

航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-539

風力—熱エネルギー利用技術
熱発生装置の予備試験

高橋 宏 ・ 半沢 麻雄
馬場 滋夫 ・ 小松 行夫

1984年11月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

風力—熱エネルギー利用技術*

熱発生装置の予備試験

高橋 宏** 半沢 麻雄**
馬場 滋夫** 小松 行夫**

1. まえがき

世界的なエネルギー事情の悪化、特に石油資源の偏在と供給の不安定、さらに涸渇の予測が重なって、消費エネルギーの節約と同時に代替エネルギーの開発が大きな課題になっている。

しかし、発電設備における原子力で代表されるように、単一のエネルギーだけに頼れるようになるには、まだ相当の年月を要する状況にあるため、現在は過渡的に、いくつかのエネルギー資源の効率的な複合利用が余儀なくされている。

石炭資源の見直しによる再開発や太陽エネルギーの直接的または間接的利用、さらに地熱の利用など、それぞれの分野で有効利用の開発が計画されている。

直接的な太陽エネルギー利用システムとしては、その熱エネルギーによるものと光エネルギーによるものがある。また、間接的な太陽エネルギー利用システムとしては、薪炭や塵芥を燃料にした下水発生ガスを燃料とする光合成によるもの、水力発電で代表されるような位置のエネルギーによるもの、風力や潮力等運動のエネルギーによるものがある。さらにまた、波力のように位置と運動の双方のエネルギーを利用するものがある。

当研究所においては、科学技術庁が推進した「風トピア計画」の支援業務として、昭和53年度に風車改善のための風洞試験を実施し、供試風車の特性データを提供した。

従来、風車によるエネルギーの利用法としては、機

械的エネルギーを揚水等に直接利用するほか、一般的には、電力に変換して直接あるいは蓄電して利用する方法がとられてきた。また、得られた電力を光や熱に変換して使用する場合が多く、エネルギー変換効率を相乗した総合効率が20%にもみまない場合が多い。

そのため、昭和54年度以降は、当研究所においても風車だけでなく、風力エネルギーの貯蔵も含めて利用効率の向上を目的とした調査と予備研究を行い、更に科学技術振興調整費「風力—熱エネルギー—利用技術に関する研究」のもとで試作・研究を進めている。

その第一段階としては、1kW級の予備試験装置を試作し、風車系、ピッチ角（風車翼取付角）制御系、熱発生系および蓄熱系の各要素試験を行った。

さらに、第二段階として、現在20kW級の実証試験装置に必要な要素試験のため、

- (1) 高効率風車翼の設計製作^{2), 3)}
 - (2) ピッチ角の最適制御装置の試作
 - (3) 効率的な動力伝達と熱発生装置の試作
- を行い、それぞれの特性試験を実施している。

本報告は、上記各項のうち、熱発生装置について、とくに風車系の効率的な負荷として、また、蓄熱系の効果的な熱源として必要な基礎資料を求めめるために行った特性試験、主として基本特性の結果と検討について述べる。

2. 記号

A : 断面積 m^2
 C_f : 出力特性係数
 C_p : 定圧比熱

* 昭和59年8月22日 受付
** 空気力学第2部

C_V : 定積比熱	
d : 直径	m
G : 重量流量	kg f/s
J : 熱の仕事当量	
L : 動力	kW
N : 回転数	rpm
N_u : ヌセルト数	
n : ポリトロップ指数	
P : 圧力	Pa (kg f/cm ²)
Q : 体積流量	m ³ /s
q : 熱量	J (kcal)
R : ガス定数又は熱貫流抵抗	
R_e : レイノルズ数	
r : 半径	
T : 温度	k
t : 温度	°C
U : 流速	m/s
u : 内部エネルギー	
V : 体積	m ³
v : 比体積	m ³ /kg
W : 仕事量	kW
w : 周速	m/s
α :	kcal/m ² h°C {W/m ² h}
γ : 比重	kg f/m ³
η : 効率	%
κ : C_p と C_V の比	
λ : 熱伝導率	kcal/m ² h°C {W/m ² h}
ρ : 密度	kg/m ³
τ : トルク	N·m (kg f·m)
ω : 回転角速度	rad./s

添字

- s : 吹込み側の状態
- d : 吐出し側の状態
- 1 : 一次側の状態
- 2 : 二次側 "
- ad : 断熱変化
- is : 等温変化

3. 熱発生用試験装置

3.1 発熱機構

一般に機械的エネルギーを直接的に熱エネルギーに変

換する方式としては、

- (1) 固体間の摩擦
- (2) 流体の攪拌
- (3) 気体の圧縮

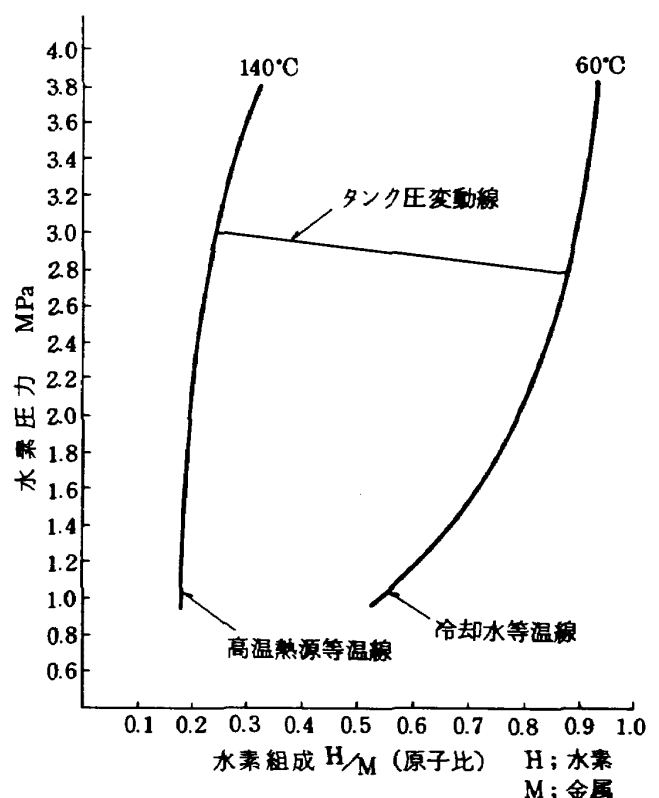
による事が考えられる。

ただし、今回計画されている研究開発の目標として、金属水素化物の水素吸脱蔵を蓄熱方式に採用しているため、当然の結果として熱媒体の温度に制約がある^{4), 5), 6)}

最終的に採用する蓄熱用金属としては、科学技術庁金属機械研究所が開発した鉄-チタン-酸素系金属の採用が予定されているため、図・1の実験例のとおりに供給熱源として 140°C 付近の温度が要求された。また、蓄熱装置側の機器類の強度限界から、最高温度で 170°C という制約をうけた。

さらに、最終的な熱利用系が農作物の越冬育成栽培であるため、装置とその保守の軽便さが要求された。

以上の事から、熱媒体の温度・温度制御、装置の保守ならびに安全性について前記エネルギー変換方式を対比すると表・1 のようになり、その結果、(3) の気



図・1 鉄-チタン-酸素系金属水素化物における水素吸脱蔵特性例

表・1 熱発生機構の比較

項目 方式	発熱温度	温度制御	装置保守	安全性	昇温所要時間
固体間摩擦	高い	比較的困難	繁雑	要注意	短い
流体攪拌	低い	容易	容易	安全	長い
気体圧縮	高い	容易	容易	要注意	短い

体の圧縮による方式を採用した。

前記(2)に類するものとして、風車により油圧ポンプを直接駆動し、管路に設けた抵抗体により作動油を昇圧、昇温して熱を取り出す方式は実用されているが^{7),8)} この場合、昇温に要する時間が長く、また140°C付近の温度を安定して確保しさらに流路内のキャビテーションを防止する事は困難であるため、採用できない。

気体の断熱圧縮の場合は、圧縮に要する仕事として、次式で表わされる。

$$dW = -PdV = J du \quad \therefore W = -\int_{V_2}^{V_1} PdV = J \int_1^2 du$$

$$\text{よって、} W = J(u_2 - u_1) = J C_V (T_2 - T_1)$$

となり、これは気体の断熱圧縮を利用して全く損失なしに機械の仕事が気体の内部エネルギーとして蓄えることを意味し、気体の温度を上昇させる利用法として有効である。また、急速な温度上昇ができるので今回の熱発生方式として最適と考える。

効率的に、気体に加える機械的仕事を、完全に熱に変えて外部に取り出す方法としては、次式で示すとおり等温圧縮が理論的に立証される。すなわち、

$$W = -\int_{V_1}^{V_2} PdV = \int_{V_2}^{V_1} PdV \text{ また } -\frac{1}{J} PdV = -dq$$

$$\therefore -q = \frac{1}{J} W$$

しかるに、等温圧縮は、熱を放出しながらガス温度を圧縮前と同じに一定温度に保つものであるから、140°C以上の高温を必要とする今回の蓄熱系の要求からみてこの方式は採用し難い。

さらに、圧縮熱の利用法として、一般にヒートポンプと称される気液2相の変化を利用することも考えられたが、常用される冷媒では今回の目的とする高温がえられ難い上、冷媒の入手や保守の不便さを考えて採用から除外した。

前述のように蓄熱系、熱利用系の状況を加味して、今回の「風力-熱エネルギー利用技術の研究」に採用する熱発生装置は、熱媒体を空気として断熱圧縮を主眼とする方式として、試験装置を試作した。

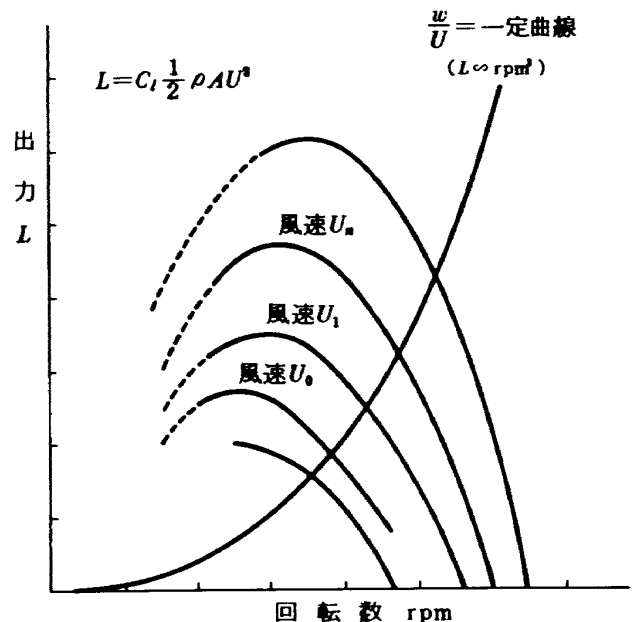
3.2 所要負荷特性

風車の出力特性に適合した負荷とするため、熱発生装置の特性あるいは制御法を解明する必要がある。

風車の出力特性の概念は^{1),8),9)} 一般的に風車の受風面積を A 、通過する風の密度を ρ 、通過風速を U としたとき、風車回転面を通過する風のもつエネルギーは $\frac{1}{2} \rho A U^3$ で、風速の3乗に比例する事が判る。さらに、図・2のように風車の周速比 w/U を一定にすれば、風車出力を L としたときの風車の出力特性係数 C_l は

$$C_l = L / \frac{1}{2} \rho A U^3$$

でピッチ角に応じた一定の値をとるので、当然風車出力も風速の3乗に比例する事が判る。



図・2 風車出力特性例

結局、風車の負荷となる熱発生装置は、動力伝達系を含めて、総合的な負荷として風車の回転数に対して3乗に比例する負荷特性を持つ事によって最も効率的な負荷装置となる。

3.3 1kW 級予備試験装置

空気圧縮機を熱発生源とする場合の、温度上昇特性や負荷特性を求めるため、1kW 級の予備試験装置を試作した。

本装置の試作にあたっては、将来実用する空気圧縮機の型式を決定する課題を含んでいたため

- (1) 機械の入手の容易さ
- (2) 技術的信頼度の高さ
- (3) 変動の多い回転速度への対応、とくに低回転速度時における効率の確保
- (4) 保守の簡便さ
- (5) 価格の低廉

を考慮して、市販の往復型の空気圧縮機を採用した。

勿論、往復型の空気圧縮機には、吐出空气の脈動と同様負荷にも変動が生じ、とくにハズミ車効果の小さい低速回転で少々難点は認められたが、その他の面では実用他機種のものとは異なり技術的に完成され、定格回転数以下における性能の低下も他型式機より優れている。以上、総合的にみて往復型空気圧縮機が、風車の負荷として最適と判断した。

本予備試験装置は、試作当初図・3および図・4に示す各部によって構成された。

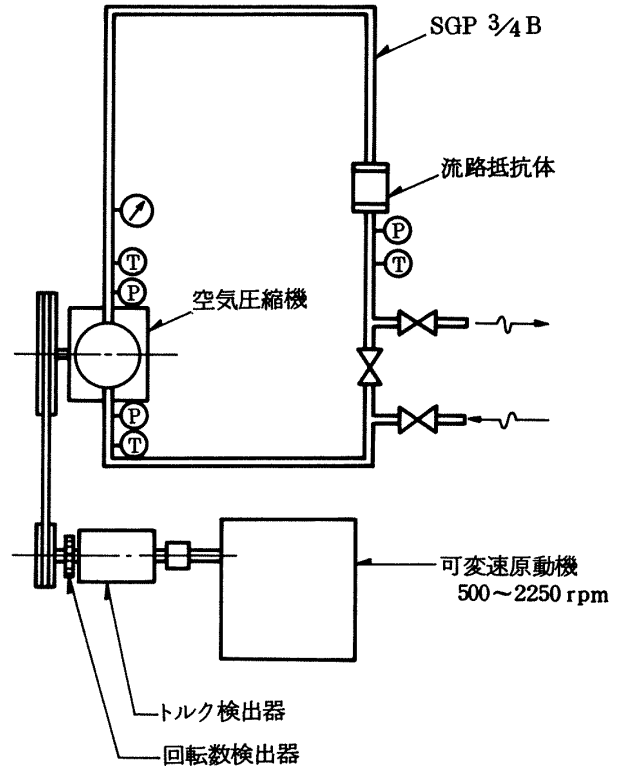
風車の代替となる原動機部をはじめとして、動力伝達や負荷制御の各部は、特性試験の内容に応じ変更を加えているが、必要に応じて説明することとする。

なお、本予備試験装置に使用した空気圧縮機その他主要機器の要目はつぎのとおりである。

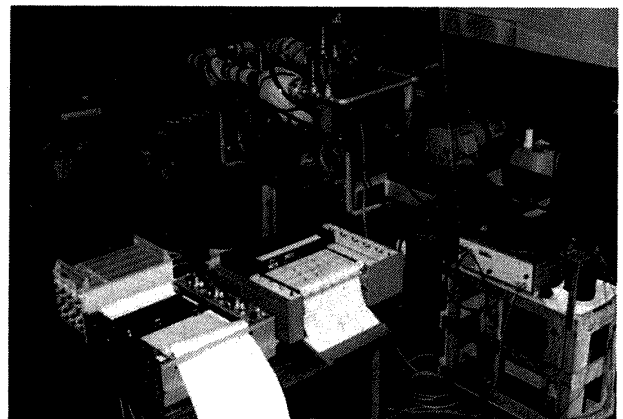
1) 空気圧縮機

型式	単気筒往復型空気圧縮機
冷却方式	空気冷却
シリンダ径	75mm
行程	55mm
最高使用圧力	686.5 kPa (7 kgf/cm ² G)
定格回転数	1,200 rpm
実空気吐出量	190 ℓ/min
(定格回転時、作動圧力範囲)	

- Ⓧ 熱電対
- Ⓧ 圧力変換器(エンジン指示圧力計)
- Ⓧ 圧力計



図・3 1kW 予備試験装置概略



図・4 1kW 級予備試験装置外観

2) 可変速原動機

電動機	開放籠形, 200V 1,530rpm 2.2 kW
無段変速機	500~2,250 rpm 三木プーリ (PDC-22)

内の標準大気換算の中間値を示す)

3.4 20kW級試験装置

前記の1kW級の熱発生用予備試験装置を用いて、発熱特性や負荷特性を求め、その結果をもとにして実証試験規模に相当する20kW級の試験装置を試作した。

1kW級予備試験装置による各種特性試験の内容および結果とともに、本試験装置による特性試験結果も合わせて後述する。

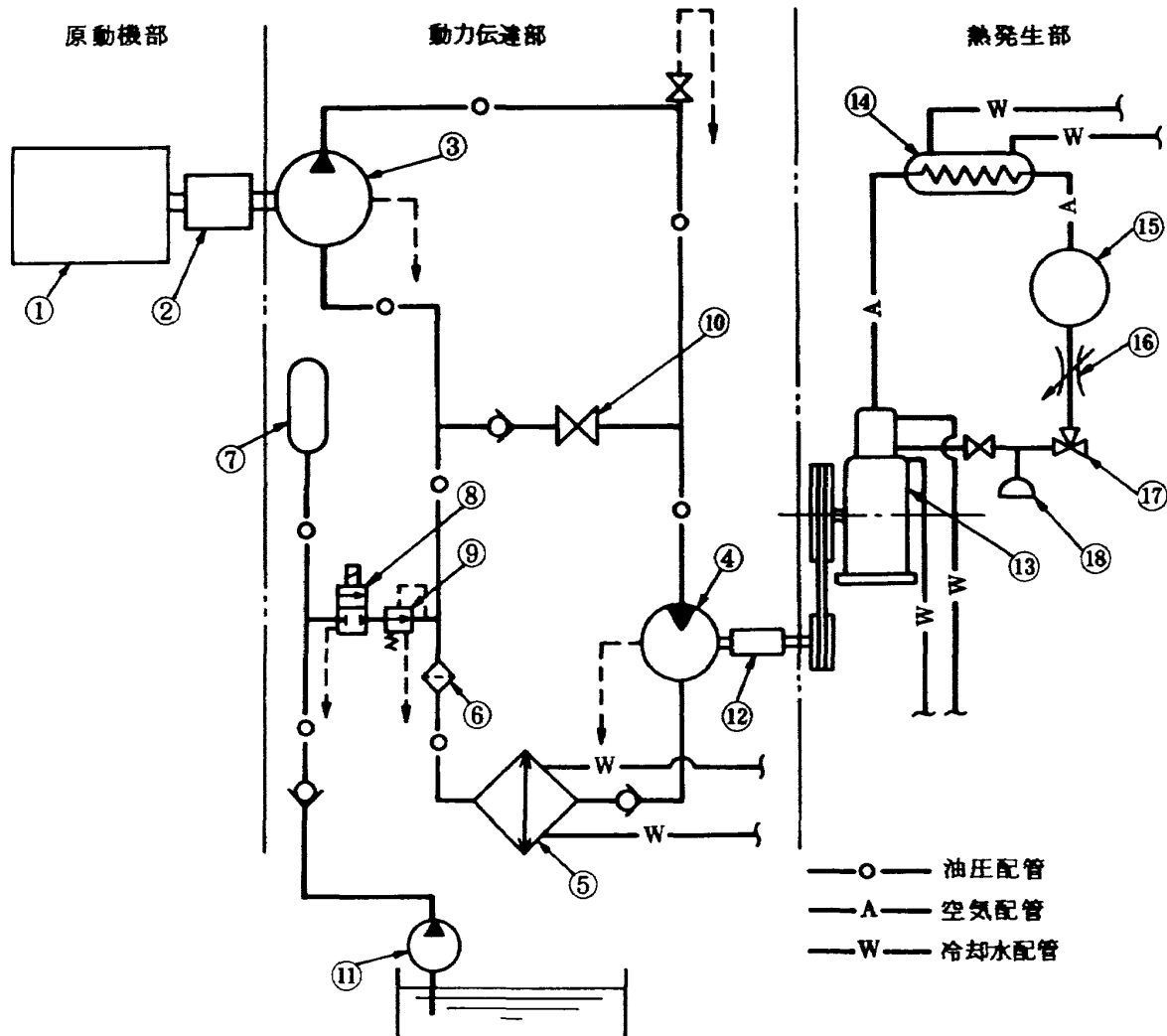
本20kW級試験装置の概略と外観を図・5および図・6に示す。装置は、図・5に示す原動機部、動力伝達部、熱発生部の各部からなっているが、原動機部を構成する電動機の最高回転数(1,150rpm)と減速機

の減速比(15:1)の組み合わせから、実証試験用風車の定格回転数である87rpmまで模擬することが出来ず、後述のとおり78rpmまでの特性を求めることにした。

風車起動時の負荷の嵌脱や負荷投入後の低速回転時で風車出力が小さい範囲の特性が最も重要であるので、本装置の回転数範囲で特性試験の目的は十分達成できた。なお、本試験装置では、動力伝達方式として実証試験設備で採用する油圧装置を組み込み、総合的な特性を求められるものとした。

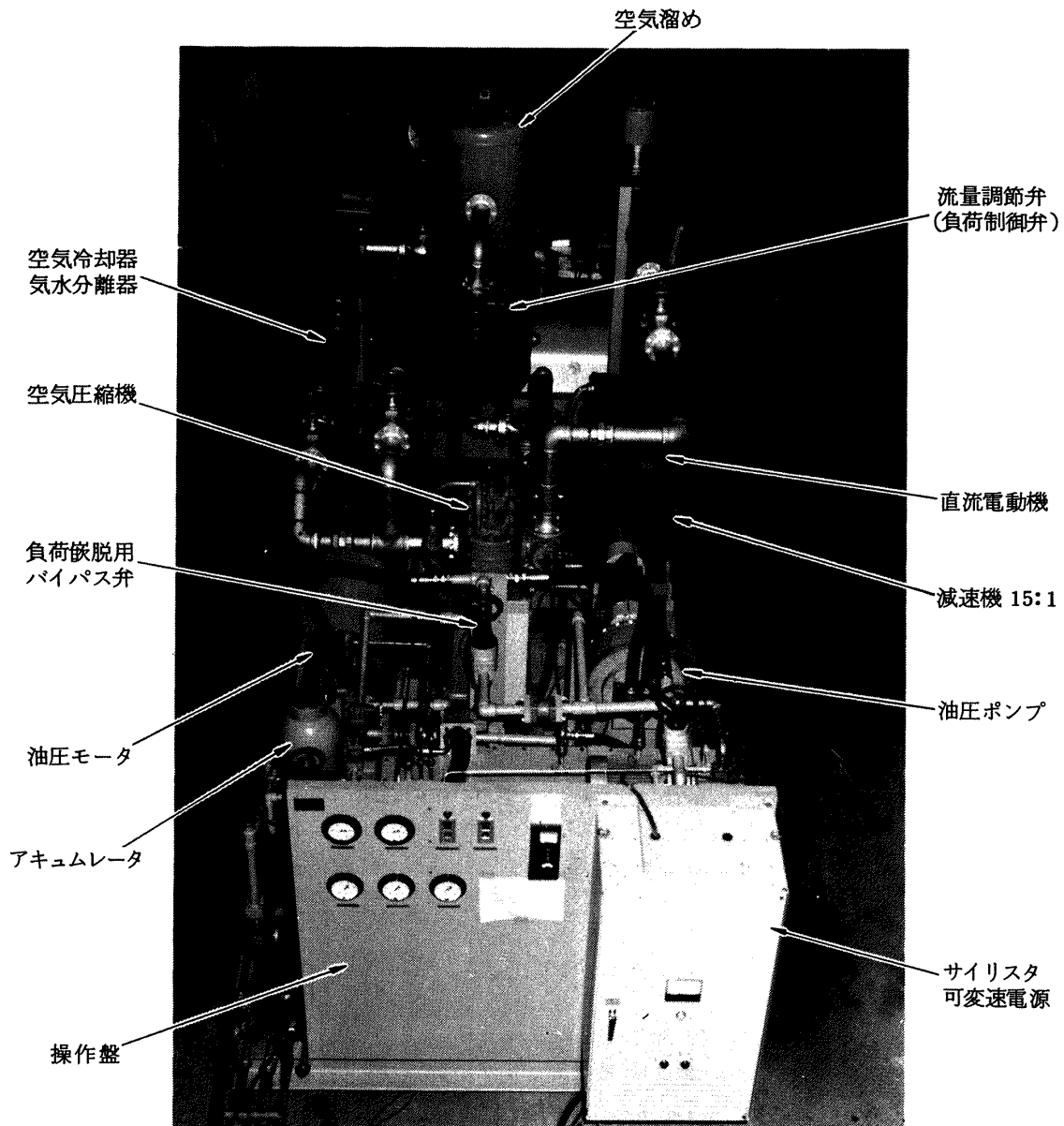
主要構成機器の要目はつぎのとおりである。

1) 原動機部



- | | | |
|-------------------|------------------|------------------------------|
| ① 可変速電動機セット | ⑦ アクムレータ | ⑬ 空気圧縮機 22kW |
| ② トルク検出器 200 kg・m | ⑧ 電磁弁 | ⑭ 空気冷却器 |
| ③ 油圧ポンプ SH-140 | ⑨ 減圧弁 | ⑮ 空気溜め (0.48m ³) |
| ④ 油圧モータ SH-19 | ⑩ アンロード弁(手動) | ⑯ 流量調整弁(手動) |
| ⑤ 油冷却器 | ⑪ 油補給ポンプ | ⑰ 熱動三方弁 |
| ⑥ 油フィルタ | ⑫ トルク検出器 50 kg-m | ⑱ エアフィルタ |

図・5 20kW級試験装置系統図



図・6 20 kW級試験装置外観

直流電動機	出力 22 kW 連続定格 電圧 220V 分巻励磁 自己通風形 絶縁 B種	定格圧力 2.35 MPa (245 kg f/cm ²) 最高瞬間圧力 3.43 MPa (350 kg f/cm ²)
可変速電源装置	電源 220V 50 Hz 公称定格出力 22~45 kW 主回路 三相サイリスタ純 ブリッジ方式 回転数制御範囲 30~1150 rpm	最高回転数 330 rpm 島津 SHモータ № 140 ラジアルピストン型 理論排出量 191 cc/rev 定格圧力 2.55 MPa (260 kg f/cm ²) 最高瞬間圧力 3.43 MPa (350 kg f/cm ²) 最高回転数 650 rpm
2) 動力伝達部		
油圧ポンプ	ラジアルピストン型 理論排出量 1402 cc/rev	

島津SHモータ №19

3) 発熱部

空気圧縮機	往復式たて型 2気筒・水冷式 シリンダ径 180mm シリンダ行程 150mm 定格回転数 600 rpm 押しのけ量 $4.58\text{Nm}^3/\text{min}$ 定格最高吐出圧 686 kPa ($7\text{kgf}/\text{cm}^2$)
空気溜め	内径 450mm 全高 1,800mm 全容積 0.47m^3
空気冷却器	最高使用圧力 980 kPa ($10\text{kgf}/\text{cm}^2$) 冷却面積 0.55m^2
負荷制御弁	手動 ニードル弁 口径 1B

本装置で動力伝達部に使用した油圧ポンプは、(株)島津製作所が開発したラジアルピストン型油圧モータ(島津SHモータ)が高效率で油圧ポンプとしても利用できる点に着目して採用した。概形は図-7のようなものであるが、油圧ポンプとしての特性が未知

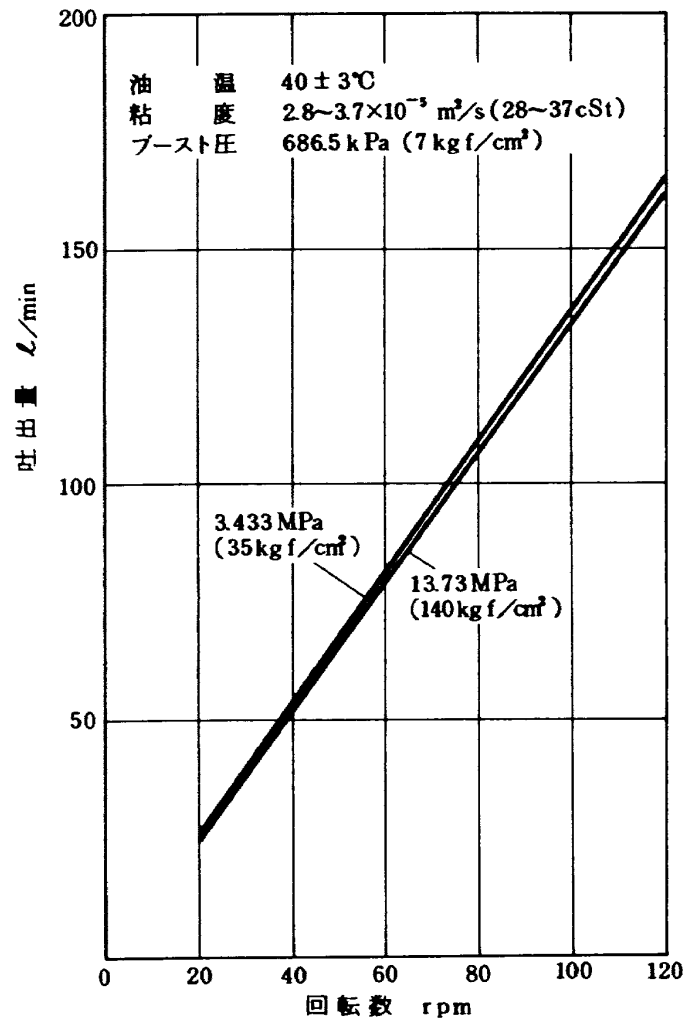


図-8 吐出量曲線

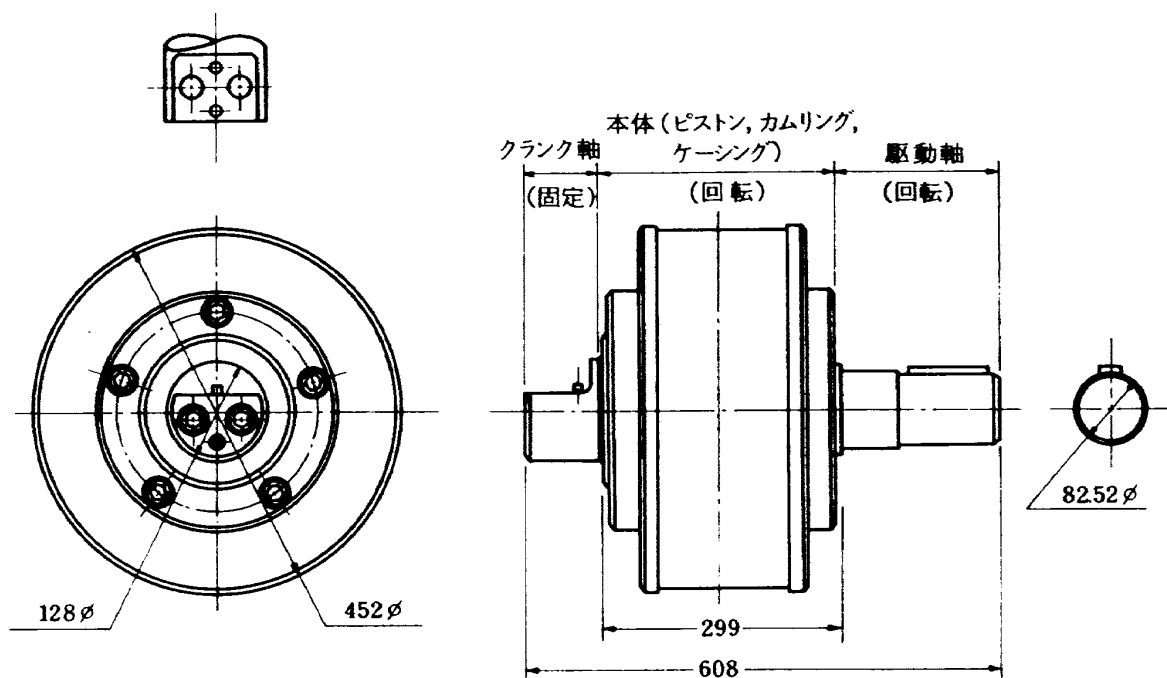
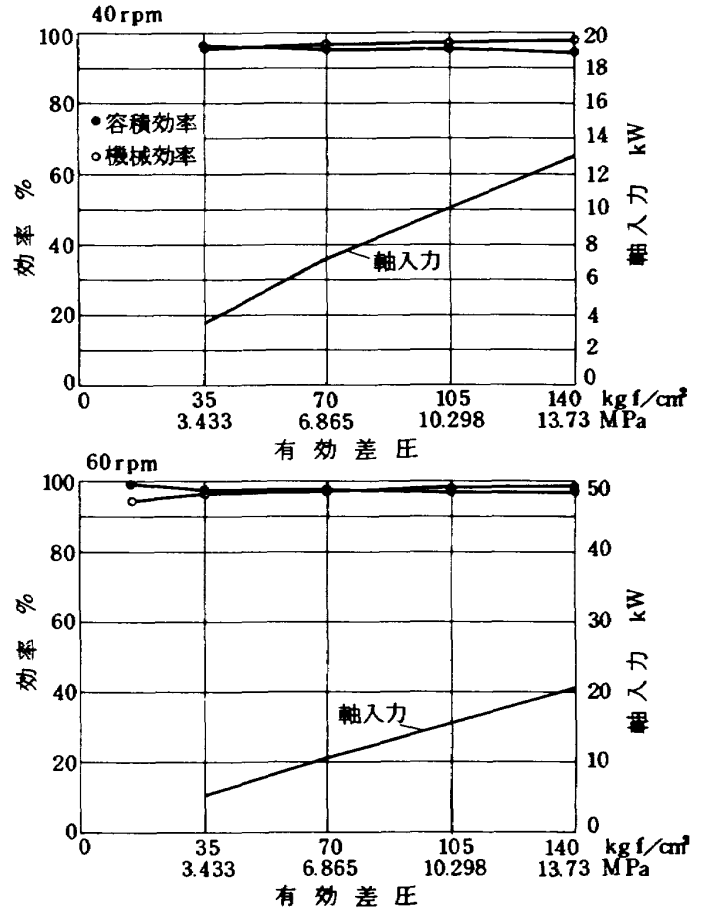


図-7 油圧ポンプ (SH 140) 概形図

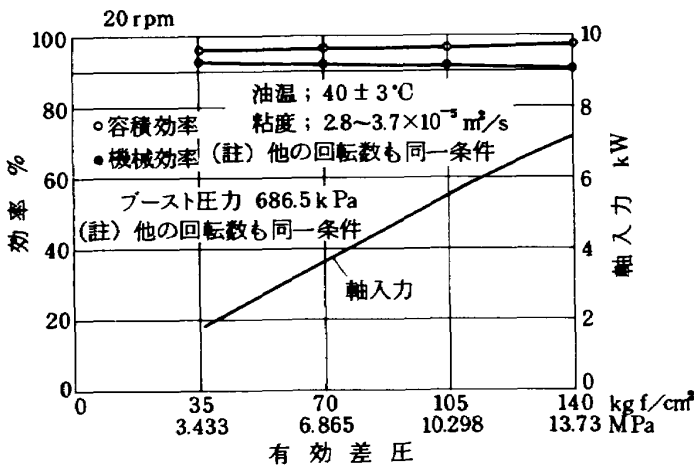
であったので、予めポンプ特性試験を実施した。結果のうち代表的なものを図・8～図・12に示すが、図・9～図・11で判るように低速回転時でも容積効率と機械効率とも、90%を超える値がえられた。図・12に示す無負荷時の損失圧力と損失トルクに関しては、起動時、すなわち0 rpm附近の値を求めようとしたが、油圧モータとしての構造上、吸込み口側にブースト圧が必要なため、計測開始と同時に回転を始める結果、正確な値は求められなかった。

吸込み側ブースト圧は、使用した試験装置の都合上、676 kPa (7 kgf/cm²)一定で試験を行った。

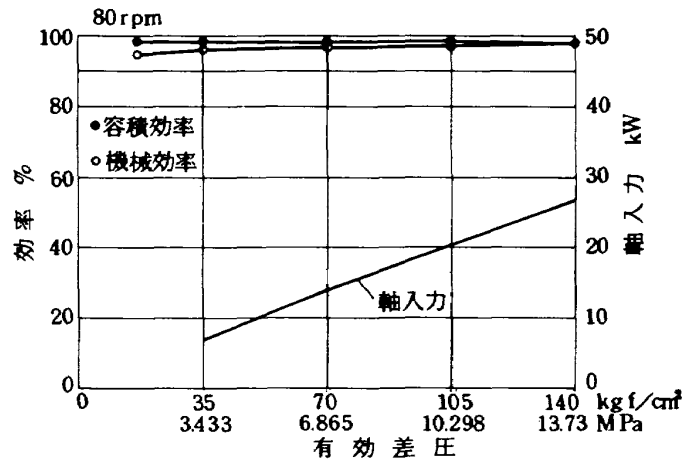
本20 kW級試験装置は、将来、上記油圧ポンプを含め構成部分の主要な機器は風車系と合わせ、さらに熱利用系と結合する実証試験設備に流用する目的をもっているため、負荷特性の試験に関するほか、構成機器の検討を行えるものとした。



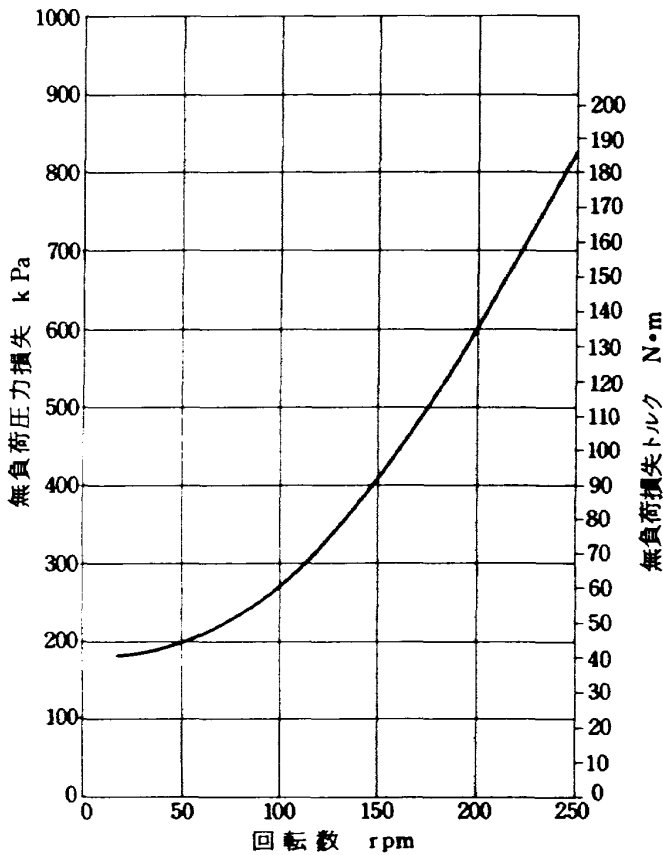
図・10 ポンプ特性試験結果 (II)



図・9 ポンプ特性試験結果 (I)



図・11 ポンプ特性試験結果 (III)



図・12 無負荷時の損失

4. 温度上昇試験

金属水素化物を蓄熱装置に利用するため、今回計画の熱発生装置においては熱媒体の温度が重要な意義を持っている。

断熱圧縮における温度上昇^{10),11)}は、一般的な次式によるものとして

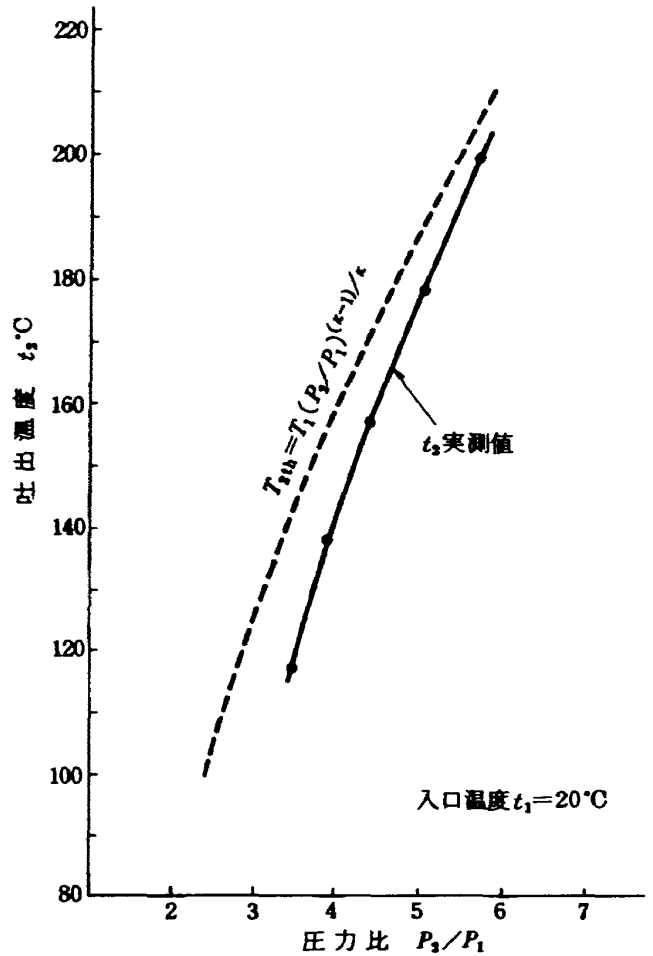
$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

であり、温度上昇 $\Delta T = T_2 - T_1$ とすれば

$$\Delta T = T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

となるが、熱発生装置に汎用の往復型空気圧縮機を採用するため、温度上昇の実態を把握する必要がある。

断熱圧縮における温度上昇と実際の空気圧縮機による温度上昇の比、すなわち断熱温度効率¹²⁾は、一般に用いられる断熱効率 η_{ad} と理論的には同一のものであり、圧縮機や管路の熱容量とシリンダや管路からの熱損失の相違によって個々の装置によって異なる値を生じることは当然予測される。

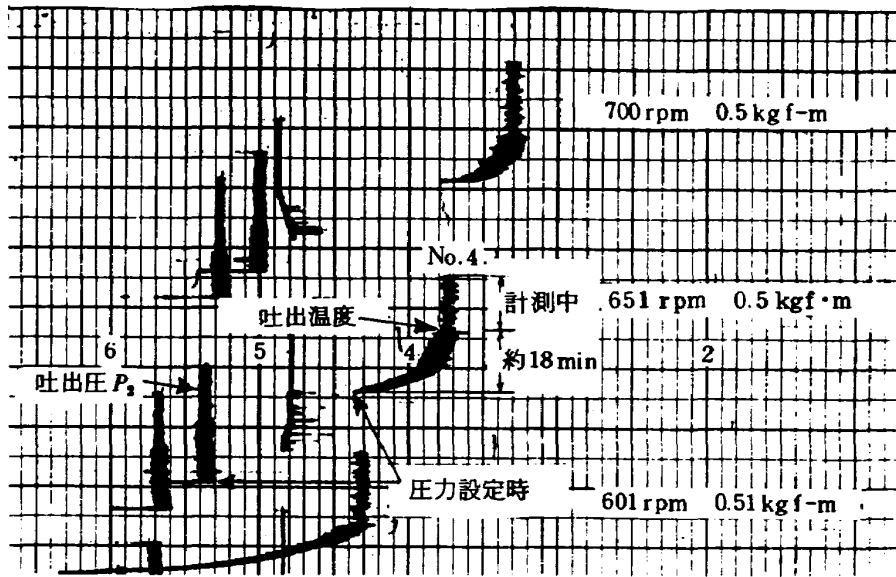


図・13 昇温試験

最初に、前述の 1 kW の熱発生予備試験装置を使用して温度上昇試験を行ったが、その結果を図・13に示す。図中、実線で結んだ線は、圧力設定後、定常温度に達したと認められた実測値を示し、破線は、空気の入口温度を実験時と同じ 20°C として断熱圧縮の式によって計算したものである。

通常、空気圧縮機は、断熱変化を基本として特性を求めているが、ポリトロブ変化として考えて、図・13の温度上昇試験結果からポリトロブ指数 n を求めると圧力比 4 の場合約 1.33 となる。

なお、実測値は機械的に支障のない範囲で空気圧縮機のシリンダや管路に断熱被覆を行ったが、関連各部の熱容量による温度上昇の遅れは避けがたく、実証試験設備においては、その点を十分考慮して製作する必要がある。1 kW 級予備試験装置は、吐出管に 3/4 B のガス管を使用して空気圧縮機の吐出口から約 0.5 m 離れた場所に温度検出器を取付けているが、温度上昇の遅れの代表例を図・14に示す。記録上の不具合のためノイズが大きく不明瞭であるが、



図・14 温度上昇の遅れ

定常状態に至るまで18分近い時間がかかることが認められる。

いま、配管材だけを取上げ、市販の管材で使用する温度(最高170°C)および圧力(最高490 kPa)に耐えて最も軽量なものとして、屋内配管用ステンレスパイプ(JIS G 3448 SUS 304)に取替えた場合、1 m当り1.68 kgが0.529 kgに軽減できる。両材質ともに比熱は約0.11 kcal/kgであり、また熱拡散率が0.173 cm²/sと小さいので、なるべく軽量の管材を採用すべきである。

さらに、蓄熱装置までの間に多くのフランジ接手や弁類が介在すると時間遅れを一層増大させる。

前述のとおり、1 kWの予備試験装置では断熱被覆を行ったが、熱媒体の有効利用の点から入念に施工する必要がある。

いま、ガス管3/4 Bを裸管のまま1 m使用した場合の放熱量qを検討してみると、

$$q = 2\pi(t_1 - t_2)/R \quad \text{kcal/m}\cdot\text{h}$$

でRは熱貫流抵抗で、一般的に

$$R = \frac{1}{\alpha_1 r_1} + \frac{1}{\alpha_2 r_2} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

として求める。

ここで、 α_1 ; 管内表面熱伝達率 32.0 kcal/m² h°C

α_2 ; 管外表面熱伝達率 17.4 kcal/m² h°C

r_1 ; 管内半径 0.0108 m

r_2 ; 管外半径 0.0136 m

λ ; 管材の熱伝導率 37 kcal/m² h°C

t_1 ; 熱媒体温度 150°C

t_2 ; 周囲温度 15°C

とすれば、 $R=6.8$ で $q \doteq 124.7$ kcal/m·hとなる。

上記の α_1 の値は2原子ガスに対する概算式である $N_u = \alpha d / \lambda = 0.02 (Re)^{0.8}$ から求め、 α_2 の値は管表面からの放射と対流および伝熱による熱放散^{(14),(15)}の合計から求めた。

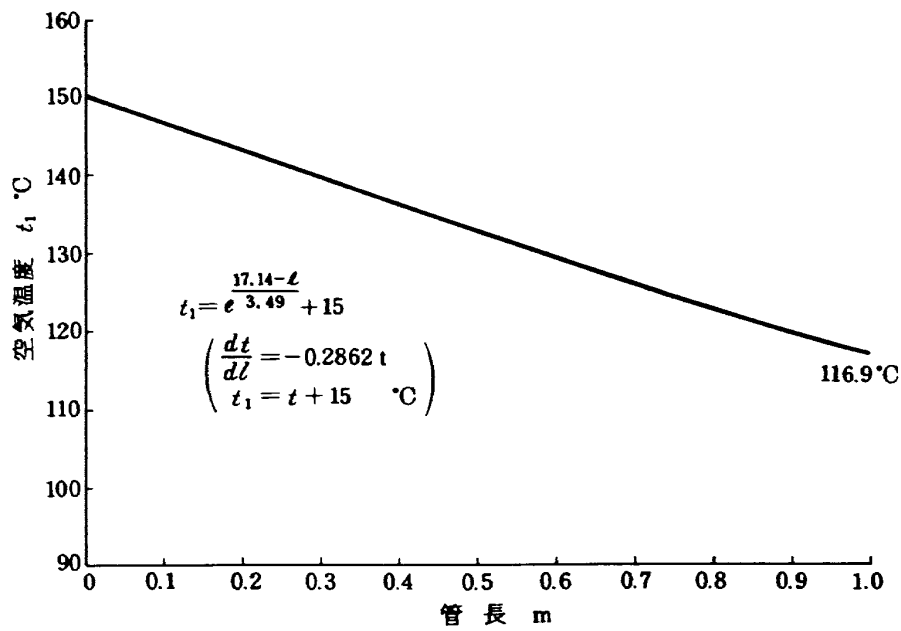
配管の熱通過率と室温が一定で、空気圧縮機が150°Cの空気を毎時11.4 m³(標準大気圧換算)送り出すとして、裸管1 m間における温度降下を求めると図・15のようになる。

これは、管内空気の平均温度を t_1 °Cとし、室内温度15°Cとの差、すなわち $t_1 - 15$ を t °Cとして、前出の q の式を利用して

$$\begin{aligned} \Delta t &= - \frac{\Delta q}{C_p \cdot G} = - \frac{2\pi t}{R} \cdot \Delta l \cdot \frac{1}{C_p G} \\ &= - \frac{2\pi}{R \cdot C_p \cdot Q \cdot \gamma} t \Delta l \\ &= - \frac{2\pi}{6.8 \times 0.24 \times 11.4 \times 1.18} t \Delta l \\ &= - 0.2862 t \Delta l \end{aligned}$$

から、 $\frac{dl}{dt} = -3.49 t^{-1} \quad t = e^{\frac{17.14-l}{3.49}}$

さらに、 $t_1 = t + 15 = e^{\frac{17.14-l}{3.49}} + 15$ °Cとして求めたものである。



図・15 裸管の温度降下

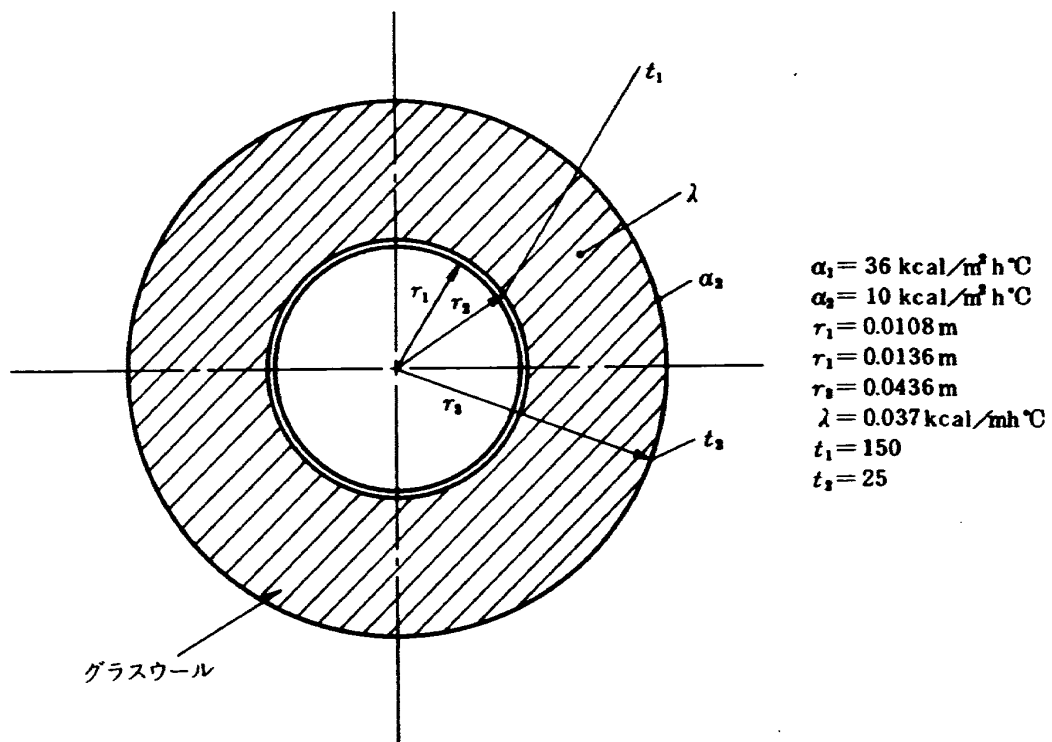
1 kW 級の予備試験装置では、周囲温度の変化が避けられず、さらに測定上の困難も伴って、実験による確認はできなかったが、昇温試験の段階で空気圧縮機吐出温度が 140°C 以上の場合に、約 1 m 下流の点で 100°C を下回って測定されたことがある。

裸管からの放熱を防止するため、裸管の外表面にグラスウール保温筒 30 mm 厚みのもので断熱被覆を行った場合の効果を試算してみる。

使用するグラスウール¹⁶⁾は、JIS A 9505-1977 による密度 0.045 g/cm³ 以上のもので $\lambda = 0.037$ とし、図・16 のような断熱を行うものとして熱貫流抵抗 R を求める。この場合、管材の熱貫流抵抗を無視して、保温筒にのみ依存するものと考えて

$$R = \frac{1}{r_1 \alpha_1} + \frac{1}{r_2 \alpha_2} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

ここで、 α_2 は環境によって変った値をとるが¹⁷⁾



図・16 断熱要領図

JIS¹⁸⁾で規定している保温保冷工事施工標準で外気温度 20°C の場合として採用している 10 kcal/m²h°C をそのまま採ると、

$R = 34.2$ となり放熱量 q は

$q = 2\pi(t_1 - t_2)/R = 22.9$ kcal/m·h となる。

このような断熱を行えば、前出の裸管からの放熱量 124.7 kcal/m·h に対して 82% の放熱量を防止できる結果となる。

汎用の空気圧縮機は、圧縮機の効率向上と温度の過高による障害を防止するため、発生熱をなるべく多く放出するよう工夫されているため、われわれの用途とは相反するものがある。予備試験では、シリンダを断熱被覆した実験も行ったので下記の潤滑油を使用した。

比重 0.865~0.893

粘度指数 V. I. 90 (MIN.)

動粘度 100°C $1 \times 10^{-5} \sim 1.2 \times 10^{-5}$ m²/s
(60~65 SUS)

" 37.8°C $1.1 \times 10^{-4} \sim 1.3 \times 10^{-4}$ m²/s
(500~600 SUS)

流動点 -12.2°C 以下

引火点 232°C 以上

ベース パラフィン

商品名 OMEGA 613-SAE-30

以上の 1 kW 級予備試験装置による温度上昇試験の結果(図・13)から、空気圧縮機の吐出圧を 392 kPa (4 kgf/cm² abs.) 程度にして実証試験装置を計画することとした。

また、熱利用側の蓄熱装置の高圧部分は、熱媒体の温度が 170°C を超えないものとして計画されているため、それに見合った吐出空気圧の制御を行う必要がある。20 kW 級の試験装置においても 392 kPa (4 kgf/cm² abs.) における発熱昇温試験を行ったが、その 1 例を図・17 に示す。この場合でも昇温に相当の遅れが認められる。とくにシリンダ冷却水を最少限 (1.5 l/min 程度) におさえないと昇温時間の遅れと温度低下を招来する。冷却水量を約 10 l/min としたときの昇温状態は図・18 のように定常温度になるまで 1 分間程度の遅れが生じ、温度も 121°C ではほぼ定常になった。なお、本実験の場合は空気吐出管に屋内配管用ステンレス鋼管を使用して軽量

化を計り、空気圧縮機シリンダ冷却水ジャケット部の外面と吐出管部を 30 mm 厚みの岩綿保温帯で被覆している。

以上のことから、実証試験装置の計画と設計にあたっては、

1) 許容される限りシリンダや管路からの放熱を抑制する。

2) 蓄熱装置までの配管や弁類は、なるべく熱容量の小さくなるような材質、形状を選定する。

の点をとくに重視する必要がある。

5. 負荷特性試験

5.1 固定抵抗負荷

空気圧縮に必要な動力は、圧力比が 1.07 をこえる範囲では、一般に理論断熱動力 L_{ad} を基本として考える。即ち

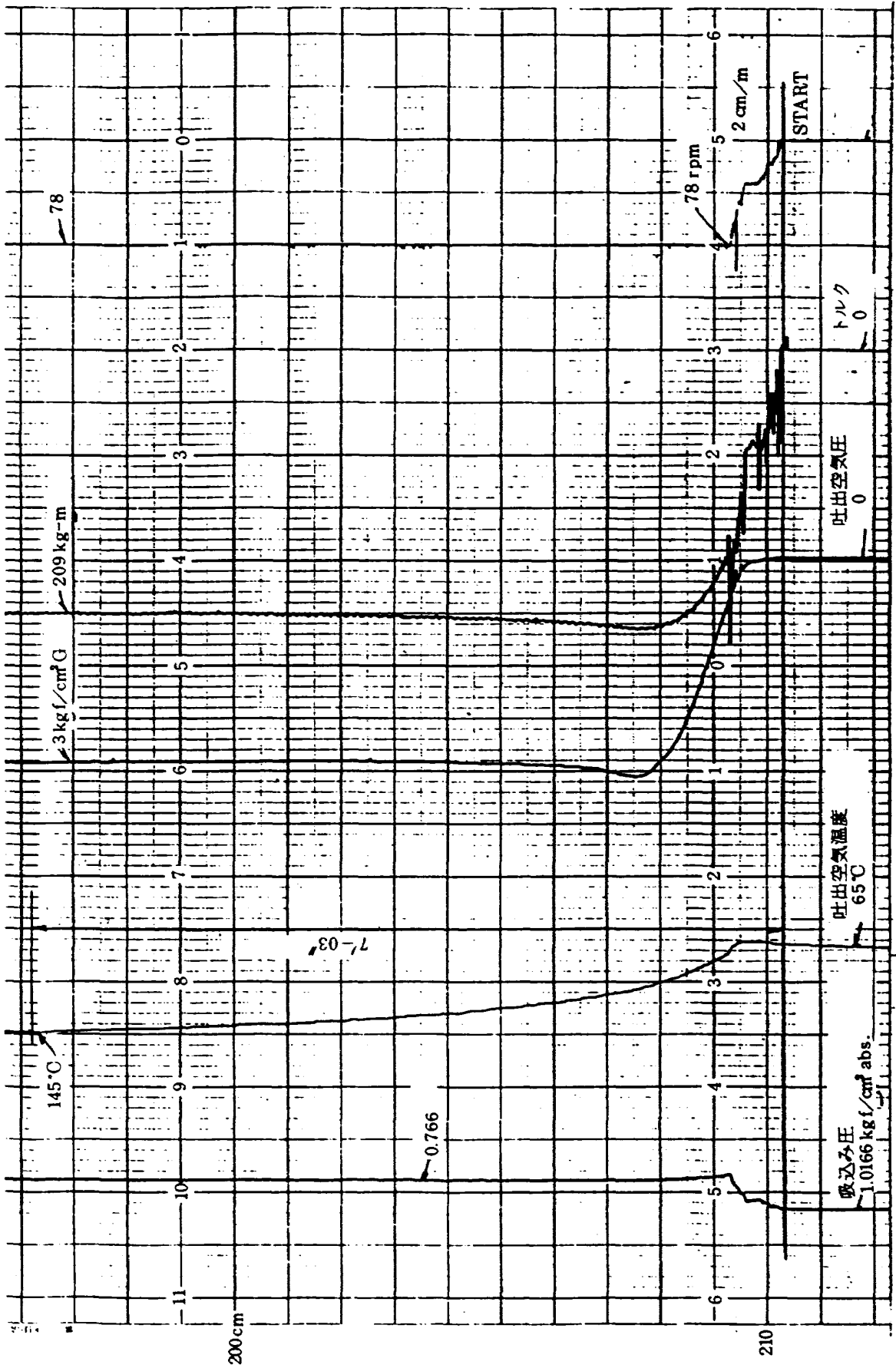
$$L_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_1 V_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right\}$$

となるが、風車の回転数に応じた負荷とする上で、最も簡便な方法として、空気圧縮機の吐出側に固定抵抗を入れることが考えられる。そこで、1 kW 級予備試験装置の空気圧縮機の吐出側にオリフィス¹⁹⁾や細管等を入れて回転数変化に応じた負荷特性を求めた。

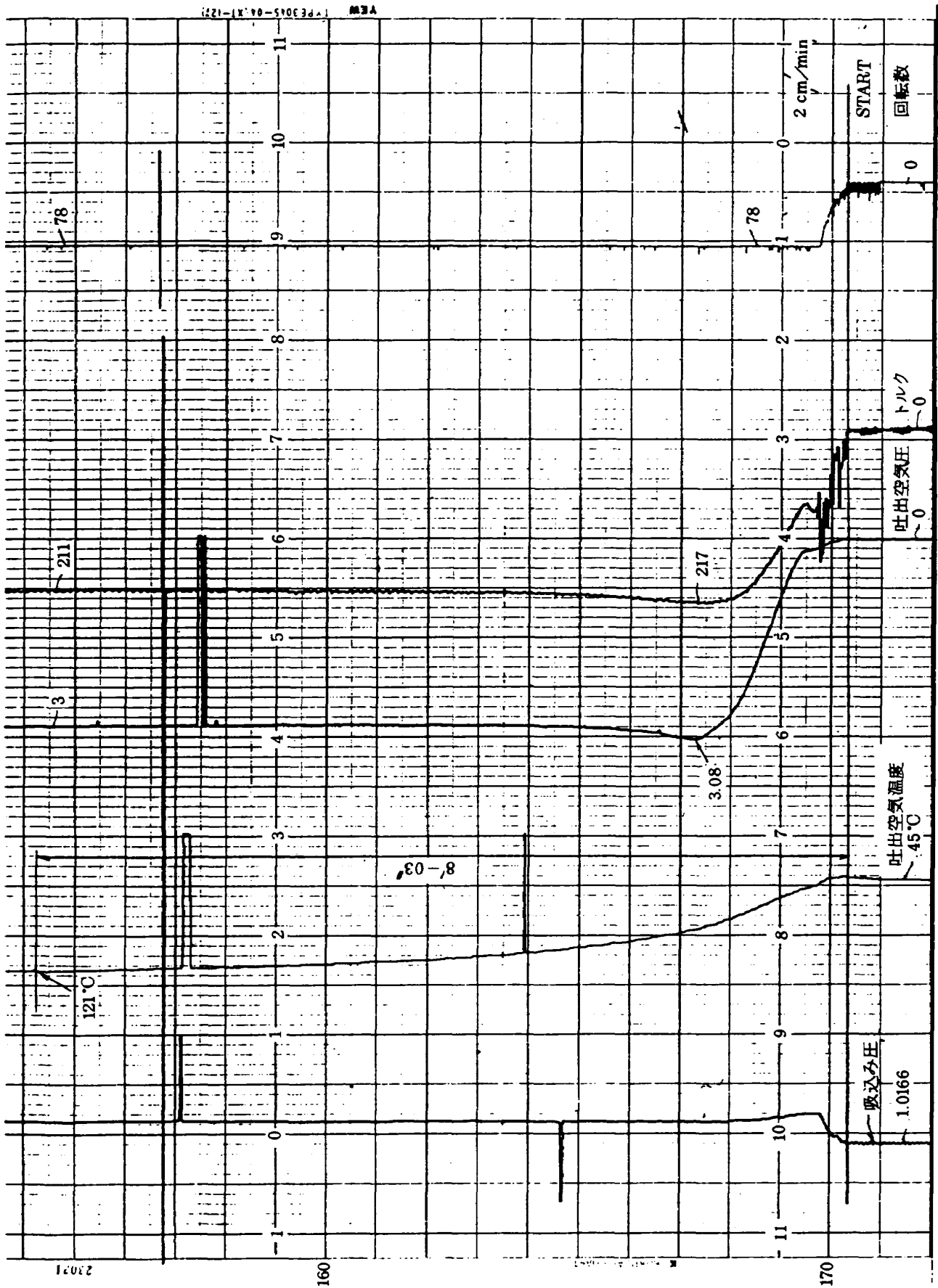
オリフィスの径を 1 mm から 5 mm まで変えたり、1 mm から 2 mm のオリフィスを直列に配置したり、さらに細管を用いて試験を行った。その結果、いずれの場合も空気圧縮機の所要動力は、風車の特性である回転速度の 3 乗に比例する出力に対して相当なひらきをもっている。図・19~図・20 はその代表的なものであるが、いずれも破線で示す 3 乗特性の勾配とは大きな隔りをもっていて、2 乗特性にも到達していない。

勿論、水や油のような非圧縮性の流体をポンプで吐出する場合には、固定抵抗で容易にポンプ回転数に対してはほぼ 3 乗の負荷特性を得られるが、圧縮性流体を扱う場合は、少々の工夫ではその目的に近づけない事が確認された。

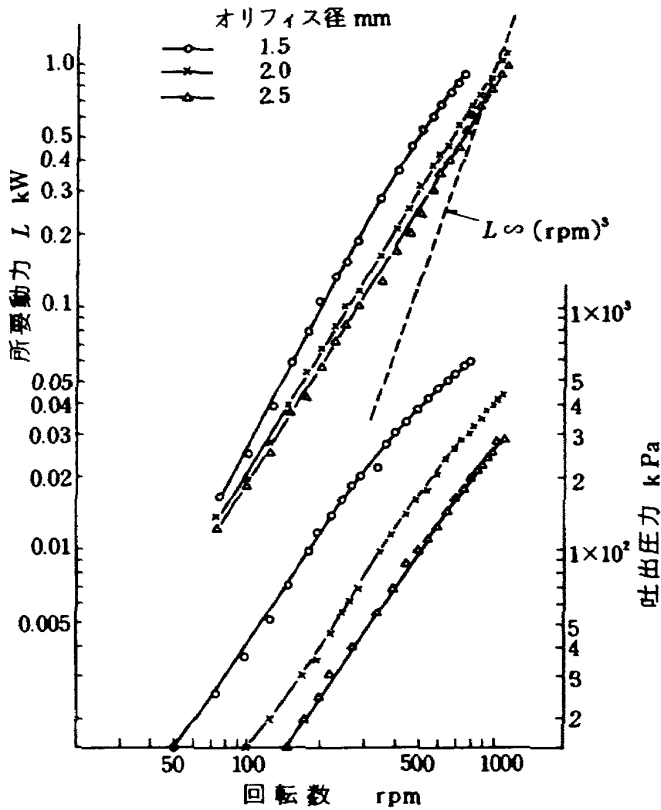
なお、多孔板による特性試験も実施したが、負荷としての結果は大同小異であった。その 1 例を図・21 に示す。



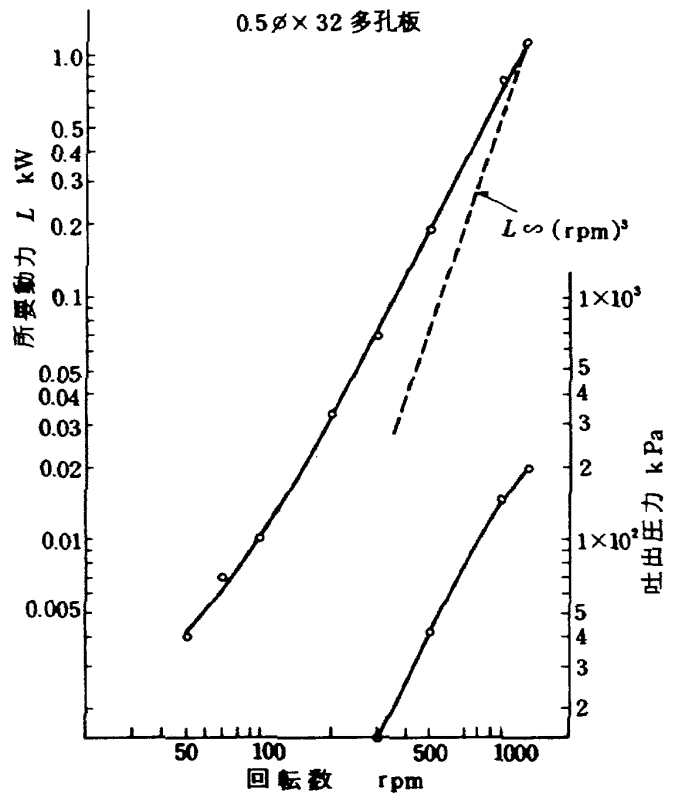
図・17 昇温記録 (シリンダ冷却水量 1.5 L/min)



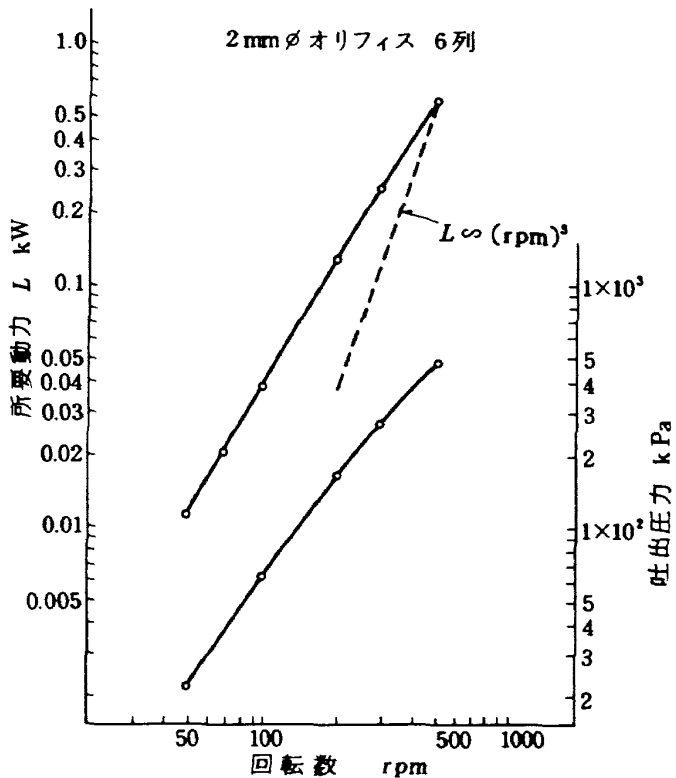
図・18 昇温記録 (シリンダ冷却水量 10 L/min)



図・19 単一オリフィスによる所要動力および上昇圧力



図・21 多孔板による所要動力および上昇圧力



図・20 6列オリフィスによる所要動力および上昇圧力

5.2 ステップ制御による負荷特性

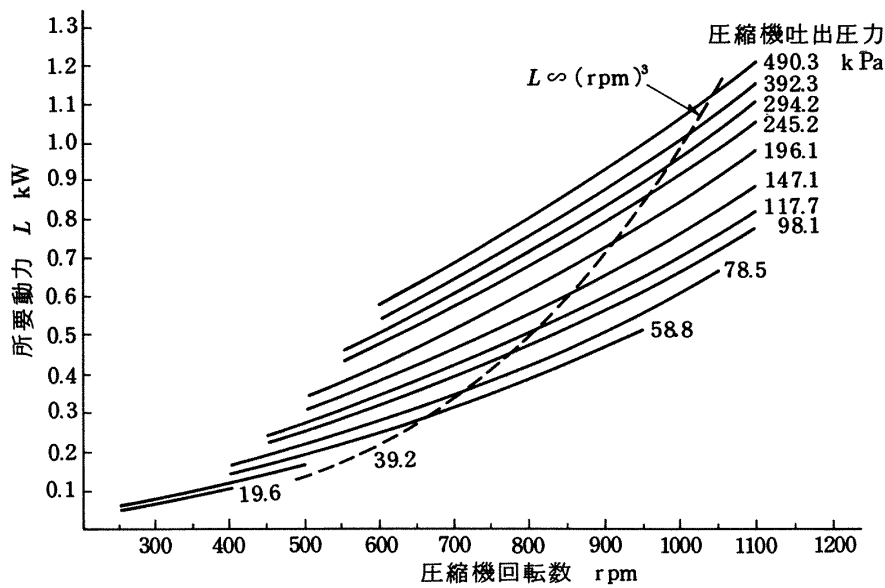
前項の固定抵抗による空気圧縮機の負荷特性試験の結果から、段階的に抵抗を変えて風車の出力特性に近づける事を試みた。

実証試験設備として計画中の熱発生装置は、すでに述べているとおり最終利用系が農作物用野菜栽培用温室の暖房に供するため、なるべく簡便かつ低廉な装置にするよう考慮した。その目的に適うため、タコゼネレータと電圧検出器によって空気圧縮機の回転速度に応じてステップ状に抵抗を変える方式を採用して、その特性を求めた。

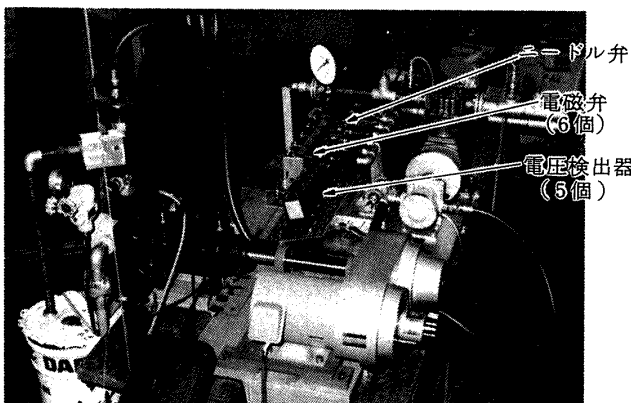
はじめに、1 kWの予備試験装置で基本的に必要なデータとして、空気圧縮機の回転速度を変えながら吐出空気圧力を一定に保った場合の所要動力を求めた。

吐出空気圧力をパラメータにして、空気圧縮機の回転速度と所要動力の実験結果を整理すると図・22のようになる。

以上の結果を参考にして、空気圧縮機の回転速度を検出するタコゼネレータ、電圧検出器、電磁弁および絞り弁を組合わせて負荷を5段階に切替えるステップ負荷制御装置を組込んだ。その外観は、図・23



図・22 一定吐出圧力下の所要動力



図・23 ステップ負荷制御

のとおりであるが、機器の構成は、図・24の系統図のとおりである。

図・23では、油圧装置による空気圧縮機の駆動装置の外観がみられる。これはさきに当研究所の大型低速風洞で行った小型風車の特性試験で、風見方向の不安定現象が認められたため、風車の機械エネルギーを回転軸で地上へ伝達する場合に生じるトルクが風見運動に悪影響を及ぼさないようにするための動力伝達方式として予備的に採用してみた。

ステップ負荷制御装置による特性試験では、個々の絞り弁で各々ステップ毎に必要な抵抗をもたせて、回転速度に応じて択一的に電磁弁を作動させる方法を試みたが、リレーの接点動作の特性上、負荷切替え時に全閉あるいは2個同時に開の状態を生じて、負荷に衝撃を伴うため、回転速度に応じて絞り弁の

台数を制御する方式を採用し、試行錯誤的に安定した負荷が得られるよう選択した。

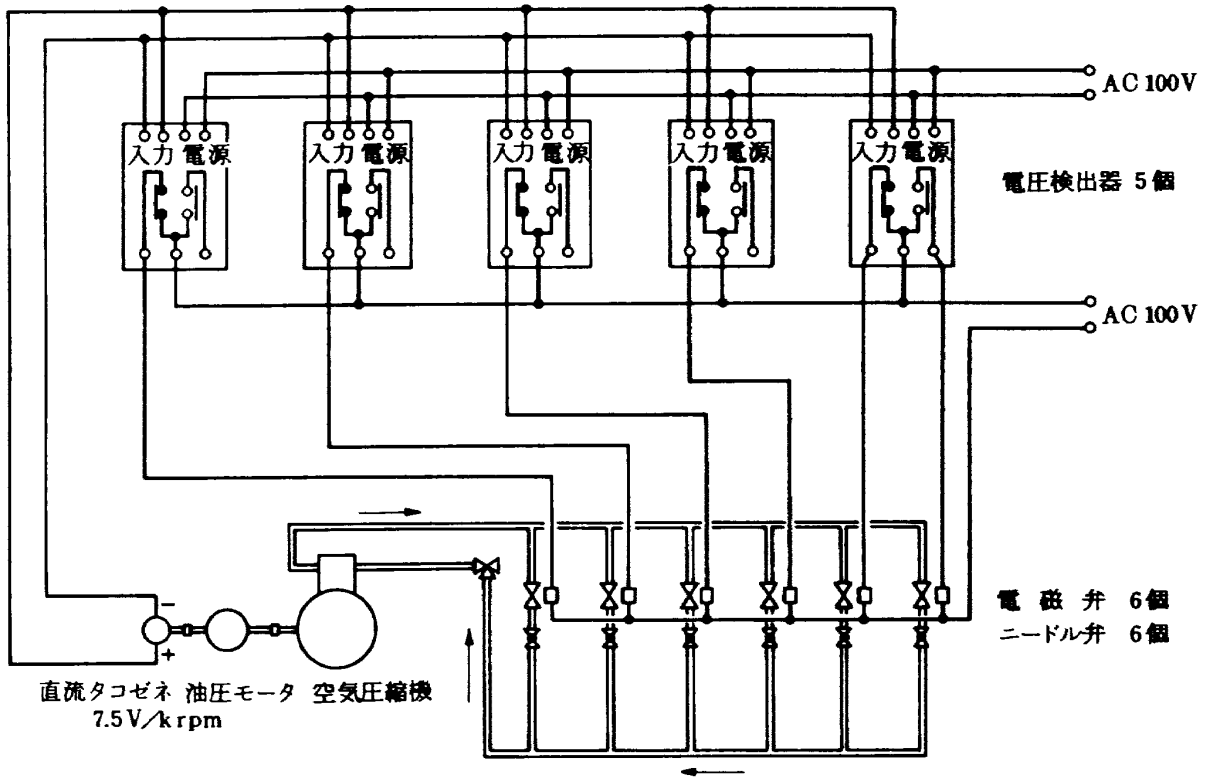
すなわち、低速回転時は5台の電磁弁を開状態にし、1台は装置の保安用として常時閉状態をとるものとし、回転速度の上昇に従って逐次電磁弁を1台ずつ閉じ5台目の電磁弁を最終段の抵抗用に使用する。万一過回転になった場合あるいは電磁弁制御系の停電時には6台目の電磁弁が開状態をとって圧力の過高を防止するようにした。

風車の予想出力をもとにして、図・22から圧縮機の回転数-吐出圧力の設定値を求め、それを目標に負荷制御を行った。その結果の内、比較的安定した制御がえられたものを図・25に示す。図で示されるように、回転数-負荷を3乗の関係に近づける事は出来たが、リレー復帰値のヒステリシスのため、回転速度の上昇時には、理想の負荷から相当下廻った抵抗を設定しないと、下降時には風車が失速し停止する恐れが予想される。

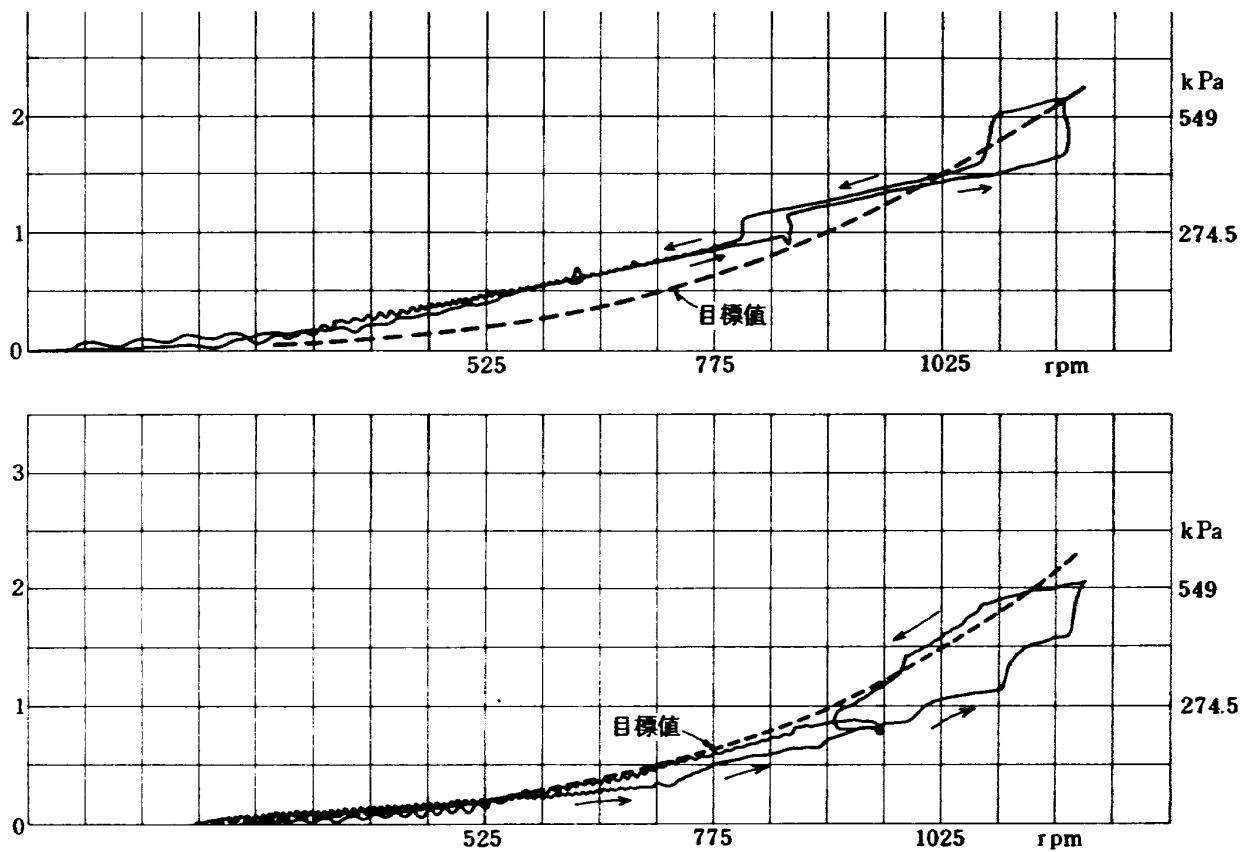
またこの試験結果から、

- 1) 低速回転時には風車の出力が小さく負荷の脈動が大きい。
- 2) 高速回転時には、所要負荷変化の割合が大きくなる。

以上の点から、風車系と結合する実証試験設備では数多くのステップが必要と判断され、当初、簡便さと経費の低廉を考慮した本方式は必ずしも適当と



図・24 ステップ負荷制御系統図



図・25 ステップ負荷制御例

判断できない結果を得た。

とくに、今回の回転速度の変化は手動操作で 300 ~1,200 rpmを約 20 秒で増速させ、また約 8 秒で減速させたが、実際の風況における激しい変動を考えると、実用上は、回転数に応じて連続的に流量または圧力を制御するレギュレータかコントロール弁を採用する必要が認められた。

5.3 20kW級試験装置の特性試験

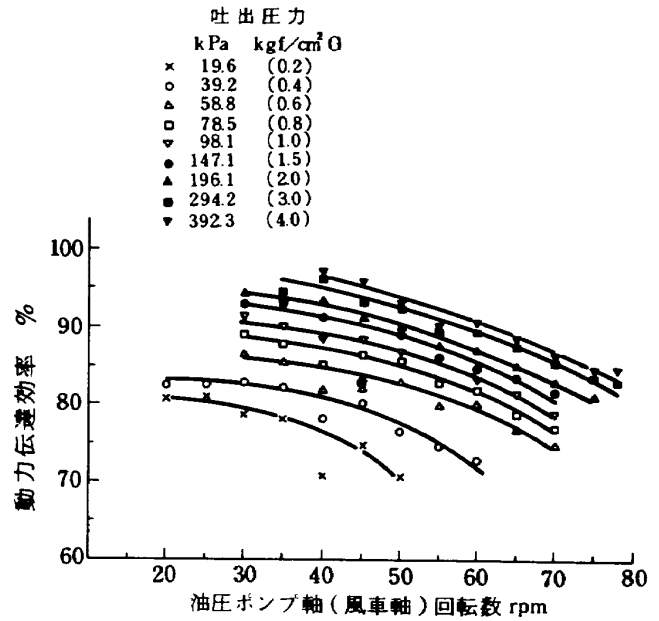
1 kW の予備試験装置による負荷特性試験結果から、比較的ゆるやかな入力の変動に対しても連続した負荷制御の必要性が認められ、負荷制御法に対する目安がえられたので、引続いて、20 kW級の実証試験設備と同規模の熱発生装置による動力伝達方式の確立と静的負荷特性、さらに一部負荷制御法について実験を行った。

1 kW の予備試験装置に於ても油圧による動力伝達方式を採用して、²⁰⁾その実用性を確認した。小型のベーンポンプとベーンモータを組合せたため、動力伝達効率は 65%程度に止まったが、十分実用しうる事が立証できた。図・23 は油圧駆動装置が組込まれているものである。以上のことから 20 kW級の試験装置には油圧による動力伝達方式を採用して、その動力伝達に関する試験も行った。

20 kWの試験装置では、図・5で示されているとおり、油圧ポンプ入力軸と油圧モータ出力軸にそれぞれトルクならびに回転速度検出器を組込んであるので、空気圧縮機の吐出圧力をパラメータとして油圧ポンプ軸回転速度に対する油圧による動力伝達効率を求めた。その結果は図・26のようになったが、図中 40 rpmあたりで値の不揃いが現われているが、系の振動の疑いもあるが、低回数の上トルクの脈動が大きいので測定上の問題が含まれている。吐出圧力 294.2 kPa (3.0 kg f/cm²) の場合、風車の定格回転数 87 rpmでも 80%以上の伝達効率が期待できる。

油圧による動力伝達効率が 1 kWの予備試験装置のような場合は、作動油の温度上昇が顕著になるため、熱の回収利用が問題になるが、本装置では高効率のピストンモータの採用で伝達効率が改善され、熱利用の有効性が少ないと考える。

また、油圧装置による動力伝達系を含めた負荷、すなわち、実証試験設備の場合の風車軸に相当する



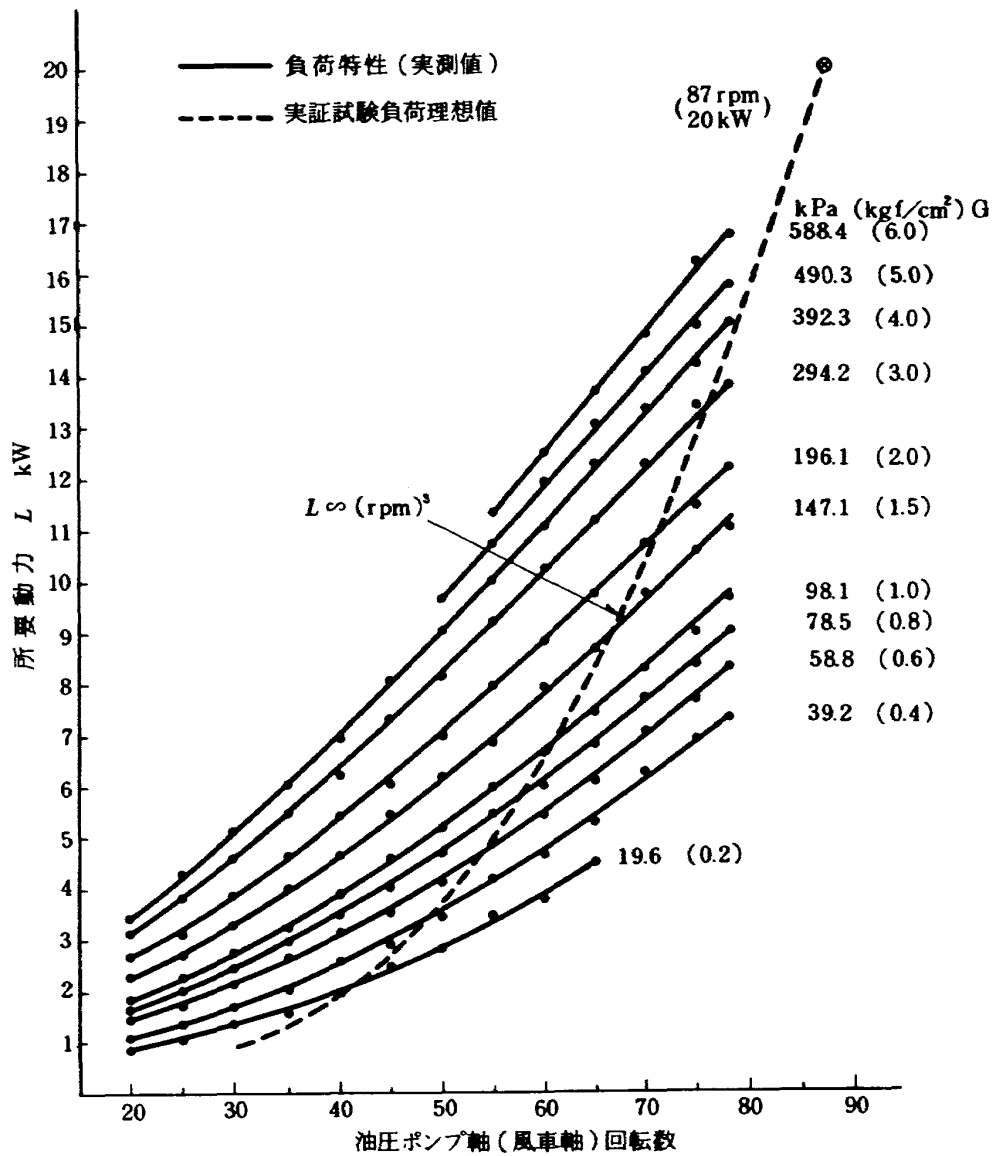
図・26 動力伝達効率

負荷の静的な特性を求め、1 kW級の予備試験と同様に空気圧縮機の吐出をパラメータにして整理すると図・27のようになった。理想的な風車回転速度の3乗負荷特性にするには図中の破線のようにするのが一方法である。

本試験装置では、可変速原動機の機能上、出力軸の回転速度が 78 rpmになり、さらに空気圧縮機も実証試験に転用する関係で過回転を避けるため駆動側

表・2 熱発生装置回転部対比表

電 動 機	回 転 速 度 rpm		
	油圧ポンプ	油圧モータ	空気圧縮機
50	(3.3)	23	20
100	(6.7)	49	41
150	(10)	72	61
200	(13.3)	97	82
300	(20)	148	125
400	(26.7)	197	165.8
500	(33.3)	247	207.5
600	40	294	248
675	45	334	279
750	50	369	311
900	60	440	371
975	65	481	405
1,050	70	516	435
1,150	78	569	480

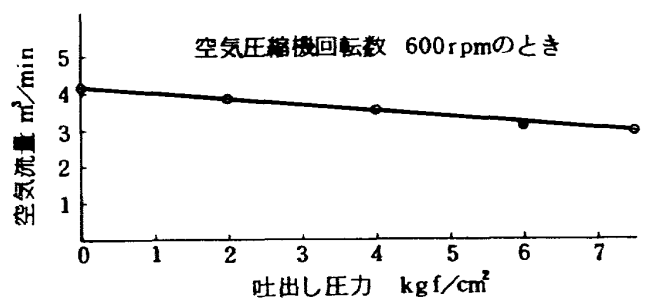


図・27 20kW級試験装置負荷特性

Vプーリの径を小さめに選択したため、表・2に見られるように、空気圧縮機の回転数が480rpmに止まっている。これは、基本的な特性試験には支障ないが、実証試験設備のとおり20kWの負荷を実現できないため、図・28に示す空気圧縮機の吐出空気流量の性能試験結果(工場試験結果)と1kW級予備試験でえられた吐出圧-回転速度-吐出空気量に関する図・29の結果を基にして、空気圧縮機を650rpmまで駆動したものとして、図・27に補正を加えて負荷特性を推定すると、図・30のようになる。

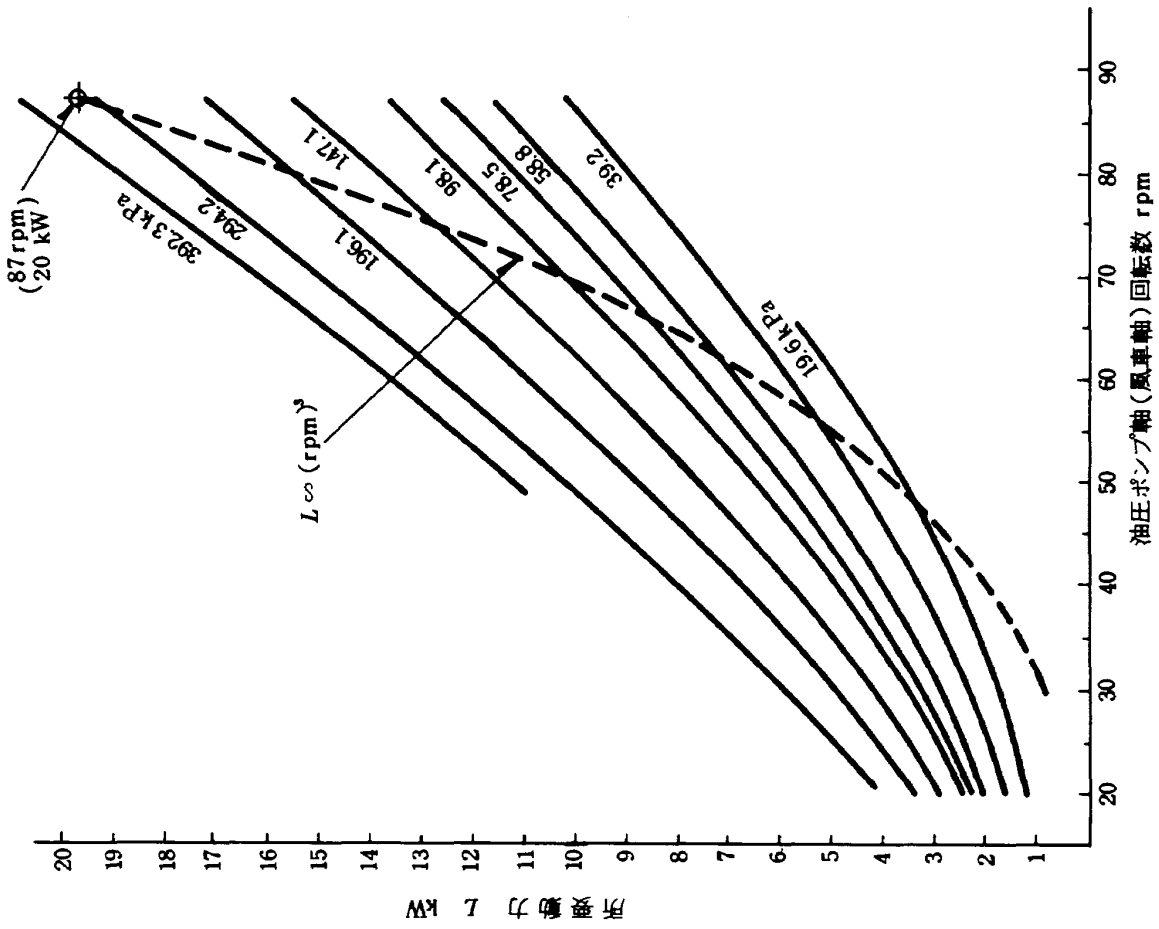
これによって20kW級の実証試験設備における負荷の状態がより予測し易いものとなる。

空気圧縮機のシリンダジャケットの冷却による負荷変動については、それ程顕著には表われなかったが、冷却水を増せばポリトロープ指数の変化分だけ

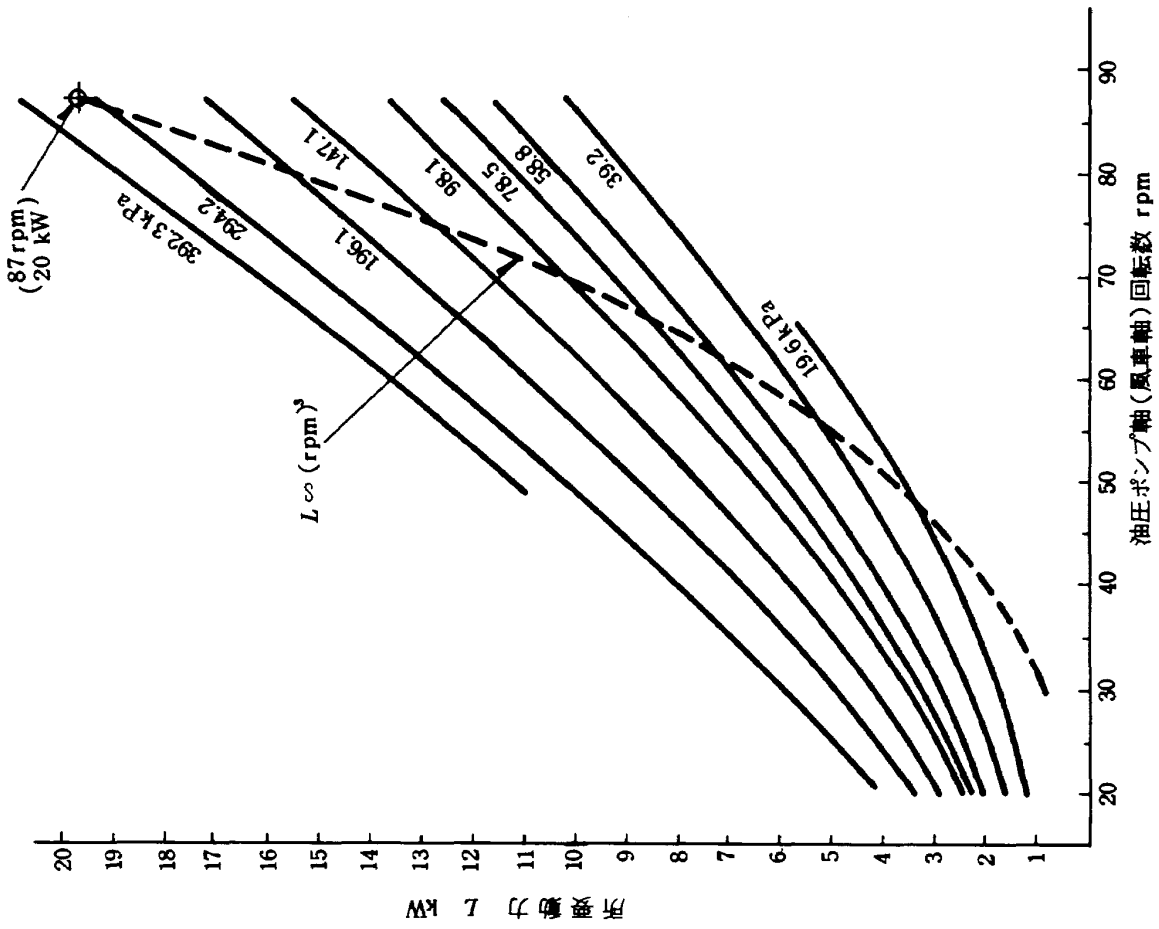


図・28 空気圧縮機空気流量

負荷が減少するはずが、実際の空気圧縮機では図・31のように逆の現象が見られる。これは吸込み側の温度上昇のため、空気流量の増加を招来しているものと考えられる。20kW級の試験装置では、空気流量の実測が困難なため、1kWの予備試験装置で補足的に試験を行った。その結果は表・3のとおりで、シリンダ



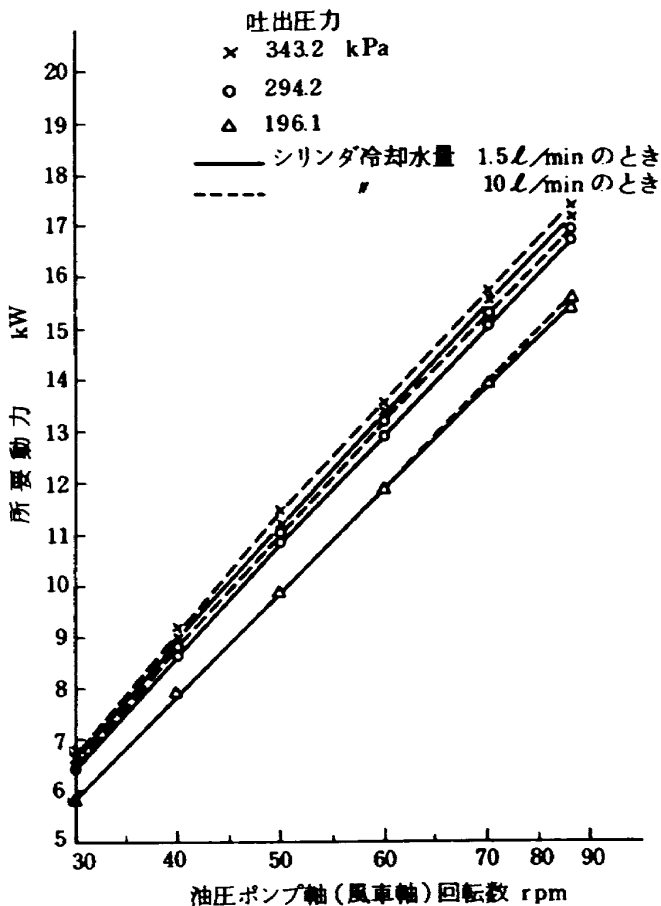
図・29 圧縮機吐出空気量



図・30 20 kW級試験装置負荷特性 (推定値)

表・3 シリンダ冷却の影響

圧縮機回転数	吐出圧力	シリンダ断熱	吐出空気量(標準大気)	所要動力
500 rpm	294.2 kPa (3 kgf/cm ²)	無	98.1 ℓ/min	0.988
		有	93.1 "	0.97



図・31 シリンダ冷却水量と所要動力

(空冷式)に断熱被覆を行った場合、所要動力と同時に空気流量が減少している。

以上、今回の試験は、静的な特性試験が主であり、可変速原動機や動力伝達系のバイパス用ニードル弁を手動操作で変動させる程度ではほとんど支障なく追従する事は認められたが、実風況下での急激な入力低下等には多くの疑問が残っている。

負荷制御法は、実風況に対応して、風車翼とピッチ制御系の特性を十分加味して決定すべきもので、今後の大きな課題である。

なお、これまでの熱発生装置の負荷特性試験では、空気圧縮機の吐出圧力と回転速度の組み合わせに主眼を置いてきたが、実際に風車の負荷として考えられ

るものは風車の回転速度に応じて、

- 1) 動力伝達系により負荷の嵌脱と動力伝達を制御する。
- 2) 空気圧縮機の吐出圧力を制御する。
- 3) 空気圧縮機の吸入空気量あるいは吸入圧力を制御する^{10),21)}

ことであり、これらの2つあるいは3つの組み合わせにより最適な負荷制御法を確立する必要がある。

なお、上記3)項の有効性を確認するため、空気圧縮機の吸込み側の弁を操作したときの所要トルクの変化を求めた。記録の一部を図・32に示す。

また、吐出側をほぼ大気圧に保ち、吸入圧力をパラメータとして油圧ポンプ軸の回転速度と所要動力の関係を整理すると図・33のようになった。

これは、空気圧縮機が真空ポンプとして作動するため、図・34のABをポリトロピック変化 $Pv^n = \text{定数}$ とすれば、既知のように

$$W = \frac{n}{n-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1) = \frac{n}{n-1} P_1 v_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\}$$

であるが v および P_2 を一定とし、 P_1 の変わる場合を考えると

$$\begin{aligned} \frac{dW}{dP_1} &= \frac{d}{dP_1} \left[\frac{n}{n-1} v_1 \left\{ P_2^{\frac{n-1}{n}} \cdot P_1^{-\frac{1}{n}} - P_1 \right\} \right] \\ &= \frac{n}{n-1} v_1 \left(\frac{1}{n} P_1^{-\frac{1+n}{n}} \cdot P_2^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \end{aligned}$$

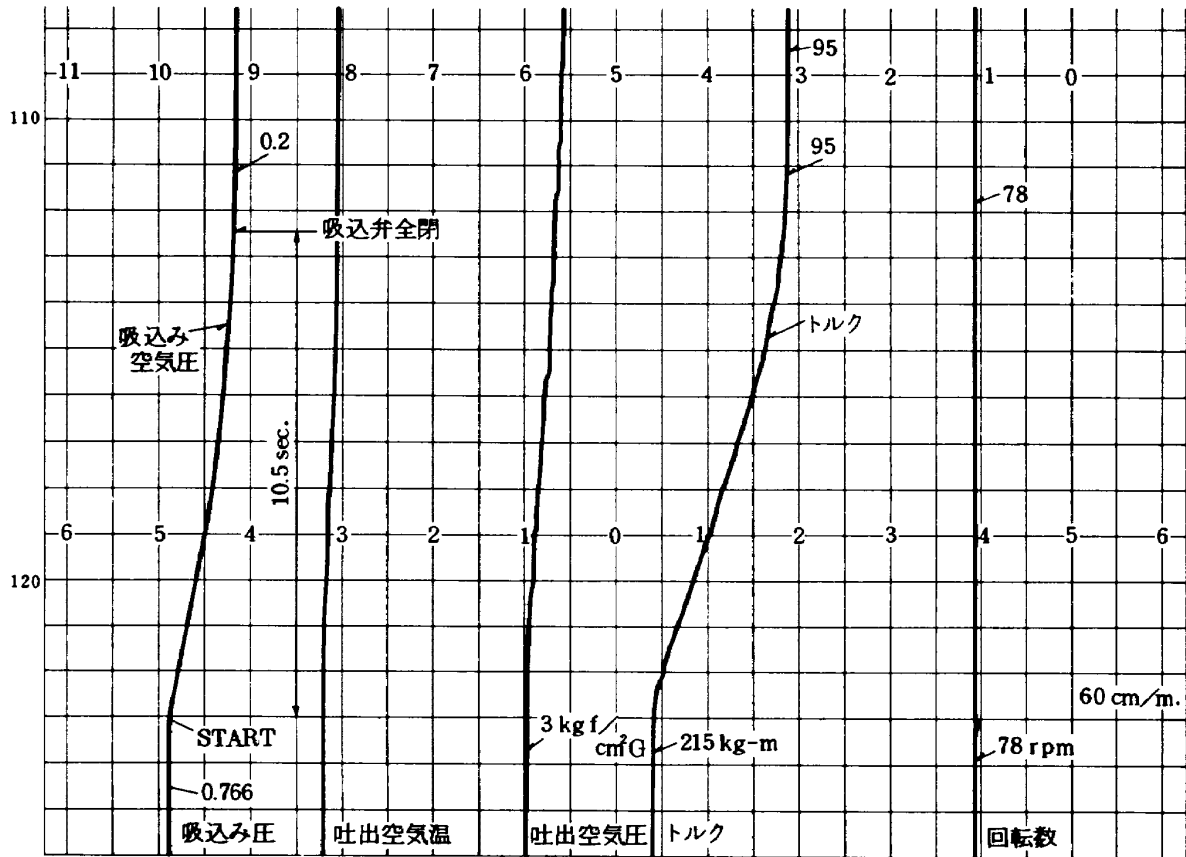
$$\frac{dW}{dP_1} = 0 \quad \text{とおけば}$$

$$\frac{1}{n} P_1^{-\frac{1+n}{n}} P_2^{\frac{n-1}{n}} - 1 = 0$$

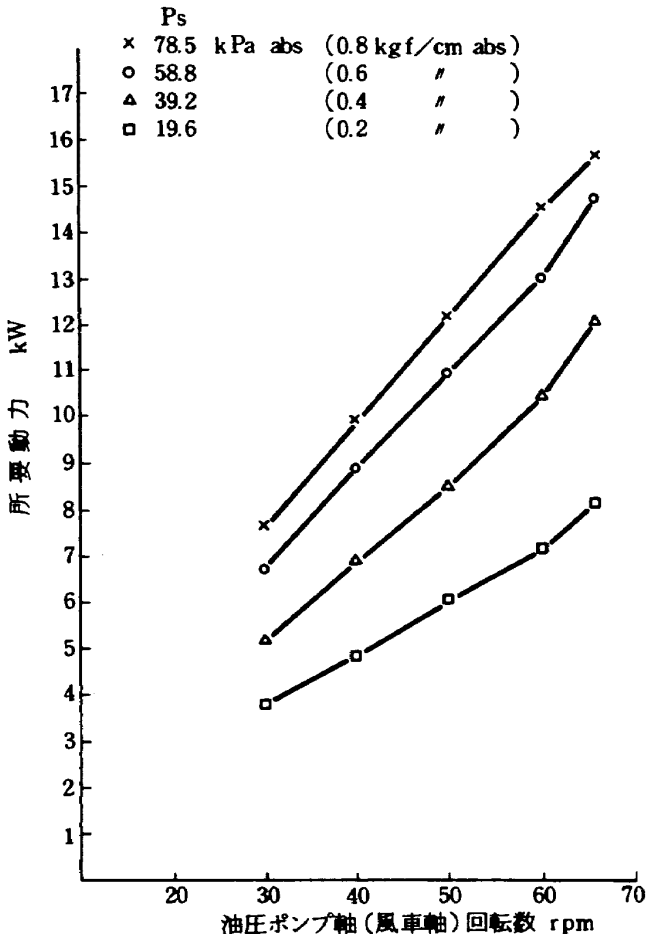
従って

$$\frac{1}{n} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 1 \quad \text{または} \quad \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = n$$

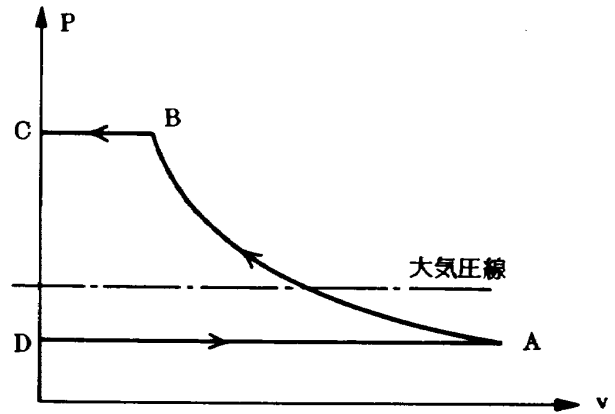
これは、 v_1, P_2 が一定のときに W を最大にする条件であるから、 W の式に入れて W_{max} を求めると



図・32 吸込み圧による負荷変動



図・33 吸入圧力変化による所要動力



図・34 真空ポンプのサイクル

$$\begin{aligned}
 W_{\max} &= \frac{n}{n-1} P_1 V_1 (n-1) = n P_1 V_1 \\
 &= n \frac{P_2}{n^{\frac{n}{n-1}}} v_1 = \frac{P_2 v_1}{n^{\frac{1}{n-1}}}
 \end{aligned}$$

仮りに $n=1.3$ として $P_2=98.06, 196.12, 294.2$ kPa における P_1 を変化させたときの W の値を図・35 に示す。

図で W の一定の線が $W-P_1$ 曲線を 2 個所で切る点に注意を要する。すなわち空気圧縮機の吸入圧力を制御して負荷制御に利用する場合の問題点であるが、

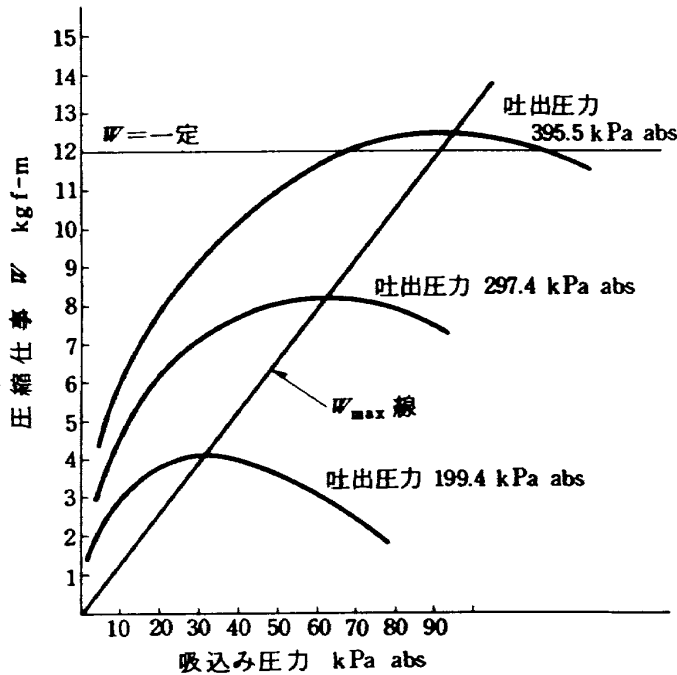
6. むすび

本報告の範囲は、風車系や蓄熱系さらに熱利用系を含めた「風力-熱エネルギー利用技術」の実証試験設備を構成する熱発生装置の基礎的資料を取得する目的のものであり、得られた資料がそのまま実用に供されないものもあるが、実証試験設備の主構成機器の選定や風車の最適負荷とするための制御法を決定する上に十分な資料を提供しうるものと確信できる。

現段階における風車の回転速度と出力トルクの計画は図・37に示すとおりであり、風車回転速度が0から35rpm程度までは、油圧系のバイパス路を開いて空気圧縮機による負荷を脱し、35rpmをこえ40rpmまで風車回転数-バイパス油量の制御を行って空気圧縮機を起動させ、それ以後風車の回転数に応じて空気圧縮機の吐出圧力や吸込み空気量の制御で負荷制御を行うのが有望と考えられる。定格回転速度付近では吐出圧力を制御弁により一定(294.2 kPa)の制御に保つことができる。

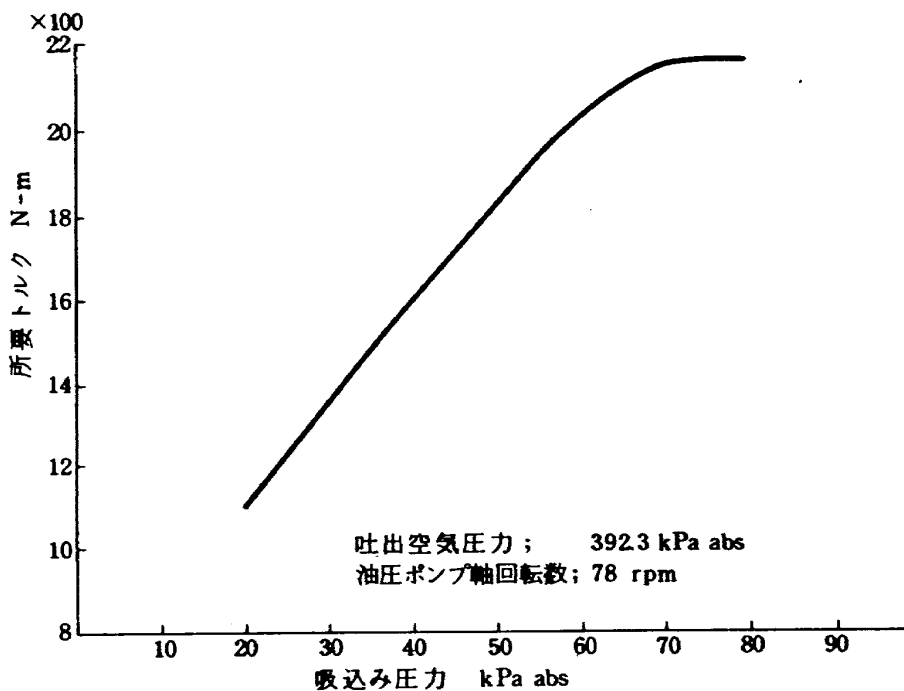
熱発生装置の動特性や負荷制御法については風車系との結合を含めて試験を計画中であり、続報する予定である。

以上のとおり、熱発生装置に関する基礎的資料を

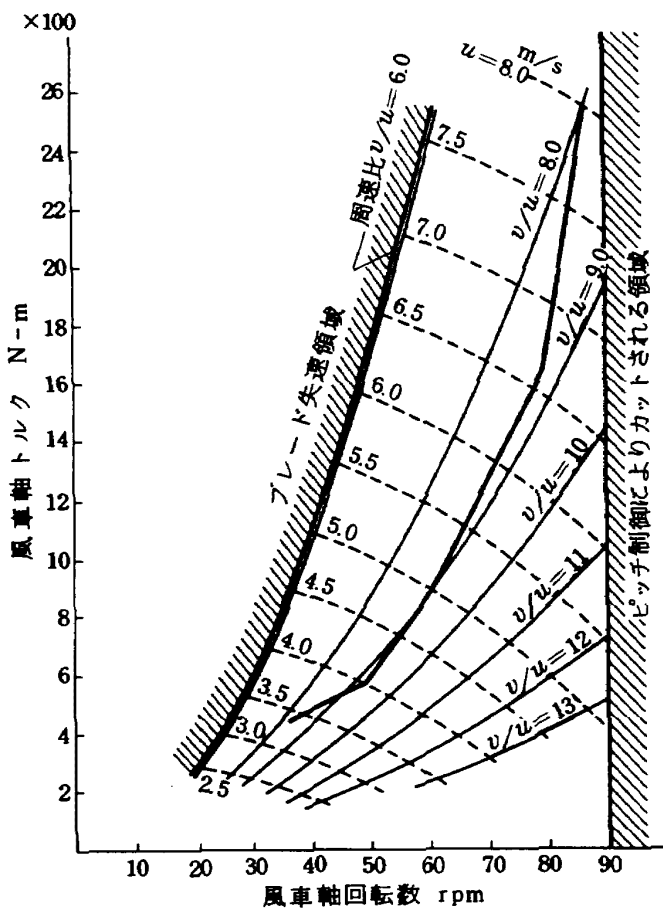


図・35 吸込容積 1 m³ に対する圧縮仕事

20 kWの試験装置による実験結果で吐出圧力を392.3 kPa (3 kgf/cm²) 一定にした場合の吸入圧力-トルクの関係を示すと図・36のようになった。この場合でも幾分その傾向は認められるが、図・35で判るようにW_{max}線から少し左側にはずれる領域では、負荷の応答が非常に早く、風車負荷の制御法として有効性が認められる。



図・36 吸込み圧力と駆動軸の所要圧力



図・37 風車特性と最適トルク折れ線の予測例

提供したが、本報告作成について、研究・システム構築の全般のご教示をいただいた遠藤空気力学第二部長、金属水素化物の利用について懇切なご指導下さった東海大学若尾慎二郎教授はじめ同研究室の方々に謝意を表します。また、試験装置の製作や制御法について空気力学第二部主任研究官の外立政隆、伊藤忠両教官に多大なご助力をいただいたこと、さらに水素吸蔵金属の貴重な資料を川崎重工業(株)鉄構・機器事業部金沢祥氏から提供いただいたことを付記いたします。

参考文献

- 1) 本間琢也編；風力エネルギー読本，オーム社，1980・5
- 2) 石田洋治ほか；効率最適化風車の実験的研究，航空宇宙技術研究所報告 TR-698，1982・2
- 3) 石田洋治ほか；水平軸型風車の空力設計と性能換算，航空宇宙技術研究所資料 TM-411，1980・6

- 4) 若尾慎二郎ほか；金属水素化物を用いる蓄熱装置の基礎研究，第16回熱測定討論会講演会講演要旨，1980・11・12
- 5) 若尾慎二郎ほか；金属水素化物による蓄熱装置の研究(1)，東海大学産業科学研究所所報第11号，1980
- 6) 遠藤浩ほか；金属水素化物による蓄放熱の予備的研究，航空宇宙技術研究所資料 TM-445，1981・9
- 7) 喜多康雄；風エネルギーの油圧式熱変換，第2回風エネルギー利用に関するシンポジウム，1980・11
- 8) 牛田泉ほか；小型風車ハンドブック，パワー社，1980・6
- 9) 日本機械学会編；機械工学便覧 改訂5版
- 10) 河田三治編；空気機械便覧，コロナ社，1955
- 11) 高橋徹；コンプレッサの設計，パワー社，1979・3
- 12) 横山重吉ほか；流体機械，新編機械工学講座，コロナ社，1971・4
- 13) 谷下市松編；熱工学データブック，山海堂，1961・4
- 14) 小栗富士雄；標準機械設計図表便覧 訂正4版，1976・3
- 15) G.L. TUVE；MECHANICAL ENGINEERING EXPERIMENTATION, Mc GRAW-HILL, 1961
- 16) 日本工業規格；グラスウール保温材，JIS A 9505-1977
- 17) 斎藤義巳；化学装置簡易設計ハンドブック，工業調査会，1981・1
- 18) 日本工業規格；保温保冷工事施工標準，JIS A 9501-1980
- 19) 楠原盛三ほか；二次元風胴構成要素の研究(I) プラグ型調圧弁および多孔板の特性，航空宇宙技術研究所報告 TR-465，1976・7
- 20) FRANKLIN D. YEAPLE；HYDRAULIC AND PNEUMATIC POWER AND CONTROL, Mc GRAW-HILL, 1966
- 21) 生井武文；送風機と圧縮機，朝倉書店

航空宇宙技術研究所資料539号

昭和59年11月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺東町7-44-1
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表) ㊦182
印刷所 株式会社 共 進
東京都杉並区久我山5-6-17
