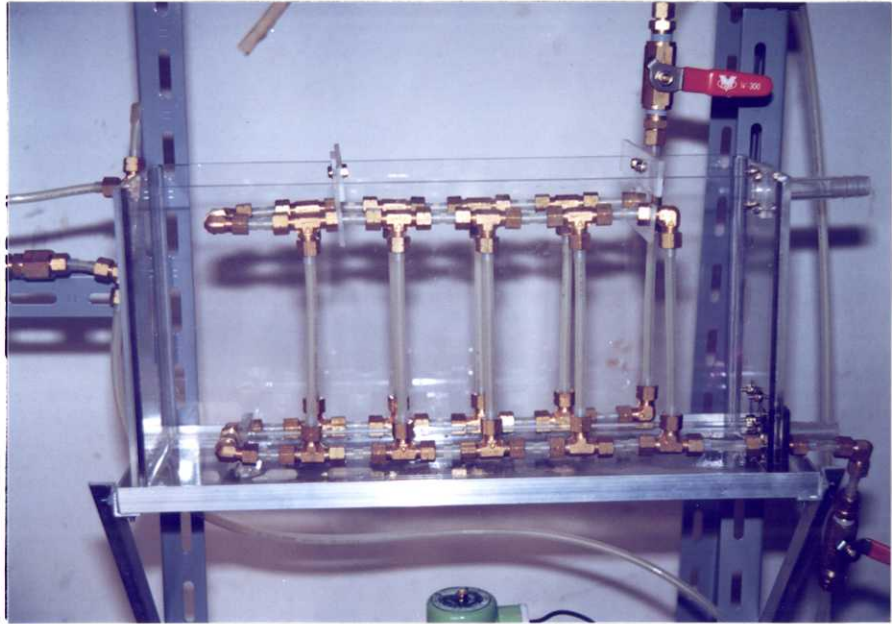


図 5-4 コンデンサ



図 5-5 熱風発生機

自然循環による運転が可能であった。

- (b) エバポレータ（図5-3）のチューブの傾斜角を小さくし過ぎると作動流体が循環し難くなったが、20度以上ではスムーズに循環した。
- (c) 図5-1 の回路の他にも、例えばリザーバと均圧管を含んだ回路などについて実験した。この構成ではレシーバからセパレータへ凝縮液を移動する間、コンデンサ内に凝縮液が溜らないというメリットがある。しかし液の移動は速やかで、その間にコンデンサに少量の液が溜っても問題にならなかったため、リザーバの効果は小さかった。いくつかの回路について検討し、最終的に図5-1 の回路に決定した。
- (d) エバポレータでの気泡の発生状態により、セパレータ内の液位が大きく変動するので、この液位をもとにして制御をしたり、流量を計算したりすることはできないことがわかった。
- (e) 電磁弁で発生する熱でフロンが蒸発することがり、計測機器はそれを考慮して取り付けなければならないことがわかった。
- (f) 配管内にオイルが入ると作動流体の循環が悪くなった。一般に無潤滑のエキスパンダを用いる方がよいと思われる。

5. 2 システムの試作と実験

5.2.1 実験装置

模型による実験結果を検討した後、太陽熱ポンプ実験装置を試作した。装置の回路図を図5-6 に示し、外観を図5-7～11 に示す。この装置は作動流体が吸収した太陽エネルギーを利用して水を圧送する仕事をする。

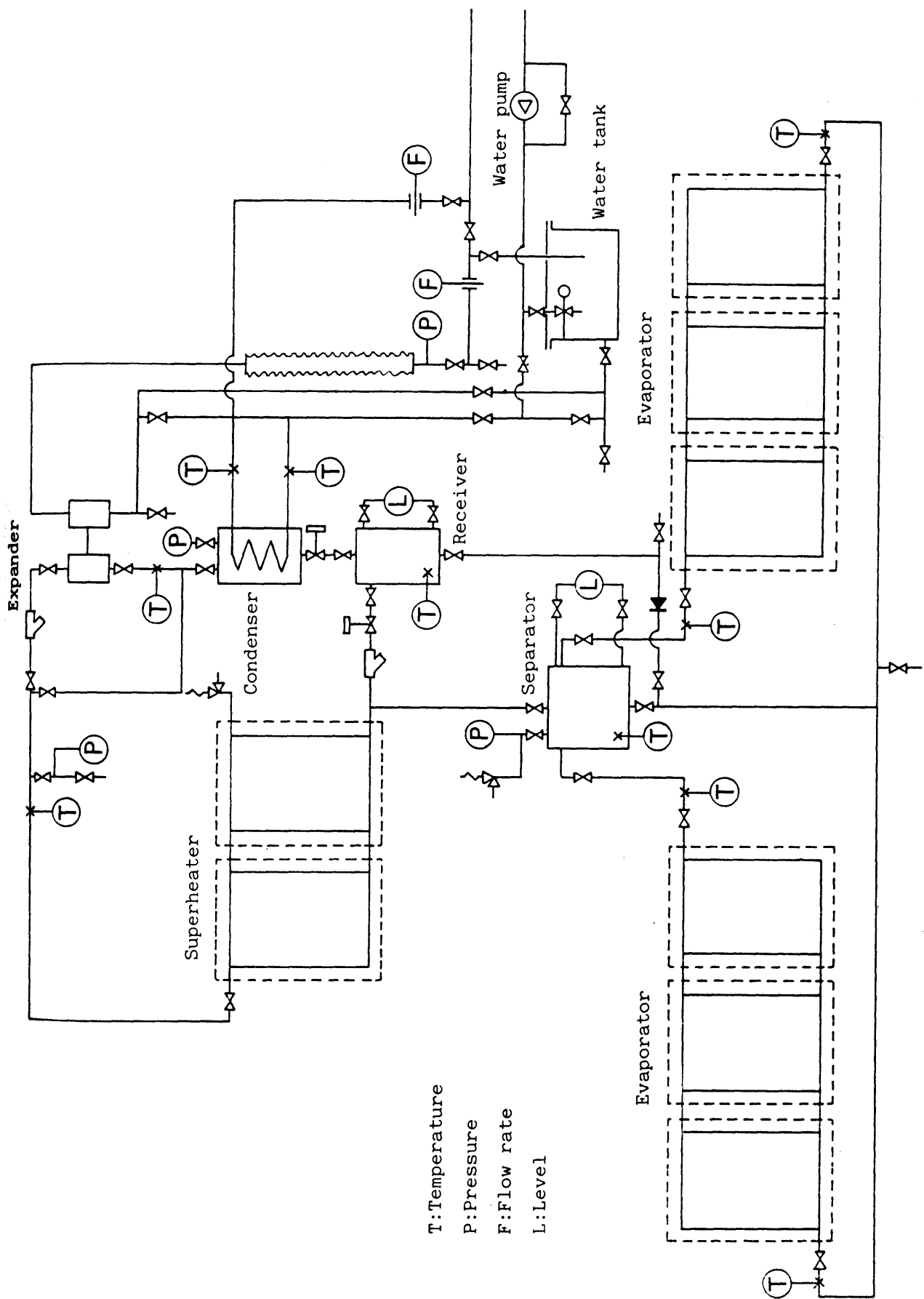


図 5-6 自然循環式太陽熱ポンプ実験装置の構成



図 5-7 自然循環式太陽熱ポンプ全景

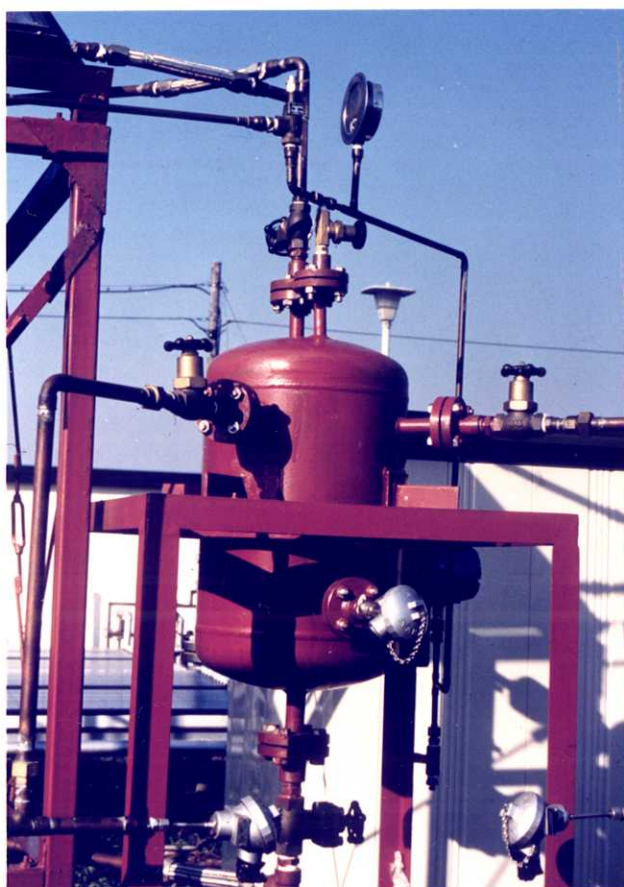


図 5-8 セパレーター（断熱前）

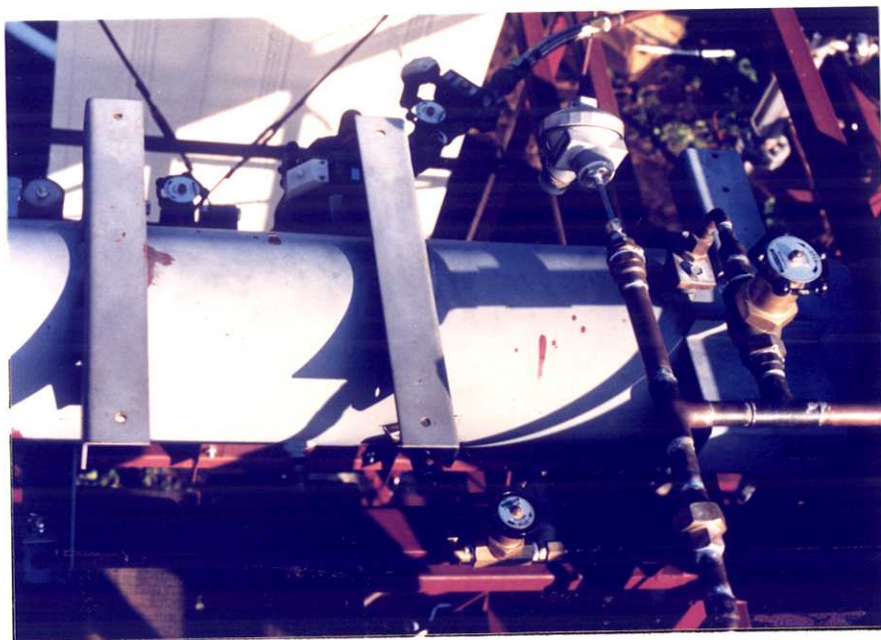


図 5-9 コンデンサ

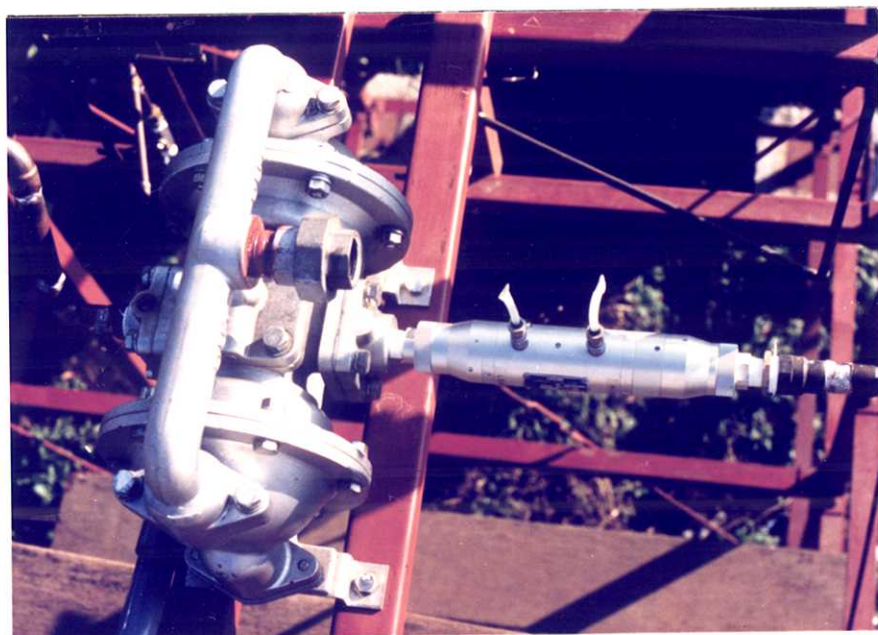


図 5-10 エキスパンダ（断熱前）

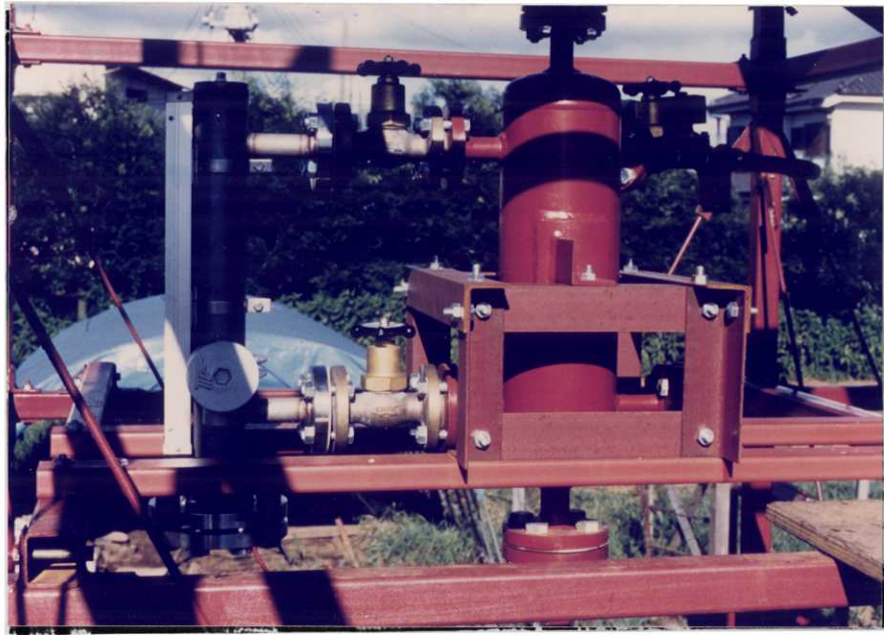


図 5-11 レシーバ



図 5-12 自然循環式太陽熱ポンプ計測制御装置

(1) サイクルの構成機器

ランキンサイクルを構成する基本ユニットの諸元は次のとおりである。

- (a) 作動流体 : フロン R-114
- (b) エバポレータ : 選択吸収膜付平板型集熱器
1.91m²×6枚、取り付け傾斜角30°
- (c) スーパーヒータ : 選択吸収膜付平板型集熱器
1.91m²×2枚、取り付け傾斜角30°
- (d) セバレータ : φ330A×440L、容量48 ℓ (図5-8)
- (e) コンデンサ : 三菱冷凍機用コンデンサ, ERW-55PA形 (図5-9)
- (f) エキスパンダ : 山田ダブルダイヤフラムポンプ, DP-25型 (図5-10)
- (g) レシーバ : φ125A×430L、容量6.2 ℓ (図5-11)

エバポレータおよびスーパーヒータとして用いた集熱器は、三菱電機(株)製の温水強制循環式集熱器 (20RCB-LR) を改造したものである。集熱管およびヘッダー管を取り替えて許容圧力を35kg/cm²とし、集熱管の配置は並列に変更した。

(2) 計測機器

計測機器の諸元は次のとおりである。

- (a) 温度 (11点) : φ4.9シース测温抵抗体
- (b) 圧力 (4点) : ブルドン管式圧力計
- (c) フロン液位 (2点) : フロート式液位計, 東京計装FM7700形
- (d) 日射量 (1点) : ネオ日射計
- (e) 吐出水流量 (1点) : 積算型流量計
- (f) データ収集 : パーソナルコンピュータ, PC-8801
- (g) データ処理 : パーソナルコンピュータ, PC-9801VM

このうち温度、圧力、日射量のデータは電圧に変換した後、A/Dコンバータを介してパーソナルコンピュータに入力した。電磁弁の切り替え時刻も入力し、これよりフロン流量を算出した。図5-12に計測制御装置の外観を示す。

(3) 制御系

本システムではレシーバの液位を検出して、自動的に電磁弁の開閉を行う。図5-13に制御回路を示す。図中のULSおよびLLSはレシーバに取り付けたレベルスイッチを表す。両方とも磁気の方角によって作動する形式である。ULSは液位が指定した上限値以上になったときにonになり、LLSは指定した下限値以下になったときonになる。レベルスイッチの出力はフリップフロップ(F.F)回路に記憶される。F.Fの出力はTTL7438で増幅され、フォトアイソレータを介して電磁弁SV1およびSV2を動かす。この回路によって液位が上限値に達した時点で2つの電磁弁がonになり、下限値に達した時点でoffになる。F.Fの出力はまたコンピュータのI/Oポートにも入力され、コンピュータ側では常時、電磁弁の状態を知ることができる。

5.2.2 実験方法

(1) 始動および停止

システムの操作は簡単である。始動および停止はエバポレータ入口とエキスパンダ入口のフロンバルブの開閉により速やかに行うことができた。

(2) 負荷圧力の設定

エキスパンダでの負荷は吐出水圧力をバルブ操作することにより調節した。

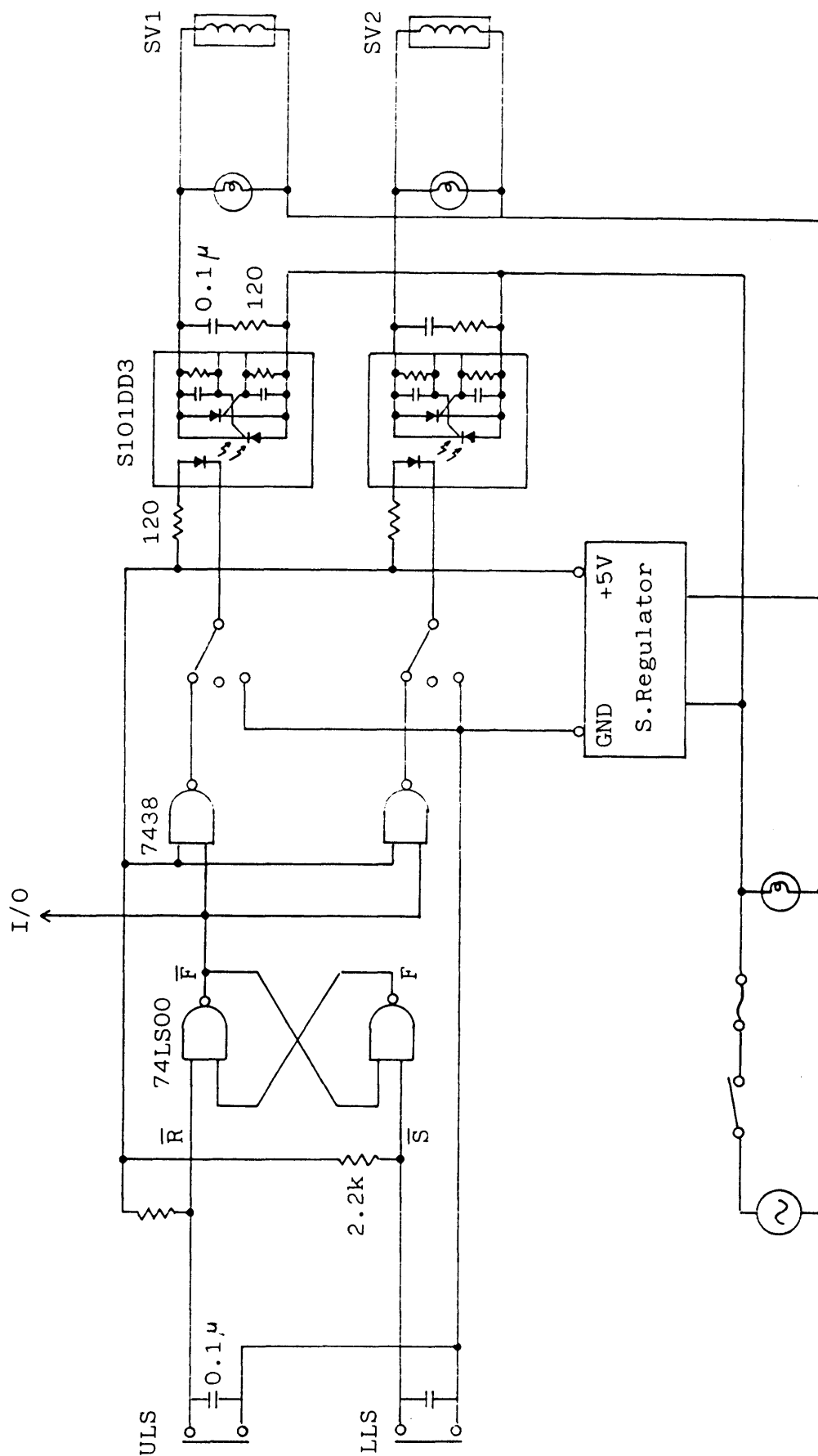


图 5-13 电磁弁制御回路

(3) 実験データの計測

温度、圧力、日射量の計測は10秒ごとに、吐出水流量の計測は1分ごとに行った。日射量はエバポレータの傾斜面で測定した。電磁弁の切り替えは、試作した専用のコントローラによって行い、その信号をコンピュータに入力して、時刻を記録した。フロン流量は電磁弁の切り替え時刻より計算した。出力は吐出水の圧力と流量より計算した。データ計測のアルゴリズムを図5-14に、プログラムを付録6に示す。

5.2.3 実験結果および考察

(1) 出力および効率

本システムでは作動流体の液の間欠的な移送に伴い、内部の状態や出力が変化する。従って、システムは常に非定常な状態にある。そこで通常のランキンサイクルの特性値に代わるものとして、作動流体の液の移送が始まってから次の移送が始まるまでを1サイクルとし、その間のデータの平均値を評価した。図5-15, 16, 17はこのうち、日射量の変動が少なく、日射量と負荷圧力が一定の範囲内にあるデータを抜き出して、その平均値をプロットしたものである。図はそれぞれ、吐出水流量、出力、および効率を示す。図中で自吸というのは、図5-1に示した回路で、吐出水を吸い上げる途中で、冷却水としてコンデンサを通過させた実験の結果である。また強制通水というのは比較実験であり、吐出水とは別の流路で、毎秒0.5リットル(1.8m³/h)の冷却水を電動ポンプでコンデンサに送り込んだ実験の結果である。

実験の結果、図からわかるように、日射量の低下と負荷圧力の上昇に伴い吐出水の流量は減少したが、出力は日射量に応じて、ある負荷圧力で最大値をとった。効率は最大で約0.6%であった。負荷圧力を小さくすると、効率は負荷圧力に大

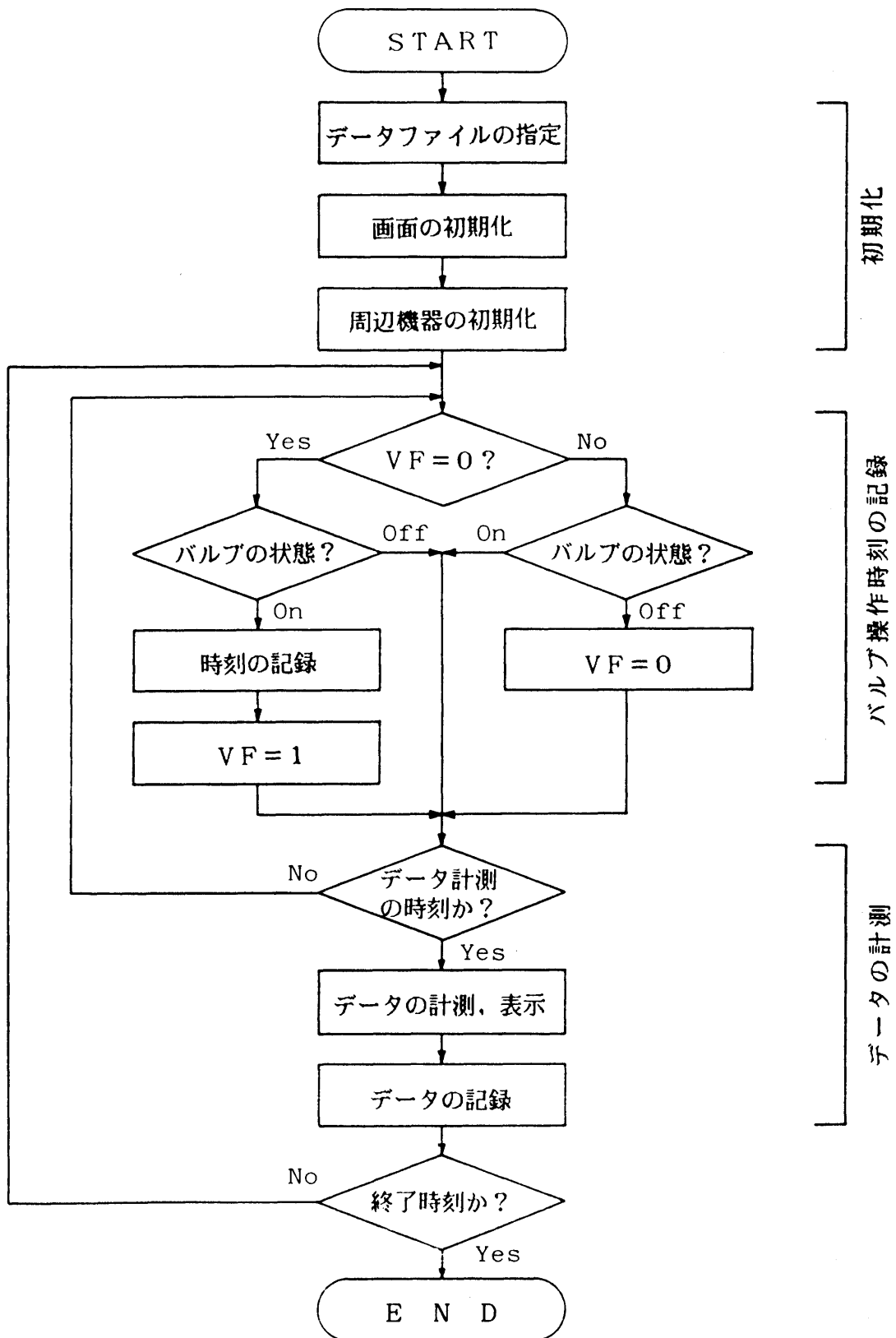


図 5-14 太陽熱ポンプのデータ計測フローチャート

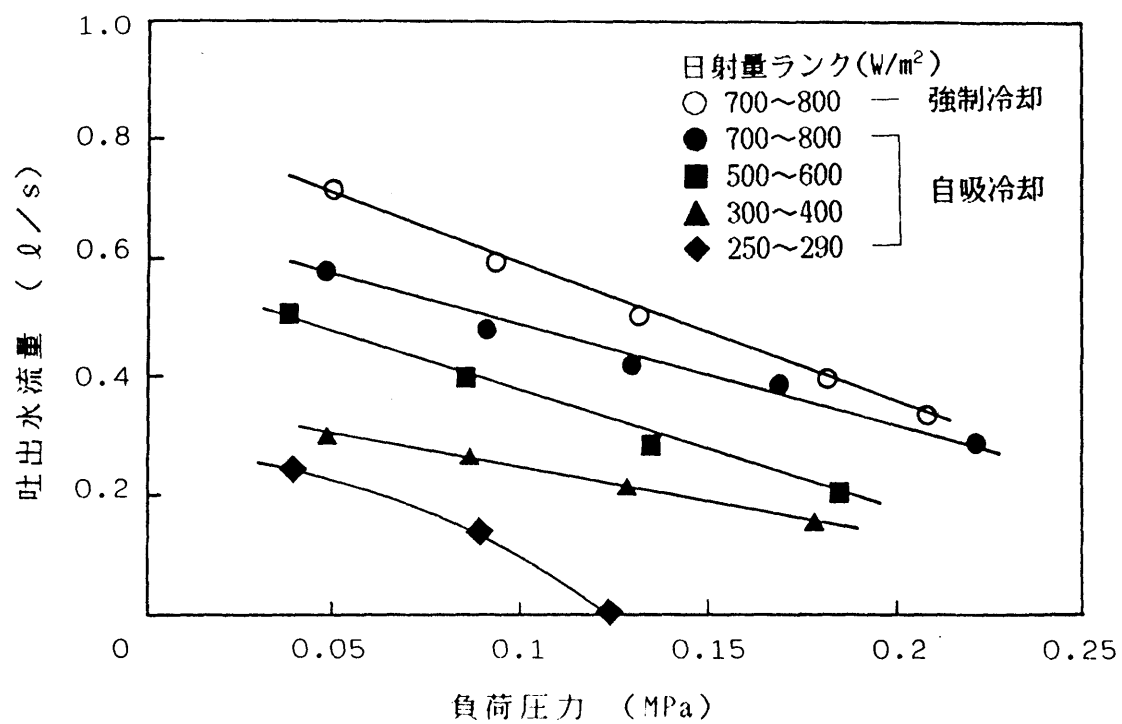


図 5-15 太陽熱ポンプの吐出水流量

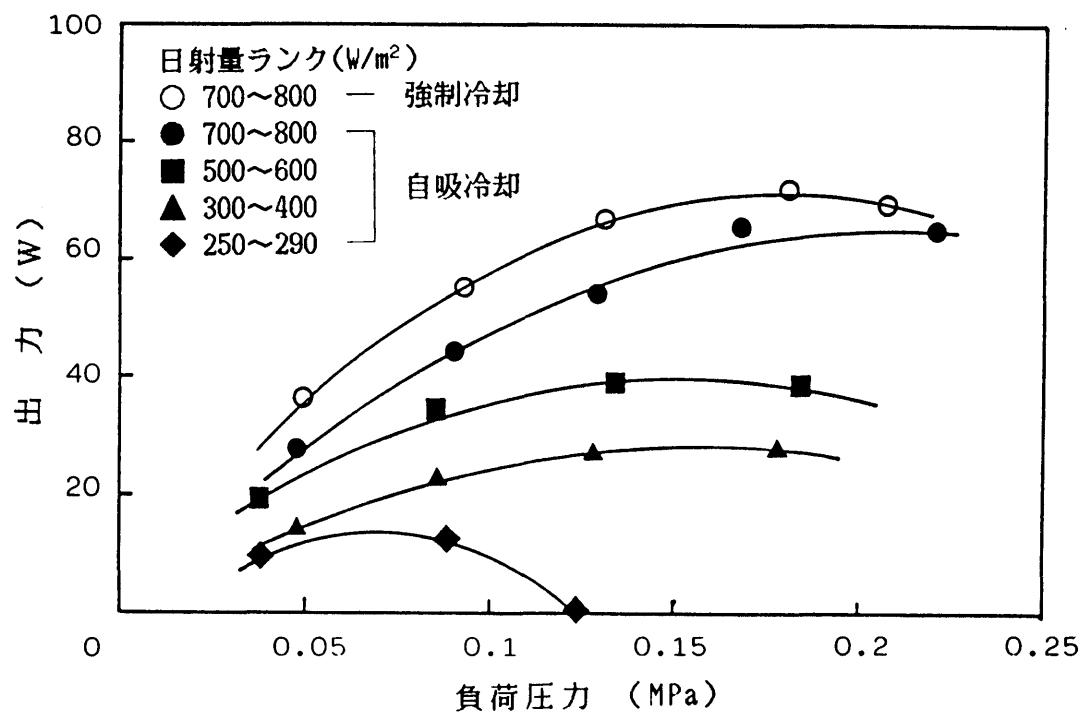


図 5-16 太陽熱ポンプの出力

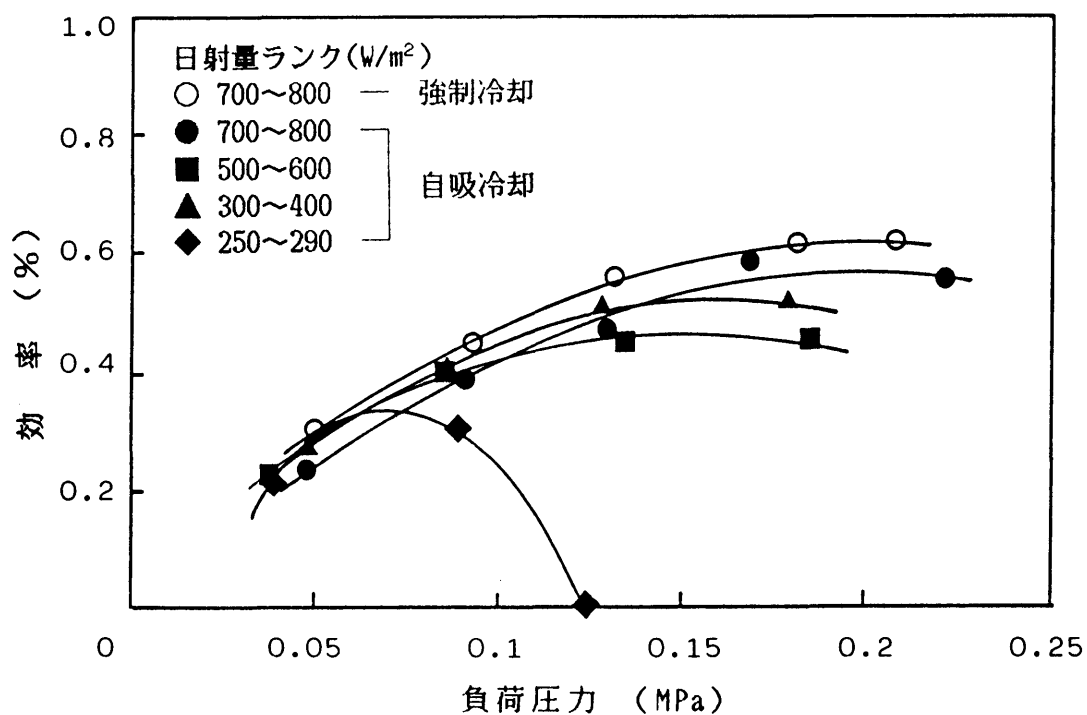


図 5-17 太陽熱ポンプの効率

きく依存し、日射量への依存性は小さくなった。なお 200W/m^2 以下の日射量では運転することができなかった。

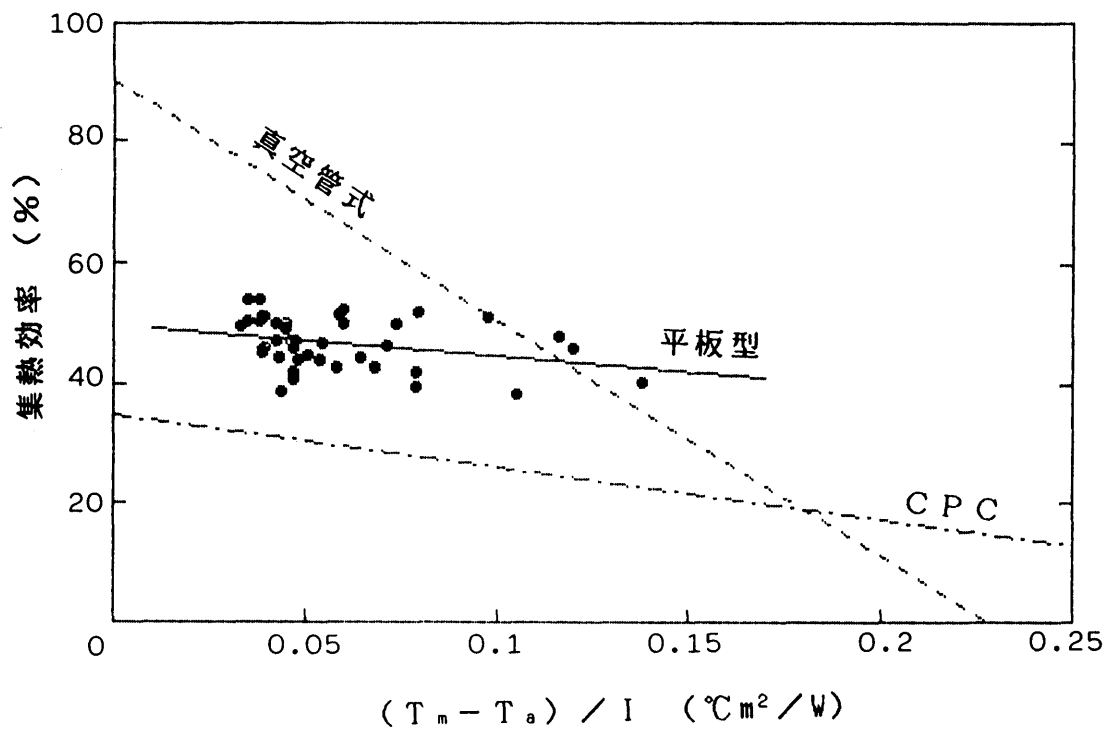
強制通水の実験は吐出水がコンデンサを通過する際の圧力損失による出力低下を調べるために行った比較実験である。その結果、図5-16からわかるように日射量 700 から 800W/m^2 の場合で最大約 15W の損失があることになった。しかし、これはこの規模の冷却水循環用のポンプの消費電力と比べると非常に小さな値であり、自吸形式の冷却が有利であることがわかる。

なおここでもとにしたデータは1986年7月23 日から同年9月4 日までに行った6 回の実験の測定結果である。外気温度は 26°C から 35°C 、冷却水の温度は 26°C から 32°C であった。

(2) 集熱特性

本システムではエバポレータおよびスーパーヒータとしてソーラーコレクタを用いており、コレクタの中を直接作動流体が通過する。とくにエバポレータ内では作動流体が蒸発し、2相流となって、循環するという特色がある。そこで、第3章3.3.5(3)で述べた相変化を伴う場合の評価方法によって、エバポレータの集熱特性を調べた。これを図5-18に示す。なお図中には参考として、第4章で述べた真空管式平板コレクタおよびCPCコレクタの特性も記入した。

図からわかるように平板型コレクタは実験の範囲内では50%程度の集熱効率であった。また他のタイプに比べて集熱条件による効率の変化が小さかった。しかし、本実験はコレクタの特性を調べる目的で行なったものではないので、エキスパンダを駆動している際のデータしかとっておらず、平均集熱温度が比較的高いデータしか得ていない。一応の目安としての結果は図示した通りであるが、コレクタの集熱特性を正確に評価するには、更に広い集熱条件での実験結果をまとめる必要があると思われる。



T_a : 外気温度
 T_m : 平均集熱温度
 I : 日射量

図 5-18 ソーラーコレクタの集熱特性

(3) システムの動特性

次にシステムの動特性について述べる。図5-19および20は実験結果の例であり、8月7日のデータである。図5-19は日射量と吐出水流量を示し、図5-20は作動流体の圧力と温度を示す。負荷圧力は12時までは0.05 MPaとし、それ以後は0.1MPaに設定した。これは比較的日射量が安定している場合の実験例である。図5-21および22は9月1日の実験から得られたデータであり、日射量の変動が激しい場合の例である。負荷圧力は12時までは0.15MPaとし、それ以後は0.2MPa に設定した。この日は8時に運転を開始し、負荷圧力が設定値に達した後、8時25分より吐出水流量を測定した。13時30分以後は天候が悪化したので運転を止めた。

図5-19および21からわかるように、入力である日射量と出力である吐出水流量は、その傾向がほぼ一致する。本システムは蓄熱装置を持たないのでこのような傾向になる。

図5-20および22において作動流体であるフロンの圧力が3分から5分の間隔で周期的に変動している。これはフロン液を移送する際のバルブ切り替えによるものである。特にコンデンサ内圧の変動が大きい。これはレシーバ内に引き込まれた高压の蒸気が弁をもとにもどした瞬間にコンデンサに流入することによるものである。この圧力変動は本実験のように直接ポンピングの作業をさせる場合には問題にならない。しかし、回転力を取り出して利用するような場合には問題となる恐れもあると思われるので、今後、検討を要する。

フロン温度のうち、エバポレータ入口の温度も圧力と同じ周期で変動している。これはレシーバに溜った低温のフロン液が、周期的にレシーバに流れ込むことによるものである。しかしフロン液の温度を上昇させるのに必要な熱量は蒸発潜熱に比べてはるかに小さいので、この変動はほとんど問題にならない。

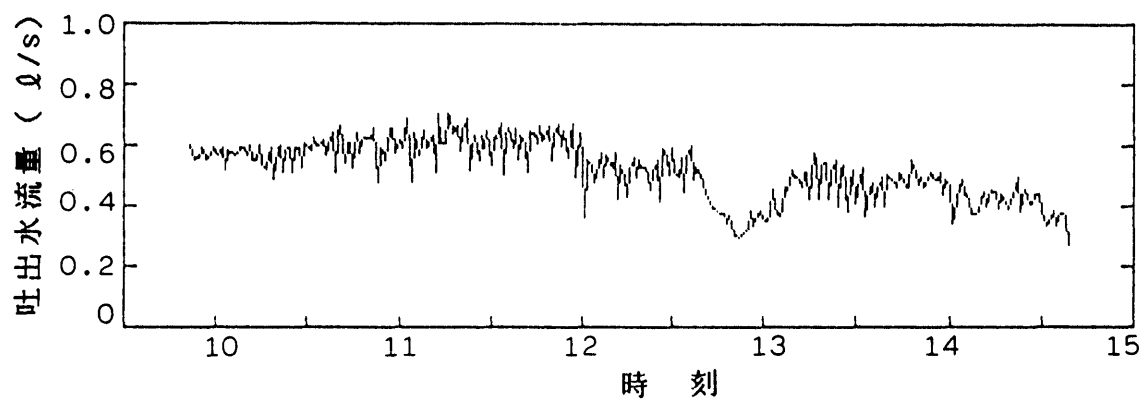
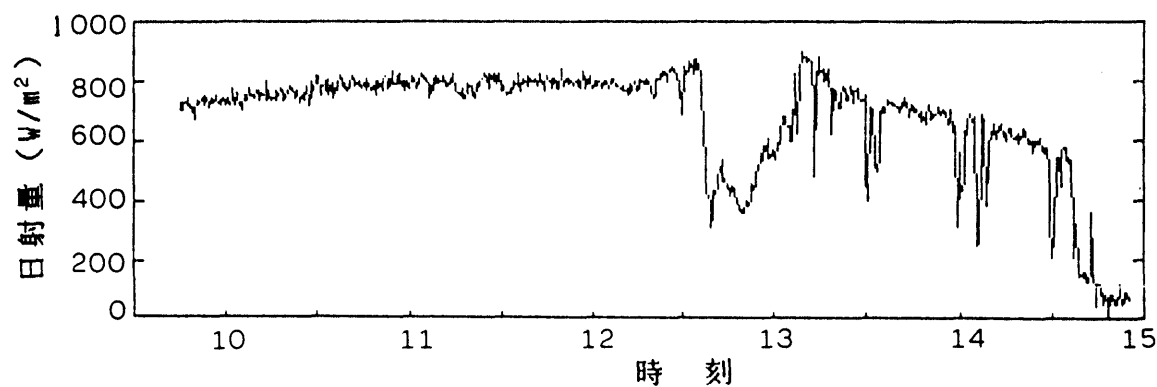


図 5-19 日射量および吐出水流量の変動

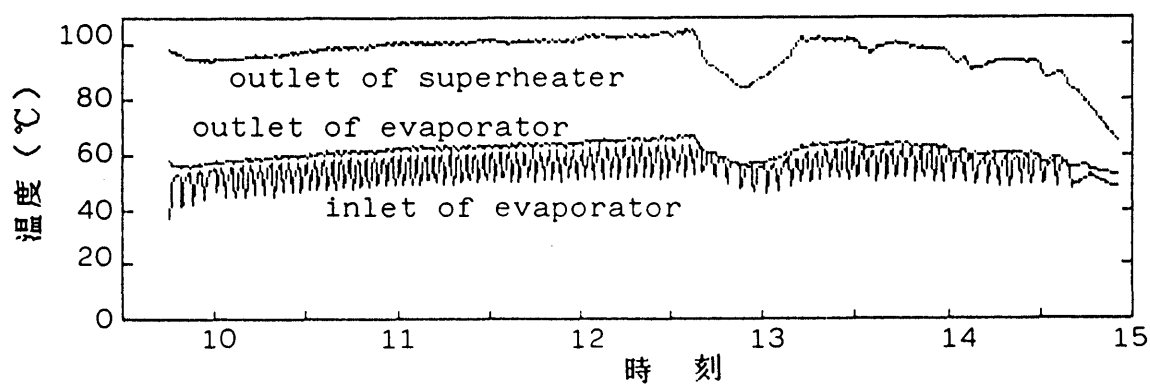
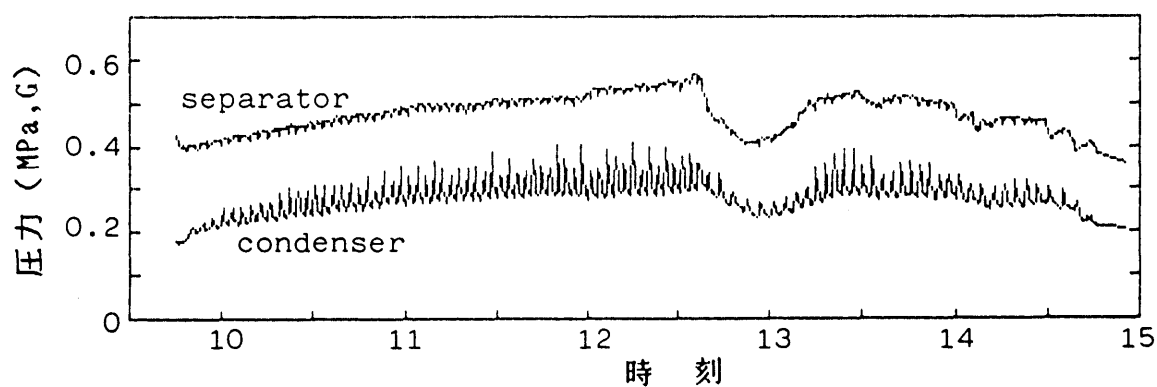


図 5-20 作動流体の温度と圧力の変動

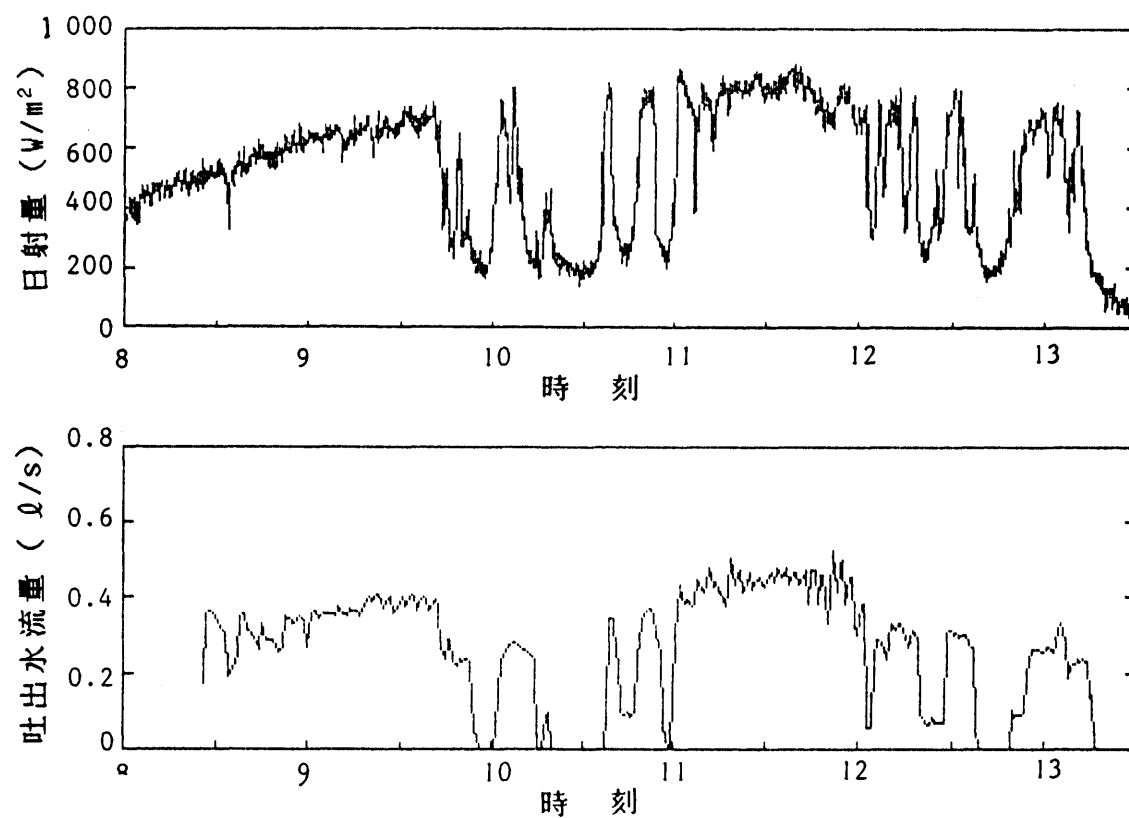


図 5-21 日射量および吐出水流量の変動

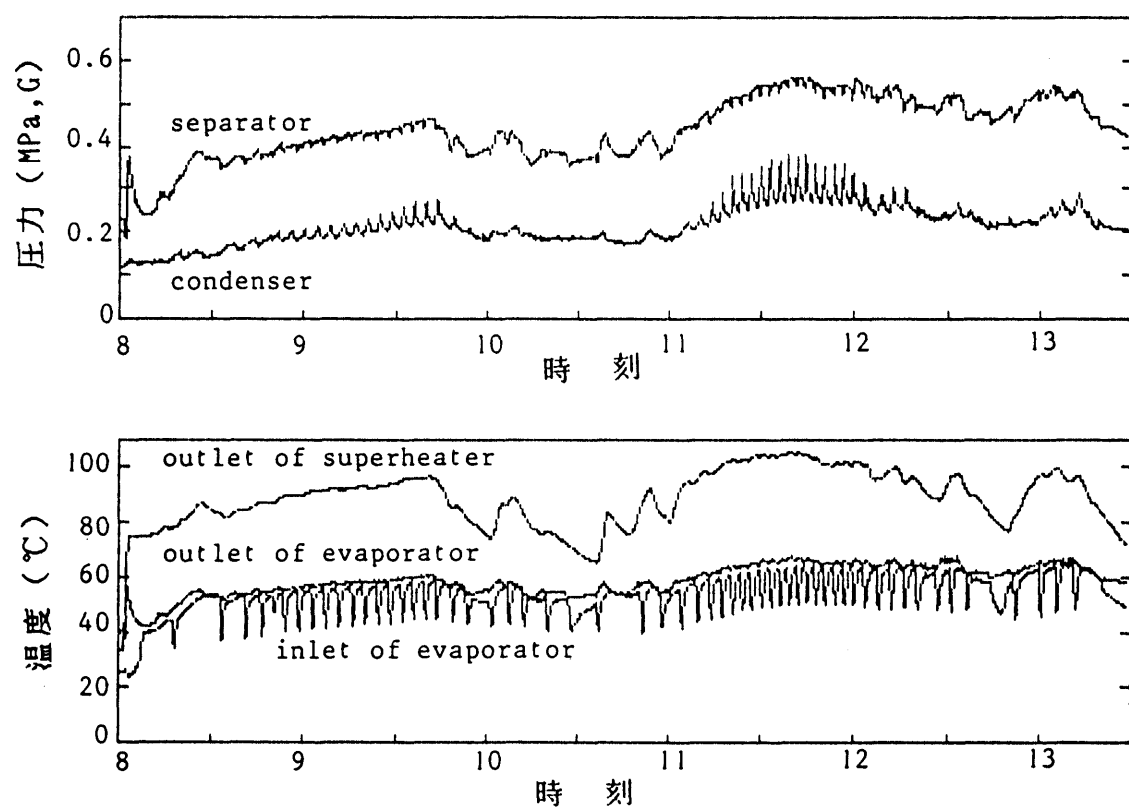


図 5-22 作動流体の温度と圧力の変動

(4) エネルギーおよびエクセルギ収支

各ユニットの特性およびシステムのヒートバランスについて評価するために、エネルギーおよびエクセルギ収支を計算した。エネルギー収支の例を図5-23に、エクセルギ収支の例を図5-24に示す。これは図5-21, 22に示したデータの11時29分54秒から11時31分58秒までの測定結果の平均値に基づいたものである。この時間はフロン液移送の1サイクルに相当する。なお冷却水温度は29.7℃、外気温度は30.7℃であった。図に記入した数値は熱流量およびエクセルギ流量の計算値であり、外気温度でのフロン飽和液を基準状態にしている。

図5-24と第4章の図4-24を比較してわかるように、自然循環式のシステムでは温水などの集熱媒体を有するシステムとは異なり、集熱媒体と作動流体の間の伝熱過程がなく、全体のエクセルギ損失が少なくなっている。

次に各ユニットの特性とシステムの改善策をまとめる。

①エバポレータ

作動流体は過熱状態にならず、よく循環した。セパレータ、エキスパンダ、およびコンデンサの容量とはバランスがとれていた。

②スーパーヒータ

スーパーヒータはエキスパンダに流入する蒸気を過熱状態にし、ミストを除去するために取り付けられている。本実験装置ではエバポレータとスーパーヒータの面積比を3対1としたが、実験によると過熱度が高過ぎる結果となった。これによってエキスパンダを出るフロン蒸気がまだ大量の熱およびエクセルギを持っており、コンデンサで捨てられている。エバポレータとスーパーヒータの面積比はもっと小さくするのが妥当であることがわかった。

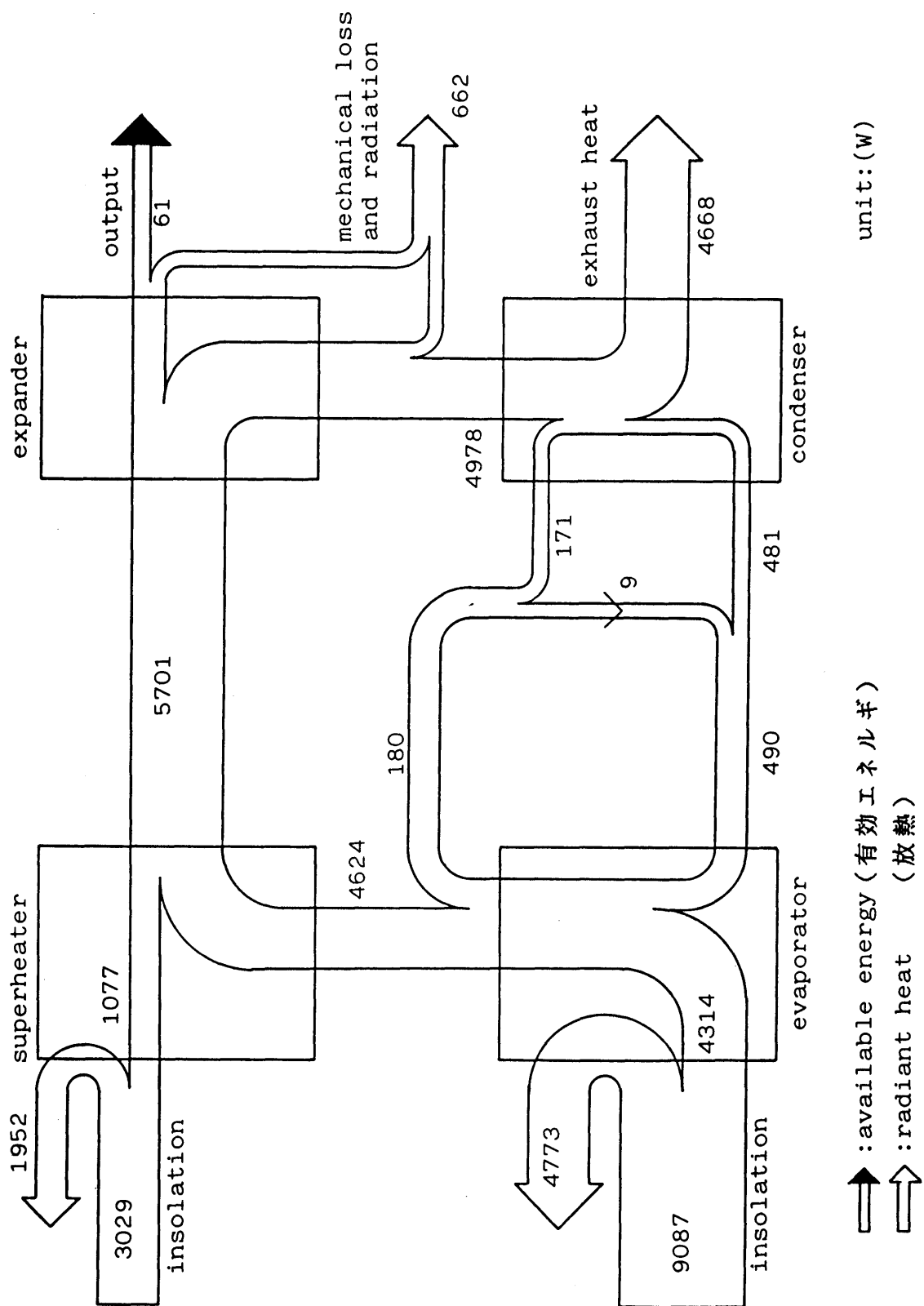


Fig. 5-23 Flow chart of energy
エネルギー流れ図

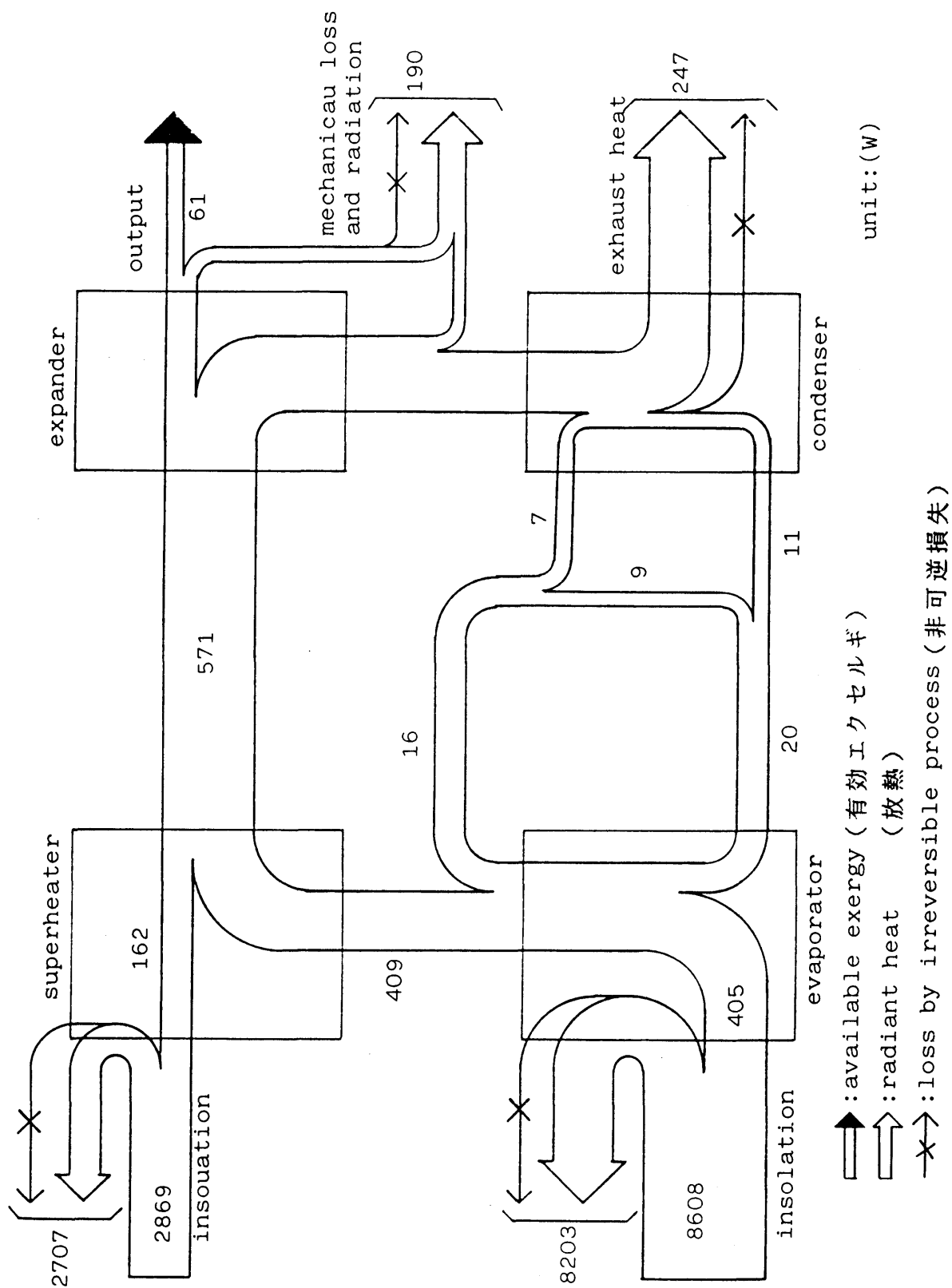


Fig. 5-24 Floe chart of exergy
エクセルギ流れ図

③エキスパンダ

図中の「機械的損失」の中には、吐出水がコンデンサを通過する際の圧力損失のように避けられないものも含まれているが、それを計算に入れてもエキスパンダの出力は80W 程度である。本実験装置ではダイヤフラムポンプの構造上、機械的損失を区別して測定することができなかった。しかし目安として、図示した例と同じ条件下でフロンが可逆的に断熱膨張したと仮定した場合の理論出力は265W 程度であり、効率が低いので、まだまだ改善の余地があると思われる。ダイヤフラムポンプ以外のエキスパンダについては次の章で述べる。

④コンデンサ

本実験で用いたコンデンサの性能は良く、過冷却が生じることもなかったが、圧力変動が大きかった。レシーバとコンデンサの容量バランスについて検討する必要がある。

⑤レシーバ

エバポレータから流出する飽和蒸気のもつエネルギーのうち、一部は作動流体の液を移送するサイクルで費やされる。このエネルギーとスーパーヒータに流入するエネルギーの比率（すなわち蒸気の体積比）は、理想的には(3.5)式で表されるが、実際にはレシーバに取り付けるレベルスイッチの位置にも影響される。図5-23の例では $180/4624=0.039$ であり、(3.5)式から計算した値3.4% に近くなっている。上側のレベルスイッチをレシーバの上端に近くするほどこの比率は小さくなり、効率が高くなる。

第6章 電子制御エキスパンダ

6.1 太陽熱機関用エキスパンダ

6.1.1 エキスパンダの種類と特徴

これまでの考察でも述べたように、エキスパンダはランキンサイクルを構成するユニットのなかでも重要な機器であり、その特性は全システムの効率に大きく影響する。太陽熱機関用としては比較的小型のものが用いられ、発電所などで使われる大型の軸流タービンとは異なる技術が必要となる。特に作動流体にフロンを用いる場合は油の溶解度が高いので一般に潤滑方法が問題となる。また粘性が小さいのでシールに高度な技術を要する。

このような問題に取り組み太陽熱機関用のエキスパンダはこれまでに各種のものが開発されている。その形式と特徴について以下に述べる。

(a) 半径流タービン

半径流タービンは比較的に圧力比が高いエキスパンダとして用いられるが、その特性上、小容量になると回転数が高くなるのに加えて部分的負荷特性が劣る[64]。

(b) レシプロ型

レシプロ型エキスパンダは弁の制御が必要であり、機械的なバランスを考慮しなければならないが小容量、低圧力比には向いている。ダイヤフラムポンプやスワッシュプレート型もこの一種である。

(c) スライディングベーン型

ベーン型エキスパンダは小容量機用として開発例が多い。図6-1 に示すよ

うに構造が簡単で高出力が得られるがミストや異物の混入に注意しなければならない。無潤滑で実験された例もあるが、内部漏れの防止や、ベーン
の耐久性などに問題があったので、一般には潤滑油を用いる[81][82]。

(d) スクリュー型

スクリュー型のエキスパンダは図6-2 のように2本のスクリューを用いる
ものである[61]。内部の隙間が大きく、問題が残っているが開発に力が注
がれている。

(e) その他の形式

エキスパンダの形式にはこの他にも、バンケル型ロータリー形式のものや
[83]，特殊なロータリー形式のもの[84]，歯車を利用したものなどがある。
また特にエキスパンダを用いず，作動流体の圧力によって直接水を圧送す
る方法も試みられている[40][41]。

本研究の太陽熱ポンプでエキスパンダとして用いたダイヤフラムポンプは故障
が少なく，ミストや異物の混入にもそれほど問題にならないという利点があり，
また潤滑の必要がないので取り扱いが簡単である。しかし，太陽熱から得られた
動力を流体を圧送するという形でしか使えないこと，内部での気体の膨張率が小
さく熱効率が低いこと，またダイヤフラムを通しての熱損失が大きいことなどの
欠点があった。そこで本研究では上に挙げた形式のうち，小容量機として有効な
スライディングベーン型のエキスパンダの特性を調べる実験をおこない，太陽熱
ポンプへの利用についてその可能性を検討した。また電子制御のレシプロ型エキ
スパンダを設計，試作し，回転動力を取り出す実験を行った。

6.1.2 ベーン型エキスパンダの実験

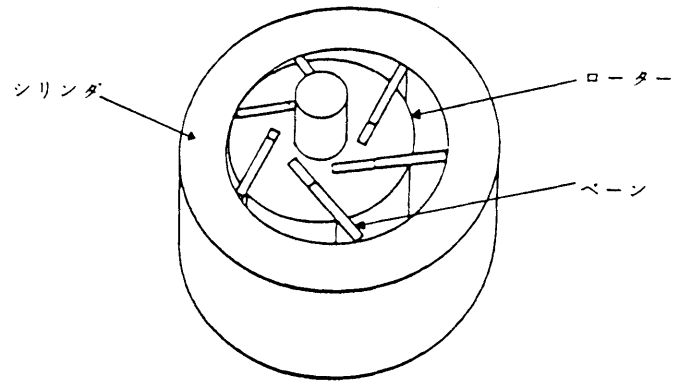


図 6-1 ベーンエキスパンダの断面

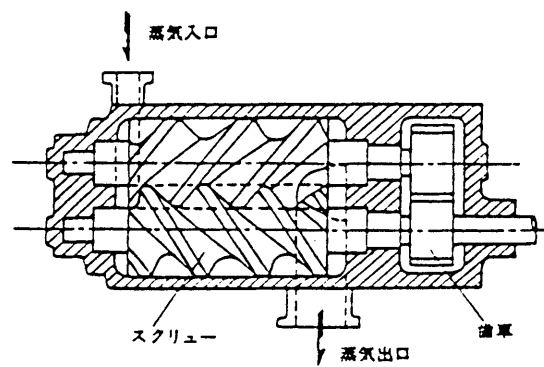


図 6-2 スクリュー型エキスパンダ

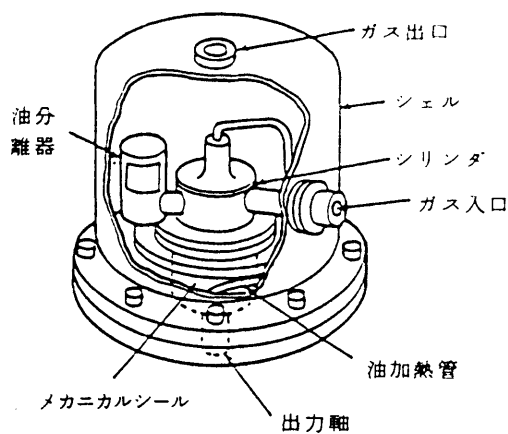


図 6-3 ベーンエキスパンダの構造

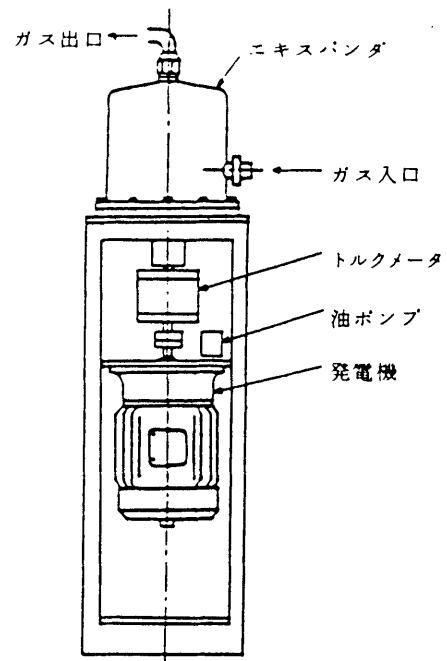


図 6-4 出力ユニットの構成

(1) 実験装置

実験に用いたエキスパンダはサンシャイン計画の一環として、三菱電機中央研究所が開発したものである[85]。その構造を図6-3に示す。このエキスパンダは6枚のカーボン製ペーンを装着したスライディングペーン型であり、油溜めを兼ねた $\phi 165 \times 210$ のシェル内に収納されている。行程容積は13cc/revで設計点における出力は750Wである。

内部の潤滑およびシールのためのオイルはsuniso-5GSを用いており、電磁ポンプで高圧部に供給される。膨張後のフロン蒸気に混入したオイルは金網製のオイルセパレータで分離され、シェル内に溜る。

(2) 実験方法

図6-4に出力ユニットの構成を示す。実験はエキスパンダにトルクメータを介し、発電機を連結して行った。作動流体にはR-114を用い、温水との熱交換により蒸気を発生させた。エキスパンダ入口のフロン蒸気の圧力は、エバポレータへの温水温度およびフロン流量の調節によりコントロールした。負荷トルクは発電機に連結した可変抵抗器により調節した。

(3) 実験結果および考察

実験の結果を図6-5に示す。図(a)は回転速度を1500rpmで一定として、フロン蒸気を変化させた場合の軸出力、発電機出力、および全断熱効率を示したものである。図(b)は同じく回転速度2000rpmにした場合である。

図によると、フロン圧力の上昇とともに軸出力および発電機出力が上昇している。全断熱効率は60%強と比較的高い効率であり、太陽熱ポンプに用いることによって出力上昇が期待できる。

なおこのエキスパンダの高圧側設計圧力は1.05MPa、回転速度は2800rpmで、

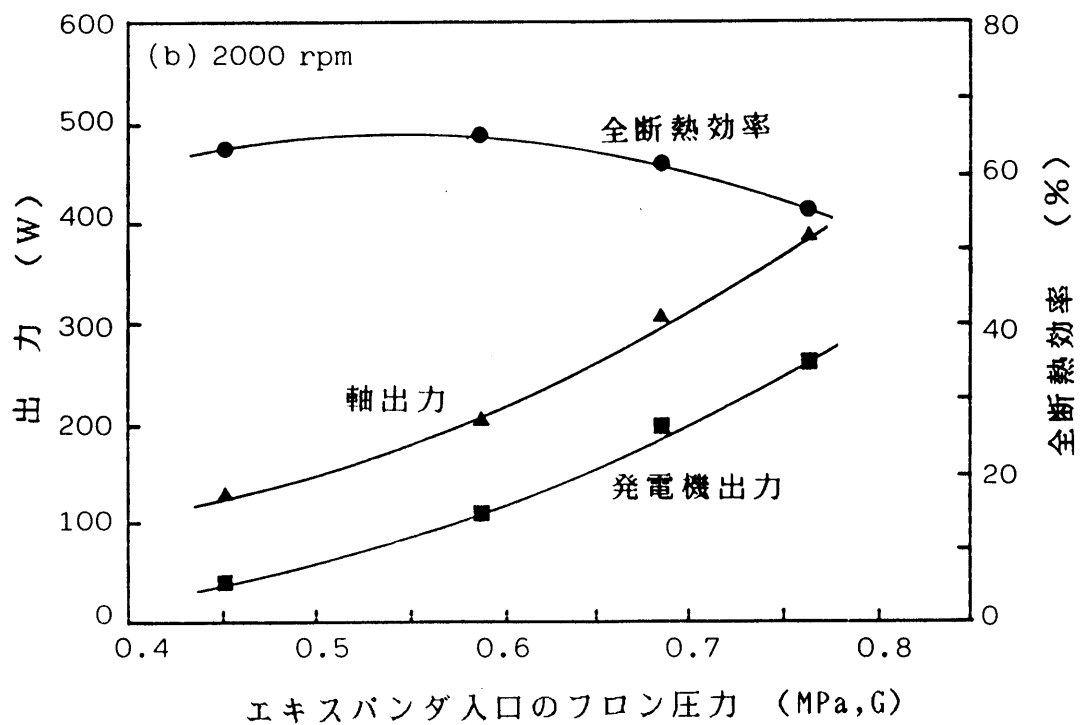
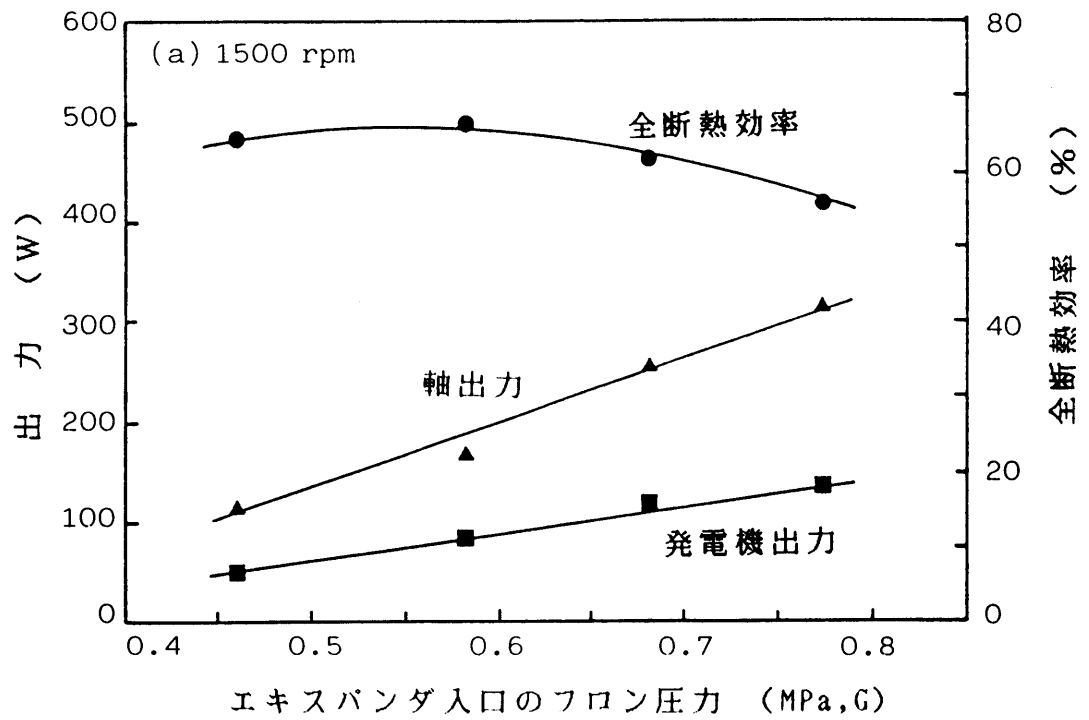


図 6-5 ベーンエキスパンダの特性

これは本実験の条件よりかなり高い設定である。従って、太陽熱ポンプシステムの運転条件に合わせた設計をすれば更に高い効率が得られる可能性がある。

6. 2 電子制御エキスパンダ

6.2.1 研究の目的

ベーン型のエキスパンダを用いることにより、太陽熱ポンプの出力上昇が期待できるが、問題点もある。第一に潤滑油を用いるという点である。潤滑油の大部分は分離されて、ポンプで回収されるが、一部は作動流体に混入してシステム内を循環する。そこで熱交換器などに付着し、伝熱を悪化させる。通常のフロンランキンサイクルでは配管系を直列にし、またある程度の圧力損失を覚悟した上で、配管を細くして作動流体の流れを速くし、潤滑油が一部に溜るのを防いでいる。しかし作動流体を自然循環させる場合は潤滑油が混入してはならず、どうしても無潤滑のエキスパンダを用いる必要がある。そこで本研究で開発することにしたエキスパンダは、第一に無潤滑であることを必要条件とした。無潤滑の技術はまた、冷凍機などのコンプレッサにも適用され得るものである。

第二に考慮すべき点として、太陽熱機関では日射量や負荷の変動に伴う作動流体の圧力変動が大きく、これに対応することが必要である。そこで本研究では、これまでのエキスパンダとは異なり、作動流体の圧力変動や負荷の変動に積極的に対応することを、第二の課題とした。

“無潤滑で、しかも作動流体の圧力変動に対応できる小型のエキスパンダ”という条件でいくつかの形式を検討した結果、本研究では、レシプロ式のエキスパンダを取りあげ、電子制御によってバルブの開閉時期（以下バルブタイミングと

呼ぶ)をコントロールすることにした。

そこで、まずレシプロ式のエキスパンダの理論効率を検討し、バルブタイミングを可変にすることの有効性を明らかにした。次にこのようなシステムが可能であることを実証するために、装置を試作して実験を行なった。

6.2.2 レシプロ式エキスパンダの理論効率

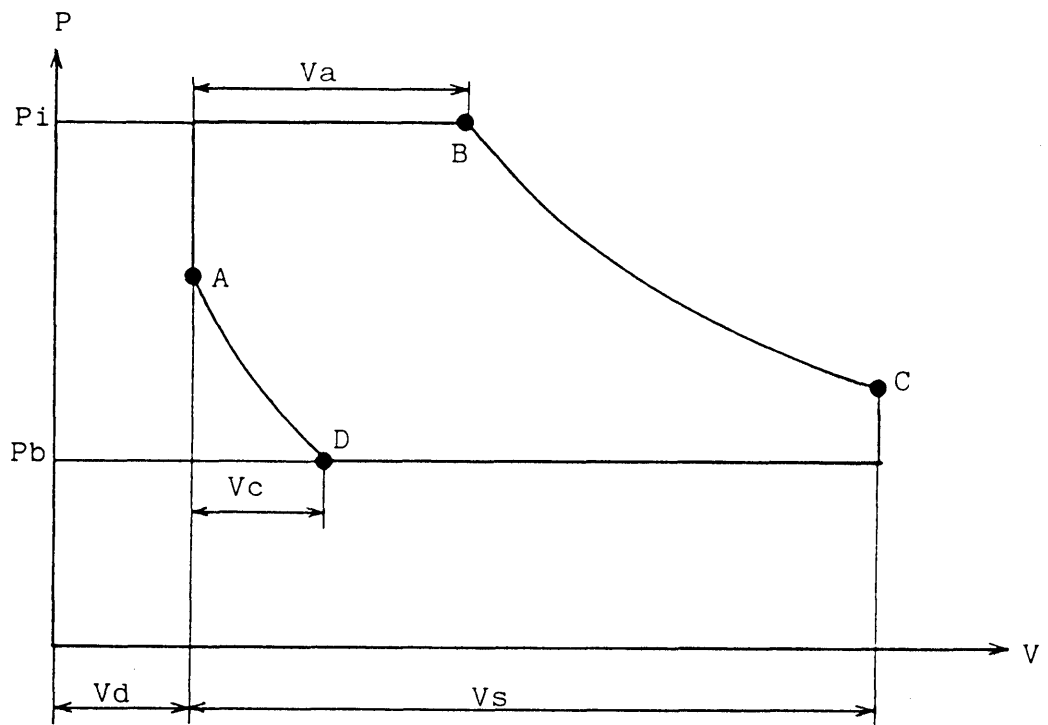
ここではレシプロ式エキスパンダのサイクルと理論効率について述べ、バルブタイミングと理論効率の関係を明らかにする。また、死空間容積の影響についても若干の考察を行う。

(1) R114の断熱指数

後で述べるようにエキスパンダの理論効率は作動流体の断熱指数 k に影響される。断熱指数は理想気体では1.67、空気では約1.4 であるが、物質により異なるのでよく調べておく必要がある。断熱指数は近似的に比熱比 C_p/C_v と等温指数 m の積で表され[86]、 $k = (C_p/C_v) m$ となる。本研究で用いたR114について、予想される太陽熱ポンプの運転条件下(温度 30~100 °C , 絶対圧力 0.2~0.7 MPa)で断熱指数 k を計算したところ $1.075 < k < 1.107$ となり、ほぼ一定の値であった。またこれまでの実験から $k = 1.10$ 付近での使用頻度が大きいことがわかった。そこで以後R114のエキスパンダ内での変化に関する計算を行うときは、近似的に $k = 1.1$ (一定) として行うことにした。

(2) レシプロ式エキスパンダの理論効率

レシプロ式エキスパンダの指圧線図は図6-6 のように表される[87][88]。蒸気の断熱指数 k を近似的に一定と仮定すると、図より1回転当たりの初期蒸気(高



A	: Inlet valve open	吸気弁開
B	: Inlet valve close	吸気弁閉
C	: Exhaust valve open	排気弁開
D	: Exhaust valve close	排気弁閉
P_i	: Initial pressure	初期圧力（高圧側圧力）
P_b	: Back pressure	背圧（低圧側圧力）
V_s	: Stroke volume	行程容積
V_d	: Dead volume (Clearance)	死空間容積
V_a	: Admission Volume	吸入容積
V_c	: Compression volume	圧縮容積

図 6-6 レシプロ式エキスパンダの理論的指圧線図

圧蒸気)の体積吸入量 V_r は次式で表される。記号については図中に示した通りである。

$$V_r = (V_d + V_a) - (P_b / P_i)^{1/k} (V_d + V_c) \quad \dots (6.1)$$

単位体積の初期蒸気が圧力 P_i から P_b に断熱膨張して行うことのできる工業仕事 W_i は,

$$W_i = \frac{k}{k-1} (P_i - P_i^{1/k} P_b^{1-1/k}) \quad \dots (6.2)$$

次に、損失がない場合の1回転当たりの仕事量 W_r は、図6-6より、

$$\begin{aligned} W_r = & P_i V_a + \frac{P_i}{k-1} \{ (V_d + V_a) - (V_d + V_a)^k (V_d + V_s)^{1-k} \} \\ & - P_b (V_s - V_c) - \frac{P_b}{k-1} \{ (V_d + V_c)^k V_d^{1-k} - (V_d + V_c) \} \end{aligned} \quad \dots (6.3)$$

エキスパンダの理論効率 η_t は次式で表される。

$$\eta_t = \frac{W_r}{V_r W_i} \quad \dots (6.4)$$

(6.4)式に(6.1),(6.2),(6.3)式を代入すると次式が得られる。

$$\begin{aligned}
\eta_t = & \left[P_i V_a + \frac{P_i}{k-1} \{ (V_d + V_a) - (V_d + V_a)^k (V_d + V_s)^{1-k} \} \right. \\
& \left. - P_b (V_s - V_c) - \frac{P_b}{k-1} \{ (V_d + V_c)^k V_d^{1-k} - (V_d + V_c) \} \right] \\
& \div \left[\frac{k}{k-1} \{ (V_d + V_a) - (P_b/P_i)^{1/k} (V_d + V_c) \} \right. \\
& \left. (P_i - P_i^{1/k} P_b^{1-1/k}) \right] \quad \dots (6.5)
\end{aligned}$$

ここで各容積を次のように無次元化する。

$$K_a = \frac{V_a}{V_s}, \quad K_d = \frac{V_d}{V_s}, \quad K_c = \frac{V_c}{V_s} \quad \dots (6.6)$$

また蒸気の圧力比を次のように K_p とおくと、

$$K_p = \frac{P_i}{P_b} \quad (K_p > 1) \quad \dots (6.7)$$

(6.5), (6.6), (6.7) 式より、

$$\begin{aligned}
 \eta_t = & \left[K_p K_a + \frac{K_p}{k-1} \{ (K_d + K_a) - (K_d + K_a)^k (K_d + 1)^{1-k} \} \right. \\
 & \left. - (1 - K_c) - \frac{1}{k-1} \{ (K_d + K_c)^k K_d^{1-k} - (K_d + K_c) \} \right] \\
 & \div \left[\frac{k}{k-1} \{ (K_d + K_a) - K_p^{-1/k} (K_d + K_c) \} (K_p - K_p^{1/k}) \right] \\
 & \dots (6.8)
 \end{aligned}$$

すなわち、損失がない場合、エキスパンダの効率は、

$$\eta_t = f(k, K_p, K_d, K_a, K_c) \quad \dots (6.9)$$

の形で表され、蒸気の断熱指数 k と圧力比 K_p 、死空間の容積 K_d 、およびバルブタイミング（これより K_a 、 K_c が決まる）の関数となる。

ところで、エキスパンダでの過程が図6-7 に示すように等圧過程と断熱過程だけで構成される場合は、次の式が成り立つ。

$$\begin{aligned}
 P_i (V_d + V_a)^k &= P_b (V_d + V_s)^k \\
 P_i V_d^k &= P_b (V_d + V_c)^k
 \end{aligned} \quad \dots (6.10)$$

これより、

$$\begin{aligned}
 K_a &= K_p^{-1/k} (K_d + 1) - K_d \\
 K_c &= (K_p^{1/k} - 1) K_d
 \end{aligned} \quad \dots (6.11)$$

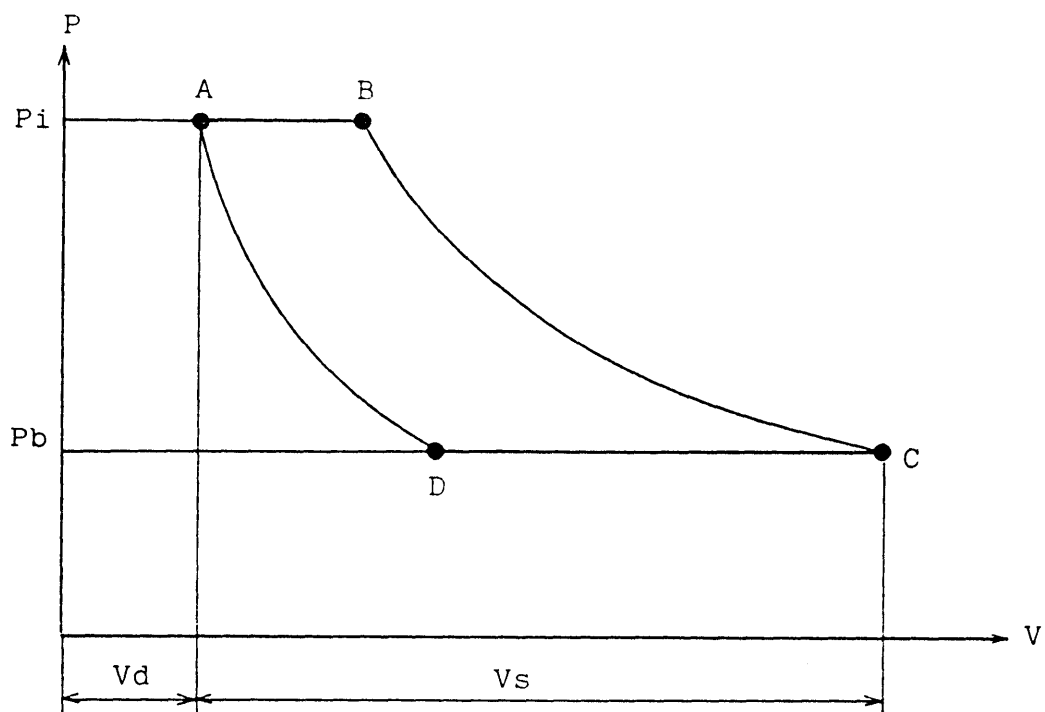


図 6-7 可逆過程のみによる指圧線図

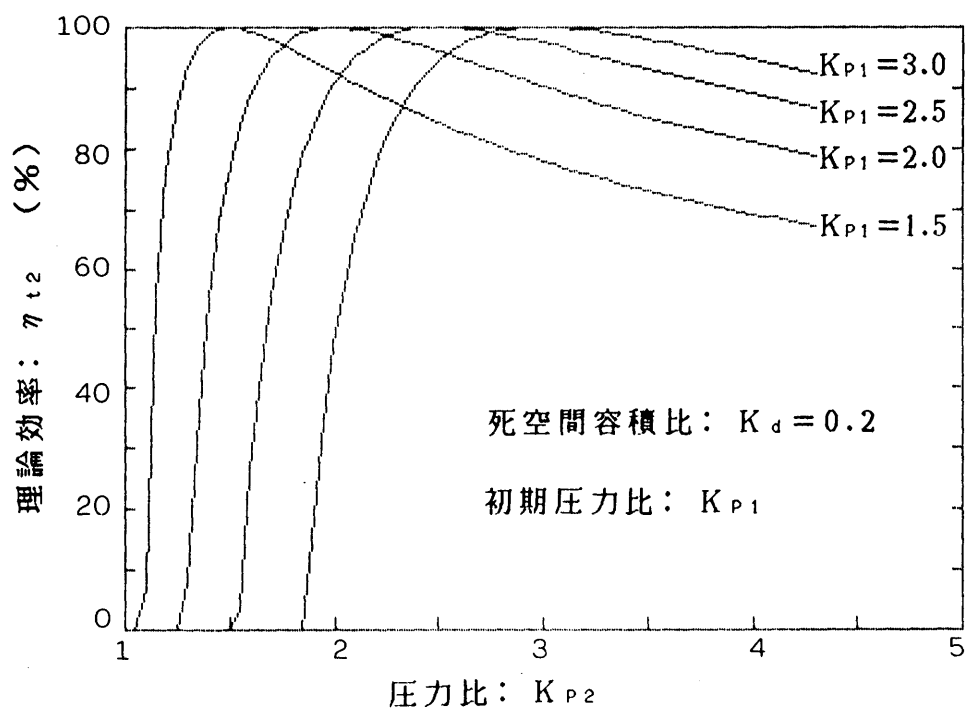


図 6-8 圧力比の変動による理論効率の変化

(6.11)式を(6.8)式に代入すると $\eta_t = 1$ で理論効率は100% となる。しかし $K_d > 1 / (k p_1^{1/k} - 1)$ の場合は(6.11)式において $K_a < 0$, $K_c > 1$ となり、可逆過程のみによるサイクルの構成は不可能となる。この場合は $K_a = 0$, $K_c = 1$ としたとき η_t が最大となるが、その最大値は1より小さい。従って死空間容積を大きくとり過ぎるとバルブタイミングをどのように設定しても最大理論効率を100%にすることは不可能となる。

(3) 損失がない場合のバルブタイミングの設定

レシプロ式のエキスパンダにおいて、吸気弁を上死点で開き、排気弁を下死点で開くものとして問題になるのはバルブを閉じる時期である。(図6-6 のB点とD点)。死空間容積 K_d と蒸気の圧力比 K_p が与えられた場合、理論効率を100%にするには(6.11)式に従ってこの時期を設定すればよい。しかしバルブタイミングを固定している限り、圧力比 K_p が変化すれば理論効率が小さくなる。今、 $K_p = K_{p1}$ であったとして(6.11)式によりバルブタイミングを設定したものとす。その後圧力変動があり $K_p = K_{p2}$ となった場合、理論効率 η_{t2} は次式で表される。

$$\begin{aligned} \eta_{t2} = & \left[K_{p2} (k K_{p1}^{-1/k} - K_{p1}^{-1}) (K_d + 1) \right. \\ & \left. - (k - 1) (K_{p2} K_d + K_d + 1) + (k K_{p1}^{1/k} - K_{p1}) K_d \right] \\ & \div \left[k \{ K_{p1}^{-1/k} (K_d + 1) - (K_{p1} / K_{p2})^{1/k} K_d \} \right. \\ & \left. (K_{p2} - K_{p2}^{1/k}) \right] \\ & \dots (6-12) \end{aligned}$$

例として断熱指数 $k = 1.1$, 死空間容積 $K_d = 0.2$ として、これを図示すると図6-8 のようになる。図からわかるように、ある圧力比にあわせてバルブタイミング

を設定すると、特に圧力比が小さくなった場合に理論効率が著しく低下する。これを防ぐ方法のひとつとして、圧力比の変動にあわせて、バルブタイミングを変更するということが考えられる。たとえば図6-9 に示すように P_i が ΔP_i だけ変動した場合、バルブタイミングを元のままにしておくと最初A B C Dであった指圧線図がA' B' C' D'と破線のように変わり、特に下の図の場合ではサイクルの一部で指圧線図が逆向きの回転になり、損失が大きく効率が低下する。上の図の場合は1回転当たりの仕事量は増えるものの、サイクルが非可逆過程を含むようになるのでやはり効率が低下する。これを防ぐにはバルブをとじる時期を $B \rightarrow B''$ および $D \rightarrow D''$ と変更すればよい。それによって元のようにエキスパンダでのサイクルを可逆過程のみで構成することができる。一般には P_i のみでなく P_o も変化するが、その場合でも(6.11)式が成り立つようにバルブを閉じる時期をコントロールすることによって、図6-10のようにサイクルを変化させ、理論効率を100%に維持することができる。しかし、実際のエキスパンダでは蒸気の流入と流出に時間を要し、指圧線図は図6-11のようになる[88]。また次に述べるように、機械的損失などを考慮すると、バルブの開放はここで求めた時期より早めに行い、閉鎖は遅めに行う方が効率が高くなる。

(4) 機械的損失を考慮したバルブタイミングの設定

エキスパンダに機械的損失がある場合、1回転当たりの損失仕事を L とすると、理論効率 η_l は(6.5)式の分子に $-L$ を加えた形になり、次式で表される。

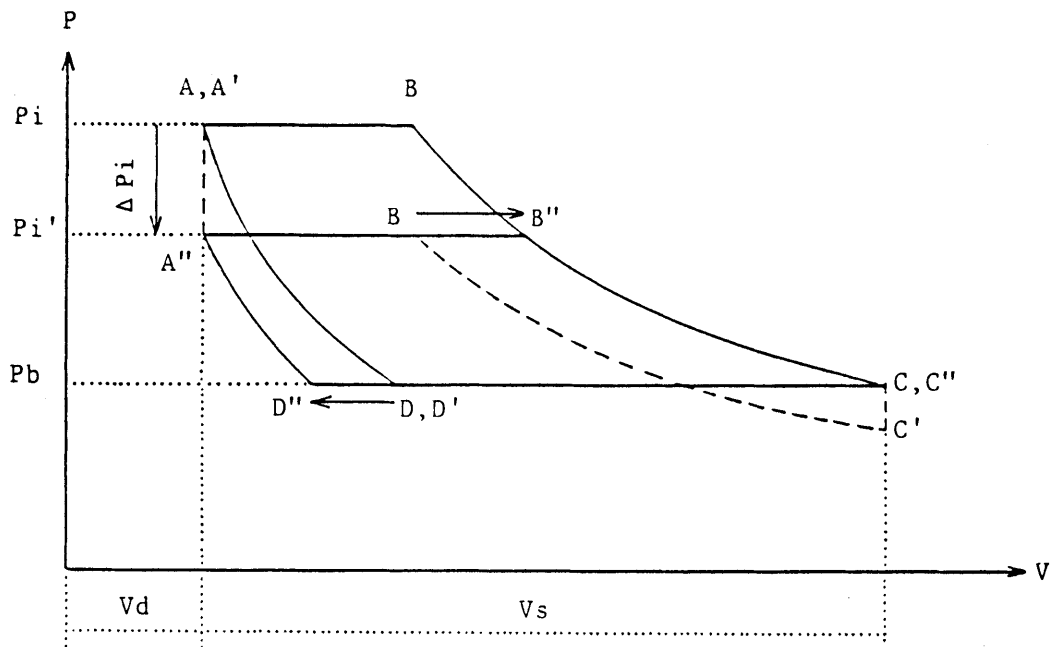
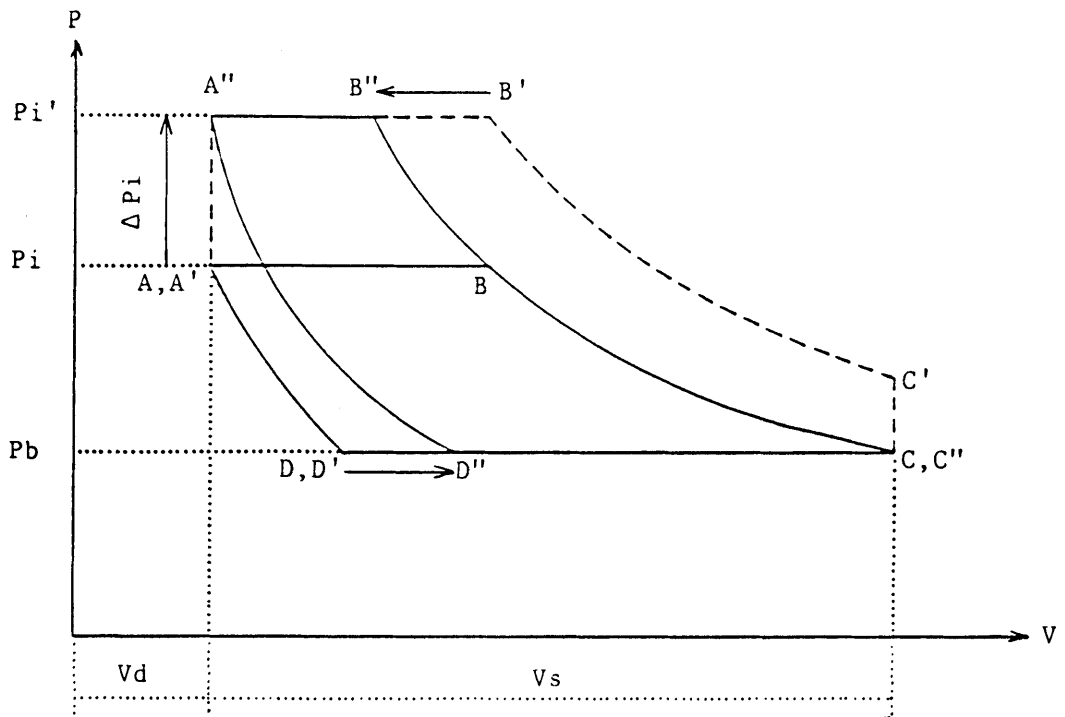


図 6-9 バルブタイミングの変更

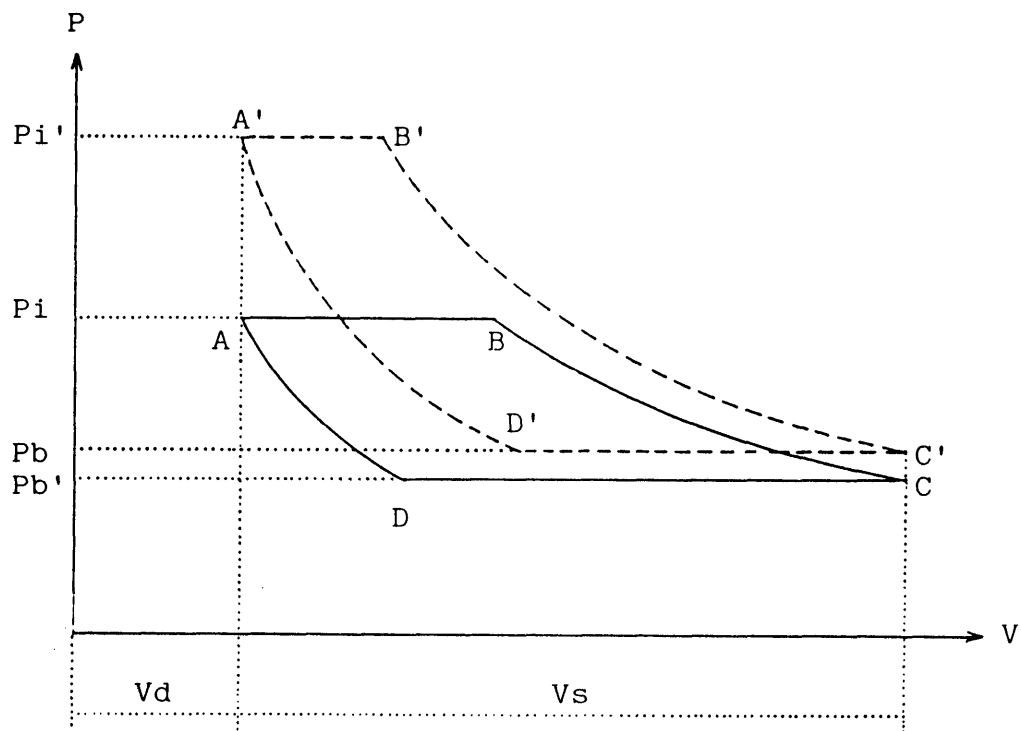


図 6-10 バルブタイミングの変更による理想過程の維持

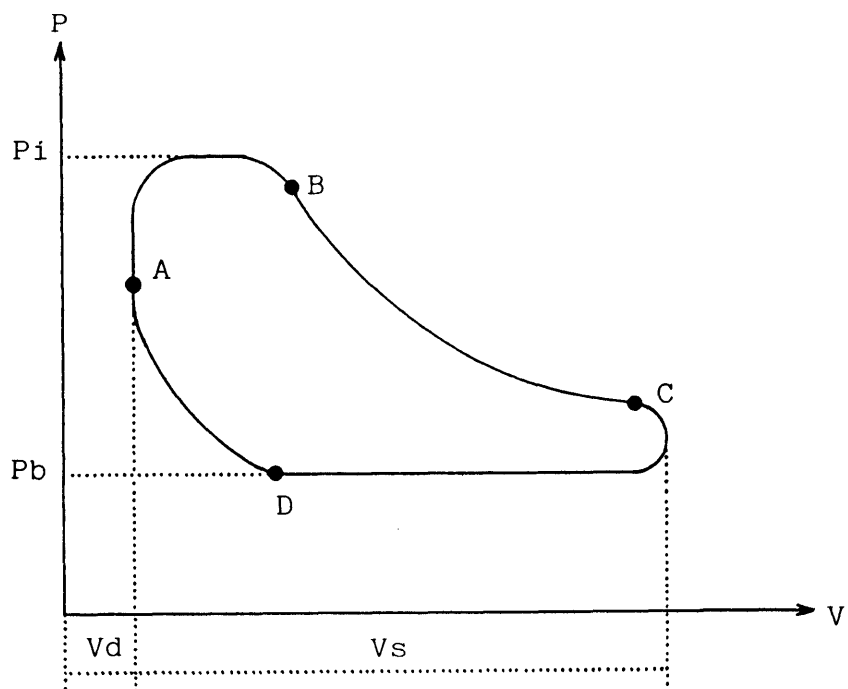


図 6-11 現実的な指圧線図

$$\begin{aligned}
\eta_L = & \left[P_i V_a + \frac{P_i}{k-1} \{ (V_d + V_a) - (V_d + V_a)^k (V_d + V_s)^{1-k} \} \right. \\
& \left. - P_b (V_s - V_c) - \frac{P_b}{k-1} \{ (V_d + V_c)^k V_d^{1-k} - (V_d + V_c) \} - L \right] \\
& \div \left[\frac{k}{k-1} \{ (V_d + V_a) - (P_b/P_i)^{1/k} (V_d + V_c) \} \right. \\
& \left. (P_i - P_i^{1/k} P_b^{1-1/k}) \right] \quad \dots (6.13)
\end{aligned}$$

L と $P_b V_s$ の比をとって無次元化し次のようにおくと、

$$K_L = \frac{L}{P_b V_s} \quad \dots (6.14)$$

(6.5)式から(6.8)式への変化と同様に、次式が得られる。

$$\begin{aligned}
\eta_L = & \left[K_P K_a + \frac{K_P}{k-1} \{ (K_d + K_a) - (K_d + K_a)^k (K_d + 1)^{1-k} \} \right. \\
& \left. - (1 - K_c) - \frac{1}{k-1} \{ (K_d + K_c)^k K_d^{1-k} - (K_d + K_c) \} - K_L \right] \\
& \div \left[\frac{k}{k-1} \{ (K_d + K_a) - K_P^{-1/k} (K_d + K_c) \} (K_P - K_P^{1/k}) \right] \\
& \dots (6.15)
\end{aligned}$$

ここで、効率 η_L を最大にするバルブタイミング K_a , K_c を求めたいわけであるが、この形のままで非常に困難である。そこで次のようにおく。

$$\left[\begin{array}{l} \frac{K_d + K_a}{K_d + 1} = a \\ \\ \frac{K_d + K_c}{K_d} = c \end{array} \right. \quad \dots (6.16)$$

これより、(6.15)式は次のようになる。

$$\begin{aligned} \eta_L = & \left[K_P (K_d + 1) (-a^k + k a) + K_d (-c^k + k c) \right. \\ & \left. - (k - 1) (K_P K_d + K_d + 1 + K_L) \right] \\ & \div \left[k (K_P - K_P^{-1/k}) \{ (K_d + 1) a - K_P^{-1/k} K_d c \} \right] \\ & \dots (6.17) \end{aligned}$$

ここで、機械的損失がバルブタイミングに依存しないと仮定できる場合は、最大効率を与えるバルブタイミングは次式を a および c について解くことによって求められる。

$$\left[\begin{array}{l} \frac{\partial \eta_L}{\partial a} = 0 \\ \\ \frac{\partial \eta_L}{\partial c} = 0 \end{array} \right. \quad \dots (6.18)$$

(6.17), (6.18)式より,

$$\begin{aligned}
 & k K_P (1 - a^{k-1}) \{ (K_d + 1) a - K_P^{-1/k} K_d c \} \\
 & = K_P (K_d + 1) (-a^k + k a) + K_d (-c^k + k c) \\
 & \quad - (k - 1) (K_P K_d + K_d + 1 + K_L) \\
 & - k K_P^{1/k} (1 - c^{k-1}) \{ (K_d + 1) a - K_P^{-1/k} K_d c \} \\
 & = K_P (K_d + 1) (-a^k + k a) + K_d (-c^k + k c) \\
 & \quad - (k - 1) (K_P K_d + K_d + 1 + K_L)
 \end{aligned}$$

これより,

$$\begin{aligned}
 & K_P (1 - a^{k-1}) + K_P^{1/k} (1 - c^{k-1}) = 0 \\
 & K_P (K_d + 1) a^k + K_d c^k - (K_P K_d + K_d + 1 + K_L) = 0
 \end{aligned}$$

これより, a と c の関係式, および c を消去した式が次のように得られる.

$$c = \{ K_P^{1-1/k} (1 - a^{k-1}) + 1 \}^{1/(k-1)} \quad \dots (6.19)$$

$$\begin{aligned}
 & K_P (K_d + 1) a^k + K_d \{ K_P^{1-1/k} (1 - a^{k-1}) + 1 \}^{k/(k-1)} \\
 & - (K_P K_d + K_d + 1 + K_L) = 0 \quad \dots (6.20)
 \end{aligned}$$

このうち(6.20)式は1変数の方程式であり、数値計算によって簡単に解くことができる。たとえばニュートンラブソン法で解いた場合は収束が早く、機械的損失が推定できる場合にはパーソナルコンピュータによる自動制御の計算式のひとつとすることも可能である。

図6-12はこの式によって理論効率を最大にするバルブタイミングを求めた結果である。ここでは圧力比 K_p をパラメータとし、機械的損失 K_L による最適バルブタイミングの変化を吸入容積比 K_d および圧縮容積比 K_c として表した。 $K_L=0$ の時の値は損失がない場合の最適バルブタイミングを表しており、これは(6.11)式の値に等しい。図からわかるように、機械的損失の増大に伴って K_d は大きくなり、 K_c は小さくなる。すなわち機械的損失を考慮すると、吸気弁をおよび排気弁を閉じる時期は、(6-11)式で表されるタイミングより遅目に設定して、1回転当たりの仕事量を大きくした方が効率が高くなる。

図6-13はこの場合の最大理論効率を示す。この値は(6.19)、(6.20)式で求めた K_d 、 K_c を(6.11)式に代入すれば求められる。自明のように機械的損失の増大に伴って最大理論効率は低下し、やがては運転が不可能となる。

(5) 死空間容積

ここでは死空間容積の影響について簡単に述べる。機械的損失はないものとする。

先に述べたように $K_d < 1 / (K_p^{1/k} - 1)$ の範囲であれば、死空間容積にかかわらずバルブタイミングの操作によって理論効率を100%に維持できる。しかし、1回転当たりの仕事量は K_d によって変化する。これについては(6.1)、(6.11)式より、

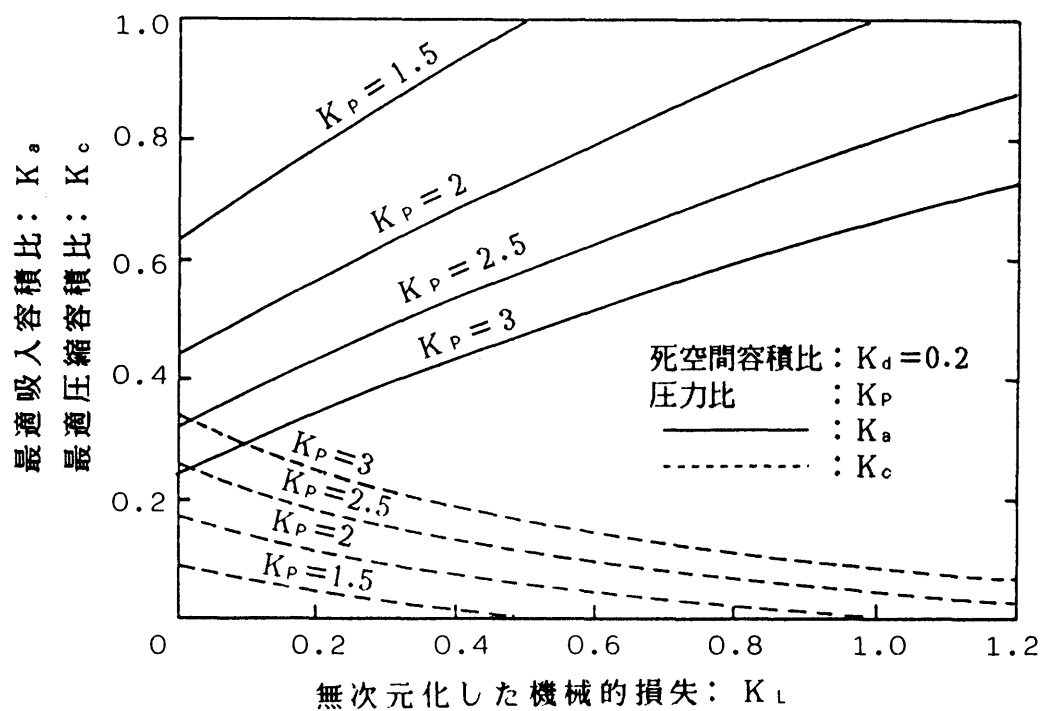


図 6-12 機械的損失がある場合の最適バルブタイミング

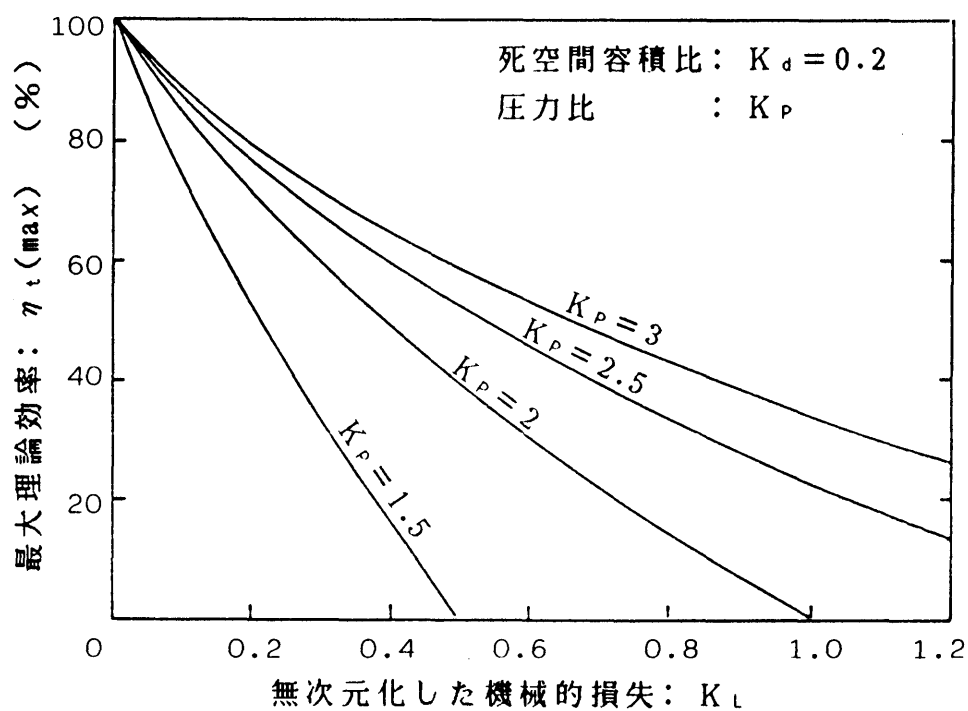


図 6-13 機械的損失がある場合の最大理論効率

$$\frac{V_r}{V_s} = (K_{p0}^{-1/k} - 1) K_d + K_{p0}^{-1/k} \quad \dots (6.21)$$

$K_{p0}^{-1/k} < 1$ であるから V_s が同じであれば K_d を大きくするほど蒸気吸入量 V_r が小さくなる。この場合理論効率は100% であるから V_r が小さくなれば理論出力も小さくなる。従って行程容積あるいはシリンダ容積が同じであれば死空間容積を小さくするほど理論出力は大きくなる。

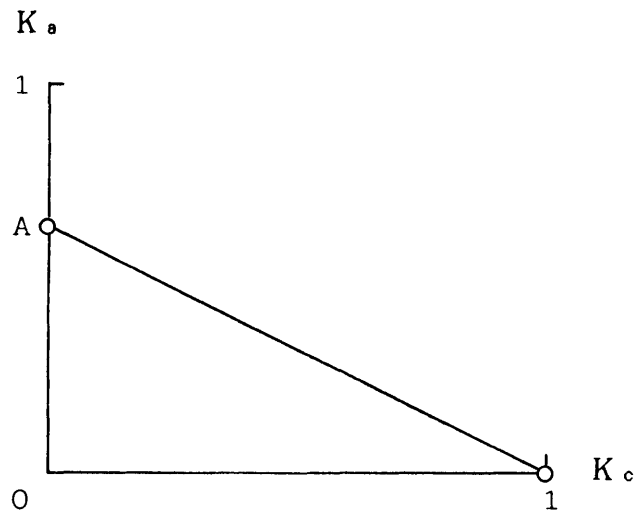
ところで、圧力比の変動によるエキスパンダの理論効率の低下を防ぐもうひとつの方法として、死空間容積をコントロールすることが考えられる。この方法ではバルブタイミングを操作する場合のように理論効率を100% に維持することはできないが、操作するパラメータは理論的にはひとつですむ。この方法について以下に述べる。

設計圧力比が K_{p0} で、このときに100% の理論効率を出し、圧力比の変動に対して死空間容積の操作で対応するエキスパンダを考える。

(6.11)式に $K_p = K_{p0}$ を代入し、 K_d を消去すると次式が得られる。

$$K_a = \frac{1 - K_{p0}^{-1/k}}{K_{p0}^{1/k} - 1} (1 - K_c) \quad (0 < K_c < 1) \quad \dots (6.22)$$

従って K_a および K_c が図6-14に示す直線上にあるようにバルブタイミングを設定し、 $K_d = K_c / (K_{p0}^{1/k} - 1)$ なる死空間容積を与えることによって設計圧力比 K_{p0} における理論効率を100% にできる。圧力比の変動に対しては死空間容積を変化させ、(6.8)式を最大にするような K_d を与えればよい。例として、
 $k = 1.1$, $K_{p0} = 2$ としたときの計算結果を図6-15に示す。図中の曲線は圧力比が変化した場合の最大理論効率と、それを与える死空間容積を表す。図からわか



$$A = (1 - K_{p0}^{-1/k}) / (K_{p0}^{1/k} - 1)$$

図 6-14 K_a と K_c の関係

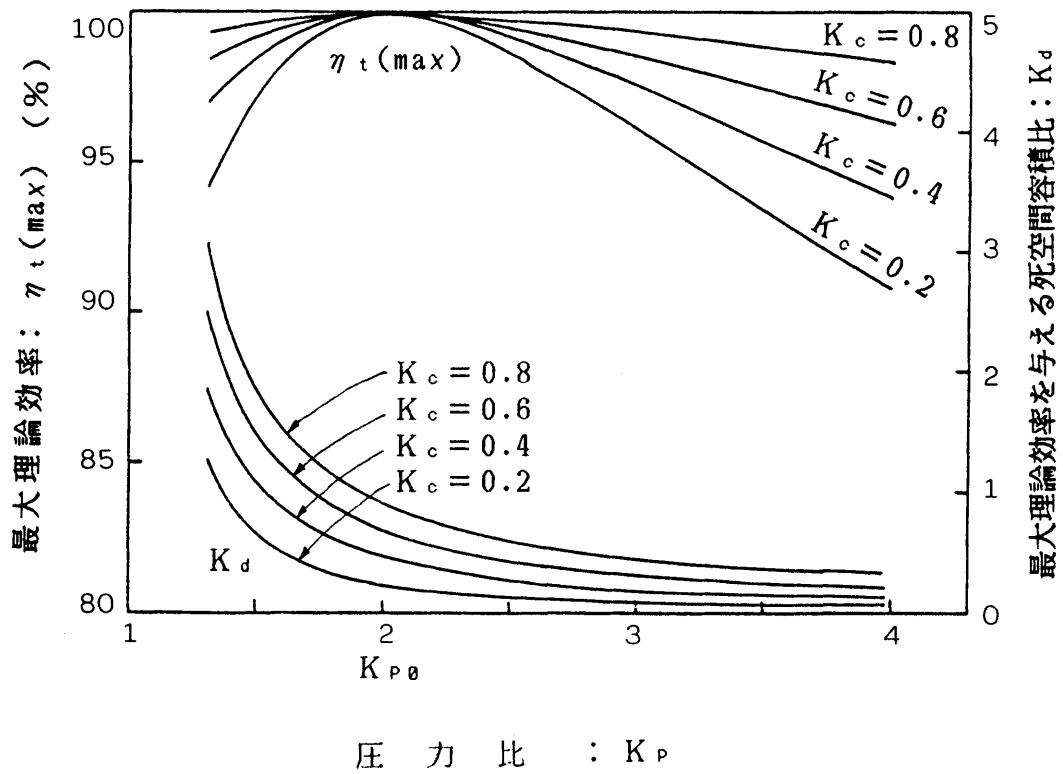


図 6-15 死空間容積を操作する場合の最大理論効率

るように圧力比の変動に応じて、死空間容積を適切な値に変化させれば理論効率をかなり高く保つことができる。また設定するバルブタイミングについては、 K を大きく設定するほど最大理論効率を高く維持できるが、死空間容積の必要変動幅が大きくなり、また1回転当たりの仕事量が小さくなる。実際のエキスパンダでは効率のみではなく出力も重要であり、このように1回転当たりの仕事量が大きく変動するというのは、大きなデメリットとなる。従って、死空間容積の制御は理論的には興味をもたせるが、現実的ではないように思われる。

6.2.3 電子制御エキスパンダの構成と制御

(1) 電子制御エキスパンダの構成

6.2.2 で述べた2つの方法のうち、バルブタイミングをコントロールすることにより、作動流体の圧力変動に対応できるエキスパンダを試作した。これは指圧線図を見ながら、コンピュータによってバルブタイミングを自由にコントロールできるものである。図6-16にエキスパンダの計測制御系の概念図を示す。図において、ロータリーエンコーダはクランク軸の回転角を検出する。このエンコーダはアブソリュート型のものであり、軸の絶対角度の情報をシーケンサに常時出力する。またコンピュータは作動流体の圧力や回転数などの情報から適切なバルブタイミングを計算し、随時シーケンサに出力する。シーケンサはコンピュータからの信号を記憶し、エンコーダからの信号と一致した時点で電磁弁の開閉を行う。図6-17(a)～(c)にエキスパンダの構成と、組み立て図の一部を示す。また図6-18, 19に外観を示す。以下に主要構成部品および計測機の諸元を述べる。

- (a) シリンダ : 太陽鉄工製 エアシリンダ 10A-2 ϕ 50 ストローク 50
- (b) 電磁弁 : C K D 製 マルチレックスバルブ AB41-03-5-4A-AC100

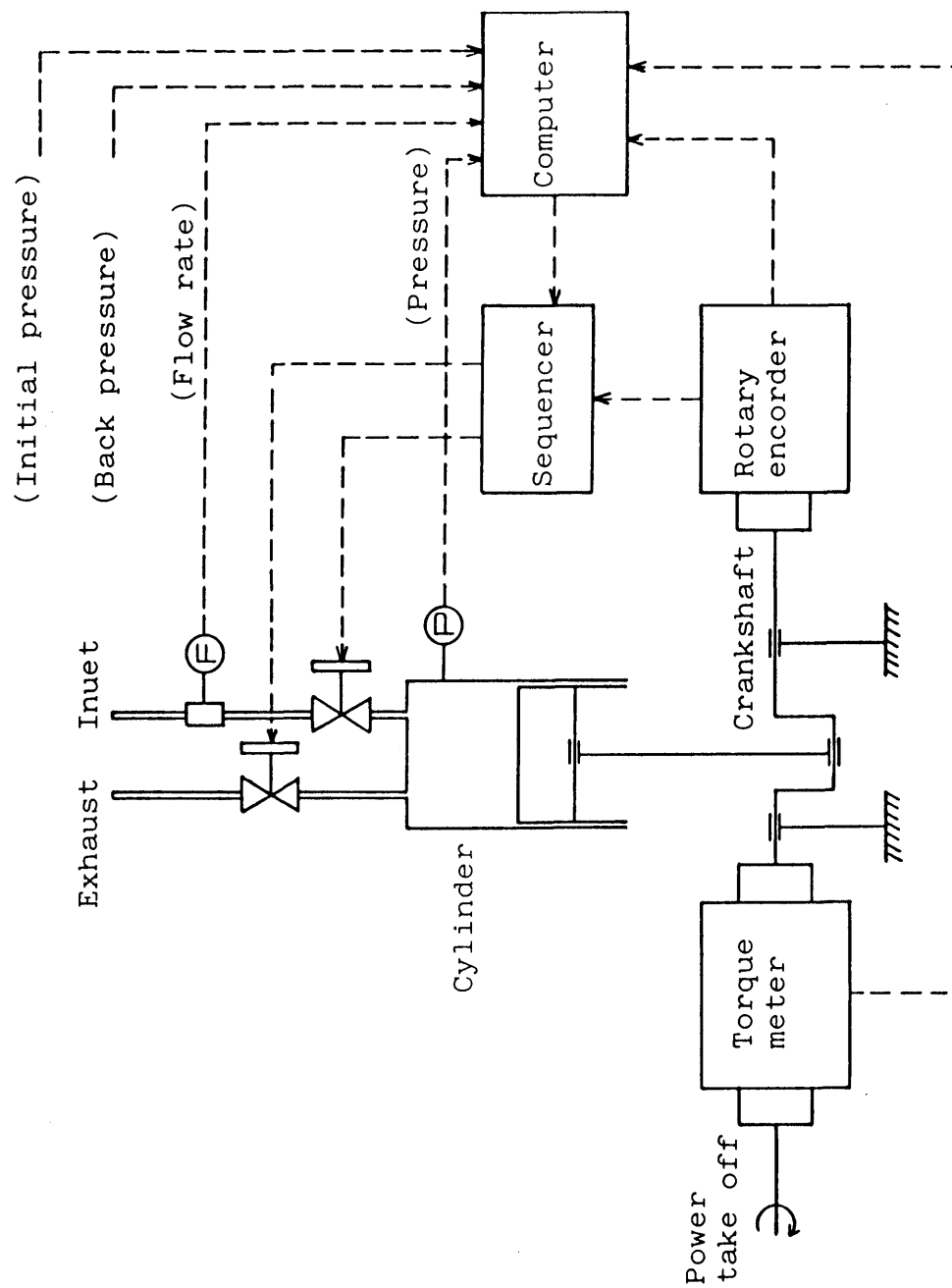


図 6-16 エキスパンダの計測制御系

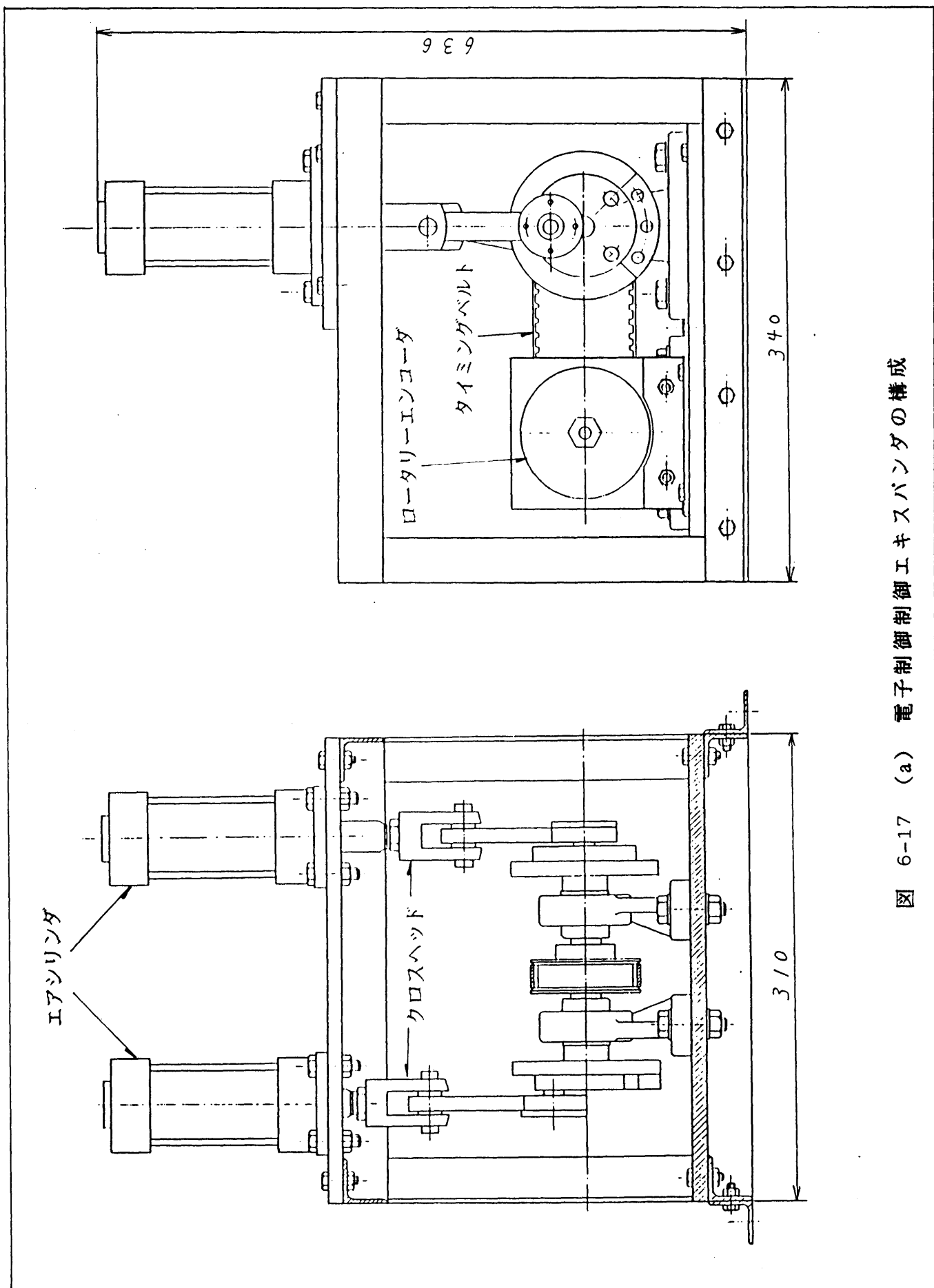
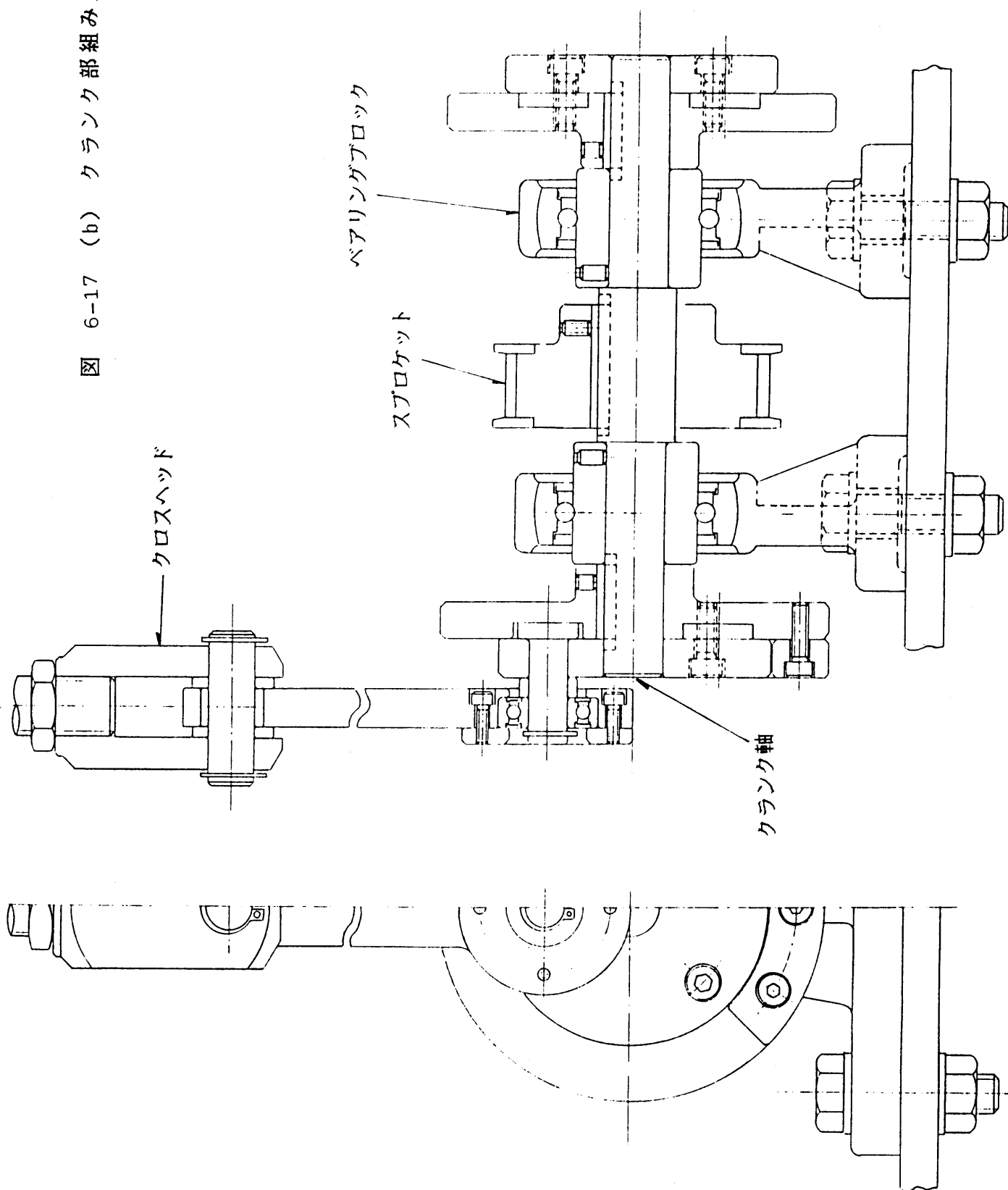


図 6-17 (a) 電子制御エキスパンダの構成

図 6-17 (b) クラシク部組み立て図



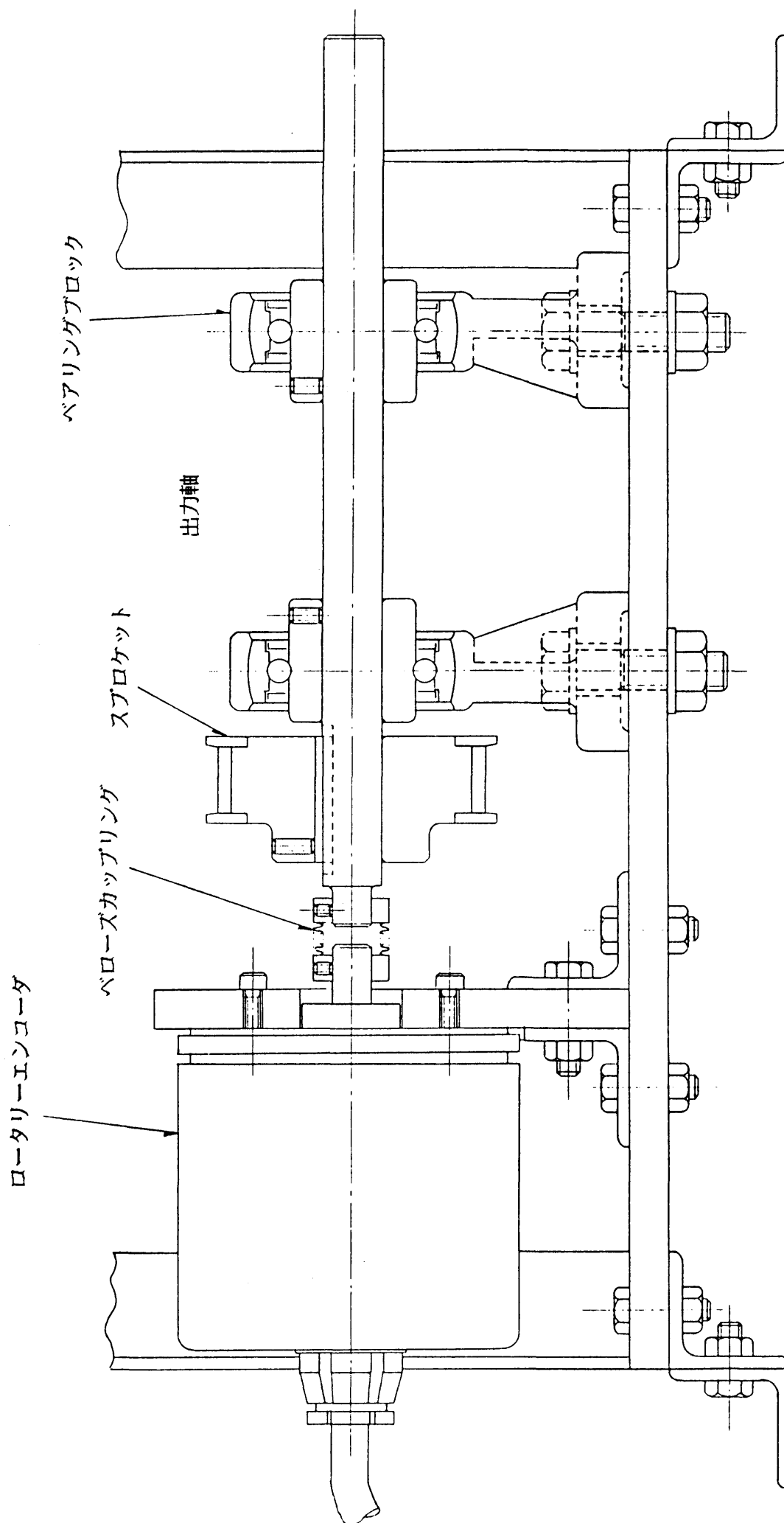


図 6-17 (c) 出力軸組み立て図

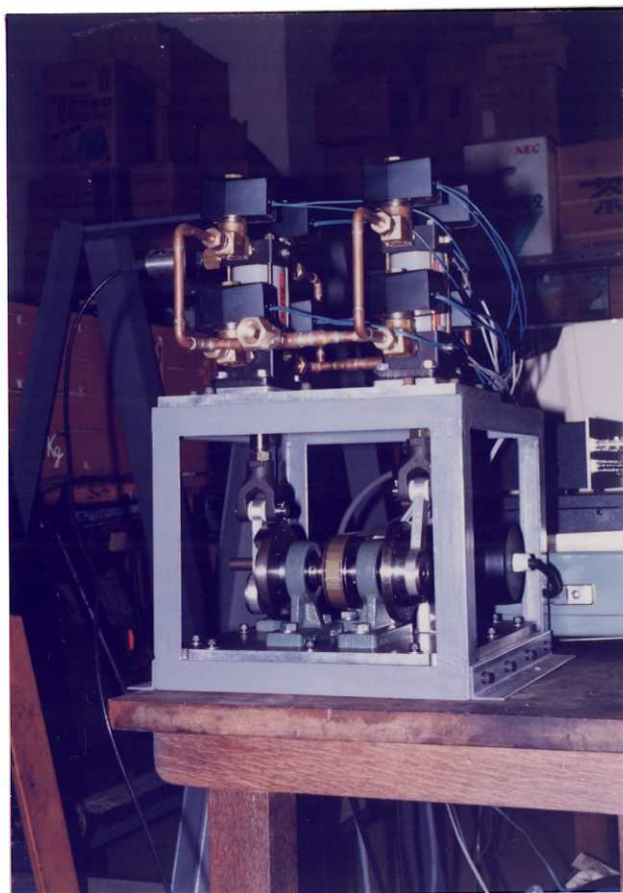


図 6-18 電子制御エキスパンダの外観

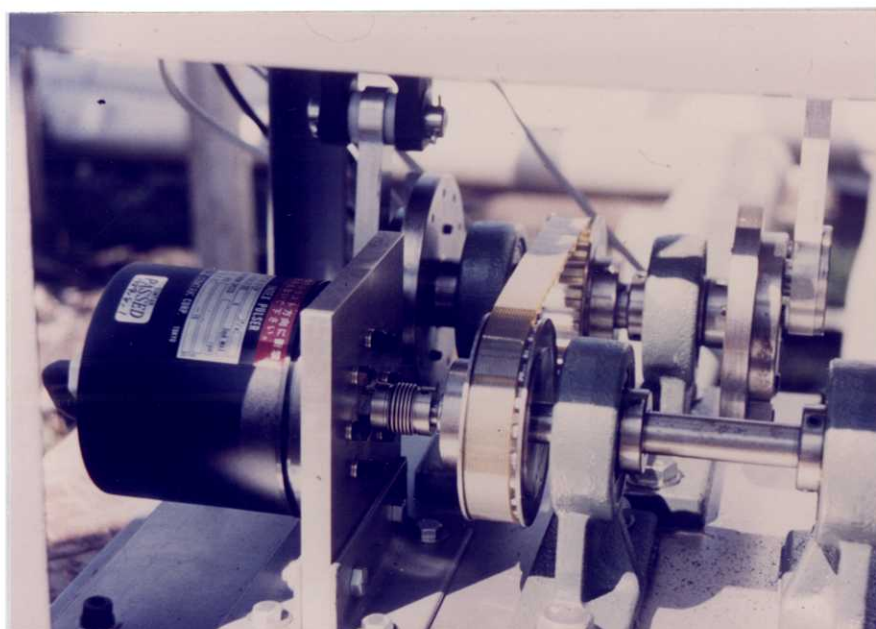


図 6-19 ロータリーエンコーダ

- (c) ロータリーエンコーダ：サムタク製 アブソリュートエンコーダ IPA-720
- (d) 圧力センサ ：共和電業製 圧力変換器 PH-10KA
- (e) トルクメータ：小野測器製 デジタルトルクメータ，検出器 SS-100
- (f) 負荷装置 ：神鋼電機製 電磁パウダブレーキ POB 2.5W

(2) シーケンサの構成

電子制御エキスパンダの電磁弁はシーケンサによって開閉される。試作したシーケンサを図6-20に示す。またブロック図を図6-21に示す。図にはロータリーエンコーダ，コンピュータのI/O ポート，および電磁弁1個分のコントロール回路を示した。

図で各電磁弁の開閉時期のデータは8ビットの2進コードでシーケンサに入力される。シーケンサではB-G デコーダによってこの信号をグレイコードに変換する。グレイコードについては後に述べるが，ロータリーエンコーダでよく用いられている符号体系である。変換された信号はメモリーとして用いている D-F.F (Delayed Flip-flop) で記憶される。コンピュータからは電磁弁8個分の開閉時期，すなわち計16のデータが順次送られるが，デマルチプレクサによってこれを各D-F.F にふりわけて記憶させる。

クランク軸の回転角は，ロータリーエンコーダからの信号によって常時シーケンサに入力される。本実験装置で用いたエンコーダは軸の絶対角を10bit のコードに変換して出力するが，本装置ではこのうち上位8bitを絶対角の情報として用い，下位2bitはシーケンサ内およびコンピュータとシーケンサ間でデータ転送のタイミングをとるために利用した。エンコーダからの信号とD-F.F に記憶されている信号はコンパレータ（比較回路）で比較される。コンパレータはこれらが一致した時にパルスを出力する。電磁弁開の時期を知らせるパルスと，閉の時期を知らせるパルスはそれぞれ R-S-T F.F (Reset-Set-Triggered Flip-flop) に入



図 6-20 バルブ操作シーケンサ

力される。R-S-T F.F はこれに応じて、電流増幅のためのバッファおよびフォトサイリスタを介して電磁弁を作動させる。

図6-22はシーケンサの回路図である。図のようにD-F.F にはTTL の74LS175 を、コンパレータには74LS85を2個並列にして用いた。フォトサイリスタはシャープのS101DD3 を用いて、交流100V電源のスイッチングを行った。なおB-G デコーダおよび R-S-T F.F. の回路構成は図6-23, 24にそれぞれ示した。[89]

(3) B-Gデコーダ

B-G デコーダは純2進コード（通常の2進コード）をグレイコードに変換するものである。グレイコードは図6-25に示すようなコードであり、いかなる場合でもある数からその隣の数に変化するとき、1桁の符号だけしか変化しないような符号体系である。このため機械的に読み取ってもあいまいさが生じることはない。またMSB（最上位bit）以外は上下対称となっており、MSB を反転させることにより、数の大小を容易に逆転させることができる。このような利点から一般にロータリーエンコーダのコード板にはグレイコードが印刷されている。本実験装置で用いたロータリーエンコーダも基本的にはグレイコードによっている。純2進コード（ B_k ）とグレイコード（ G_k ）の間には次式の関係がある[90]。

$$G_k = \overline{B_{k+1}} \cdot B_k + B_{k+1} \cdot \overline{B_k} \quad (k=0,1,2,\dots,n-1) \quad \dots (6.15)$$

純2進コードからグレイコードへの変換はソフトウェアでもこの式によって行えるが、本実験装置ではコンピュータ側の負担を軽減するため、図6-23に示したように不一致回路による構成のハードウェアによって行った。本実験装置ではロータリーエンコーダを通常と逆方向に回転させたので、図に示すようにMSB にイン

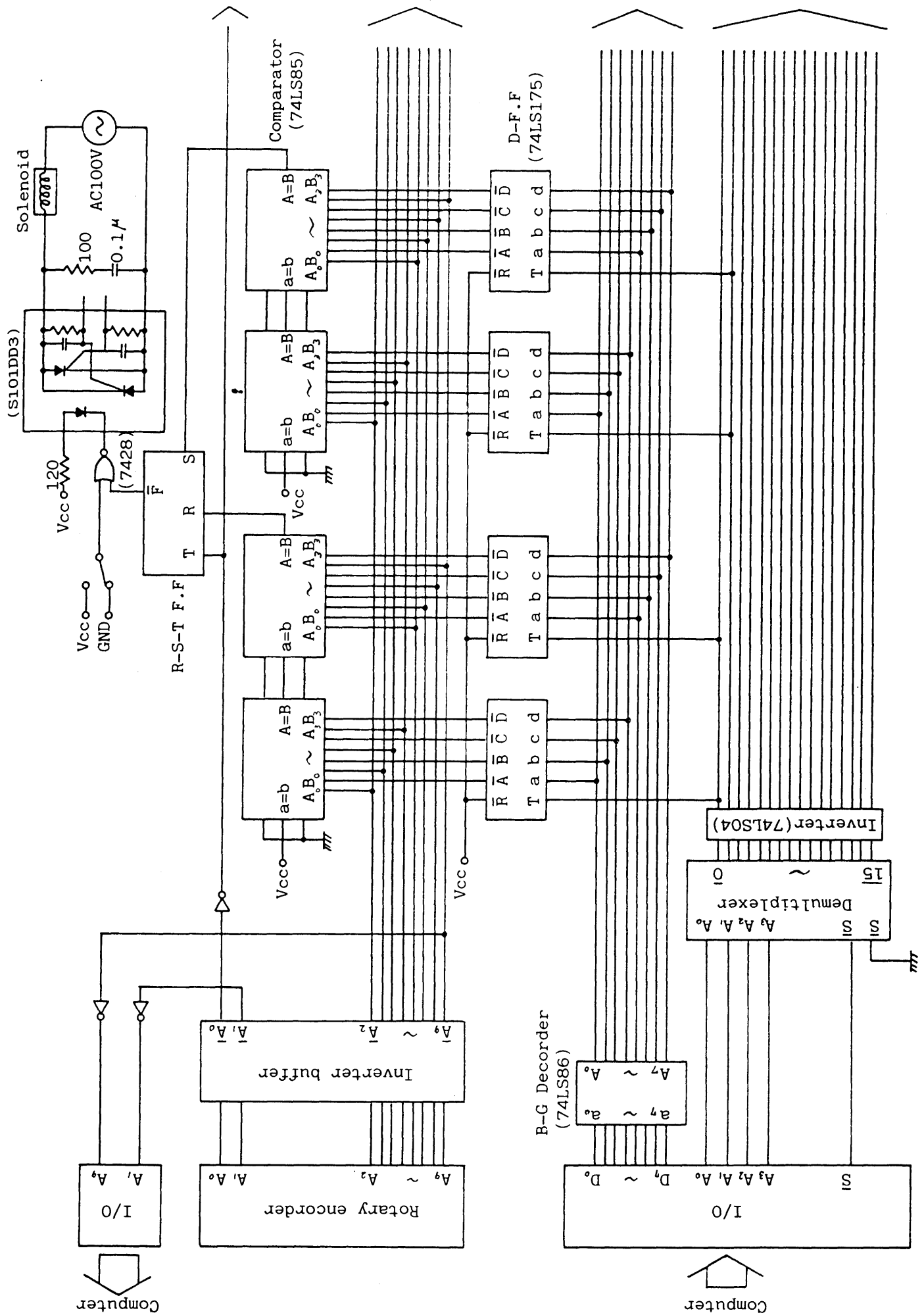
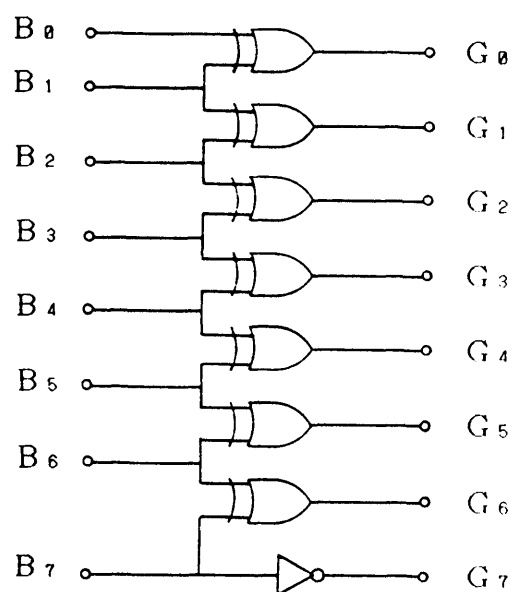


図 6-22 シーケンサ回路図



2進コード→グレイコード
負論理，反転型

図 6-23 B - G デコーダ

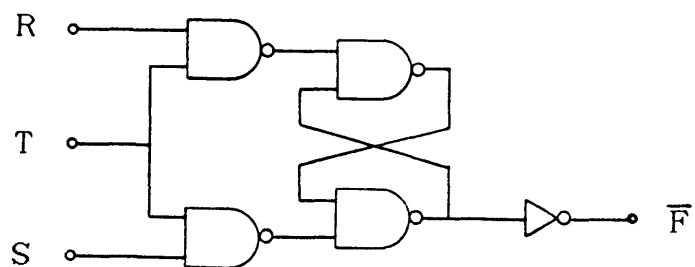
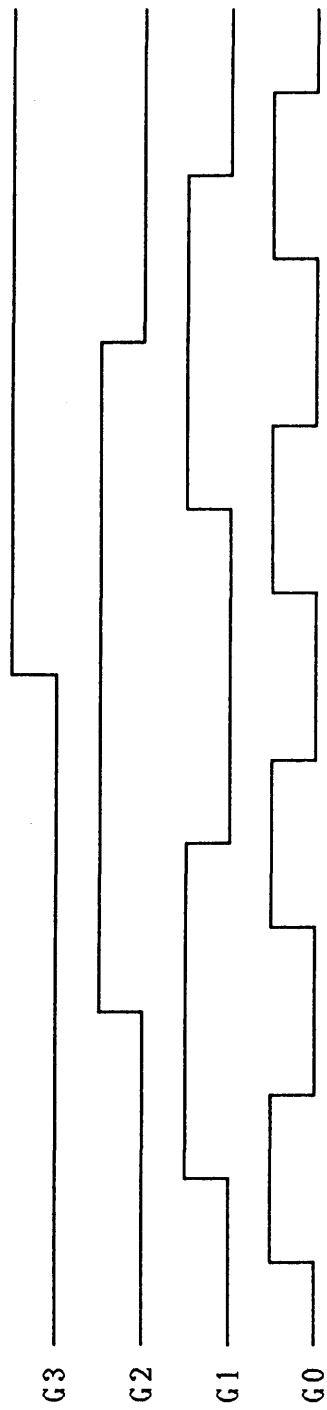
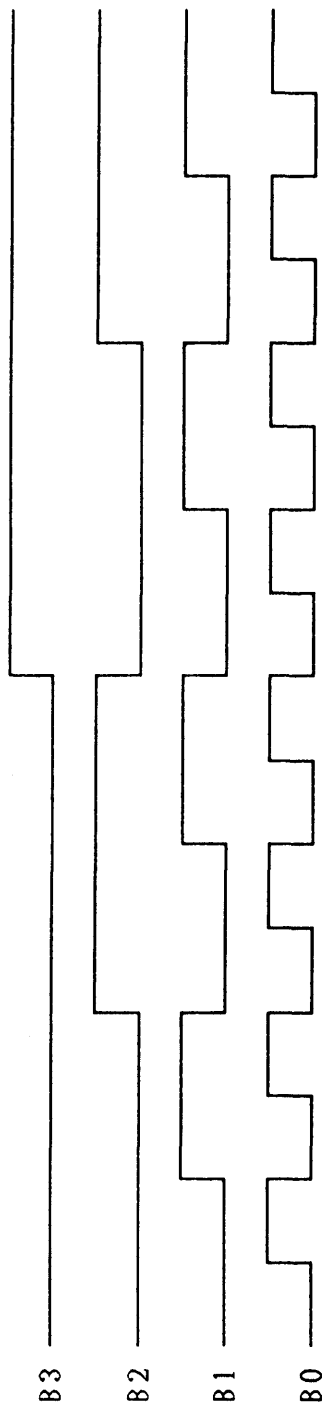


図 6-24 R - S - T フリップフロップ

グレイコード



純2進コード



10進コード

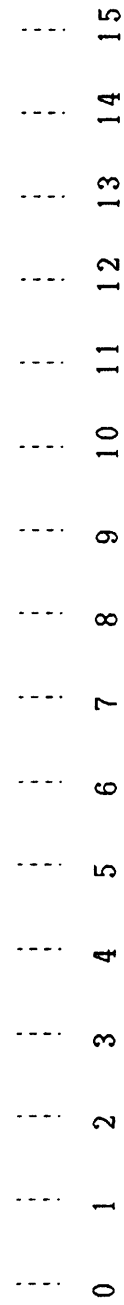


図 6-25 純2進コードとグレイコード

バータを取り付けてこれに対応させた。

(4) データ転送のタイミング

(a) D-F.Fの記憶内容の変更

バルブタイミングのデータはD-F.F に記憶されているが、これを変更するには時期を選ばなくてはならない。タイミングが悪いと誤動作の原因となり。例えば1回転する間バルブが開いたままになったりする恐れがある。本実験装置では、図6-26に示したタイミングでデータの書き換えを行った（図中のシリンダ名については図6-39(P.234)参照）。これは各シリンダのバルブタイミングが、図示した回転角度をはさんで変更されることはないからである。図中の A0～A9 はロータリーエンコーダからの出力を表し、上の数値は上死点を0°としたクランク軸の角度を表す。また、付録7にバルブタイミング変更のマシン語プログラムを示す。

(b) シリンダ内圧力の測定

シリンダ内圧力の測定は図6-27に示すタイミングで行った。ロータリーエンコーダのMSB が立ち上がった時点で、圧力センサを取り付けたシリンダのピストンは上死点に達する。その後エンコーダの第2bit（図中のA1）の立ち上がりを検知して回転角4度ごとに測定を行った。付録8にこのプログラムを示す。

6.2.4 圧縮空気による実験

与えられた運転条件下で、エキスパンダの効率を最大にするバルブタイミングを最適なバルブタイミングということにすると、最適なバルブタイミングは、理

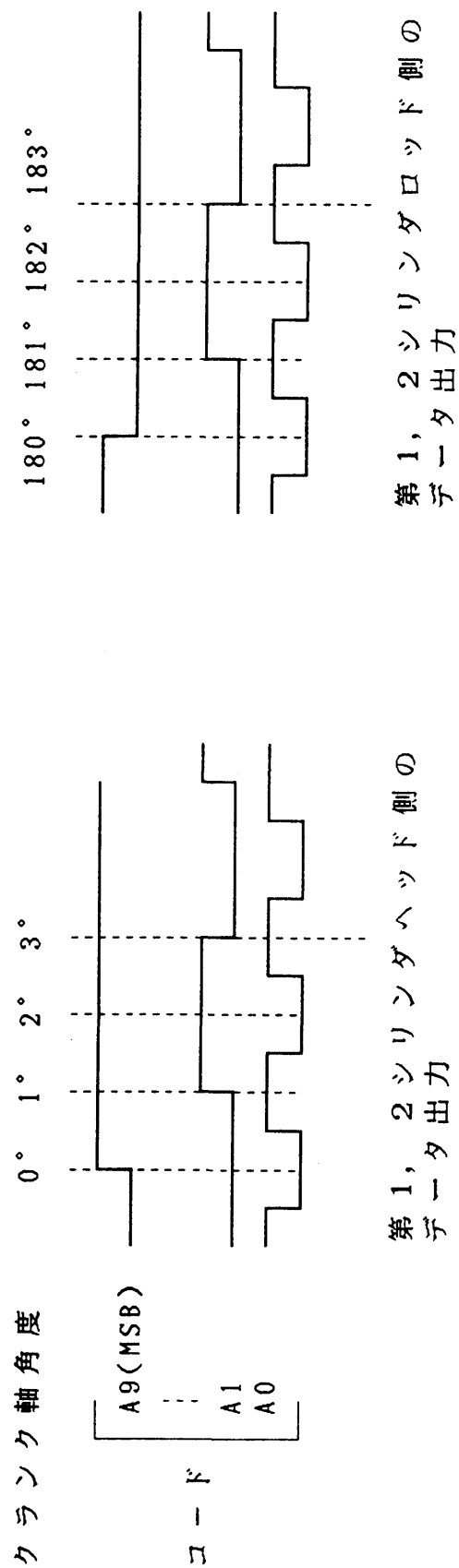


図 6-26 バルブタイミングデータ出力のタイミング

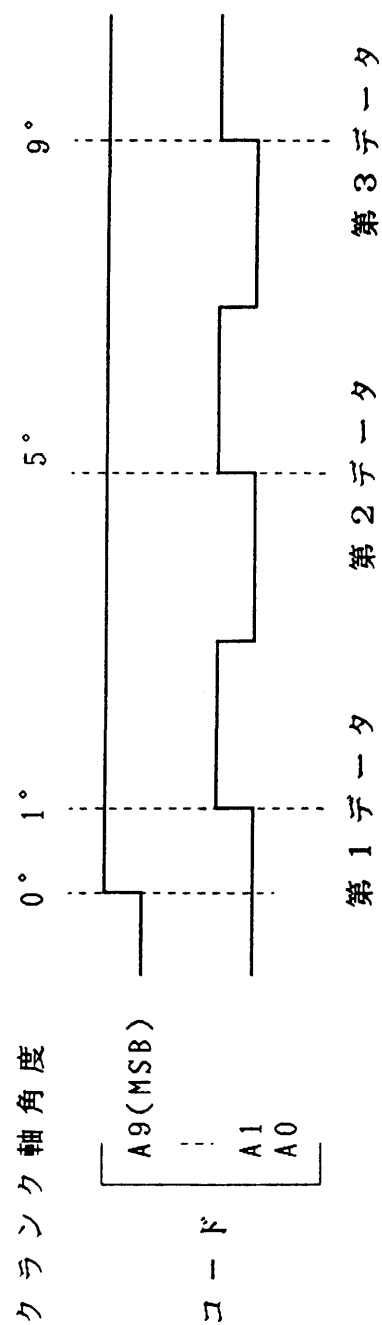


図 6-27 シリンダ内圧力データ読み込みのタイミング

論的には先にのべたように作動流体の断熱指数と圧力比，およびエキスパンダの機械的損失より決定される．しかし実際には，バルブの開閉に有限の時間を必要とするので，その影響も考慮してタイミングを設定しなければならない．また機械的損失の大きさも予測することが必要である．そこで，これらのデータを得ること，またバルブタイミングを変更することの有効性を確認することを目的として，利用しやすい圧縮空気によって予備的な実験を行った．

(1) 実験装置および実験方法

図6-28に実験装置の外観を示す．実験ではエキスパンダの出力軸をトルクメータを介して電磁ブレーキに連結させ，負荷を与えた．圧縮空気はコンプレッサから得て，レギュレータで一定の圧力にし，エキスパンダに送り込んだ．空気の流量は層流管式の流量計（層流管 COSMO LF-100L，マノメータ DM-3300）で測定した．

(2) 実験結果

① バルブタイミングによる出力および効率の変化

バルブタイミングが機械効率にどの程度影響するか調べるために，例として，2つの運転条件を設定し，バルブタイミングと全断熱効率の関係を調べた．第1の運転条件は供給空気圧0.05MPa，回転速度150rpm，第2の運転条件は供給空気圧0.1MPa，回転速度200rpm，とした．実験の結果は表6-1～4の通りである．またこれを図示すると図6-29および30のようになる．表の上段の数値は出力を表わし，下段は効率を表わす．コンプレッサの容量からの制限で，0.1MPa以上の空気圧では定常的な空気の供給が行えず，これ以上の圧力でのデータはとっていないが，より高压の空気を供給すれば更に高出力が得られると思われる．なおデータ

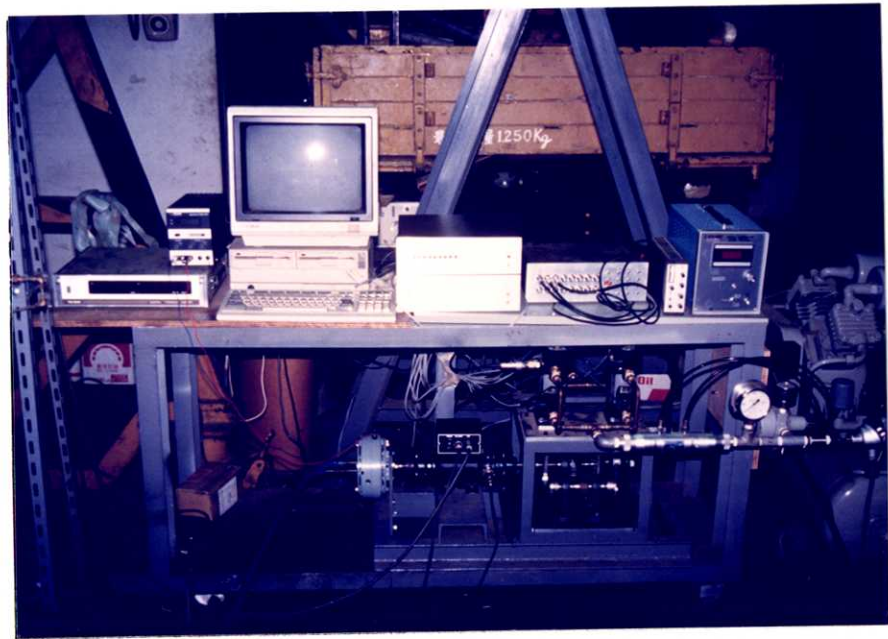


図 6-28 圧縮空気によるエキスパンダの実験装置

表 6-1 バルブ閉のタイミングによる出力と効率の変化
(初期空気圧 0.05 MPa, 回転速度 150 rpm)

		吸 気 弁 閉							
		140°	130°	120°	110°	100°	90°	80°	70°
排 気 弁 閉	350°	17.8 36.2	17.4 36.8	17.6 40.1	16.3 39.7	14.1 37.4	11.4 32.3	8.7 27.1	5.4 19.1
	340°	18.3 44.5	18.7 47.9	18.6 50.3	18.0 51.8	15.9 50.7	13.7 48.1	8.5 34.7	4.9 23.6
	330°	18.6 46.2	19.1 49.7	18.6 50.5	17.7 52.7	15.7 52.7	13.7 51.6	9.4 44.6	5.0 26.0
	320°	18.5 47.1	19.1 50.6	18.8 53.5	17.4 53.2	15.0 53.4	13.6 50.7	10.0 43.4	4.8 27.2
	310°	17.7 47.0	18.1 49.1	18.0 51.1	16.0 49.5	14.2 49.3	12.0 46.9	8.3 37.2	—
	300°	15.7 43.1	15.5 45.0	15.4 47.0	14.5 48.0	12.1 44.5	9.7 42.3	6.2 34.6	—
	290°	12.8 38.4	11.8 40.1	13.3 46.3	12.5 45.5	10.6 41.8	7.3 35.8	—	—
	280°	—	—	—	—	—	—	—	—

* 上段：出力（W）， 下段：効率（％），〔—〕：回転不能

* 吸気弁閉：350°， 排気弁閉：160°

表 6-2 バルブ閉のタイミングによる出力と効率の変化
(初期空気圧 0.1 MPa, 回転速度 200 rpm)

		吸 気 弁 閉							
		140°	130°	120°	110°	100°	90°	80°	70°
排 気 弁 閉	350°	50.3 33.7	49.1 34.6	50.8 34.7	47.6 36.0	48.7 38.8	44.4 38.1	39.1 36.4	34.8 35.4
	340°	52.5 39.1	53.2 44.0	52.2 42.9	51.7 44.1	50.0 48.2	47.2 48.1	40.4 48.3	35.5 45.8
	330°	53.2 39.0	53.2 45.1	52.7 47.2	51.3 47.1	50.5 51.0	46.8 50.5	43.3 59.4	34.7 53.5
	320°	52.2 42.0	53.2 43.9	53.9 48.5	52.9 50.2	51.1 49.9	46.2 53.0	41.6 60.5	36.1 60.5
	310°	49.9 41.8	53.7 45.9	52.6 48.0	52.4 50.6	50.2 54.2	46.6 55.2	43.7 61.6	36.1 60.0
	300°	49.4 41.4	50.7 45.4	50.5 47.2	51.2 50.9	50.0 54.7	44.3 55.7	39.6 58.9	33.9 54.5
	290°	44.7 39.7	48.9 44.5	47.8 46.4	47.7 49.9	44.9 51.9	41.2 55.1	35.7 58.2	30.5 51.7
	280°	39.4 35.3	41.6 39.5	42.1 43.6	39.0 44.6	39.7 49.6	34.4 47.7	32.3 56.0	22.7 51.5

* 上段：出力（W）， 下段：効率（％）

* 吸気弁閉：350°， 排気弁閉：160°

表 6-3 バルブ開のタイミングによる出力と効率の変化
(初期空気圧 0.05 MPa, 回転速度 150 rpm)

		吸気弁開			
		0°	350°	340°	330°
排 気 弁 開	180°	15.7	16.3	16.1	14.2
		45.1	51.1	49.7	42.9
	170°	16.2	16.5	16.1	14.5
		48.2	51.8	50.4	47.8
	160°	16.5	17.4	16.0	14.8
		51.0	53.2	52.2	48.2
	150°	15.6	16.4	16.0	13.7
		47.0	51.5	50.8	41.7

* 上段：出力 (W), 下段：効率 (%)

* 吸気弁閉：110°, 排気弁開：320°

表 6-4 バルブ開のタイミングによる出力と効率の変化
(初期空気圧 0.1 MPa, 回転速度 200 rpm)

		吸気弁開			
		0°	350°	340°	330°
排 気 弁 開	180°	40.8	40.6	40.8	38.3
		57.0	57.4	52.7	51.6
	170°	43.3	40.6	41.6	38.3
		60.2	59.7	53.4	52.3
	160°	42.7	43.7	41.4	38.5
		60.9	61.6	53.7	52.3
	150°	41.6	40.6	38.6	36.3
		59.5	60.3	51.1	48.7

* 上段：出力 (W), 下段：効率 (%)

* 吸気弁閉：80°, 排気弁開：310°

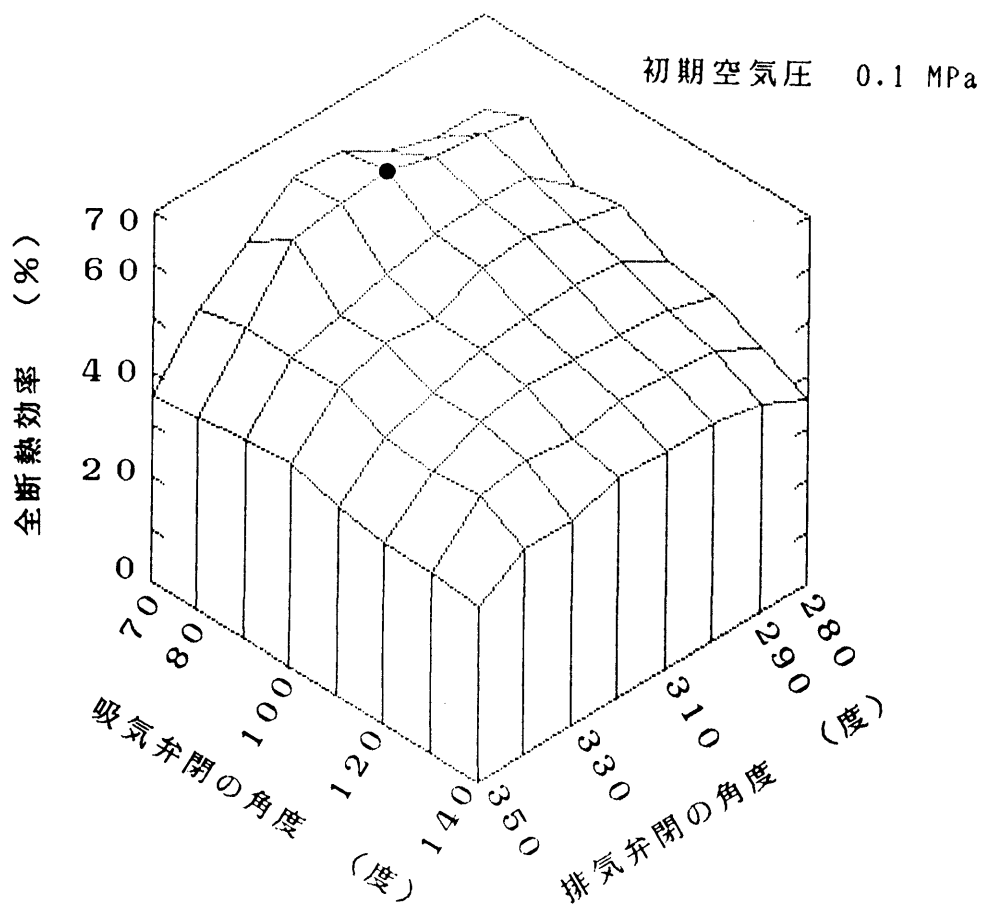
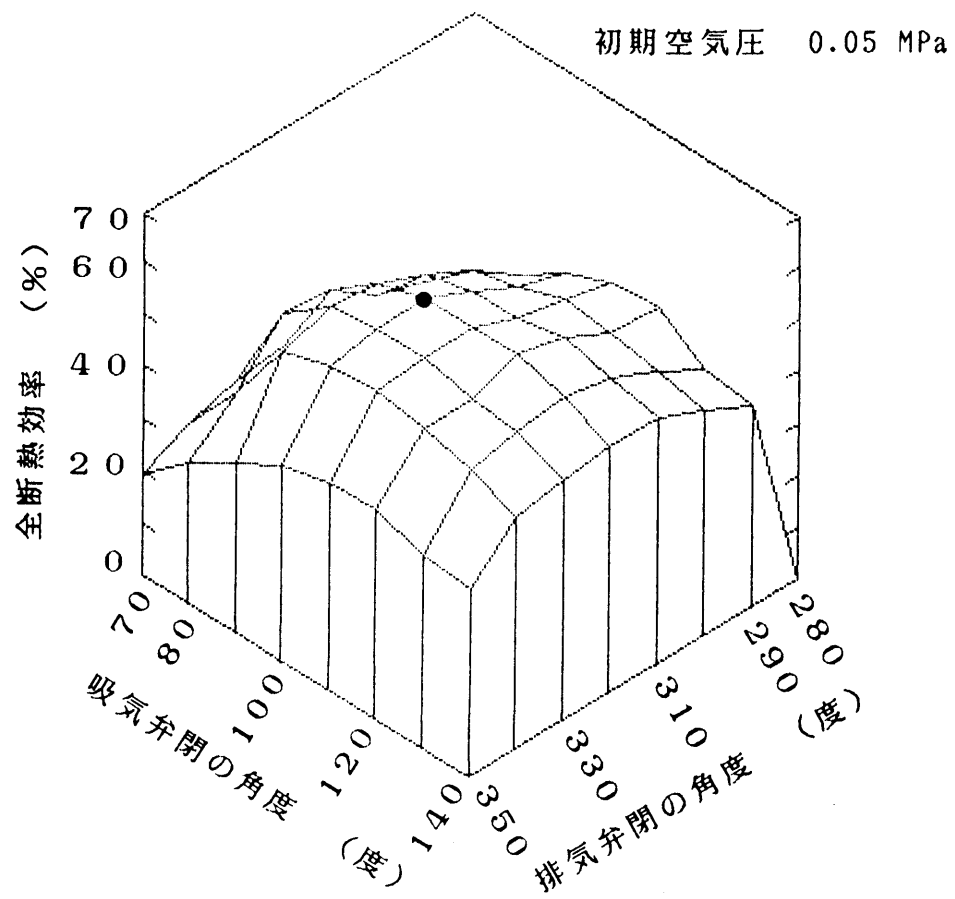


図 6-29 バルブ閉のタイミングによる効率の変化

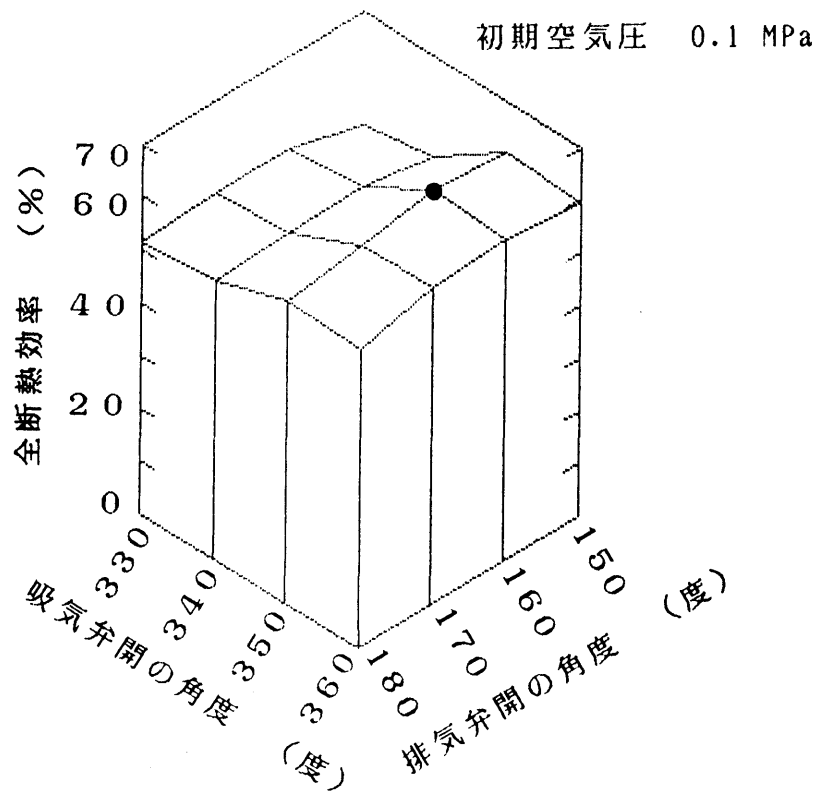
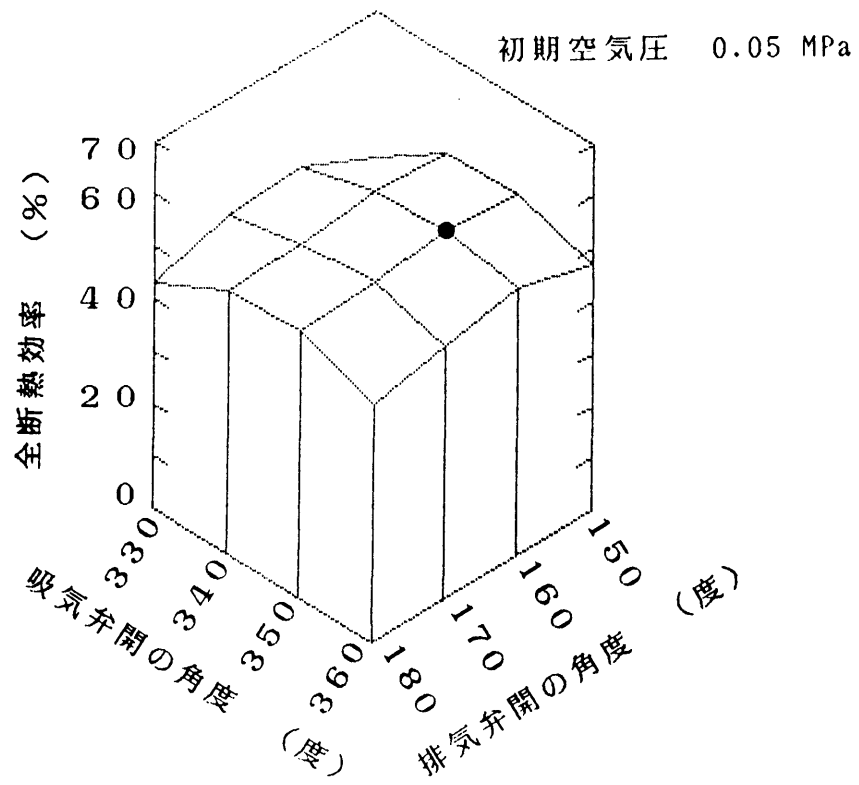


図 6-30 バルブ開のタイミングによる効率の変化

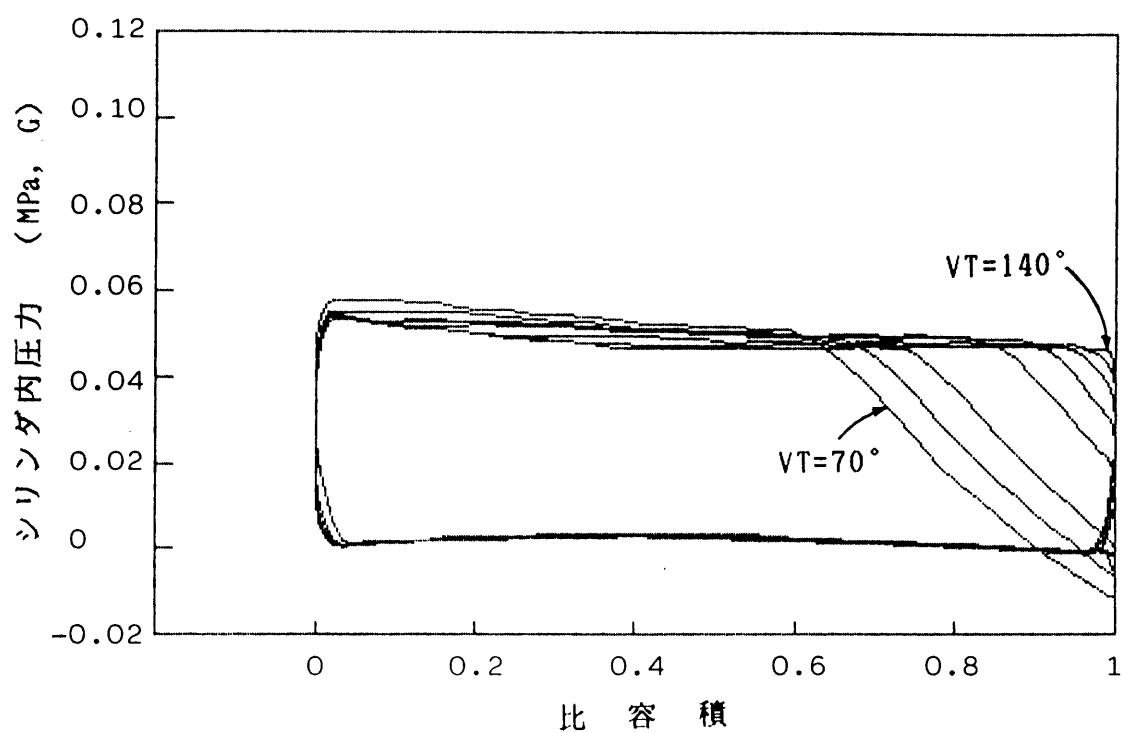
は5回転の平均値である。またバルブの開閉に要するエネルギー（約20W）は計算にいていない。

表中の数値の網掛けは最高出力および最大効率を表わす。表および図からわかるように、圧力の変化に伴いこれらを与えるバルブタイミングが変化している。バルブタイミングを可変にすることの効果は明かである。

バルブタイミングが出力および効率に及ぼす影響について考察するには指圧線図を参照にするとわかりやすい。図6-31～34はバルブタイミングによる指圧線図の変化を表わす。これは表に記入したデータのうちバルブタイミングの影響がよくわかる行および列の線図を選んで図示したものである。以下で各バルブタイミングの影響について考察する。

（a）吸気弁閉のタイミング

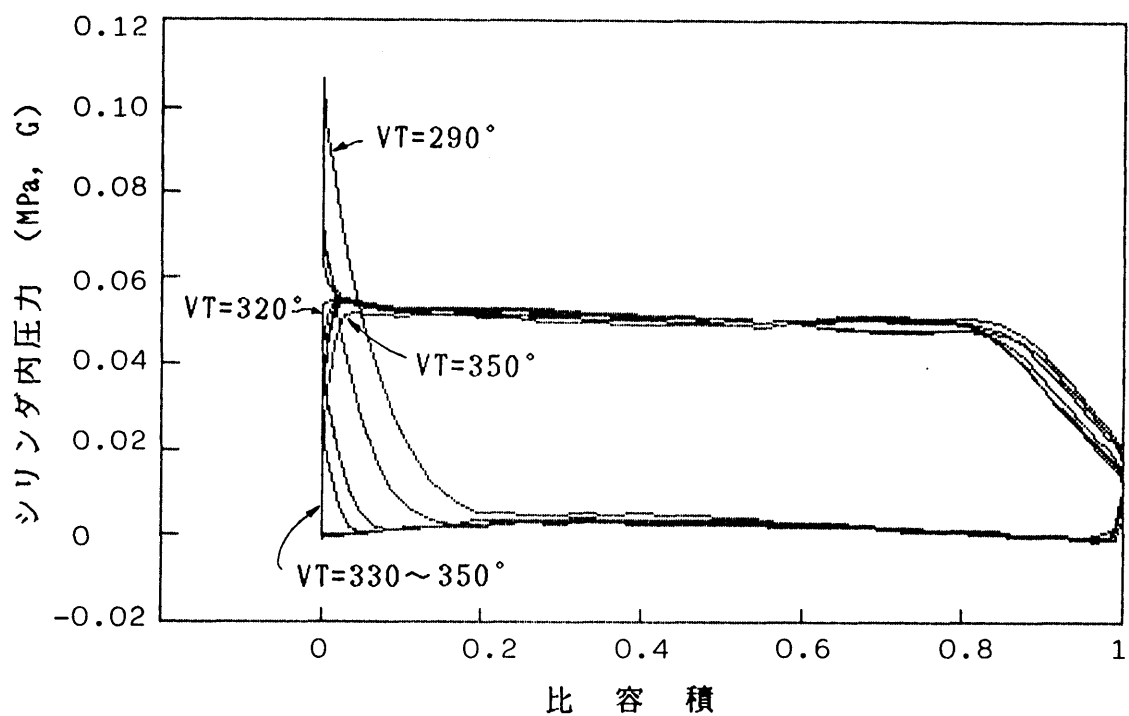
まず、図6-31によって吸気弁閉のタイミングについて考察する。出力については理論的にタイミングが遅いほど図示出力（指圧線図の取り囲む面積）が大きくなり、出力が大きくなるはずである。ところが実際にはそうはならず、この中では $VT=130^\circ$ のとき、出力が最大でなった。これは気体の排気に要する時間によるものと思われる。図からわかるように吸気弁閉のタイミングを遅くすると、排気弁が開きピストンが下死点（比容積＝1の点）を過ぎてもまだ圧力が下がりきらない状態となり、結果として図示出力が小さくなる。反対にタイミングを早くし過ぎると例えば $VT=70^\circ$ のラインのように一部でサイクルが逆回りすることになり、出力および効率が著しく低下する。効率については、機械的損失がない場合には、理論的に下死点で圧力が下がりきるようなタイミング（図では $VT=90^\circ$ ）が最大効率を与えるが、実際には $VT=100^\circ$ のときが最大であった。これは機械的損失を考慮することによって理論的にも説明できる。すなわち6.2.2(4)で述べたように機械的損失を考慮すると、吸気弁閉のタイミングをいくらか遅らせる方が



吸気弁開 : 350° 排気弁開 : 160° 回転速度 : 150 rpm
 吸気弁閉 : VT 排気弁閉 : 320°

VT = $70^{\circ}, 80^{\circ}, 90^{\circ}, 100^{\circ}, 110^{\circ}, 120^{\circ}, 130^{\circ}, 140^{\circ}$

図 6-31 バルブタイミング（吸気弁閉）による指圧線図の変化

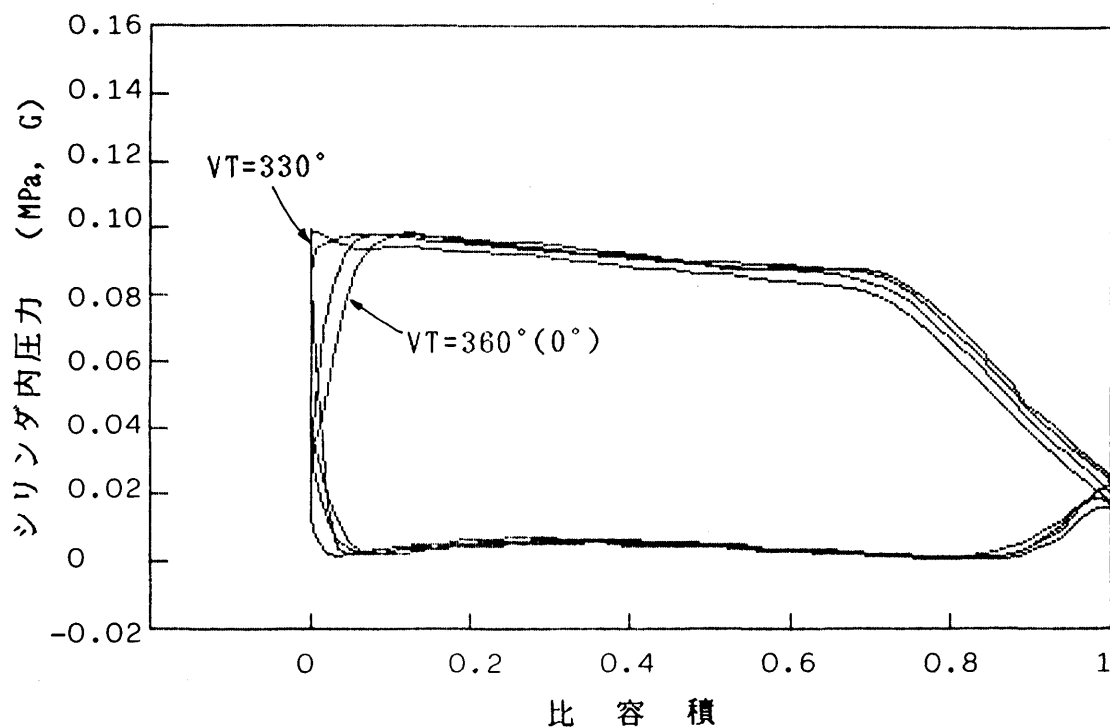


吸気弁開：350° 排気弁開：160° 回転速度：150 rpm

吸気弁閉：100° 排気弁閉：VT

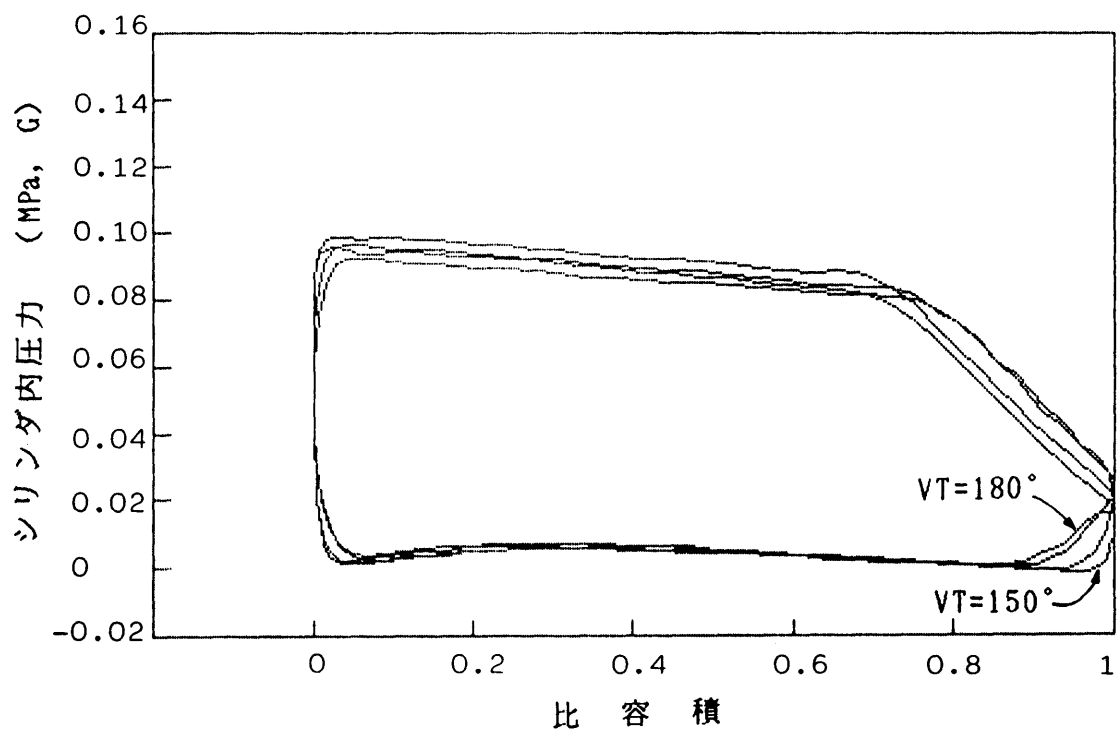
VT=290°, 300°, 310°, 320°, 330°, 340°, 350°

図 6-32 バルブタイミング（排気弁閉）による指圧線図の変化



吸気弁開 : VT 排気弁開 : 180° 回転速度 : 200 rpm
 吸気弁閉 : 80° 排気弁閉 : 310°
 VT = 330°, 340°, 350°, 360°(0°)

図 6-33 バルブタイミング（吸気弁開）による指圧線図の変化



吸気弁開 : 340° 排気弁開 : VT 回転速度 : 200 rpm
 吸気弁閉 : 80° 排気弁閉 : 310°

VT = 150°, 160°, 170°, 180°

図 6-34 バルブタイミング（排気弁開）による指圧線図の変化

効率が高くなる。

(b) 排気弁閉のタイミング

指圧線図を図6-32に示す。排気弁についても吸気弁と同様のことが言える。出力についてはバルブタイミングを遅らせるほど高くなるはずであるが、実際には吸気に取りかかってから圧力が上昇するに時間を要するのでそうはならず、上死点よりいくらかタイミングを早めた方が出力が高くなる。しかし、タイミングを早くし過ぎると、例えば $VT=290^\circ$ の場合のようにサイクルが一部で逆回りとなり、損失が生じる。効率についても(a)と同じことが言える。図中では $VT=320^\circ$ のとき、効率が最大であった。

(c) 吸気弁開のタイミング

指圧線図を図6-33に示す。理論的には上死点で吸気弁を開けば出力および効率が最大となる。しかし実際には図からわかるように、弁の動作および吸気に時間を要するので、これより早めにタイミングを設定した方がよい。本装置では上死点より、 10° 早めにタイミングを設定したとき ($VT=350^\circ$ のとき)、出力、効率とも最大になった。

(d) 排気弁開のタイミング

指圧線図を図6-34に示す。吸気弁と同様のことが言える。本装置では下死点より、 20° 早めにタイミングを設定したとき ($VT=160^\circ$ のとき)、出力、効率とも最大になった。

② バルブ動作の遅れ

バルブタイミングの変更が、圧力比の変動に対して有効であることが実験的に

も明らかになったが、与えられた運転条件において適切なバルブタイミングを設定するには、バルブの開閉に要する時間を知っておく必要がある。そこで回転速度とバルブタイミングの遅れの関係を調べる実験を行った。

図6-35は実験結果の例であり、クランク軸の回転角とシリンダ内圧力の関係を示す。図中の縦線はバルブタイミングの設定値である。この実験ではバルブの動作を確認しやすくするために、通常のタイミングとは若干異なる設定にした。また図をわかりやすくするために、回転速度によって圧力のゼロ点をずらして示した。図中で、吸気弁開の設定角度を過ぎて圧力が上昇し始める角度が、実際に吸気弁が有効量だけ開き、吸気が始まる角度である。ここでは、この角度と設定角度との差をバルブ動作の遅れとした。排気弁閉のタイミングについてもこれに同様である。吸気弁閉および、排気弁開のタイミングについては圧力が下がり始める角度が実際のタイミングである。回転速度の上昇に伴いバルブ動作の遅れ角度が増加するのがわかる。

図6-36に、この遅れ角度と回転速度の関係を示す。各回転速度について3点のデータを取り、それをプロットした。遅れ時間が一定であれば回転速度に比例して遅れ角度が増す。実験では多少のばらつきが出たもののほぼこの傾向になった。回帰直線から遅れ時間を計算すると、バルブ開の場合で7.8msec，開の場合には19.7msecであった。なお、バルブ開でのばらつきが大きいのは、交流のソレノイド使用していることによるものと考えられる。高温型の直流ソレノイドは特殊仕様になるので本実験では一般に用いられている交流型を使用した。より高精度の制御を行う場合は直流型のソレノイドによる電磁弁を用いる必要があると思われる。

③ 機械的損失

最適なバルブタイミングを決定する際、もうひとつの重要因子となるのがエキ

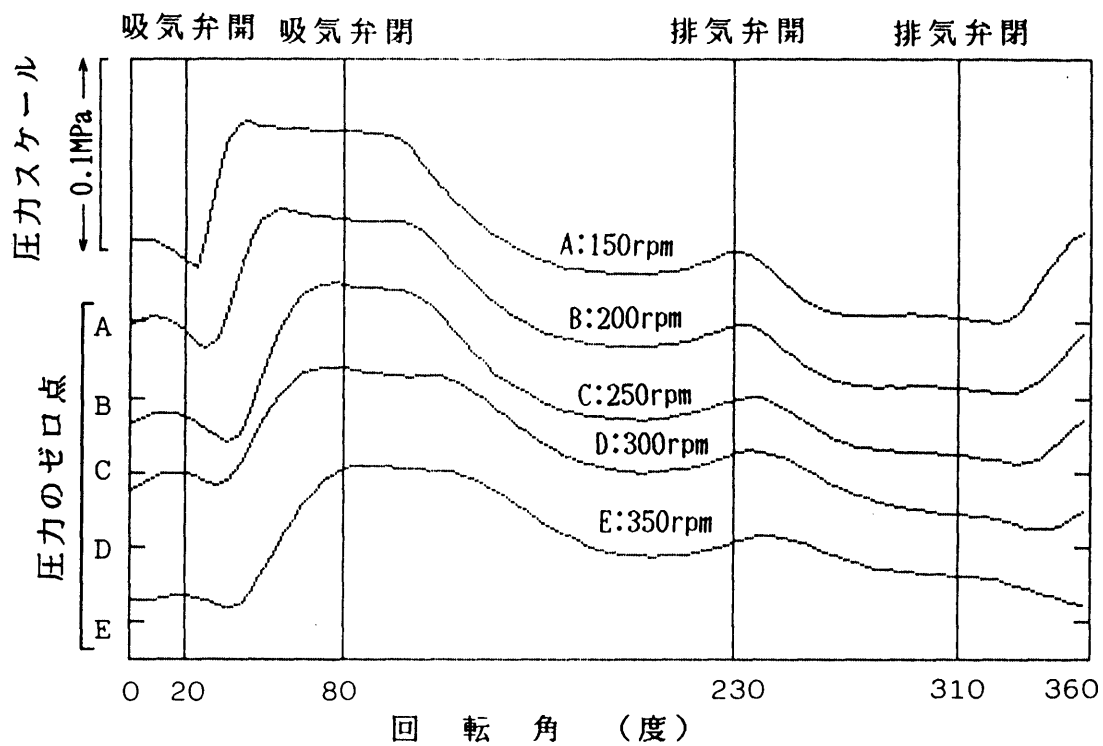


図 6-35 回転速度によるバルブタイミングの変化

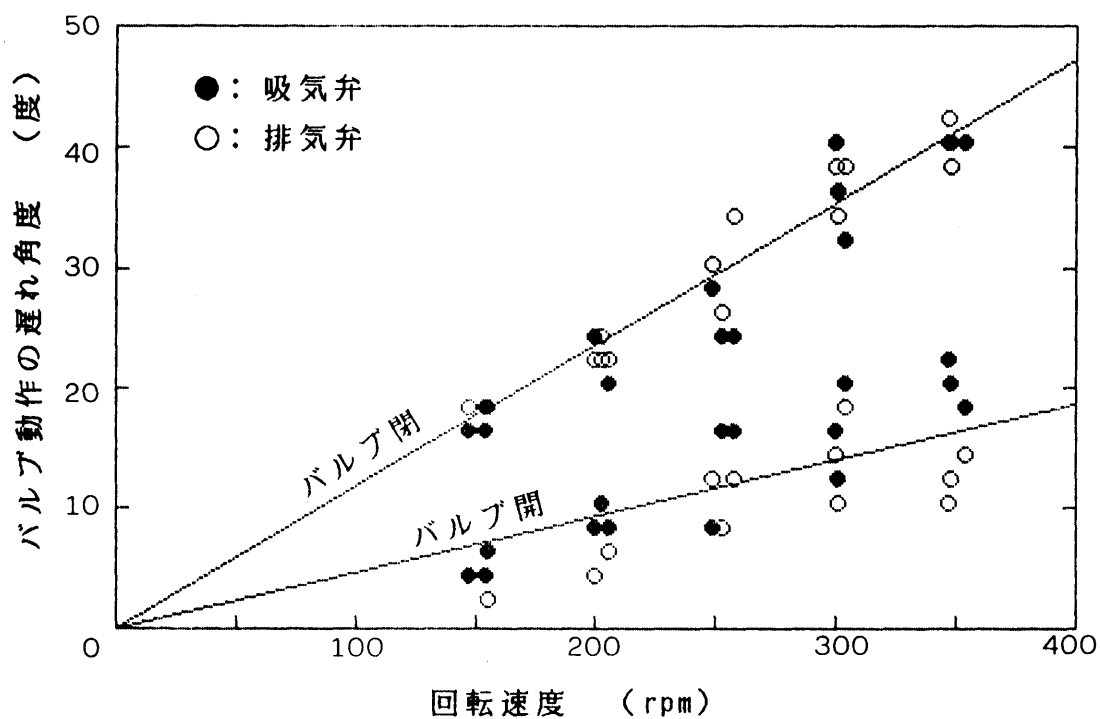


図 6-36 バルブタイミングの遅れ

スパンダの機械的損失である。これが明かになれば(6.19), (6.20)式から最適なバルブタイミングが与えられる。そこで実験によってこれを測定した。なおここで言う機械的損失とは、空気の供給圧力、および動作遅れも考慮したバルブタイミングより決定される1回転当りの理論仕事と、実仕事の差である。実験結果を図6-37に示す。供給する空気圧は0.05 MPaおよび0.1 MPaとし、回転速度を図のように4段階に設定した。バルブタイミングはひとつの運転条件について以下のように9種類に設定し、測定を行なった。なお各設定値はバルブ動作の遅れ時間を計算に入れての値である。

吸気弁閉: T_{i0} , $T_{i0} + 15^\circ$, $T_{i0} + 30^\circ$

排気弁閉: T_{o0} , $T_{o0} + 10^\circ$, $T_{o0} + 20^\circ$

吸気弁開: 350° (固定)

排気弁開: 170° (固定)

ただし, T_{i0} , T_{o0} = (機械的損失が無いと仮定した場合の最適タイミング)

実験の結果バルブタイミングの違いによる損失の変化は少なく、また特徴的な変化も見られなかった。図中の実線は最小自乗法による回帰直線である。2本の直線は縦軸とほぼ同じ位置で交わっており、この値が乾摩擦による損失であると言える。波線の様に乾摩擦を等しくして回帰直線を引いても無理はない。あとは回転速度に比例する成分であり、これは圧力によって違っている。バルブタイミングの設定によっては負荷をゼロにしても規定の回転数に達しないことがあり、この場合は(理論仕事) = (損失)として白丸でプロットした。

機械的損失は図のように供給空気圧と回転数によって決まることがわかった。そこでこれらの条件が与えられれば機械的損失を推定し、それから最適なバルブタイミングを決定することも可能である。しかし、これは空気での実験結果でし

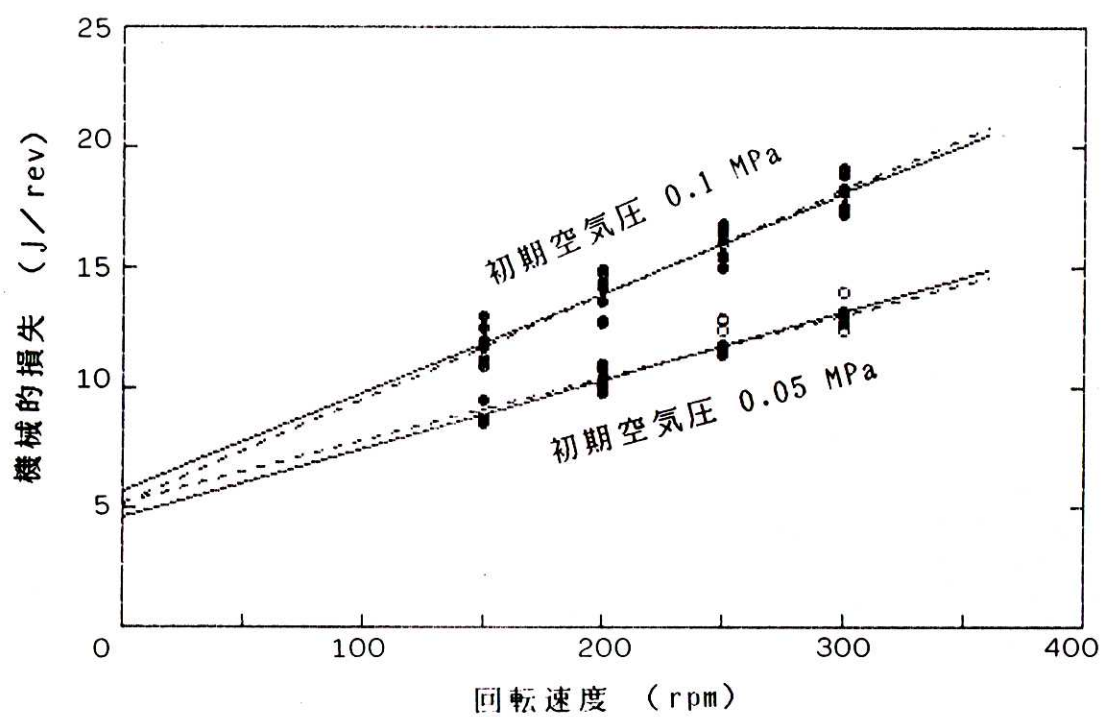


図 6-37 エキスパンダの機械的損失

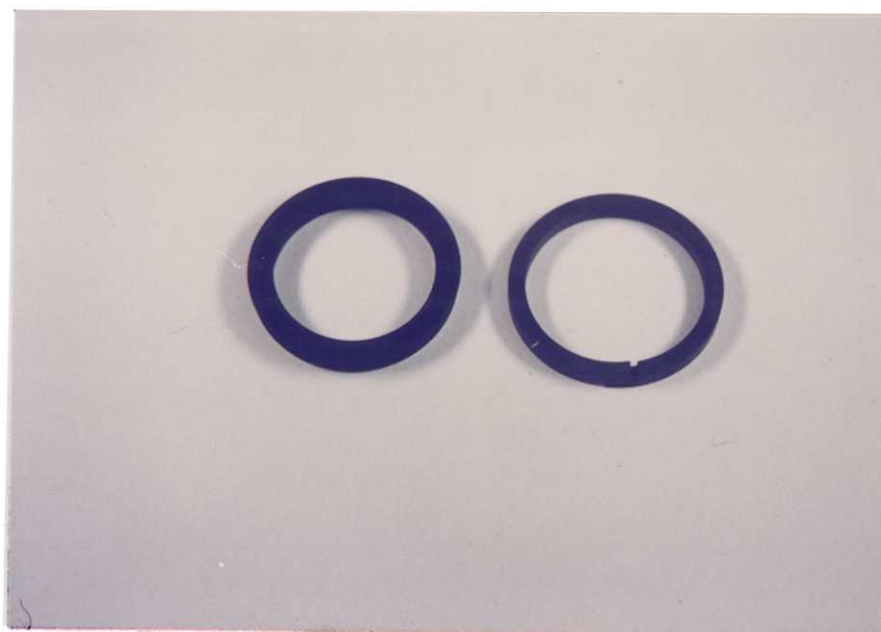


図 6-38 パッキンとピストンリング

がなく、フロンランキンサイクルに組み込んだ場合は背圧や温度も大きく影響してくると思われ、機械的損失を正確に推定するには膨大なデータが必要であると考えられる。

6.2.5 フロンランキンサイクルによる実験

(1) 実験装置および実験方法

圧縮空気による実験で得られたデータをもとに、制御プログラムを作成して、第5章で述べた自然循環式の実験装置にエキスパンダを取り付け、回転動力を取り出した。なおこれに際し、装置の一部を次のように変更した。

(a) スーパーヒータ : スーパーヒータの枚数を2枚から1枚に減少

(b) ピストンリング : エキスパンダのピストンリングをニトリルゴムのパッキンから特殊プラスチック製のリングに変更

スーパーヒータについては、第5章で述べたように、過熱度が高過ぎることが明かとなったからである。ピストンリングについては写真を図6-38に示す。写真の左がエアシリンダに最初から取り付けられていたニトリルゴム製のパッキンである。1つのピストンに2本装着されている。圧縮空気による実験ではこのパッキンでスムーズに動き問題がなかったが、フロンで駆動する場合は膨潤や無給油であることによる摩擦の増大などの問題が予想されたので、写真右側のピストンリングを用意した。これは住友化学工業㈱の御好意で提供していただいたものであり、無給油摺動材として期待されている耐熱性エンジニアリング・プラスチック“エコノール S”を材料としている。

ソフトウェアの面ではバルブタイミングの設定が最大の問題であるが、次のように設定した。なお第1，第2シリンダおよびヘッド側，ロッド側の位置は図6-39に示した通りである。

吸気弁閉　： 第1シリンダヘッド側　； $T_{i0} + 20^\circ$

第1シリンダロッド側　； $T_{i0} + 20^\circ + 20^\circ + 20^\circ$

第2シリンダヘッド側　； $T_{i0} + 20^\circ$

第2シリンダロッド側　； $T_{i0} + 20^\circ + 20^\circ$

排気弁閉　： 第1シリンダヘッド側　； $T_{o0} + 15^\circ + 15^\circ$

第1シリンダロッド側　； $T_{o0} + 15^\circ$

第2シリンダヘッド側　； $T_{o0} + 15^\circ + 15^\circ$

第2シリンダロッド側　； $T_{o0} + 15^\circ$

吸気弁開　： 350° （固定）

排気弁開　： 170° （固定）

ここで、 T_{i0} および T_{o0} は機械的損失が無いと仮定した場合の各バルブタイミング最適値である。制御プログラム内では10秒毎にセバレータおよびコンデンサ内の圧力の測定値から圧力比を求め、6.11式に従ってバルブタイミングを計算し、さらに回転速度から推定したバルブ動作の遅れ角度を差し引いて最適なタイミング T_{i0} および T_{o0} を求めた。

この値から吸気弁閉のタイミングを一律に 20° ，また排気弁閉のタイミングを 15° 遅らせたのは，エキスパンダでの機械的損失および配管での圧力損失を考慮してのことである。本来ならば運転状態から機械的損失を推定し，計算によって

第1シリンダ
ヘッド側

第2シリンダ
ヘッド側

第1シリンダ
ロッド側

第2シリンダ
ロッド側

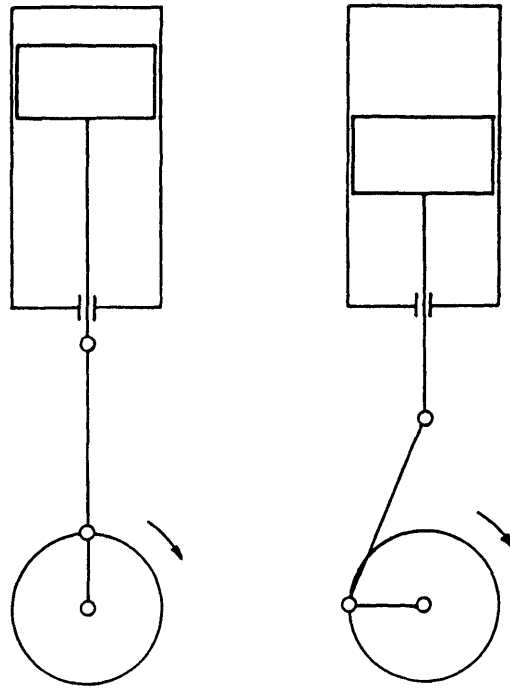


図 6-39 ピストンの位相

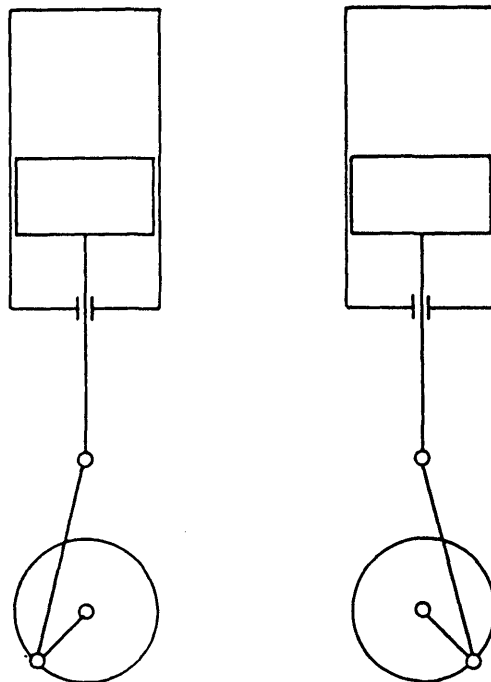


図 6-40 背圧がある場合の平衡位置

最適値を求めるべきであるが、それには膨大な実験データが必要である。本研究ではそこまでに至らなかったため、実験経験によってこの角度を出した。

吸気弁閉のタイミングをロッド側で更に 20° 、排気弁閉のタイミングをヘッド側で更に 15° 遅らせたのはピストンロッドの影響を考慮したためである。本機ではシリンダの直径が50mmであるのに対して、ピストンロッドの直径が20mmであり、ロッドの断面積が比較的大きい。そのためヘッド側とロッド側でバルブタイミングを同じにして運転すると、ロッド側での出力がヘッド側より小さくなりトルクが変動して、特に低速回転の際に回転むらが生じた。そこでロッド側で吸気弁閉のタイミングを遅らせて、出力を大きくし、またヘッド側で排気弁閉のタイミングを遅らせて圧縮負荷を減らせた。

第1シリンダのロッド側で吸気弁閉のタイミングを更に 20° 遅らせたのは、背圧の影響によるトルク変動を小さくするためである。空気圧駆動の場合は問題にならなかったが、フロンランキンサイクルのような閉回路では作動流体の背圧が大気圧より大きくなる。このためエキスパンダには駆動力とは別に、常にロッドを押し出そうとする力が働き、本装置では図6-40に示した状態がこの力の平衡位置となる。この位置から脱出する駆動力は主に第1シリンダロッド側での作動流体の膨張力であり、ここで吸気弁閉のタイミングを遅らせて仕事量を増やすことによりトルク変動を小さくした。

(2) 実験結果および考察

実験で得られたデータを図6-41 ～ 44に示す。図6-41は1987年10月28日のデータであり、日射量と出力を表わす。エキスパンダの負荷トルクは11時までは3 Nmとし、それ以後は2 Nmに設定した。図6-42は作動流体の圧力と温度を示す。なお冷却水の流量は $1.8 \text{ m}^3/\text{h}$ とした。また外気温度は 13.5°C から 24°C 、冷却水の温度

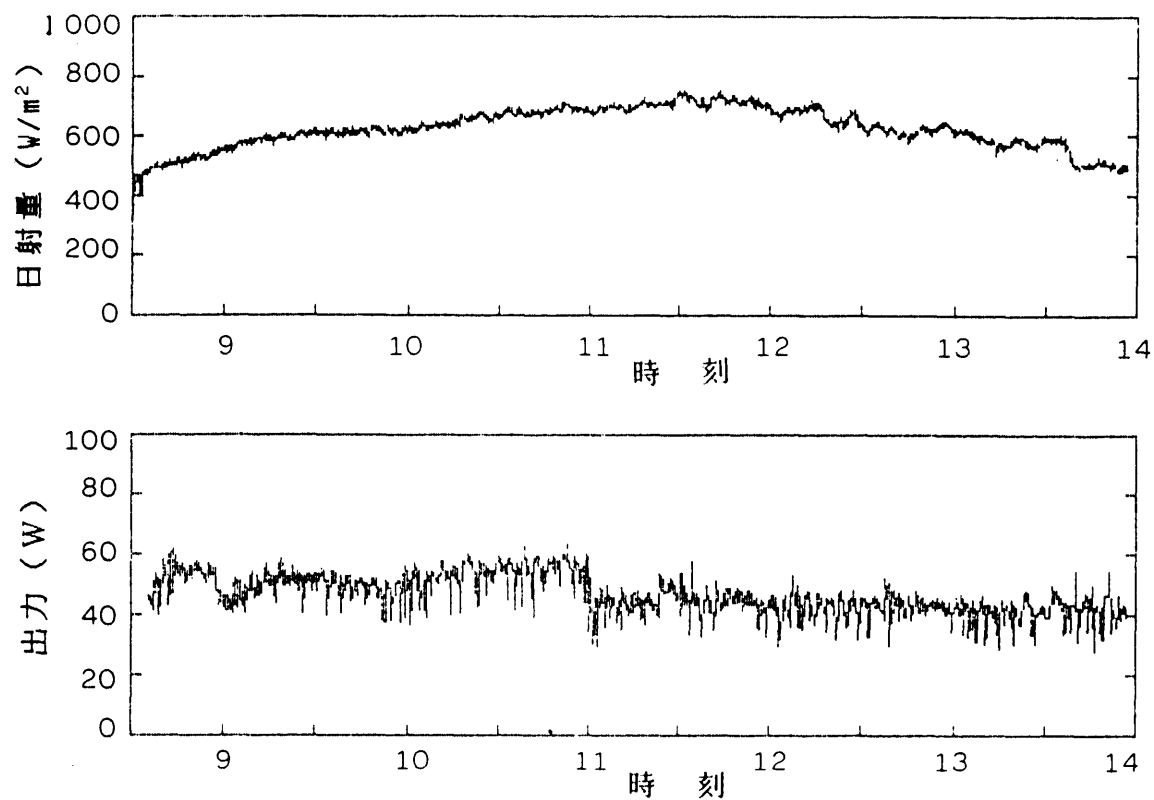


図 6-41 日射量および出力の変動

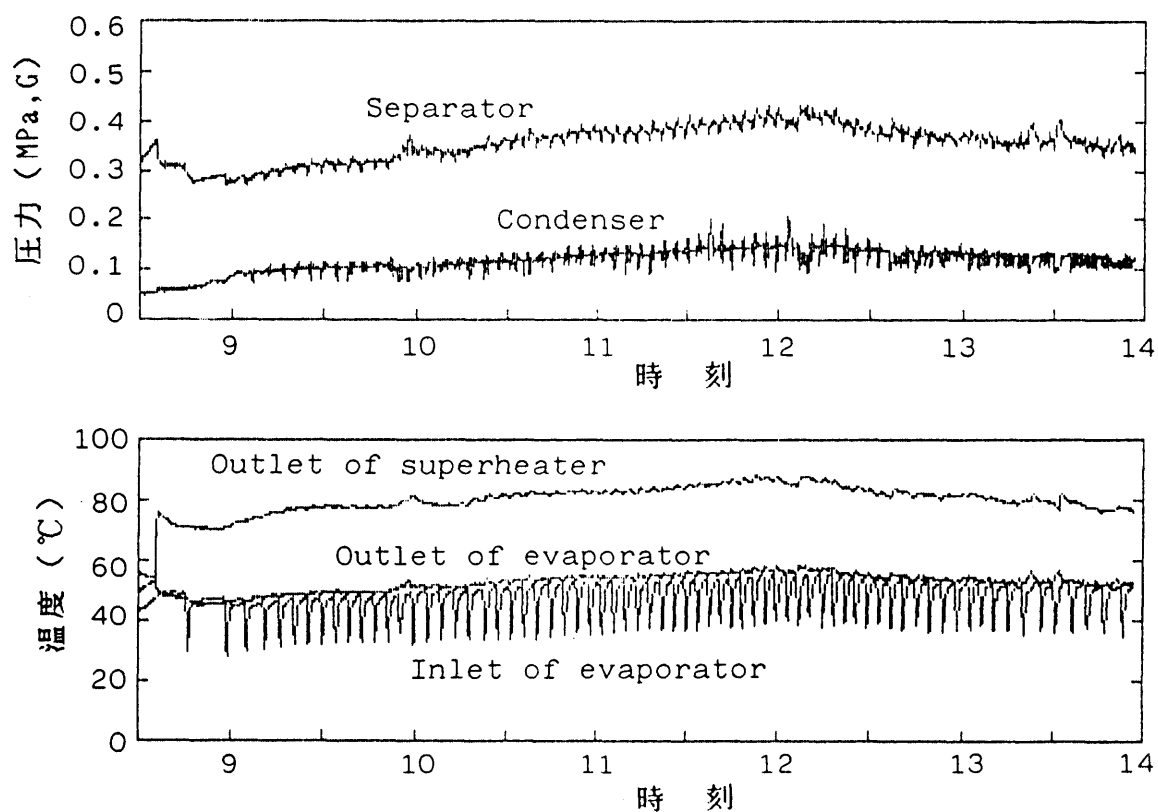


図 6-42 作動流体の温度と圧力の変動

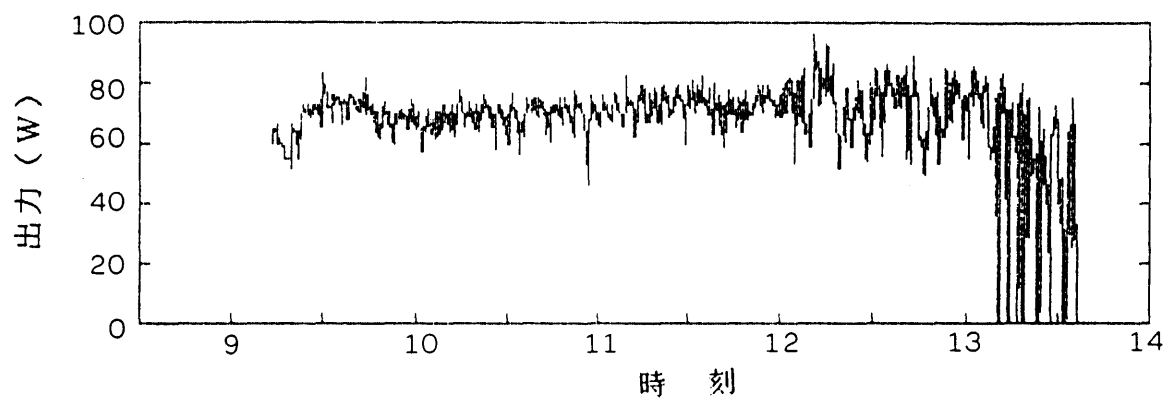
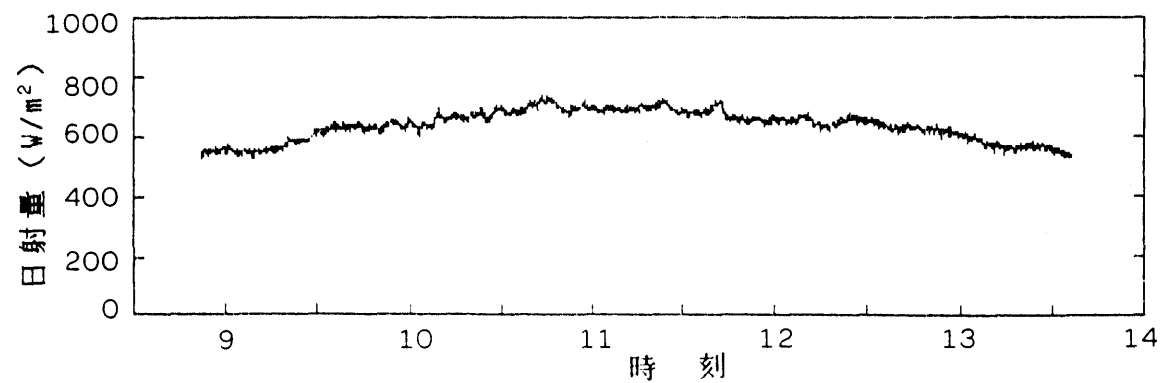


図 6-43 日射量および出力の変動

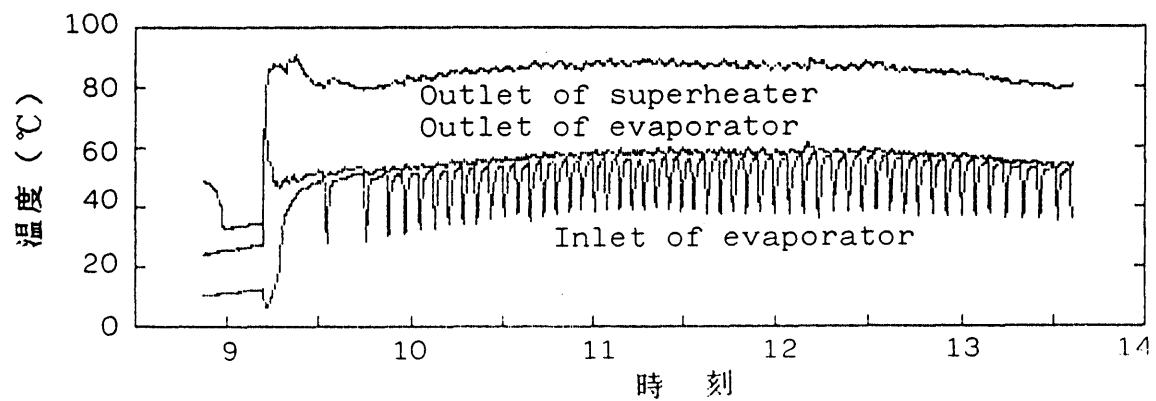
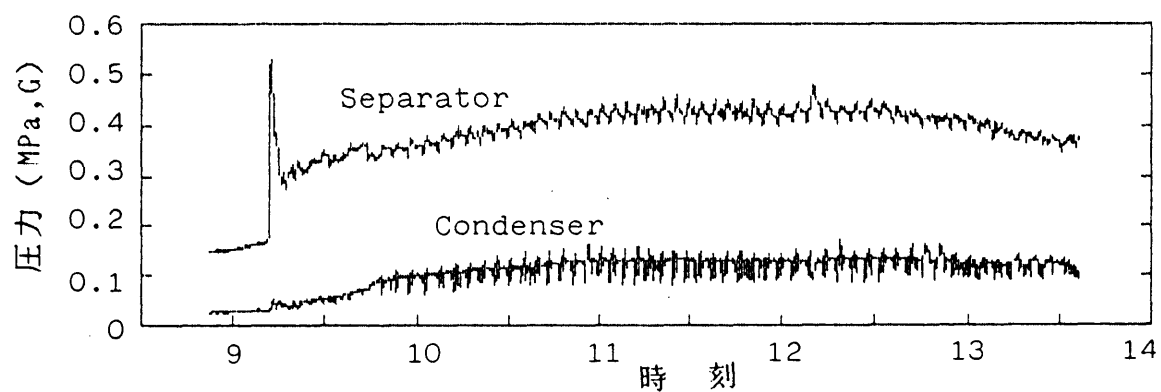


図 6-44 作動流体の温度と圧力の変動

は15℃から22℃であった。図6-43, 44は同様に11月10日のデータである。この日は負荷トルクを12時までは4 Nmとし、それ以後は5 Nmとした。外気温度は13℃から21.5℃、冷却水の温度は13℃から19℃であった。

実験の結果、システムの動特性は第5章で述べたダイヤフラムポンプによる実験の場合と同様の傾向であった。ただ外気温度が低かったので、コンデンサ回りの配管からの冷却効果が大きくなり、コンデンサ内の圧力変動が小さかった。しかし、それにもかかわらずエキスパンダの回転数の変動が予想以上に大きく、検討課題を残した。

図6-45, 46はシステムの出力および効率特性を示す。実験では負荷トルクが4 Nmの時に出力、効率とも最大であった。負荷トルクを5 Nmまで上げると、出力が低下し、特に日射量が少ない場合は図6-43に見られるように断続的にエキスパンダが停止した。最大出力は80 W程度であり、ダイヤフラムポンプと同程度であった。効率は最大で0.85%であり、ダイヤフラムポンプの場合より高かったが、これはスーパーヒータの枚数を減らしたことも原因となっている。

図6-47は日射量が700W/m² の場合の実験データから、エキスパンダの特性を図示したものである。負荷トルクを大きくするに従って、効率は上昇したが出力は負荷トルクが4 Nmの時に最大であった。回転速度も負荷トルクを5 Nmにすると急に低下した。

エキスパンダの全断熱効率は20%程度であり、圧縮空気で駆動した場合に比べて約1/3 の効率しか得られなかった。効率が低かった原因については、今後の改善策も含めて以下のようにまとめられる。

① ピストンリング

フロンエキスパンダを製作する上で最大の問題となるのが、潤滑と内部漏れ防止の方法である。フロンは非常に油を溶かし易く、また高温になると高分子系の

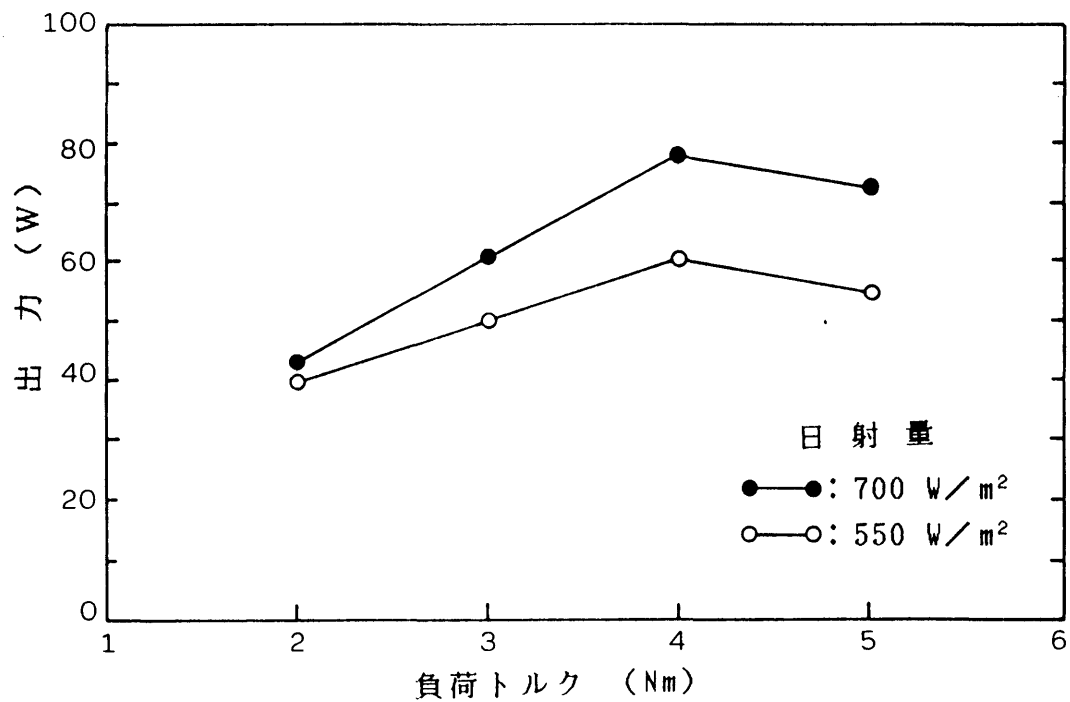


図 6-45 太陽熱機関の出力特性

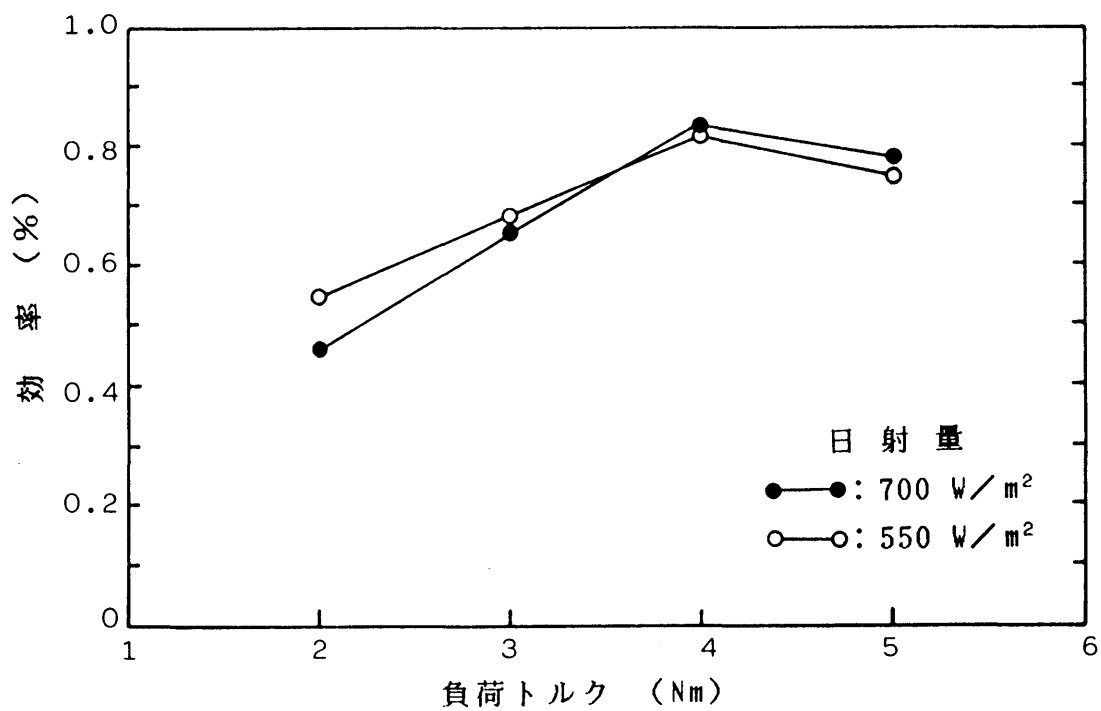


図 6-46 太陽熱機関の効率特性

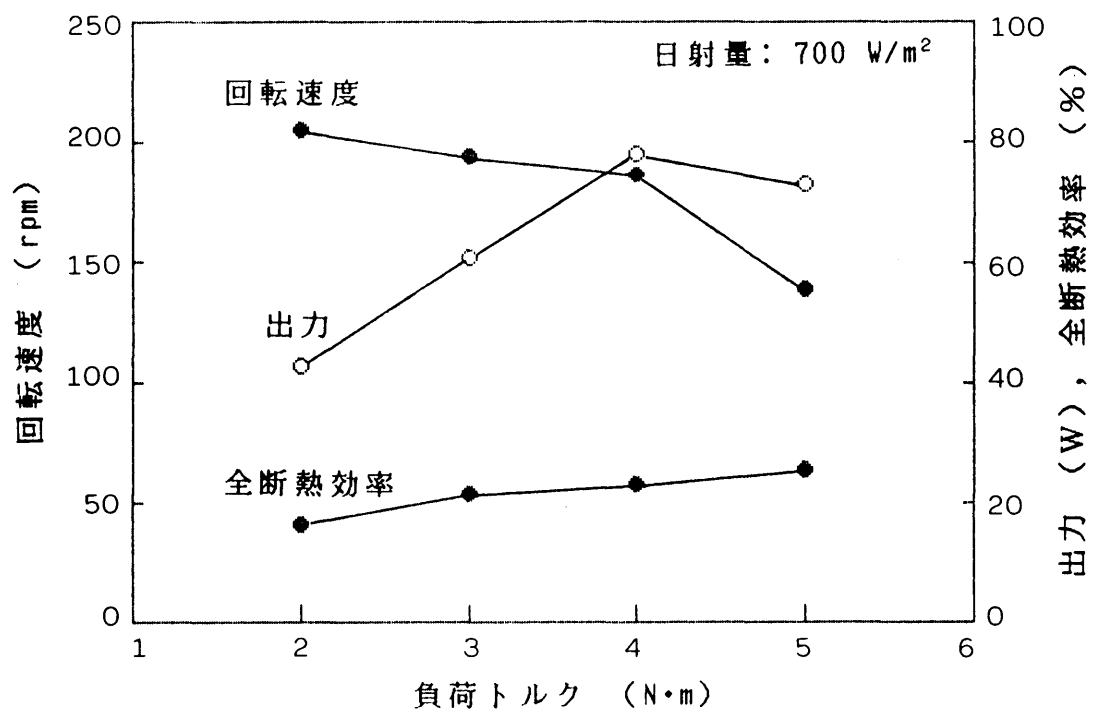


図 6-47 負荷トルクの影響

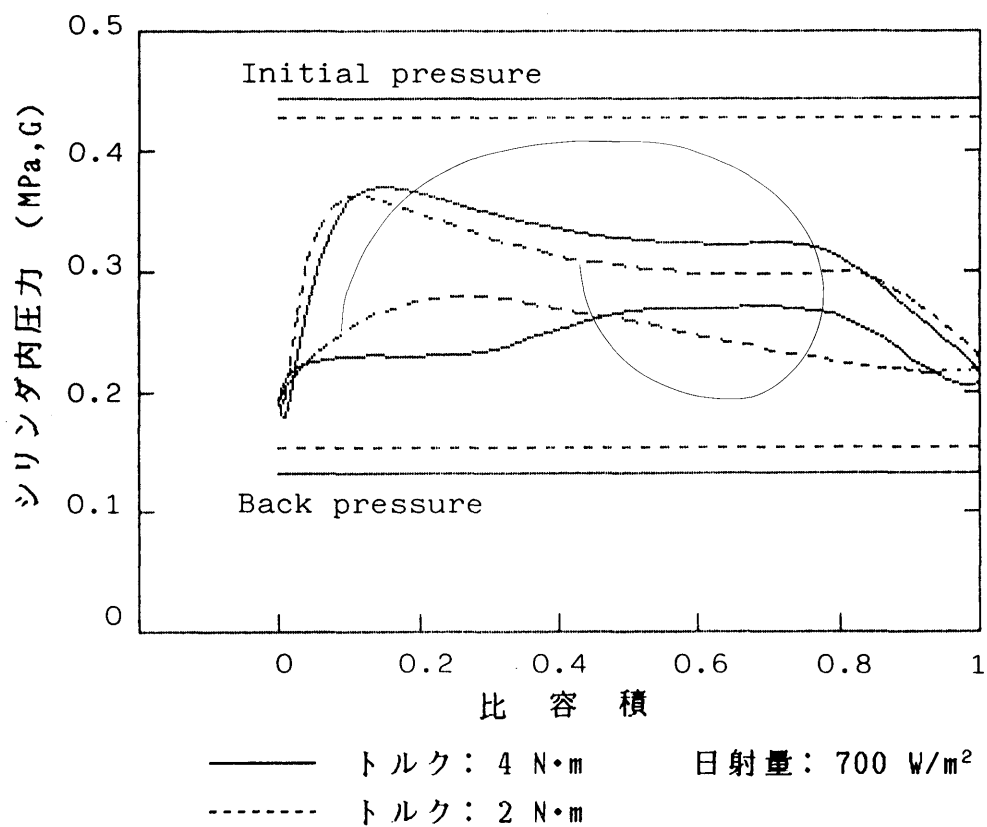


図 6-48 負荷トルクによる指圧線図の変化

化合物を侵す作用が大きくなる。様々な試行の末、本研究では特殊プラスチック製のピストンリングを用い、これによって潤滑と膨潤の問題は解決できた。しかし、リングのシール性については問題があると思われ、定量的に測定することはできなかったものの、おそらく相当量の内部漏れがあると推測される。ピストンリングはパッキンとは異なり、ピストン速度の上昇に伴ってシール性が向上する特性がある。従って内部漏れを測定するとすれば、ピストンを動かした状態で行なわなければならない。シール性の問題については、リングの数、材質および形状、また熱膨張など多くの検討要因あり、今後専用の実験装置によって研究する必要があると思われる。

② 圧力損失

図6-48は実験で得られたエキスパンダの指圧線図の例である。図中で、フロンの初期圧力および背圧とシリンダ内圧力の開きが圧力損失である。図からわかるように今回の実験では予想以上の圧力損失があり、指圧線図が狭められて、それが出力に大きく影響した。圧力損失は主にエキスパンダ回りの配管と電磁弁で生じたと考えられるが、このうち配管については比較的容易に改善できるものと思われる。配管での単純な圧力損失および各シリンダの吸・排気に伴う干渉効果の問題は内燃機関の分野で研究され続けている。ここで蓄積された知識、技術を取り込むことにより、損失を減らせるであろう。電磁弁での圧力損失については、弁の選定が重要である。この問題に関わる因子は電磁弁のオリフィス径、消費電力、最高作動差圧である。圧力損失を小さくするにはオリフィス径を大きくすればよいが、そうすれば最高作動差圧を小さくするか、あるいは消費電力を大きくしなければならない。本実験で用いた電磁弁はオリフィス径が5mmで、最高作動差圧が0.6MPaであった。最高作動差圧は安全を考えてこの値にしたが、実験結果をみると、0.3MPa程度で十分であり、その分オリフィス径を大きくして圧力損失

を減らした方がよかったと思われる。消費電力は電磁弁全体で平均して約20 Wであった。これについてはエキスパンダ出力との割合から考えてこれ以上大きくするべきではないであろう。

③ 制御

エキスパンダの制御因子は負荷トルクとバルブタイミングである。このうち負荷トルクは作業機側の条件によって決まる問題であるが、できるだけシステムの効率が高くなるように設定されるべきである。バルブタイミングについてはその設定が完全に自由であるという本機の特徴を最大に生かして、運転条件に合った出力をできるだけ高い効率で取り出せるように設定されるべきである。そのためには今後①および②で述べた点を改善し、さらに高性能のハードウェアができた段階で多くのデータを集め、最適な制御プログラムを開発するべきである。また自然循環式ではなく、基本ランキンサイクルに利用するとすれば、作動流体の圧力変動がゆるやかで、出力や効率に関するフィードバック制御も可能であると思われる。

以上いくつかの問題点を残したが、“無潤滑のフロンエキスパンダと電子制御によるバルブタイミングのコントロールの可能性を実証する”という実験の主目的は達成された。上にあげた問題点の中には電磁弁の機種選定のように、すぐにも改善できる点もある。しかし、最大の問題はピストンリングであり、地道な研究が必要であろうと思われる。

第7章 結 論

太陽熱などの低温度差熱源より得られるエネルギーを農業用の動力に利用する研究の一環として、いくつかの理論的考察と実験を行った。主な研究結果と今後の研究課題および対策は以下の通りである。

(1) 太陽熱の動力変換系における理論的考察に関して

- (a) 定常状態における理論出力と最適集熱温度の目安を示した。
- (b) 蓄熱系を含めた非定常モデルを想定しその計算例を示した。
- (c) ソーラーコレクタでの平均集熱温度を様々な場合の特性について、明らかにした。

(2) 温水集熱式太陽熱ポンプに関して

- (a) 試作した実験装置は太陽熱によって作動し、水を圧送することができた。
- (b) エバポレータへの温水温度が変化しても、エクセルギ効率はわずかしき変化せず、出力はほぼ直線的に増大した。
- (c) エバポレータへの温水流量については、効率上最適値があった。
- (d) スーパーヒータの出力への影響は小さかった。
- (f) エバポレータでの伝熱および蓄熱槽からの放熱によるエクセルギ損失が大きかった。したがって実用のシステムはより大規模にして最適な設計をし、損失を相対的に減らせる必要がある。小規模システムではこれらのユニットを持たない自然循環式が有利である。
- (g) ダイアフラムポンプでの非可逆膨張による損失が大きかった。ダイアフラムポンプはメンテナンスの点では非常に有利であるが、別のタイプのエキスパンダも検討する必要がある。

- (f) パーソナルコンピュータにより，温水流量およびフロン液位を良好に制御することができた。

(3) 温水集熱式太陽熱ポンプのシミュレーションに関して

- (a) 作成した数式モデルによるコンピュータシミュレーションは実験結果とほぼ一致し，モデルの妥当性を確認した。
- (b) シミュレーションにより運転条件に適した蓄熱容量を決定することが可能となった。
- (c) システムの適切な操作方法を明らかにした。
- (d) 地域特性を調べた結果，配管などでの放熱を防げれば，冬でもかなりの出力が得られることがわかった。

(4) 集光集熱式太陽熱ポンプに関して

- (a) システムは太陽熱により作動したが，エキスパンダでのシールの問題などが生じ，定常特性を分析するには至らなかった。このためには，性能のよいピストンリングを開発する必要があるが，困難な問題である。
- (b) CPCコレクタによって，150℃程度までの集熱を行なうことができたが，集熱効率は低かった。

(5) 自然循環式太陽熱ポンプに関して

- (a) 理論効率が基本ランキンサイクルにほぼ等しいことを示した。
- (b) システムの構造は簡単であり，制御が楽であった。
- (c) 作動流体の圧力と温度は周期的に変動した。このことは，揚水のみを行なう場合は問題にならないが，回転力を取り出し他の作業を行なわせるような場合は問題になる恐れがある。コンデンサとレシーバの容積バランスや，

補助ユニットの検討が必要である。

(d) 平板型集熱器内で作動流体を蒸発させたがその作用は良好であった。

(e) 最大効率はや0.6% であった。これはダイヤフラムポンプの効率の低さがネックとなっている。

(f) スーパーヒータでは過熱度が高すぎる結果となった。すなわち集熱面積を減らせる可能性があり、これは効率とも関係する。

(6) 電子制御エキスパンダ

(a) バルブタイミングの理論効率への影響を示した。

(b) バルブタイミングの電子制御は可能であった。

(c) 圧縮空気による実験で制御の有効性を確認した。

(d) 太陽熱によって作動したが、フロンの圧力損失が大きかった。これを避けるためにはバルブのオリフィス径を大きくする必要がある。

(e) フロンの内部漏れがかなりの量に達するものと思われる。この改善にはピストンリングについて研究する必要がある。

謝 辞

論文を終えるに当たり、本研究のテーマを与えていただき、多大な御指導を賜った東京大学農業機械学研究室の木谷収教授に感謝の意を表する。同研究室の岡本嗣男助教授には終始適切な御指導をしていただいた。山本愷助手には特に電子制御の面で貴重な御助言をいただいた。玉木浩二助手、現附属農場の米川智司助手には随所で御意見をいただいた。現慶北大学の李錫健氏、現東京電力の花形将司氏、ならびに現東北工大の鳥居徹助手には研究に際して具体的な御指導、御意見をいただいた。実験装置の製作と実験の遂行に当たっては東京大学附属農場の春原亘教授、坂井直樹助教授、高塚清一技官、小泉元三技官の多大な御協力を得た。特に自然循環式の実験装置の製作は両技官の御協力があってこそ成し得たものと感じている。

基本ランキンサイクルによる実験装置の製作には三井東圧[㈱]、三井東圧機構[㈱]、およびヤマトエンジニアリング[㈱]の御尽力を得た。また三菱電機[㈱]中央研究所エネルギー研究部の方々には、バーンエキスパングの実験に当たって協力していただくと同時に、自然循環式の実験装置の製作に際して技術的な御助言をいただいた。さらに三井東圧化学[㈱]、住友化学[㈱]には貴重な樹脂材料を提供していただいた。

著者は61年に東京大学農産機械学研究室の助手として就職した。同研究室の森嶋博教授、瀬尾康久助教授、相良泰行講師には上司として公私にわたって御指導、御鞭撻をしていただくと同時に、就職以前から学問的、技術的な御助言をいただいた。同研究室の中村徳子技官ならびに学生の方々には、研究生活を続ける上で多大な御支援をしていただいた。ここに記して深く感謝の意を表する。

参 考 文 献

- [1] エネルギー '87, 通商産業省編, 1987
- [2] 総合エネルギー統計(昭和62年度版), 資源エネルギー庁・長官官房企画調査課編, 1988
- [3] 茅 陽一: エネルギーアナリシス, 電力新報社, 1981
- [4] 堀米 孝: 太陽熱発電技術読本, オーム社, 1977
- [5] 木村建一: 国際会議報告, 太陽エネルギー Vol.14 No.1, 1988
- [6] 押田勇雄: 太陽エネルギー, NHKブックス, 1981
- [7] 通商産業省工業技術院サンシャイン計画推進本部: 輝ける太陽エネルギー, 大蔵印刷局, 1980
- [8] 高倉 直: 農業における太陽エネルギー利用, 太陽エネルギー Vol.7 No.4, 1981
- [9] 木谷 収: 揚水ポンプへの利用, 「施設農業への新エネルギーの利用」, フジテクノシステム, 1980
- [10] 梅田重夫, 毛利健太郎: 農家における自然エネルギーの複合利用, 文部省科学研究費補助金 エネルギー特別研究 生物資源にかかわるエネルギー利用の効率化に関する研究 昭和61年度研究成果報告書, 1987
- [11] D.L.Pulfrey, P.R.B.Ward, W.G.Dunford :A Photovoltaic-Powerd System for Medium-Head Pumping, Solar Energy Vol.38 No.4, 1987
- [12] 藤井石根, 土屋一雄: 太陽熱の動力化——その動力化の歴史と試作ソーラーエンジンについて, 太陽エネルギー Vol.7 No.4, 1981
- [13] 日本太陽エネルギー学会: 太陽エネルギー読本, オーム社, 1975
- [14] Ken Butti, John Perlin 著, 片岡祐介 監訳: ゴールデンステッド ソーラーエネルギー2500年の歴史と実証, 技術堂出版, 1985
- [15] 渡辺康一: 太陽エネルギーの利用を考える, 日本の科学と技術11-12 Vol.21 No.206, 1980
- [16] 岡本嗣男: 農業用スターリング機関の開発に関する研究, 文部省科学研究費補助金 エネルギー特別研究 農業におけるエネルギーの有効利用の研究 昭和58年度研究成果報告書, 1984
- [17] William T. Beale: A Free Cylinder Stirling Engine Solar Powered Water Pump, SUN II Proceedings of the International Solar Energy Society Vol.2, 1979
- [18] Louis F Goldberg, Costa J Rallis, Andrew J Bell, Israel Urieli :Some Experimental Results on Laboratory Model Fluidyne Engine, 12th IECEC Proceeding Vol.2, 1977

- [19] T.Tanaka, T.Tani, S.Sawata, K.Sakura, I.Tsuda :Development of Solar Total Energy System for Industrial Sectors, 17th IECEC Proceeding 1982
- [20] 海外情報, 太陽エネルギー Vol.8 NO.1,1982
- [21] F.A.Schraub, H.Dehne :Electric Generation System Design -- Management, Startup, and Operation of IEA Distributed Collector Solar System in Almeria, Spain, Solar Energy Vol.31, No.4 1983
- [22] 宮城龍雄, 吉井一寛: 太陽熱利用の吸収冷凍システム, 冷凍 Vol.55 No.634
- [23] 縄田 豊: 太陽熱冷暖房システムのデータ計測と解析, 共和技報 No.303, 1983
- [24] 斉藤孝基: ランキンサイクルの展望, 冷凍 Vol.55 No.634
- [25] 前川甲陽: サンシャイン計画による集合住宅, 空気調和・衛生工学 Vol.52 No.10, 1978
- [26] 川元昭吾: サンシャイン計画による既存個人住宅, 空気調和・衛生工学 Vol.52 No.4, 1978
- [27] 小原英一, 山田武: 綾瀬ソーラーハウスの概要, 冷凍 Vol.55 No.635
- [28] 石村紀夫: 米国における太陽熱冷暖房の状況, 太陽エネルギー Vol.4 No.4, 1978
- [29] D.Prigmore, R.Barber :Cooling with the Sun's Heat -- Design Consideration and Test Data for a Rankine cycle Prototype, Solar Energy Vol.17, 1975
- [30] H.M.Curran :Solar/Fossil Rankine Cooling, 12th IECEC Proceeding Vol.2, 1977
- [31] F.R.Biancardi, G.Melikian :Analysis and Design of an 18-ton solar-Powerd Heating and Cooling system, SAE Vol.78, 1978
- [32] Dennis L. Larson :Operational Evaluation of the Grid-Connected Cooling Solar Thermal Electric Power Plant, Solar Energy Vol.38, No.1, 1987
- [33] G.H.Abernathy, T.R.Mancini :Can Sunshine Power the Irrigation Pump?, Agricultural Engineering, October 1977
- [34] C.Maccio, G.Tomei, G.Angelino, M.Gaia, E.Macchi :Operational Experience of a 3.0 kW Solar Powered Water Pump, SUN II Proceedings of the International Solar Energy Society Vol.2, 1979
- [35] M.Hussein, P.W.O'Callaghan, S.D.Probert :Solar Activated Power Generator Utilising a Multi-Vane Expander as a Prime Mover in an

- [36] V.V.N.Kishore, M.R.Gandhi, N.Pathak, S.D.Gomkale, K.S.Rao
:Development of a Solar (Thermal) Water Pump Prototype
-- An Indo-Swiss Experience, Solar Energy Vol.36 No.3,1986
- [37] M.P.Sharma, G.Singh :A Low Lift Solar Water Pump, Solar Energy
Vol.25, 1980
- [38] P.A.Cowell, J.K.Agarwalla :The Design of a Solar Powered Water
Pump for Developing Countries, Energy Conservation and Use of
Renewable Energies in the Bio-Industries, Pergamon Press Oxford
and New York,1981
- [39] 梅田重夫：複合利用システム，文部省科学研究費補助金 エネルギー特別研
究 農業におけるエネルギーの有効利用の研究 昭和56年度研究成果報告書，
1982
- [41] J.Boldt :Solar Powered Water Pump for the Rural Third World, Solar
Energy International Progress, Vol 3, 1978
- [40] D.P.Rao, K.S.Rao :Solar Water Pump for Lift Irrigation, Solar
Energy Vol.18, 1976
- [42] 花形将司：ランキンサイクルによる太陽熱の動力利用に関する研究，東京
大学農業機械学研究室 修士論文，1982
- [43] 木谷収他：作物環境制御動力としての太陽熱ポンプの利用，
GEP IV-2-(2)-⑤ 昭和55年度報告書， 1981
- [44] 木谷収他：作物環境制御動力としての太陽熱ポンプの利用，
GEP IV-2-(2)-⑤ 昭和56年度報告書， 1982
- [45] 芋生憲司：太陽エネルギーの農作業動力への利用に関する研究，東京大学農
業機械学研究室 修士論文，1984
- [46] 木谷収他：作物環境制御動力としての太陽熱ポンプの利用，
GEP IV-2-(2)-⑤ 昭和57年度報告書， 1983
- [47] 木谷収他：作物環境制御動力としての太陽熱ポンプの利用，
GEP IV-2-(2)-⑤ 昭和58年度報告書， 1984
- [48] 木谷収他：作物環境制御動力としての太陽熱ポンプの利用，
GEP IV-2-(2)-⑤ 昭和59年度報告書， 1985
- [49] 木谷収他：作物環境制御動力としての太陽熱ポンプの利用，
グリーンエネルギー計画成果シリーズ IV系 No. 4, 1986
- [50] 木谷収，岡本嗣男，芋生憲司他：太陽エネルギーの利用による農業用動力の
開発に関する研究（第1報），農業機械学会誌 Vol.45 No.4, 1984
- [51] 芋生憲司，木谷収，岡本嗣男：太陽エネルギーの利用による農業用動力の開

- [52] 芋生憲司，木谷収，岡本嗣男，坂井直樹：太陽エネルギーの利用による農業用動力の開発に関する研究（第3報），農業機械学会誌 Vol.49 No.6, 1987
- [53] Kenji IMOU, Osamu KITANI, Tsuguo OKAMOTO and Naoki SAKAI :Convection type solar pumping system. Proceedings International Symposium of the Japanese Society of Agricultural Machinery, 1987
- [54] 木谷収，岡本嗣男，芋生憲司，坂井直樹：太陽熱ポンプの将来，機械化農業，1985-5, 1985
- [55] 種村栄，野口哲男：集熱器の集熱特性とその測定法の研究，空気調和・衛生工学 Vol.52 No.9 , 1978
- [56] W.C.Louie, D.C.Miller :Evacuated-Tube Solar Collector -- Effect of Control on Efficiency at High Operation Temperatures, ASHRAE Journal, May, 1978
- [57] 岐美 格，奥野純平，牧野州秀：工業熱力学，東北出版，1972
- [58] 蓄熱・増熱技術，蓄熱・増熱技術編集委員会編，アイピーシー，1985
- [59] 森本義広：BASIC による数値計算入門，啓学出版，1983
- [60] 成田誠之助：システム工学の手法，コロナ社，1970
- [61] 一色尚次，北方直方：新蒸気動力工学，森北出版， 1978
- [62] 井原俊男：熱工学概説，理工図書，1972
- [63] 上原春男：海洋温度差発電読本，オーム社，1982
- [64] 杉原正浩，幸田利秀，柏村和生：これからのソーラーシステム機器と材料，シーエムシー，1983
- [65] R114冷媒熱物性値表，日本冷凍協会，1986
- [66] 石谷清幹：熱管理士教本，共立出版，1977
- [67] 信澤寅男：エネルギー工学のためのエクセルギー入門，オーム社 ， 1980
- [68] J.E.Ahern :The Exergy Method of Energy Systems, J.Wiley, 1980
- [69] Donald Watoson 著 高間三郎 訳：ソーラーハウス入門，日本工業新聞社，1980
- [70] 中山 恒：エネルギー工学のための熱交換技術入門，オーム社 ， 1981
- [71] 山下直，保志尚：デジタルプロセス制御，コロナ社，1969
- [72] 榎木義一，添田 喬：わかる自動制御，日新出版，1979

- [73] 伝熱工学資料，日本機械学会，1975
- [74] 尾花英朗：熱交換器ハンドブック，工学図書，1977
- [75] 一色尚次，北川直方：伝熱工学，森北出版，1971
- [76] 西川兼康，藤田恭伸，松尾篤二：発泡点密度を考慮した核沸騰熱伝達の整理について，日本機械学会論文集（第2部），Vol.41 No.347，1975
- [77] ヤマダ ダブルダイヤフラムポンプ カタログ，山田油機製造株式会社
- [78] ソーラーガイドブック，電波新聞社，1982
- [79] 三洋エナジー：ソーラーコレクター XE-300 技術資料，三洋機工株式会社
- [80] 藤原充平他：複合曲面反射鏡を用いた太陽熱集熱器の集熱効率測定，太陽エネルギー Vol.7 No.1，1981
- [81] S.E.Eckard :Multi-Vane Expander as Prime Mover in Low Temperature Solar or Waste Heat Application, IECEC '75 Record, 1975
- [82] G.F.Robertson, C.H.Wolgemuth :Experimental and Analytical Study of Friction, Leakage, and Heat transfer in a Vane Expander, SAE Vol. 78, 1978
- [83] G.J.Silvestri, R.Meunier, D.A.Bowlus G.A.Brown :Rotary Expander Development Program, SAE Vol.78, 1978
- [84] J.P.Durand, Z.I.Amilly, D.Mercier : Solar Plants for the Water Pumping and/or Electricity Supply in International Zones, SUN II Proceedings of the International Solar Energy Society Vol.2, 1979
- [85] 小原英一，井上信吾，大坪道夫，柏村和生：太陽熱利用冷暖房・給湯システム，三菱電機技報 Vol.55 No.7，1981
- [86] 谷下市松著：工業熱力学基礎編，裳華房，1960
- [87] 槌田 昭，池田義雄，山崎慎一郎，秋山光庸：熱機関工学演習，学献社，1983
- [88] S.P.Parker, ed. :Energy, McGraw-Hill Book Company, 1980
- [89] 横井与次郎：ディジタル IC 実用回路マニュアル，ラジオ技術社，1984
- [90] 久保田米蔵，関重夫，萩本範文：エンコーダの原理・特性・使い方，自動化技術 Vol.15 No.7，1983

一般的性質

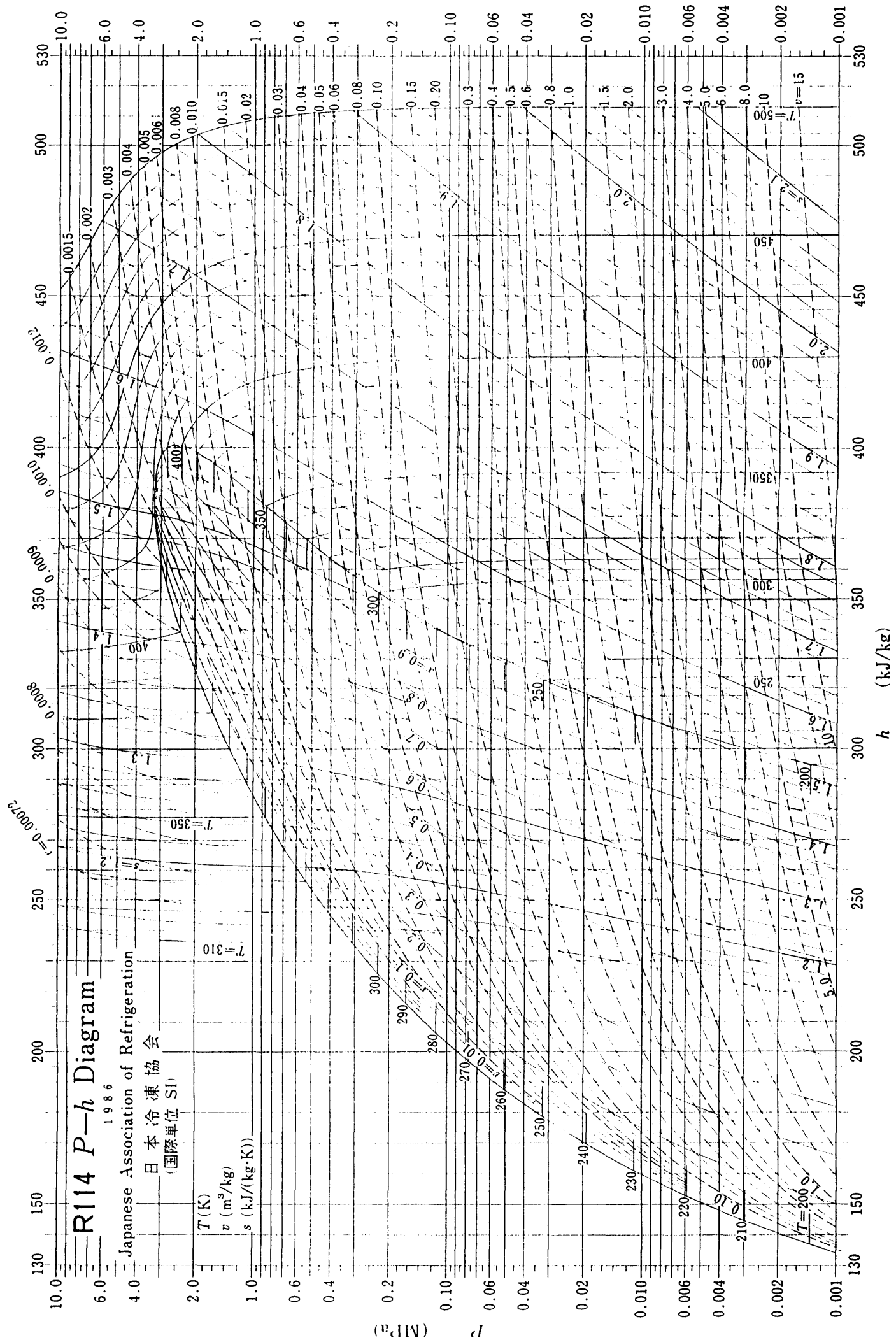
General Properties

R 114

1.2-ジクロロテトラフルオロエタン

1.2-Dichlorotetrafluoroethane

分子式	Chemical Formula	$\text{CClF}_2 \cdot \text{CClF}_2$
分子量 (相対分子質量)	Molecular Weight (1983) (Relative molecular mass)	170.922
沸点	Boiling Point (101.325 kPa)	276.745 K
凝固点	Freezing Point (101.325 kPa)	179.3 K
臨界温度	Critical Temperature	(418.78 ± 0.02) K
臨界圧力	Critical Pressure	(3.248 ± 0.004) MPa
臨界比容積	Critical Specific Volume	0.00174 m ³ /kg
臨界密度	Critical Density	(576 ± 3) kg/m ³
飽和液体の密度	Saturated Liquid Density (25°C)	1456.1 kg/m ³
飽和蒸気の比容積	Saturated Vapour Specific Volume (25°C)	0.062427 m ³ /kg
定圧比熱	Isobaric Specific Heat Capacity	
飽和液体	Saturated Liquid (25°C)	0.957 kJ (kg·K)
蒸気	Vapour (25°C, 101.325 kPa)	0.705 kJ (kg·K)
比熱比	Specific Heat Ratio	
蒸気	Vapour (25°C, 101.325 kPa)	1.091
蒸発熱	Heat of Vapourization (101.325 kPa)	135.06 kJ/kg
熱伝導率	Thermal Conductivity	
飽和液体	Saturated Liquid (25°C)	63.55 mW/(m·K)
蒸気	Vapour (25°C, 101.325 kPa)	9.82 mW/(m·K)
粘性率	Viscosity	
飽和液体	Saturated Liquid (25°C)	354 μPa·s
蒸気	Vapour (25°C, 101.325 kPa)	11.3 μPa·s
表面張力	Surface Tension (25°C)	10.86 m N/m
屈折率	Refractive Index (D line)	
飽和液体	Saturated Liquid (25°C)	1.2865
蒸気	Vapour (25°C, 101.325 kPa)	1.00105
相対絶縁耐力	Dielectric Strength Relative to SF ₆	
蒸気	Vapour (25°C, 101.325 kPa)	1.71
誘電率	Dielectric Constant	
飽和液体	Saturated Liquid (25°C)	2.152
蒸気	Vapour (25°C, 101.325 kPa)	1.004
色	Colour	無色透明
		Clear and Colourless
におい	Odour	微エーテル臭
		Faint Ethereal Odour
毒性	Toxicity (Underwriters' Laboratories Classification)	Class 6



付録 3 フロン液位制御のシミュレーションプログラム

```

100 '***** FILE NAME ----- [PIC]----- *****
110 '***** PI CONTROL SIMULATION PROGRAM *****
120 '***** LINE *****
130 SCREEN 2,1 :WINDOW ( 0,-100)-(120, 0):VIEW (30,0)-(500,190)
140 LINE (0,-100)-(120, 0),,B
150 FOR I=-100 TO 0 STEP 10 :LINE( .7,I)-(0,I):LINE(120,I)-(119.3,I):NEXT
160 FOR I=0 TO 120 STEP 10 :LINE (I, 0)-(I, -1):NEXT
320 '***** INITIALIZE & PARAMETER *****
330 T=30                :'Simulation time per one point(sec)
340 LS =40              :'Initial target value of Freon level(%)
350 L=30                :'F.L
360 WI =.022            :'Flow rate of Freon at Freon pump(l/s)
370 P=50                :'Proportional boundary(%)
380 TI =300             :'Integral time(sec)
390 YO =20              :'Direct controll value for e=0(%)
400 WO=.005             :'Flow rate of Freon(l/s)
410 A=3.5/1000          :'Value by characteristics of Freon pump(l/s.%)
420 B=5                 :'Value by characteristics of Freon pump(l/s.%)
430 N=0                 :'Number of differentiation
440 E=0                 :'Deviation
450 S=0                 :'Summation of deviation
460 '***** SIMULATION *****
470 L2=(WI-WO)/(.00642*SQR(-L^2+100*L))*T+L
480 E2=L2-LS
490 S=S+(E2+E)/2
500 Y=(-100/P)*(E2+T*(.5/.7)/TI*S)+YO
510 WI=A*(Y-B)
520 M=N+1
530 WO2=WO+4/100/240
540 TN=N/60*T
550 TM=M/60*T
560 LINE (TN,-L)-(TM,-L2)
570 LINE (TN,-LS)-(TM,-LS)
580 PSET(TM,-WI *1000)
590 LINE (TN, -WO*1000)-(TM,-WO2*1000)
600 IF TM=20 THEN S=0:LS=50:LINE(TM,-40)-(TM,-50)
610 IF TM=40 THEN S=0:LS=60:LINE(TM,-50)-(TM,-60)
620 IF TM=60 THEN S=0:LS=70:LINE(TM,-60)-(TM,-70)
630 IF TM=80 THEN S=0:LS=80:LINE(TM,-70)-(TM,-80)
640 IF TM =120 THEN END
650 L=L2
660 E=E2
670 WO=WO2
680 N=M
690 A=A-2/1000/240
700 B=B+7/240
710 GOTO 470

```

付録 4 温水集熱式太陽熱ポンプシミュレーションプログラム

```

1000 '===== FILE NAME [SIMS1] =====
1010 '
1020 '===== SOLAR PUMP SIMULATION (SI UNIT) ===
1030 PRINT
1040 '
1050 '***** INPUT DATA *****
1060 '
1070 DIM P(5,5),ATO(7),AW(7),VOLF(7),QQE(7),QE(7),WFEV(7),TFE(7,2)
1080 DIM WFE(7,2),TWE(7),VWE(7),WFM(8),PPWS(7),TWEIS(7),TWEOS(7),PPFS(7),X(4,5)
1090 '
1100 DTIME=30 : PRINT"DTIME [S] = ";DTIME
1110 TA=30 : PRINT"TA [°C] = ";TA
1120 FWEI=1000/3600 : PRINT"FWEI [kg/h] = ";FWEI*3600
1130 TWCi=25 : PRINT"TWCi [°C] = ";TWCi
1140 FWCi=1000/3600 : PRINT"FWCi [kg/h] = ";FWCi*3600
1150 PL=200000! : PRINT"PL [MPa] = ";PL*.000001
1160 TWTSET=60 : PRINT"TWTSET [°C] = ";TWTSET
1170 QSMAX=700 : PRINT"QSMAX [W/m2] = ";QSMAX
1180 '
1190 '***** DATA OF EVP. & ETC. *****
1200 '
1210 D1=.0075 :GO=9.8 :AAR=1163 :QCL=4!*28
1220 D2=.0105 :PA=101325! :VOLEO=.5 :WWT=664
1230 L=.612 :RH=.0008 :VOLCI=.5 :AT=4.22
1240 G=9.8 :LLTUBE=58604! :ACL=28 :QT=3.8
1250 CPW=4186
1260 '
1270 '***** COEFFICIENT OF P=f(h,d) *****
1280 ' P(MPa) h(kJ/kg) d(kg/m3)
1290 '
1300 FOR J=0 TO 5:FOR K=0 TO J:READ P(J-K,K):NEXT: NEXT
1310 '
1320 DATA -1.97877, .0256299, -.0617266, -1.31622E-04, 4.69958E-04,-1.35721E-04
1330 DATA 3.35106E-07, -1.0904E-06, -8.01146E-08, 1.34902E-06, -4.23016E-10
1340 DATA 1.18772E-09, 1.83592E-09, -6.41638E-09, 9.23901E-11, 2.11801E-13
1350 DATA -4.00848E-13, -2.60819E-12, 7.85441E-12, -4.81172E-15, -3.11895E-13
1360 '
1370 '***** HEAT TRANSFER AREA OF EVP. &ETC. ****
1380 '
1390 FOR I=1 TO 7 :READ ATO(I) :NEXT
1400 FOR I=1 TO 7 :READ AW(I) :AW(I)=AW(I)/10000 :NEXT
1410 FOR I=1 TO 7 :READ VOLFI(I):VOLFI(I)=VOLFI(I)/1000:NEXT
1420 '
1430 DATA .217, .326, .325, .222, .335, .261, .0504
1440 DATA 5.21, 6.65, 7.13, 4.85, 7.93, 5.1, 1.1
1450 DATA 2.35, 2.7, 3.07, 3.51, 3.2, 3.24, 3.42
1460 '
1470 '***** DEFINE FUNCTION *****
1480 '
1490 DEF FNTS(PS)=-24.5531 +3.33979E-04*PS -6.21606E-10*PS^2 +7.29469E-16*PS^3
-4.34445E-22*PS^4 +1.00837E-28*PS^5 :'(°C,Pa)
1500 DEF FNPS(TS)= 65931! +7571.13*TS -178.248*TS^2 +5.86786*TS^3 -.0568183*TS^4
+2.19788E-04*TS^5 :'(Pa,°C)
1510 DEF FNPPF(TS)= 4.44122 +.717586*TS -.0227277*TS^2 +6.59463E-04*TS^3
-6.74874E-06*TS^4 +2.76334E-08*TS^5 :'(kg/m3,°C)
1520 DEF FNPPFL(TS)= 1539.71 -4.57903*TS +.0928317*TS^2 -2.30457E-03*TS^3
+2.38769E-05*TS^4 -9.2541E-08*TS^5 :'(kg/m3,°C)
1530 DEF FNHF(TS)=335051!+827.955*TS -13.3396*TS^2 +.313225*TS^3
-3.27393E-03*TS^4 +1.22204E-05*TS^5 :'(J/kg,°C)(0°C-200000)
1540 DEF FNHFL(TS)= 197693! +1371.93*TS -23.0757*TS^2 +.561628*TS^3
-5.86612E-03*TS^4 +2.25542E-05*TS^5 :'(J/kg,°C)(0°C-200000)
1550 '
1560 DEF FNNNFL(TS)=3.08459E-07-2.96971E-09*TS+1.60953E-11*TS^2-4.72656E-14*TS^3
: '(m2/s)
1570 DEF FNPRFL(TS)=.937916-5.95558E-03*TS+4.05991E-05*TS^2-1.17897E-07*TS^3
: '(-)
1580 DEF FNSSFL(TS)=.0137114-1.15832E-04*TS+6.72311E-08*TS^2+4.48602E-10*TS^3
: '(N/m)

```



```

1590 DEF FNCPL(TS)=983.71+.966*TS : '(J/kg°C)
1600 DEF FNLLFL(TS)=.0701181-.0002625*TS : '(W/m°C)
1610 DEF FNBBFL(TS)=1.62657E-03+2.01083E-05*TS : '(-)
1620 '
1630 DEF FNPPW(TW)=1020.98-.621*TW : '(kg/m3,°C)
1640 '
1650 DEF FNA(AA1,AA2,AA3,CO,T1,T2,Q)=Q/AAR+Q/AA1+Q/AA2+(Q/AA3)^CO-(T1-T2)
1660 DEF FNAA(AA1,AA2,AA3,CO,Q)=1/AAR+1/AA1+1/AA2+CO*AA3^(-CO)*Q^(CO-1)
1670 '
1680 '
1690 '***** INITIALIZE *****
1700 '
1710 '----- TIME, LOOP, TANK -----
1720 '
1730 TIME=6*3600 :LOOP=3 :TWT=TA
1740 '
1750 '----- EVP. -----
1760 '
1770 TSE=TA
1780 PSE=FNPS(TSE)
1790 FOR S=1 TO 7
1800 TFE(S,1)=TSE
1810 WFE(S,1)=FNPPFL(TFE(S,1))*VOLF(S)
1820 TWE(S)=TSE+5
1830 VWE(S)=FWEI/((AW(1)+AW(2)+AW(3))*FNPPW(TWE(S)))
1840 NEXT
1850 TFEI=TA
1860 WFM(8)=0
1870 '
1880 '----- EVP. OUT -----
1890 '
1900 PPFE=FNPPF(TSE)
1910 WFEO=VOLEO*PPFE
1920 HHFE=FNHF(TSE)*WFEO
1930 '
1940 '----- CND. -----
1950 '
1960 TWCO=TA
1970 TSC=TA
1980 PSC=FNPS(TSC)
1990 HFCE=FNHF(TSC)
2000 '
2010 '----- CND. IN -----
2020 '
2030 PPFC=FNPPF(TSC)
2040 WFCI=VOLCI*PPFC
2050 HHFC=FNHF(TSC)*WFCI
2060 '
2070 '----- WORK -----
2080 '
2090 WORK=0
2100 '----- PRINT -----
2110 '
2120 LOCATE 0,0
2130 PRINT "TIME TWT TSE TSC PSE PSC FWP WORK LOOP
2140 PRINT " °C °C °C MPa MPa l/s MJ
2150 CONSOLE 2,25
2160 '
2170 '***** MAIN *****
2180 '
2190 IF LOOP=3 GOTO 3510
2200 '
2210 '----- EVP. -----
2220 '
2230 TWEI=TWT
2240 '
2250 '..... Q , WFEV .....

```

```

2260 '
2270 TSE=FNTS(PSE)
2280 TS=TSE :PS=PSE
2290 FOR S=1 TO 7
2300   TFE=TFE(S,1) :TW=TWE(S) : VW=VWE(S)
2310   GOSUB *EFLUCS
2320   QE(S)=Q:QQE(S)=Q*ATO(S)*DTIME
2330   CPF=FNCPL(TFE(S,1))
2340   IF QQE(S) > (TSE-TFE(S,1))*CPF*WFE(S,1) THEN GOTO 2380
2350   WFEV(S)=0
2360   TFE(S,1)=TFE(S,1)+QQE(S)/(CPF*WFE(S,1))
2370   GOTO 2410
2380   QL=FNHF(TSE)-FNHFL(TSE)
2390   WFEV(S)=(QQE(S)-(TSE-TFE(S,1))*CPF*WFE(S,1))/QL
2400   TFE(S,1)=TSE
2410 NEXT
2420 '
2430 '..... SUM.Q (W), FFEO (kg/s).....
2440 '
2450 SQE=0 :FOR S=1 TO 7 :SQE=SQE+QQE(S) :NEXT :SQE=SQE/DTIME
2460 FFEO=0 :FOR S=1 TO 7 :FFEO=FFEO+WFEV(S):NEXT :FFEO=FFEO/DTIME
2470 '
2480 '..... P.F(S) .....
2490 '
2500 PPFSO=FNPPFL(TFEI)
2510 FOR S=1 TO 7
2520   PPFS(S)=FNPPFL(TFE(S,1))
2530 NEXT
2540 '
2550 '..... WFM(S) .....
2560 '
2570 FOR S=7 TO 2 STEP -1
2580   WFM(S)=(VOLF(S)-(WFE(S,1)-WFEV(S)-WFM(S+1))/PPFS(S))*PPFS(S-1)
2590   WFE(S,2)=WFE(S,1)-WFEV(S)-WFM(S+1)+WFM(S)
2600   TFE(S,2)=(TFE(S,1)*(WFE(S,2)-WFM(S))+TFE(S-1,1)*WFM(S))/WFE(S,2)
2610 NEXT
2620 '
2630   WFM(1)=(VOLF(1)-(WFE(1,1)-WFEV(1)-WFM(2))/PPFS(1))*PPFSO
2640   WFE(1,2)=WFE(1,1)-WFEV(1)-WFM(2)+WFM(1)
2650   TFE(1,2)=(TFE(1,1)*(WFE(1,2)-WFM(1))+TFE(1)*WFM(1))/WFE(1,2)
2660 '
2670 '..... TWE .....
2680 '
2690 FOR S=1 TO 7
2700   PPWS(S)=FNPPW(TWE(S))
2710   VWE(S)=FWEI/((AW(1)+AW(2)+AW(3))*PPWS(S))
2720   IF S<=3 THEN TWEIS(S)=TWEI ELSE
2730     TWEIS(S)=(TWEOS(1)*AW(1)+TWEOS(2)*AW(2)+TWEOS(3)*AW(3))/(AW(1)+AW(2)+AW(3))
2740   '
2750   DS=(TWEIS(S)-TFE(S,2))/(TWEOS(S)-TFE(S,2))
2760   IF DS<=1 THEN TWE(S)=(TWEIS(S)+TWEOS(S))/2
2770     ELSE TWE(S)=(TWEIS(S)-TWEOS(S))/LOG(DS)+TFE(S,2)
2770 NEXT
2780   TWEOS=(TWEOS(4)*AW(4)+TWEOS(5)*AW(5)+TWEOS(6)*AW(6)+TWEOS(7)*AW(7))
2790     /(AW(4)+AW(5)+AW(6)+AW(7))
2790 '
2800 '..... TFE, WFE .....
2810 '
2820 FOR S=1 TO 7
2830   TFE(S,1)=TFE(S,2)
2840   WFE(S,1)=WFE(S,2)
2850 NEXT
2860 '
2870 '----- CND. -----
2880 '
2890 '..... QFC (W) .....

```

```

2900 '
2910 TWC=(TWCO+TWCI)/2
2920 PPW=FNPPW(TWC)
2930 VWC=FWCI/(.001899*PPW)      :'.001899(m2)=AW in CND
2940 TSC=FNTS(PSC)
2950 TW=TWC :TS=TSC :VW=VWC
2960 GOSUB *CFLUCS
2970 QFC=Q*1.736                  :'.1.736(m2)=ATO in CND
2980 '
2990 '..... FFCO (W) ,TFCO(TFEI) ,TWCO .....
3000 '
3010 HFCO=FNHFL(TSC)
3020 FFCO=QFC/(HFCI-HFCO)
3030 TFEI=TSC
3040 TWCO=TWCI+QFC/(FWCI*CPW)
3050 '
3060 '----- EXP. -----
3070 '
3080 '.... FWP (m3/s), FFEXIV(m3/s), QFEX(W) ...
3090 '
3100 DP=PSE-PSC-PL
3110 IF DP>0 THEN GOTO 3140
3120 FWP=0 :FFEXIV=0 :GOTO 3210
3130 '
3140 FWP=6.52E-08*DP^.75
3150 FFEXIV=3.68E-09*(98000!+PSE-PSC)^.5*DP^.5
3160 QFEX=14600*FFEXIV*(TSE-TA)+PL*FWP
3170 '
3180 '..... FFEXI (kg/s) ,FHEXO (W) .....
3190 '
3210 FFEXI=FFEXIV*PPFEO
3220 HFEO=FNHF(TSE)
3230 HHFEXO=HFEO*FFEXI-QFEX
3240 '
3250 '..... WORK (MJ) .....
3260 '
3270 WORK=WORK+FWP*PL*DTIME/1E+06
3280 '
3290 '----- NEXT STEP -----
3300 '
3310 '..... PSE (Pa).....
3320 '
3330 WFEO=WFEO+(FFEO-FFEXI)*DTIME
3340 PPFEO=WFEO/VOLEO
3350 HHFEO=HHFEO+HFEO*(FFEO-FFEXI)*DTIME
3360 HFEO=HHFEO/WFEO :H=HFEO/1000 :'(J/kg) -> (kJ/kg)
3370 PSE=0:FOR J=0 TO 5:FOR K=0 TO J:PSE=PSE+P(J-K,K)*H^(J-K)*PPFEO^K:NEXT:NEXT
3380 PSE=PSE*1E+06 :'(MPa) -> (Pa)
3390 '
3400 '..... PSC (Pa).....
3410 '
3420 WFCI=WFCI+(FFEXI-FFCO)*DTIME
3430 PPFCI=WFCI/VOLCI
3440 HHFCI=HHFCI+(HHFEXO-HFCI*FFCO)*DTIME
3450 HFCI=HHFCI/WFCI :H=HFCI/1000 :'(J/kg) -> (kJ/kg)
3460 PSC=0:FOR J=0 TO 5:FOR K=0 TO J:PSC=PSC+P(J-K,K)*H^(J-K)*PPFCI^K:NEXT:NEXT
3470 PSC=PSC*1E+06 :'(MPa) -> (Pa)
3480 '
3490 '..... CL .....
3500 '
3510 QS=QSMAX*SIN((TIME/3600-6)/12*3.1416)
3520 IF LOOP=1 OR LOOP=2 THEN TWCLI=TWEO ELSE TWCLI=TWT
3530 TWCLO=(.9*QS*ACL+QCL*TA+(FWEI*CPW-QCL/2)*TWCLI)/(FWEI*CPW+QCL/2)
3540 '
3550 '..... TANK .....
3560 '
3570 IF LOOP=1 OR LOOP =3 THEN TWTI=TWCL0 ELSE TWTI=TWEO

```

```

3580 TWT=TWT+(FWEI*CPW*(TWTI-TWT)+QT*AT*(TA-TWT))*DTIME/(WWT*CPW)
3590 '
3600 '..... LOOP .....
3610 '
3620 IF TWCL0 <= TWCLI THEN LOOP=2 ELSE LOOP=1
3630 IF TIME<12*3600 THEN GOTO 3640 ELSE GOTO 3680
3640 IF TWT < TWTSET THEN LOOP=3
3650 '
3660 '..... PRINT OUT .....
3670 '
3680 TIMEH=INT(TIME/3600)
3690 TIMEM=INT((TIME-TIMEH*3600)/60)
3700 TIMES=TIME-TIMEH*3600-TIMEM*60
3710 '
3720 PRINT USING "##:##:##  ##.##  ##.##  ##.##  #.###  #.###  #.###  ###
#  #"      ;TIMEH,TIMEM,TIMES,TWT,TSE,TSC,PSE/1E+06,PSC/1E+06,FWP*1000,WORK,L
OP
3730 '
3740 '..... TIME .....
3750 '
3760 TIME=TIME+DTIME
3770 GOTO 2190
3780 '
3790 STOP
3800 '
3810 '##### HEAT FLUCS IN EVP. #####
3820 '
3830 *EFLUCS
3840 '
3850 GOSUB *WTUBE
3860 GOSUB *FEVP
3870 '
3880 '---- OVERALL HEAT TRANSMISSION IN EVP. ---
3890 '
3900 '..... NATURAL CONVECTION .....
3910 '
3920 CO=4/5 :AA3=AA3N :T1=TW :T2=TF
3930 GOSUB *SOL
3940 QN=Q
3950 '
3960 '..... BOILING .....
3970 '
3980 CO=1/3 :AA3=AA3B :T1=TW :T2=TS
3990 GOSUB *SOL
4000 QB=Q
4010 '
4020 IF QN>QB THEN Q=QN ELSE Q=QB
4030 RETURN
4040 '
4050 '##### HEAT FLUCS IN CND. #####
4060 '
4070 *CFLUCS
4080 '
4090 GOSUB *WTUBE
4100 GOSUB *FCND
4110 '
4120 CO=4/3 :AA3=AA3C :T1=TS :T2=TW
4130 GOSUB *SOL
4140 '
4150 RETURN
4160 '
4170 '#### HEAT TRANSFER --- WATER AND TUBE ####
4180 '
4190 *WTUBE
4200 '
4210 LLW=.568704+1.84212E-03*TW-7.04711E-06*TW^2      :'(W/m°C)
4220 NNW=(.742-.00455*TW)*.000001                    :'(m2/s)

```

```

4230 PRW=4.926-.0324*TW                                : '(-)
4240 '
4250 '.....THERMAL CONDUCTIVITY OF TUBES .....
4260 '
4270 AA2=2*LLTUBE/(D2*LOG(D2/D1))
4280 '
4290 '..... HEAT TRANSFER COEFFICIENT .....
4300 '
4310 REW=D1*VW/NNW
4320 '
4330 '..... REW<=1500 , REW>=3500 .....
4340 '
4350 IF REW<=1500 THEN
      NUW=3.65+(.104*(D1/L)*REW*PRW)/(1+.016*((D1/L)*REW*PRW)^.8):GOTO 4720
4360 '
4370 IF REW>=3500 THEN
      NUW=.116*(REW^(2/3)-125)*PRW^(1/3)*(1+(D1/L)^(2/3))           :GOTO 4720
4380 '
4390 '..... 1500 < REW < 3500 .....
4400 '
4410 REH=3500
4420 NUH=.116*(REH^(2/3)-125)*PRW^(1/3)*(1+(D1/L)^(2/3))
4430 NUHH=.116*(2/3)*REH^(-1/3)*PRW^(1/3)*(1+(D1/L)^(2/3))
4440 '
4450 REK=1500
4460 NUK=3.65+(.104*(D1/L)*REK*PRW)/(1+.016*((D1/L)*REK*PRW)^.8)
4470 NUKK=(.104*(D1/L)*PRW*(1+.016*((D1/L)*REK*PRW)^.8
      -.8*.016*((D1/L)*PRW)^.8*REK^.8)) / (1+.016*((D1/L)*REK*PRW)^.8)^2
4480 '
4490 X(1,1)= REH^3 :X(1,2)= REH^2 :X(1,3)=REH :X(1,4)=1 :X(1,5)=NUH
4500 X(2,1)=3*REH^2 :X(2,2)=2*REH :X(2,3)=1 :X(2,4)=0 :X(2,5)=NUHH
4510 X(3,1)= REK^3 :X(3,2)= REK^2 :X(3,3)=REK :X(3,4)=1 :X(3,5)=NUK
4520 X(4,1)=3*REK^2 :X(4,2)=2*REK :X(4,3)=1 :X(4,4)=0 :X(4,5)=NUKK
4530 '
4540 FOR K=1 TO 4
4550   XKK=X(K,K)
4560   FOR J=K TO 5
4570     X(K,J)=X(K,J)/XKK
4580   NEXT J
4590   FOR I=1 TO 4
4600     IF I=K THEN GOTO 4650
4610     XIK=X(I,K)
4620     FOR J=K TO 5
4630       X(I,J)=X(I,J)-XIK*X(K,J)
4640     NEXT J
4650   NEXT I
4660 NEXT K
4670 '
4680 NUW=X(1,5)*REW^3+X(2,5)*REW^2+X(3,5)*REW+X(4,5)
4690 '
4700 '..... AA1 .....
4710 '
4720 AA1=NUW*LLW/D1
4730 RETURN
4740 '
4750 '##### FREON SIDE IN EVP. #####
4760 '
4770 *FEVP
4780 '
4790 PPFL=FNPPFL(TF)
4800 PPFG=FNPPF(TS)
4810 QL=FNHF(TS)-FNHFL(TS)
4820 CPFL=FNCPFL(TF)
4830 NNFL=FNNNFL(TF)
4840 SS=FNSSFL(TF)
4850 LLFL=FNLLFL(TF)
4860 PRFL=FNPRFL(TF)
4870 BBFL=FNBBFL(TF)

```

```

4880 '
4890 AA3N=.53*(9.8*BBFL*D2^3*PRFL/NNFL^2)^(1/4)*LLFL/D2
4900 AA3B=512*(PS/PA)^2*(LLFL^2*CPFL*PPFL^2)/(1.60056E+06*SS/G*QL*PPFG)
4910 '
4920 RETURN
4930 '
4940 '##### FREON SIDE IN CND. #####
4950 '
4960 *FCND
4970 '
4980 QL=FNHF(TS)-FNHFL(TS)
4990 CPFL=FNCPL(TS)
5000 NNFL=FNNFL(TS)
5010 LLFL=FNLLFL(TS)
5020 PRFL=FNPRFL(TS)
5030 '
5040 GAFL=D2^3*9.8/NNFL^2
5050 AA3C=(.276*GAFL*PRFL*QL/CPFL)^(1/4)*LLFL/D2
5060 '
5070 RETURN
5080 '
5090 '##### SOLUTION #####
5100 '
5110 *SOL
5120 '
5130 FOR I=3 TO 0 STEP-1
5140   QI=10^I
5150   IF FNA(AA1,AA2,AA3,CO,T1,T2,QI)<0 THEN Q=10^I :GOTO 5190
5160 NEXT
5170 Q=0
5180 GOTO 5230
5190 FOR I=1 TO 4
5200   Q=Q-FNA(AA1,AA2,AA3,CO,T1,T2,Q)/FNAA(AA1,AA2,AA3,CO,Q)
5210 NEXT
5220 '
5230 RETURN
5240 '
5250 END

```

SH200の物理特性表 (そのII)

粘 度	熱伝導度 25°C	比 熱 cal/gm/°C			絶縁破壊力	体積抵抗率
		40°C	100°C	200°C		
cs at 25°C	gm-cal/ cm-sec-°C				KV/2.5mm	Ω-cm
0.65	0.00024	0.492	0.504	—	25.0以上	1×10 ¹¹
1	0.00024	0.492	0.504	—	32.5 "	1×10 ¹¹
1.5	0.00025	0.492	0.504	—	35.0 "	5×10 ¹⁰
2.0	0.00026	0.450	0.460	0.490	35.0 "	1×10 ¹¹
3.0	0.00027	0.450	0.460	0.490	35.0 "	1×10 ¹¹
5.0	0.00028	0.450	0.460	0.490	35.0 "	1×10 ¹¹
10	0.00032	0.430	0.450	0.482	35.0 "	1×10 ¹¹
20	0.00034	0.370	0.393	0.420	35.0 "	1×10 ¹¹
50	0.00036	0.370	0.393	0.420	35.0 "	1×10 ¹¹
100	0.00037	0.370	0.393	0.420	35.0 "	2×10 ¹⁰
200	0.00037	0.370	0.393	0.420	35.0 "	1×10 ¹¹
350	0.00038	0.355	0.370	0.390	35.0 "	1×10 ¹¹
500	0.00038	0.355	0.370	0.390	35.0 "	1×10 ¹¹
1,000	0.00038	0.355	0.370	0.390	35.0 "	1×10 ¹¹
3,000	0.00038	0.355	0.370	0.390	35.0 "	2×10 ¹⁰
5,000	0.00038	0.355	0.370	0.390	35.0 "	2×10 ¹⁰
10,000	0.00038	0.355	0.370	0.390	37.5 "	2×10 ¹⁰
12,500	0.00038	0.355	0.370	0.390	37.5 "	2×10 ¹⁰
30,000	0.00038	0.355	0.370	0.390	37.5 "	2×10 ¹⁰
60,000	0.00038	0.355	0.370	0.390	37.5 "	2×10 ¹⁰
100,000	0.00038	0.355	0.370	0.390	37.5 "	2×10 ¹⁰

表-1 SH200の物理特性表 (そのI)

粘 度	引火点 °C	流動点 °C	比重 at 25°C	粘度 係数	膨張係数 cc/cc/°C	屈折率 at 25°C	表面 張力 dyne/cm	揮発分 150°C/24hr
cs 25°C								
0.65	-1	-68以下	0.761	0.31	0.00134	1.3750	15.9	BP.100°C
1	40	-86 "	0.817	0.37	0.00134	1.3825	17.4	BP.150°C
1.5	70	-86 "	0.853	0.46	0.00134	1.3880	18.0	BP.190°C
2.0	90	-84 "	0.873	0.48	0.00117	1.3900	18.7	BP.230°C
3.0	100	-65 "	0.900	0.51	0.00106	1.3940	19.2	BP.70-100 °C/0.5mmHg
5.0	150	-65 "	0.915	0.55	0.00105	1.3970	19.7	BP.120-160 °C/0.5mmHg
10	180	-65 "	0.934	0.56	0.00108	1.3990	20.1	25%
20	240	-60 "	0.950	0.59	0.00107	1.4000	20.6	6%
50	315	-55 "	0.960	0.59	0.00104	1.4015	20.8	0.5%以下
100	315以上	-50 "	0.966	0.60	0.00096	1.4025	20.9	0.5% "
200	315 "	-50 "	0.970	0.60	0.00096	1.4030	21.0	0.5% "
350	315 "	-50 "	0.970	0.60	0.00096	1.4030	21.1	0.5% "
500	315 "	-50 "	0.970	0.60	0.00096	1.4033	21.1	0.5% "
1,000	315 "	-50 "	0.971	0.61	0.00096	1.4033	21.2	0.5% "
3,000	315 "	-50 "	0.972	0.61	0.00096	1.4033	21.2	0.5% "
5,000	315 "	-50 "	0.973	0.61	0.00096	1.4033	21.5	0.5% "
10,000	315 "	-50 "	0.974	0.61	0.00096	1.4035	21.5	2.0% "
12,500	315 "	-46 "	0.975	0.61	0.00096	1.4035	21.5	2.0% "
30,000	315 "	-44 "	0.975	0.61	0.00096	1.4035	21.5	2.0% "
60,000	315 "	-41 "	0.976	0.61	0.00096	1.4035	21.5	2.0% "
100,000	315 "	-40 "	0.977	0.61	0.00096	1.4035	21.5	2.0% "

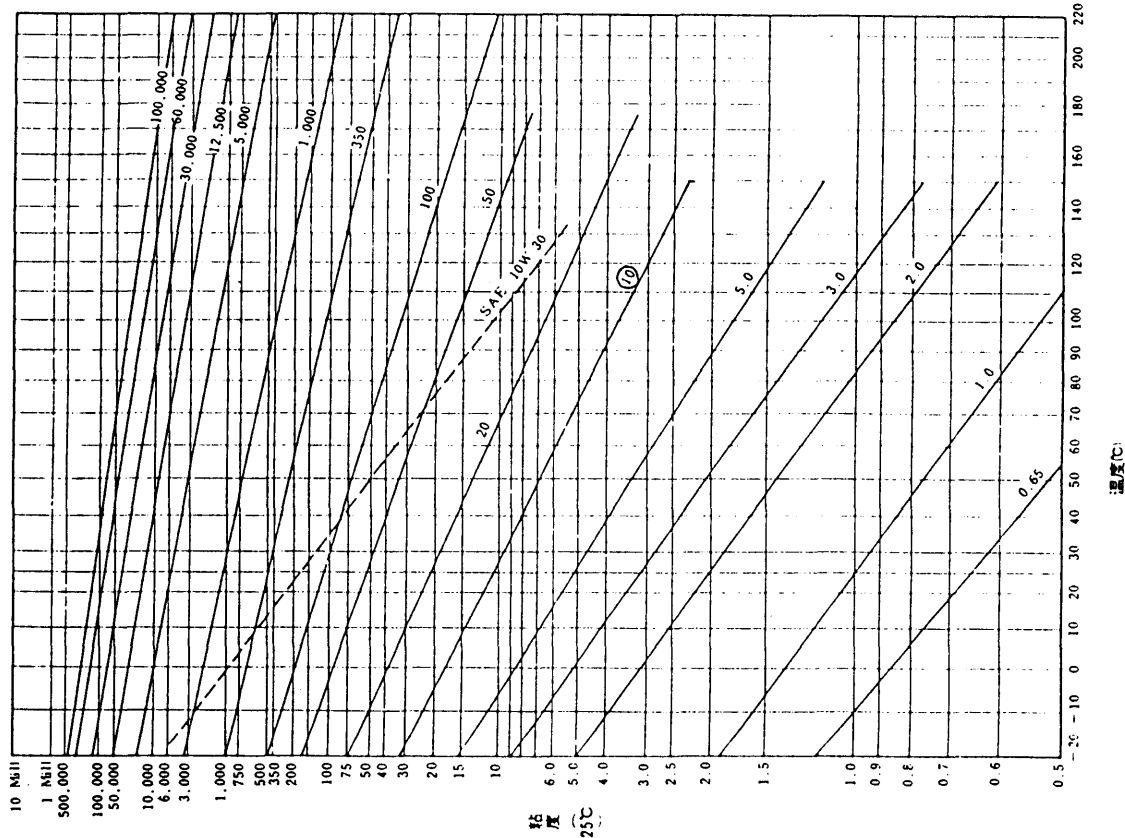
出典 [トーレシリコーン SH 200 技術資料]

(トーレシリコーン(株))

SH200の物理特性表 (そのIII)

粘 度	誘 電 率			tan δ		
	10 ² Hz	10 ³ Hz	10 ⁴ Hz	10 ² Hz	10 ³ Hz	10 ⁴ Hz
cs at 25°C						
0.65	2.18	2.18	2.18	0.00002	0.00001	0.00001
1	2.29	2.29	2.29	0.00002	0.00001	0.00001
1.5	2.36	2.36	2.36	0.00002	0.00001	0.00001
2.0	2.44	2.44	2.44	0.00002	0.00001	0.00001
3.0	2.53	2.53	2.53	0.00002	0.00001	0.00001
5.0	2.59	2.53	2.53	0.00002	0.00003	0.00001
10	2.63	2.63	2.63	0.00004	0.00003	0.00002
20	2.68	2.68	2.68	0.00004	0.00002	0.00001
50	2.71	2.71	2.71	0.00006	<0.00001	<0.00001
100	2.73	2.73	2.73	0.00005	<0.00001	<0.00001
200	2.73	2.73	2.73	0.00005	<0.00001	<0.00001
350	2.73	2.73	2.73	0.00005	<0.00001	<0.00001
500	2.74	2.74	2.74	0.00005	<0.00001	<0.00001
1,000	2.74	2.74	2.74	0.00005	<0.00001	<0.00001
3,000	2.74	2.74	2.74	0.00005	<0.00001	<0.00001
5,000	2.74	2.74	2.74	0.00005	<0.00001	<0.00001
10,000	2.75	2.75	2.75	0.00008	<0.00001	<0.00001
12,500	2.75	2.75	2.75	0.00008	<0.00001	<0.00001
30,000	2.76	2.76	2.76	0.00008	<0.00001	<0.00001
60,000	2.76	2.76	2.76	0.00008	<0.00001	<0.00001
100,000	2.76	2.76	2.76	0.00008	<0.00001	<0.00001

SH200の温度粘度曲線



出典 [トーレシリコーン SH 200 技術資料]
(トーレシリコーン㈱)

付録 6 自然循環式太陽熱ポンプ計測プログラム

```

100 ' *** File name [START] ***
110 ' ***** Data File Disk Set Program *****
120 ' *** Ver 3.0 for NCRE 86/03/01 by Kenji ***
130 '
140 ' ----- Display on CRT -----
150 CONSOLE ,,0:PRINT CHR$(12):WIDTH 80,25:CLEAR 1000:ON ERROR GOTO 940
160 LOCATE 6,2:PRINT "*** INSTRUMENTION & CONTROL ***"
170 LOCATE 10,5:PRINT "SET WORK DISK ON DRIVE NO.2 & SET FOLLOWING PARAMETERS"
180 LOCATE 10,7:PRINT "SET OK (y/n) ?"
190 '
200 ' --- Data Disk Mount y/n Key-in Check ---
210 X=25:Y=7:Z=1:GOSUB 720
220 IF KK$="y" OR KK$="Y" THEN 260
230 IF KK$="n" OR KK$="N" THEN 210 ELSE BEEP :GOTO 210
240 '
250 ' --- Key-in Data File Name ---
260 LOCATE 13,10:PRINT "FILE NAME";SPC(9);"( 6CHAR. ) ?"
270 X=45:Y=10:Z=6:GOSUB 720
280 IF KK$="" OR LEN(KK$)>6 OR LEFT$(KK$,1)=" " THEN BEEP :GOTO 270
290 A= 6-LEN(KK$):F$(0)=KK$+SPACE$(A):F$="2:"+F$(0)
300 OPEN F$ FOR INPUT AS #1 :CLOSE#1
310 LOCATE 12,17:PRINT "FILE NAME ";F$(0);" ALREADY EXIST ON DISK"
320 LOCATE 12,18:PRINT "CANGE FILE (y/n) ?"
330 '
340 ' --- Key-in y/n Check (Already Exist File Save/Kill ?) ---
350 X=32:Y=18:Z=1:GOSUB 720
360 IF KK$="y" OR KK$="Y" THEN F$="":F$(0)="":GOSUB 1090:LOCATE 45,10:PRINT SPC
6):GOTO 260
370 IF KK$="n" OR KK$="N" THEN GOSUB 1090:GOTO 410
380 BEEP:GOTO 350
390 '
400 ' --- Key-in Running Time ---
410 LOCATE 13,12:PRINT "RUNNING TIME ( 3CHAR. ) ?"
420 X=45:Y=12:Z=3:GOSUB 720
430 IF KK$="" OR LEN(KK$)>3 THEN BEEP :GOTO 420
440 A$=LEFT$(KK$,1):B$=RIGHT$(KK$,1)
450 IF A$<"0" OR A$>"9" OR B$<"0" OR B$>"9" THEN BEEP :GOTO 420
460 IF LEN(KK$)=3 THEN C$=MID$(KK$,2,1):GOTO 470 ELSE 480
470 IF C$<"0" OR C$>"9" THEN BEEP:GOTO 420
480 R=VAL(KK$)
490 IF R=0 THEN BEEP:LOCATE 44,12:PRINT SPC(3):GOTO 420
500 IF (INT(R*2)+1)*40>DSKF(2)*2048-2048-256 THEN 510 ELSE 550
510 LOCATE 10,20 :COLOR 2:PRINT "DISK OVER FLOW":COLOR 0:FOR I=0 TO 7000:NEXT
520 LOCATE 12,20 :PRINT SPC(20):GOTO 140
530 '
540 ' --- カクニン ---
550 LOCATE 10,20:PRINT "Sure (y/n) ?"
560 X=30:Y=20:Z=1:GOSUB 720
570 IF KK$="y" OR KK$="Y" THEN 630
580 IF KK$="n" OR KK$="N" THEN 600
590 BEEP :GOTO 550
600 LOCATE 10,20:PRINT SPC(30):FOR I=10 TO 12:LOCATE 45,I:PRINT SPC(6):NEXT
610 GOTO 260
620 '
630 ' --- Date Data Write to Data File ---
640 OPEN F$ FOR OUTPUT AS #1
650 PRINT #1,DATE$
660 CLOSE #1
670 ' --- Data File Name Save in Temp. File "1:a" ---
680 OPEN "1:a" FOR OUTPUT AS#1 :PRINT #1,F$(0) :CLOSE #1
690 RUN "SCREEN"
700 END
710 '
720 ' *** Key-in Sub. ***
730 KK$="":XX=X:YY=Y
740 GOSUB 1050:LOCATE X,Y:COLOR 2:PRINT "■":COLOR 0
750 K$=INKEY$ :IF INP(9)=223 THEN 1040
760 B=INP(8)

```

```

770 IF B=&HF7 OR B=&H77 OR B=&HB7 OR B=&HD7 OR B=&HE7 OR B=&H97 THEN LOCATE X,Y
    GOTO 840
780 IF K$="" THEN 740
790 IF K$=CHR$(13) THEN LOCATE X,Y:PRINT " ":RETURN
800 IF K$<" " THEN 740
810 KK$=KK$+K$:LOCATE X,Y:PRINT K$:X=X+1
820 IF LEN(KK$)>Z THEN BEEP:GOTO 900
830 IF X=70 THEN X=XX:Y=Y+1:GOTO 740 ELSE 740
840 IF X=XX AND Y=YY THEN 740
850 KK$=LEFT$(KK$,LEN(KK$)-1):X=X-1
860 PRINT " "; CHR$(29);CHR$(29);" ";CHR$(29);
870 FOR I=0 TO 100:NEXT:
880 IF X=XX AND Y=YY THEN 740
890 IF X=XX-1 THEN X=69:Y=Y-1:GOTO 740 ELSE 740
900 IF LEN(KK$)>Z THEN KK$=LEFT$(KK$,LEN(KK$)-1):X=X-1:PRINT " ";CHR$(29);
    HR$(29);" ";CHR$(29);:FOR I=0 TO 100:NEXT:GOTO 900 ELSE 740
910 XX=X:X1=X:YY=Y:Y1=Y
920 FOR Y=Y1 TO Y1+4 :LOCATE X,Y:PRINT STRING$(LEN(KK$)+1," "):NEXT:RETURN
930 '
940 ' *** ON ERROR SUB. ***
950 IF ERR=59 THEN RESUME NEXT
960 IF ERR=53 THEN CLOSE#1:RESUME 410
970 IF ERR=15 THEN RESUME 550
980 IF ERR=62 THEN RESUME 1010
990 IF ERR=56 THEN RESUME 300
1000 LOCATE 0,24 :PRINT "エラー コード ` ";ERR,"エラー キ`ョウ ハ`ンゴ`ウ ";REL
1010 LOCATE 45,7:COLOR 2:PRINT "Bad file name":COLOR 0
1020 FOR I=1 TO 5000:NEXT
1030 LOCATE 45,7:PRINT SPC(15):RESUME 240
1040 '
1050 ' ***** TIME *****
1060 LOCATE 2,0:PRINT TIMES:RETURN
1070 '
1080 ' *** Space Clear Sub. on CRT ***
1090 LOCATE 12,17:PRINT SPC(50):LOCATE 12,18:PRINT SPC(30):RETURN

```

```

100 '***** FILE NAME [SCREEN] ---- SCREEN INITIALIZE PROGRAM --- *****
110 CLS 1:LOCATE 0,0:PRINT TIMES$
120 VIEW (0,0)-(232,199):WINDOW (0,0)-(232,199)
130 SCREEN 0,0
140 '-- UNIT --
150 LINE(126,72)-(180,88),,B : 'CD
160 LINE(164,96)-(180,112),,B : 'RC
170 LINE(92,116)-(140,140),,B : 'SP
180 LINE(156,42)-(172,38):LINE-(172,54):LINE-(156,50):LINE-(156,42) : 'EX
190 LINE(216,42)-(200,38):LINE-(200,54):LINE-(216,50):LINE-(216,42) : 'WP
200 LINE(5,190)-(16,190):LINE-(78,132):LINE-(67,132):LINE-(5,190) : 'EV
210 LINE(42,103)-(53,103):LINE-(108, 51):LINE-(97, 51):LINE-(42,103) : 'SH
220 '--- FREON LINE ---
230 LINE(116,140)-(116,199):LINE-(0,199):LINE-(85,120):LINE-(92,120) : 'SP-EV
240 LINE(116,116)-(116,110):LINE-(39,110):LINE-(112,42 ):LINE-(156,42): 'SP-EX
250 LINE(172,72)-(172,54) : 'EX-CD
260 LINE(172,46)-(200,46) : 'EX-WP
270 '--- WATWR LINE ---
280 LINE(149,76)-(190,76):LINE-(186,78):LINE(190,76)-(186,74)
290 LINE(149,84)-(187,84)
300 CIRCLE(148,80),8,,1.57,4.71,.5 : 'in CD
310 LINE(216,42)-(230,42) : 'EX
320 '--- ON/OFF ---
330 LINE(172,113)-(172,152):LINE-(117,152)
    :LINE(116,109)-(116,100):LINE-(163,100) : 'RC-SP
340 LINE(172,89)-(172,95) : 'CD-RC
350 '--- UNIT OF DATA ---
360 LOCATE 5 ,22:PRINT "E"

```

```

370 LOCATE 5 ,23:PRINT "W"
380 LOCATE 10,22:PRINT "C"
390 LOCATE 10,23:PRINT "C"
400 LOCATE 1 ,16:PRINT "E"
410 LOCATE 1 ,17:PRINT "W"
420 LOCATE 6 ,16:PRINT "C"
430 LOCATE 6 ,17:PRINT "C"
440 LOCATE 16,15:PRINT "k"
450 LOCATE 16,16:PRINT "C"
460 LOCATE 12,5 :PRINT "C"
480 LOCATE 18,6 :PRINT "k"
490 LOCATE 27,7 :PRINT "C"
500 LOCATE 27,13:PRINT "C"
510 LOCATE 28,3 :PRINT "k"
515 LOCATE 15,3 :PRINT "mmaq"
520 LOCATE 7 ,8 :PRINT "W"
530 '
540 '--- Graph ---
550 LINE(279,10)-(639,110),,B
560 FOR I=279 TO 639 STEP 40:LINE(I,107)-(I,110):NEXT
570 FOR I=20 TO 100 STEP 10:LINE(280,I)-(282,I):LINE(636,I)-(638,I):NEXT
580 LINE(279,130)-(639,190),,B
590 FOR I=279 TO 639 STEP 40:LINE(I,187)-(I,190):NEXT
600 FOR I=130 TO 190 STEP 12:LINE(280,I)-(282,I):LINE(636,I)-(638,I):NEXT
610 LOCATE 33,13:PRINT "0":LOCATE 32,7:PRINT "50":LOCATE 31,1:PRINT "100"
620 LOCATE 33,23:PRINT "0":LOCATE 32,16:PRINT "10"
630 LOCATE 49,0:PRINT "Temperature (";CHR$(8HDF);"C)"
640 LOCATE 48,15:PRINT "Pressure (kg/cm2,G)"
650 STH=VAL(LEFT$(TIMES$,2))
660 LOCATE 21,1
670 LOCATE 72,24:PRINT "Time";
680 LOCATE 34,24:PRINT "8      9      10      11      12      13      14      15      16 時";
690 LOCATE 0,25
700 LOCATE 0,0:PRINT TIMES$
710 RUN "CONTROL

```

```

100 '
110 '*** File Name [CONTROL] ***
120 '
130 '===== INITIALIZE =====
140 LOCATE 0,0:PRINT TIMES$:DIM D%(15),SD(15):VF=0:TMO=0
150 OPEN "1:a" FOR INPUT AS #1:INPUT #1,E$ :CLOSE #1
160 F$="2:"+E$:OPEN F$ FOR OUTPUT AS #1
170 F$="2:t"+E$:OPEN F$ FOR OUTPUT AS #2
180 OUT &H87,&H8B : 'I/O J3 CONTROL CODE
190 '
200 '===== VALVE 86/08/07 Henkou =====
210 IF VF=0 THEN 220 ELSE 240
220 IF ((INP(&H86)) AND 1)=0 THEN 270 : '<>0 ㊦ ON
230 PRINT#2,LEFT$(TIMES$,2);MID$(TIMES$,4,2);RIGHT$(TIMES$,2);:VF=1:GOTO 270
240 IF ((INP(&H86)) AND 1)=0 THEN VF=0 ELSE 270: '<>0 ㊦ ON
250 '
260 '===== TIMING =====
270 TM=VAL(LEFT$(TIMES$,2))*3600+VAL(MID$(TIMES$,4,2))*60+VAL(RIGHT$(TIMES$,2))
280 IF INT(TM/10)-INT(TMO/10)<1 THEN LOCATE 0,0:PRINT TIMES$:GOTO 210
290 TMO=TM
300 '===== DATA READ =====
310 '--- Data Read ---
320 LOCATE 0,0 :PRINT TIMES$
330 FOR CH=0 TO 13
340 OUT &H94,CH :D%(CH)= (INP(&H92) AND &HF0)/16 + INP(&H93)*16
350 NEXT
360 '
370 '--- Scaling Data ---
380 SD(0)=D%(0)*.061065-25 : 'T1 (TFE1E) 0-100C

```

```

390 SD(1)=D%(1)*.061065-25          : 'T2 (TFE1W) 0-100C
400 SD(2)=D%(2)*.061065-25          : 'T3 (TFE2E) 0-100C
410 SD(3)=D%(3)*.061065-25          : 'T4 (TFE2W) 0-100C
420 SD(4)=D%(4)*.061065-25          : 'T5 (TFSP) 0-100C
430 SD(5)=D%(5)*.0915975-37.5       : 'T6 (TFEX1) 0-150C
440 SD(6)=D%(6)*.061065-25          : 'T7 (TFEX2) 0-100C
450 SD(7)=D%(7)*.061065-25          : 'T8 (TFRC) 0-100C
460 SD(8)=D%(8)*.0305325-12.5       : 'T9 (TA) 0-50C
470 SD(9)=D%(9)*.0061065-2.5        : 'P1 (PFSP) 0-10k
480 SD(10)=D%(10)*.0036639-1.5      : 'P3 (PFEX2) 0-6k
490 SD(11)=D%(11)*.0036639-1.5     : 'P4 (PWP2) 0-6k
500 SD(12)=D%(12)*.12213-50         : 'Flow rate of freon :dP(mmAq)
510 SD(13)=D%(13)*.681648           : 'Solar radiation W/m2
520 '
530 '--- Disply Sampling Data to CRT ---
540 TP=(VAL(LEFT$(TIMES$,2))*60+VAL(MID$(TIMES$,4,2)))*.6667-41
550 LOCATE 6 ,22:PRINT USING "##.##";SD(0) :PSET(TP,110-SD(0)),3 : 'TFE1E v
560 LOCATE 6 ,23:PRINT USING "##.##";SD(1) : 'TFE1W
570 LOCATE 2 ,16:PRINT USING "##.##";SD(2) :PSET(TP,110-SD(2)),6 : 'TFE2E y
580 LOCATE 2 ,17:PRINT USING "##.##";SD(3) : 'TFE2W
590 LOCATE 12,16:PRINT USING "##.##";SD(4) :PSET(TP,110-SD(4)),7 : 'TFSP w
600 LOCATE 8 ,5 :PRINT USING "##.##";SD(5) :PSET(TP,110-SD(5)),2 : 'TFEX1 r
610 LOCATE 23,7 :PRINT USING "##.##";SD(6) :PSET(TP,110-SD(6)),4 : 'TFEX2 g
620 LOCATE 23,13:PRINT USING "##.##";SD(7) :PSET(TP,110-SD(7)),1 : 'TFRC b
630 :PSET(TP,110-SD(8)),5 : 'TA s
640 LOCATE 12,15:PRINT USING "##.##";SD(9) :PSET(TP,190-SD(9)*6),7 : 'PFSP w
650 LOCATE 14,6 :PRINT USING "##.##";SD(10):PSET(TP,190-SD(10)*6),4 : 'PFEX2 g
660 LOCATE 24,3 :PRINT USING "##.##";SD(11):PSET(TP,190-SD(11)*6),1 : 'PWP2 b
670 LOCATE 12,3 :PRINT USING "###" ;SD(12) : 'FF
680 LOCATE 4 ,8 :PRINT USING "###" ;SD(13) : 'SR
690 '
700 '--- Save Sampling Data to FDD ---
710 PRINT#1,LEFT$(TIMES$,2);MID$(TIMES$,4,2);RIGHT$(TIMES$,2);
720 FOR CH=0 TO 13:PRINT #1 ,MKI$(D%(CH));:NEXT
730 GOTO 210

```

付録 7 バルブタイミング変更プログラム

E040	F5		PUSH	AF
E041	C5		PUSH	BC
E042	E5		PUSH	HL
E043	DB85	LOOP 1	IN	A ,85H
E045	CB4F		BIT	1 ,A
E047	20FA		JR	NZ,E043
E049	DB85	LOOP 2	IN	A ,85H
E04B	CB4F		BIT	1 ,A
E04D	28FA		JR	Z ,E049
E04F	DB85	LOOP 3	IN	A ,85H
E051	CB47		BIT	0 ,A
E053	28FA		JR	Z ,E04F
E055	DB85	LOOP 4	IN	A ,85H
E057	CB47		BIT	0 ,A
E059	20FA		JR	NZ,E055
E05B	21C0E1	CYLINDER 1,2	LD	HL,E1C0H
E05E	0608		LD	B ,08H
E060	7E	1,2 START	LD	A ,(HL)
E061	D380		OUT	80H,A
E063	23		INC	HL
E064	7E		LD	A ,(HL)
E065	D381		OUT	81H,A
E067	3E00		LD	A ,00H
E069	D382		OUT	82H,A
E06B	3E01		LD	A ,01H
E06D	D382		OUT	82H,A
E06F	23		INC	HL
E070	10EE		DJNZ	E060
E072	DB85	LOOP 5	IN	A ,85H
E074	CB4F		BIT	1 ,A
E076	20FA		JR	NZ,E072
E078	DB85	LOOP 6	IN	A ,85H
E07A	CB47		BIT	0 ,A
E07C	28FA		JR	Z ,E078
E07E	DB85	LOOP 7	IN	A ,85H
E080	CB47		BIT	0 ,A
E082	20FA		JR	NZ,E07E
E084	21C8E1	CYLINDER 3,4	LD	HL,E1D0H
E087	0608		LD	B ,08H
E089	7E	3,4 START	LD	A ,(HL)
E08A	D380		OUT	80H,A
E08C	23		INC	HL
E08D	7E		LD	A ,(HL)
E08E	D381		OUT	81H,A
E090	3E00		LD	A ,00H
E092	D382		OUT	82H,A
E094	3E01		LD	A ,01H
E096	D382		OUT	82H,A
E098	23		INC	HL
E099	10EE		DJNZ	E089
E09B	E1		POP	HL
E09C	C1		POP	BC
E09D	F1		POP	AF
E09E	C9		RET	

付録 8 シリンダ内圧力測定プログラム

E000	F5		PUSH	AF
E001	C5		PUSH	BC
E002	E5		PUSH	HL
E003	2100E1		LD	HL,E100H
E006	065A		LD	B,5AH
E008	DB85	LOOP 1	IN	A,85H
E00A	CB4F		BIT	1,A
E00C	20FA		JR	NZ,E008
E00E	DB85	LOOP 2	IN	A,85H
E010	CB4F		BIT	1,A
E012	28FA		JR	Z,E00E
E014	DB85	LOOP 3	IN	A,85H
E016	CB47		BIT	0,A
E018	28FA		JR	Z,E014
E01A	3E00	A/D START	LD	A,00H
E01C	D394		OUT	94H,A
E01E	DB92	LOOP 4	IN	A,92H
E020	CB47		BIT	0,A
E022	28FA		JR	Z,E01E
E024	77		LD	(HL),A
E025	23		INC	HL
E026	DB93		IN	A,93H
E028	77		LD	(HL),A
E029	23		INC	HL
E02A	DB85	LOOP 5	IN	A,85H
E02C	CB47		BIT	0,A
E02E	20FA		JR	NZ,E02B
E030	10E2		DJNZ	E014
E032	E1		POP	HL
E033	C1		POP	BC
E034	F1		POP	AF
E035	C9		RET	