

## 掃除空気壓縮機の性能試験

囑 託 渡 部 一 郎  
技 手 柴 田 浩  
大 空 金 次  
尾 上 伍 市

## 目 次

1 緒 言	578頁
2 実験装置と方法	578頁
3 実験経過	582頁
4 実験結果と其の考察	586頁
(1) 性能試験結果(潤滑油消費量の少い場合)	587頁
(1.1) 回転数に対する性能	587頁
(1.2) 空気量に対する性能	588頁
(1.3) 吐出面積に対する性能	588頁
(2) 逆回転の場合の性能試験結果	588頁
(2.1) 回転数に対する性能	588頁
(2.2) 空気量に対する性能	589頁
(3) 吐出空気中に潤滑油の多い場合の性能 試験結果	589頁
(4) ポリトロピック變化に就て	596頁
5 結 言	597頁

## 1. 緒 言

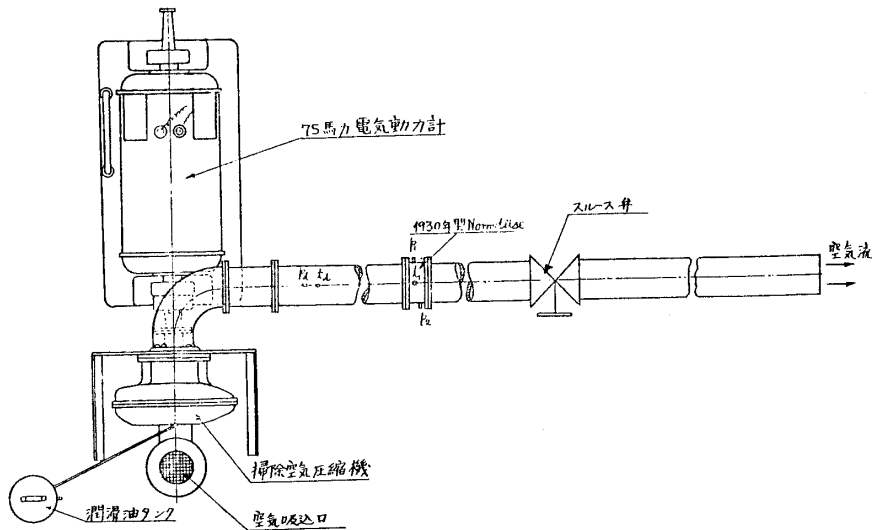
茲に述べようとするのは、掃除空気壓縮機の性能試験成績である。併し乍ら、單に性能試験成績だけを求めるに止めず、成る可く色々の事柄を検べて見る方針の下に實驗を行つた。そして種々の現象に対する質的の推察を試みて見た。

性能試験成績だけを一覽されたい方は、「4. 實驗結果と其の考察」中の「(1.2) 空気量に対する性能」を見て戴けば良いのである。

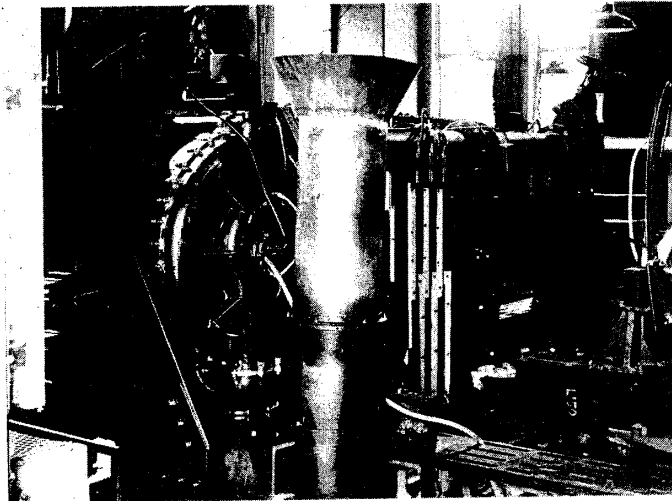
## 2. 實驗装置と方法

第1圖、第2圖に示してあるのが、實驗装置の骨組圖と寫眞で、一般送風機の性能試験用のそれと全く同様である。即ち、掃除空気壓縮機を回轉するのは、75馬力電氣動力計であ

る。之の電気動力計は 220 Volt, 235 Amp. で 1,800~3,000 r.p.m. のものであるが、実験に用ひる回轉數の範圍は 1,650 r.p.m. 以下である爲、アーマチュアに水抵抗を數個入れた。



第 1 圖 實驗装置の骨組圖



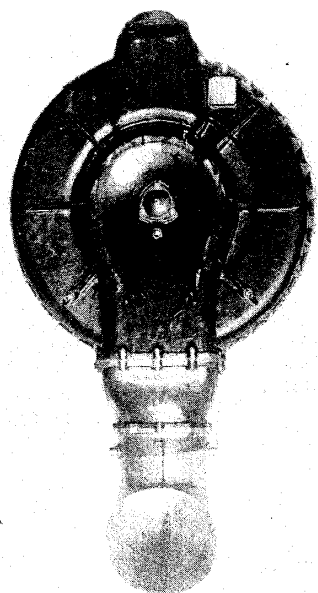
第 2 圖 實驗装置の寫眞

空気吸込口は第 1 圖に見える様に、上向きのもので、その入口は喇叭形になり、整流板を取り付けてある。圧縮機から吐き出される空気は、Normdüse とスルース弁を経て大氣中に送り出される。この Normdüse は 1930 年型<sup>(1)</sup>のもので、眞鍮製であり、空気通路面積は約

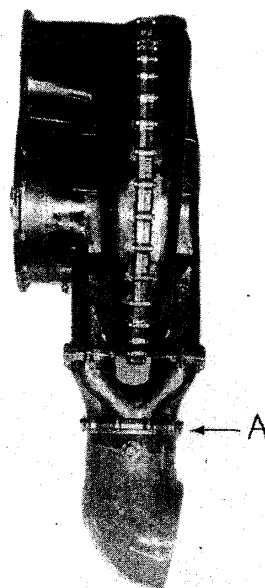
(1) „Hütte“ Des Ingenieurs Taschenbuch, Bd. I, 26 auf., 頁 993.

146 cm<sup>2</sup> である。スルース弁は普通の水力に用ひる 8 吋の夫れであり、之は吐出面積を加減する用をする。尙、第 1 圖に示してある様に、潤滑油タンクを高所に取り付け、各軸承や齒車装置はタービン油を用ひて潤滑する。

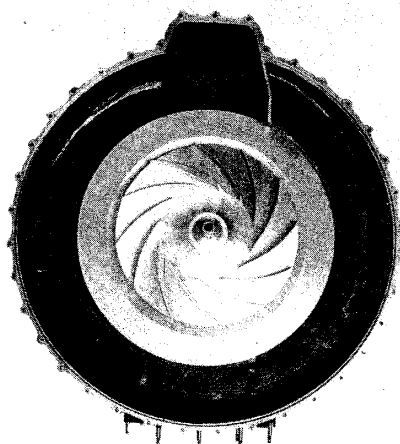
掃除空氣壓縮機は兩側吸込の遠心壓縮機であつて、其の外観は第 3 圖、第 4 圖に示してある。



第 3 圖 掃除空氣壓縮機の外観



第 4 圖 掃除空氣壓縮機の外観



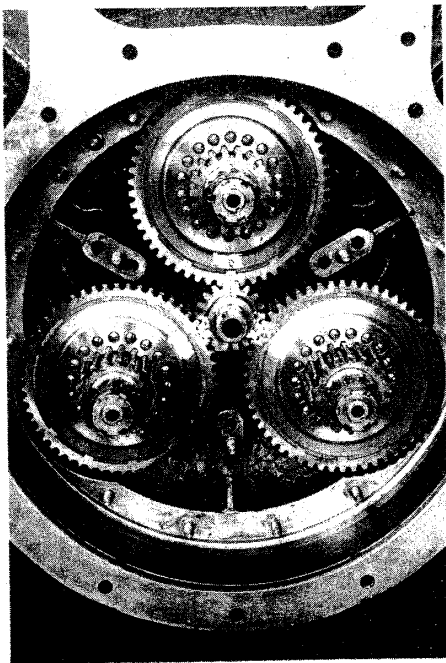
第 5 圖 翼車の圖

翼車外徑 350mm,  
翼先端の周速 211m/sec.

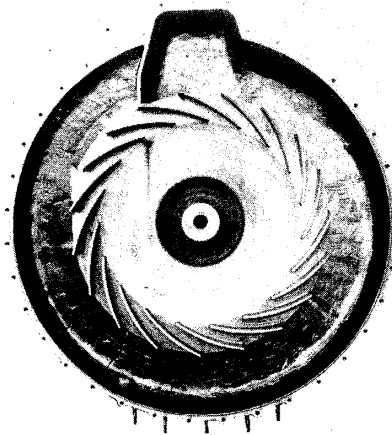
翼車正規回轉數  
11,510 r.p.m.

[發動機回轉數  
1,500 r.p.m.]

翼車は第5圖に見受けられる様に、一枚のディスクの両側に彎曲翼を取り付けたもので、其の外徑は 350mm であり、この回轉數は、第6圖に示してある様な齒車装置に依つて電動機回轉數の 7.67 倍になる。翼車の正規回轉數は 11,510 r.p.m. [これに相當する發動機回轉數は 1,500 r.p.m. である] で、その時の翼先端の周速は約 211 m/sec. である。第7圖に示してあるのが、導流翼と渦室で、渦室の最上部から吐き出された空氣が吐出管へ行く。



第6圖 齒車装置の圖



第7圖 導流翼と渦室の圖

測定すべきデータは、翼車の回轉數、壓縮機を回轉するに要する馬力、吸込壓力と溫度、吐出壓力と溫度、空氣量である。この中、翼車の回轉數  $n$  は電氣動力計の回轉數  $N$  を齒車比 7.67 倍して求められるし、壓縮機を回轉するのに要する馬力  $IP$  input も亦電氣動力計で測定出来る。吸込壓力  $p_s$  及び溫度  $t_s$  は第1圖には明示してないが、之は吸込管の2つに分れる直前即ち第4圖の A の部分に短い管を取付けて、此處で  $p_s$ ,  $t_s$  を測定した。吐出壓力と溫度は、第1圖に  $p_a$ ,  $t_a$  で示してある位置で測定した。之等の中、 $p_s$ ,  $p_a$  は水又は水銀のマノメーターを用ひ、 $t_s$ ,  $t_a$  は塞暖計を挿入して測定した。

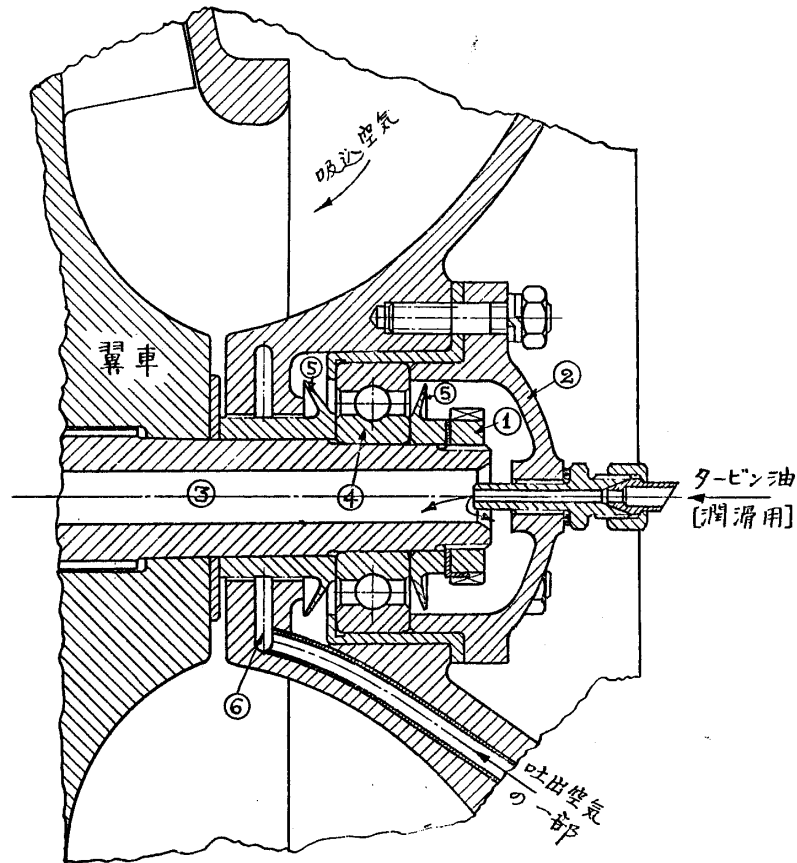
空氣量は Normdüse で測定する。之は、第1圖に示してある様に、兩側の壓力差  $p_1 - p_2$ ,  $p_1$ , 及び  $t_1$  を測定して置けば、その Normdüse の形に依つて定まつて居る定數に依つて空氣量が測定出来るのである。

實驗方法としては、スルース弁の開度を一定にして置き、電氣動力計の回轉數を變化させて、先づ翼車回轉數に對する吐出壓力、空氣量、全斷熱効率、溫度上昇、 $IP$  input 等の變

化を検べ、次にスルース弁の開度を變へて同様の實驗を 8, 9 回繰返す。斯様にして求めた曲線群から、回轉數の一定の場合の空氣量に對する吐出壓力、溫度上昇、全斷熱効率、 $HP$  input 等の變化即ち所謂性能曲線が得られるのである。

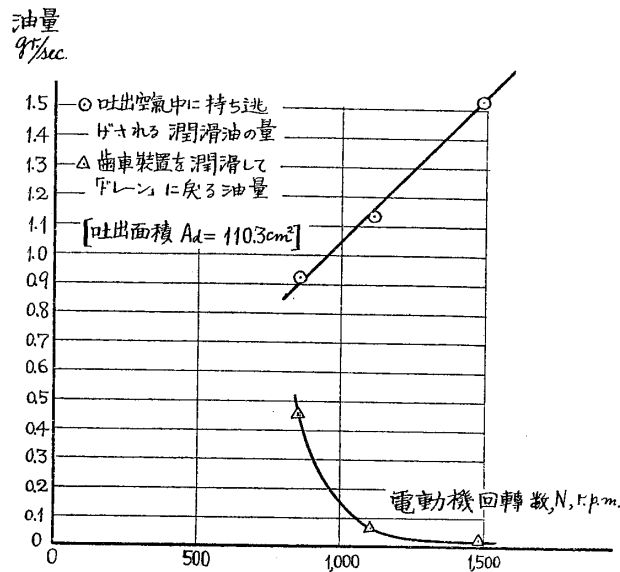
### 3. 實驗經過

性能試驗に先立ち、先づ掃除空氣壓縮機の摺り合せ運轉を 6 時間行つた。後愈々性能實驗に臨んで見ると、潤滑油が吐出空氣中に多量に出て來るので、その潤滑油の消費量を測定して見た所、正規回轉で 7.39 gr./B. HP/hr. と云ふ數字を得た。〔第 9 圖参照〕。それでも一應、この場合の性能實驗を一通り済ませた。



第 8 圖 潤滑油系を示す圖

この掃除空氣壓縮機の潤滑油は、第 8 圖に示してある様に、細管を通して翼車軸の中空部分に落ち、その一部分は軸の中空部を通つて齒車装置及び之に附隨する球軸承、ローラー軸承を潤滑し、他の一部は第 8 圖にも矢で示してある様に逆戻りをして②と云ふカバーの内



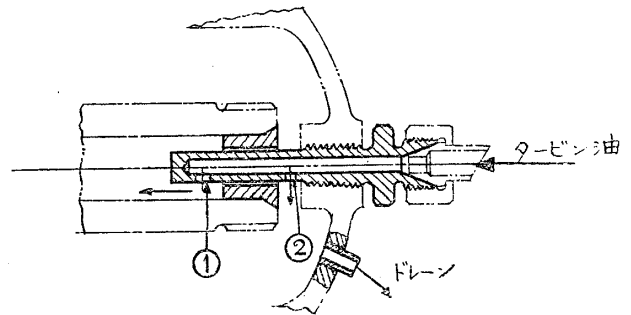
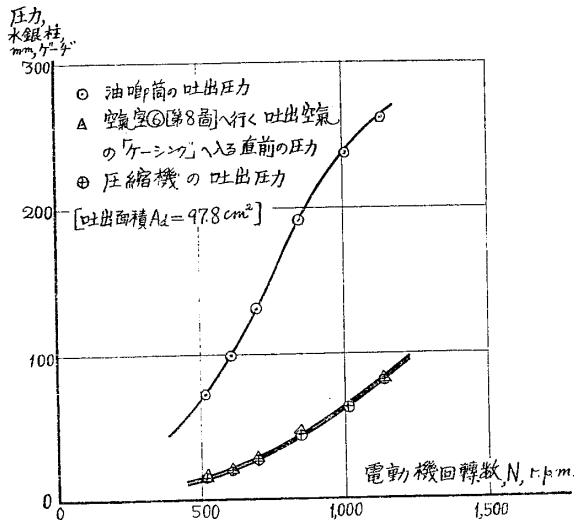
第 9 圖 「ナット」が油唧筒の作用をして居る場合の潤滑油の分布状態

部に溜り、之が球軸承④を潤滑する事になつて居る。⑤は油止めであるが、尙球軸承④を潤滑した油が翼車の吸込側へ引かれるのを防ぐ爲に、⑥と云ふ一つの空気室を設けて、これに吐出空気の一部を導いて、この空気の壓力で潤滑油を堰止めて翼車の方へ潤滑油の行く事を避ける様になつて居る。

始め、潤滑油が多量、吐出空気中に混つて出るのは⑥の空気壓力が足りないのかとも思つて居たが、富塚教授の御話して、第 8 圖に①と示したナットが遠心油唧筒の作用をして油を高壓にして居るのではないかと云ふ懸念を生じたので、②に小孔を開けて見た所、果して油が噴き出したので、全く①が油唧筒になつて居た事實が判明した。①は溝の切つてあるナットで、之が油唧筒の作用をして居れば、⑥に吐出空気の一部があつても、當然、油は翼車の方へ送り込まれる譯である。それでこの場合の吐出空気の壓力を⑥に行く配管のケーシングに入る直前で測定し、又②に小孔を開けて油唧筒の吐出壓力も測定して比較して見たのが、第 10 圖である。これで明らかな様に、油唧筒の吐出壓力の方が空気壓力より遙かに高いから、空気室⑥が一寸も働きをして居ない事が判明した譯である。

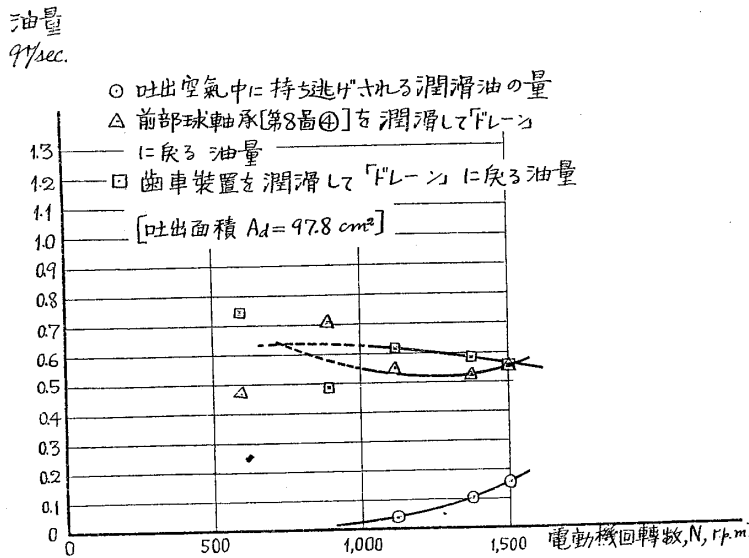
之に對する對策として、筆者等は第 11 圖に示してある様に給油方法を變更して見た。即ち第 11 圖で、タービン油は①及び②と云ふ小孔を通して流れ出し、翼車の軸には圖の様なブツシュを入れて①から出た油が油唧筒の吸込の爲に、逆戻りをせぬ様にした。尙②から流れ出た油はカバーの小孔からドレンされる様にした。①の小孔は  $3\text{mm}\phi$  で、②は最初の試みとして  $2\text{mm}\phi$  にして見た。

そして吐出空気中に持ち逃げされる油の量、小孔②から出て前部球軸承を潤滑する油の量、



第11圖 潤滑油の改良した給油装置

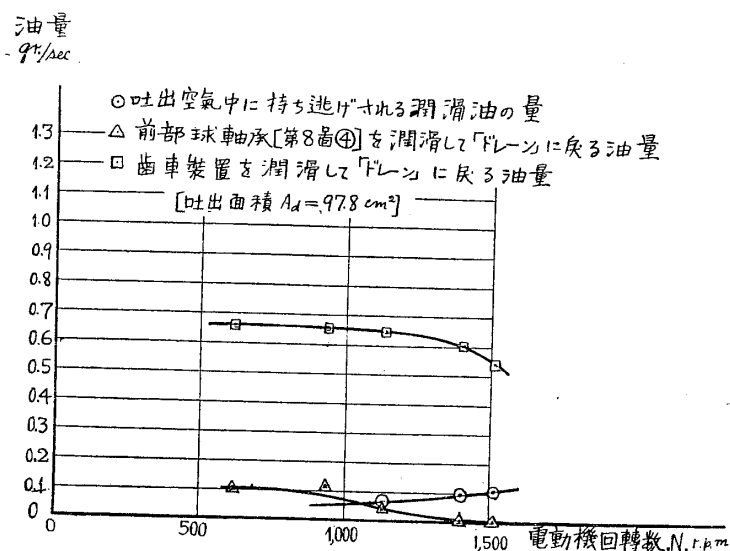
第10圖 「ナット」が油唧筒の作用をして居る場合の實驗



第12圖 改良した給油装置を用ひた場合の潤滑油の分布状態 [孔①: 3mmφ, 孔②: 2mmφの場合]

小孔①から出て歯車装置等を潤滑する油の量を測定して見た所、第12圖に示してある様になり潤滑油の吐出空気中に混つて出る量は 0.768 gr. B. HP/hr. と云ふ良好な成績になつた。併し乍ら、この場合は小孔①から出る油量と、小孔②から出る油量とは略同一であつて、②の方は唯一個の球軸承を潤滑すれば良いのに①から出た油は歯車装置及び之に附帯した數個の軸承を潤滑するので、上の様に油が小孔①と②に等分に分配されたのでは、小孔②からの潤滑油の量が多すぎるのである。それで更に第2段の改良として、②の小孔を 1mmφ に改良

した。この場合の實驗結果は第 13 圖であつて、之で始めて良好な潤滑油系が得られた事になる。〔潤滑油消費量は正規回轉數で 0.503 gr./B. HP/hr. となつた〕。



第 13 圖 改良した給油装置を用ひた場合の潤滑油の分布状態  
〔孔 ① : 3mmφ, 孔 ② : 1mmφ の場合〕

斯様にして、潤滑油の具合が良くなつたので、愈々壓縮機の性能試験に取り掛つた。

性能試験を終へてから、同じく逆回轉の性能試験をやつて見た。航空發動機用の掃除空気壓縮機としては、發動機を逆轉する事はないから、實際問題として、逆回轉の性能はあまり必要でないが、船用ディーゼルを掃除する壓縮機としては、逆回轉の性能は知らなければならぬ事項に屬する。この壓縮機の場合、逆回轉をすれば、曲線翼である爲に、翼車の入口及び出口に於ける速度線圖は全く不利なものとなり、大して意味が無いのであるが、それでも性能がどう變化するかを研究して置けば、後日何等かの役に立つかも知れないと考へて實驗して見た。

最後に、この壓縮機の連続運轉を 5 時間、2 時間半づゝ 2 回に分けて行つた。耐久運轉としては 5 時間では勿論短く、少くとも 50 時間位行ふ必要があるのであるが、正規回轉數で壓縮機を回轉する場合〔この場合の動力計の回轉數は 1,500 r.p.m. である〕、電氣動力計が 1,800 ~ 3,000 r.p.m. のものである關係上、定格電流 235 Amp. に對し 300 Amp. 位にして無理をして居るので、2 時間半が最長の時間であつて、之以上回轉を繼續すると配線又は動力計の絶縁を破る恐れが多分にあるので、連続運轉としては 5 時間に止めた。又假りに、電氣動力計の方が大丈夫であつたとしても、それでも電動機で靜肅運轉をするのと、發動機で變化するトルクの下に回轉するのとでは、非常な相異がある筈で、長時間の連続運轉は發動機で行つて始めて意味があると考へる。連続運轉をする目的は、大體、壓縮機の振動に對する翼車



の耐久性、熱即ち温度上昇に対する各部の耐久性及び軸承の耐久性の3つが主であると考へられる。之中、熱に対する耐久性の方は上述の5時間の運轉で十分保證されると思ふ。振動と軸承の耐久性の方は、實際に發動機で長時間回轉して見ないと判らない問題であらう。

#### 4. 實驗結果と其の考察

實驗結果を述べるに先立ち、性能試驗成績中に用ひて居る言葉（例へば全斷熱効率、温度上昇、壓縮比等）の意味を明らかにして置かう。

$$\text{全斷熱効率} = \frac{\gamma R w T_s}{75(\gamma - 1)} \left\{ \left( \frac{p_a}{p_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} \dots\dots\dots(1)$$

壓縮機への HP input

茲に  $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$  の値〔空氣では 1.408〕

$R =$  瓦斯恒數〔空氣では 29.27〕

$w =$  空氣量, kg/sec.

$p_a =$  吐出壓力 (絶對)

$p_s =$  吸込壓力 (絶對)

$T_s =$  吸込側の絶對温度, °C

即ち分子は  $p_s$  から  $p_a$  まで  $w$  kg/sec. の空氣を斷熱壓縮するのに壓縮機の要する理論的の馬力であり、之を實際に要した馬力（之には齒車装置等を傳動する馬力も含んで居る）で割つたものが全斷熱効率である。

温度上昇  $T_a - T_s$  と記してあるのは、吐出口温度  $T_a$  と吸込口温度  $T_s$  との差である。

又壓縮比  $r$  と記したものは、吐出壓力  $p_a$  をその時の大氣壓  $p_a$  で割つたものである。本來の意味からは、壓縮比としては  $p_a/p_s$  を採用すべきであるかも知れないが、實際に壓縮機を使用する上からは、 $p_a/p_a$  の値を知つて居る方が遙かに便利であるから、之の比を假に壓縮比、 $r$  と名付けて使用する事にした。

尙 HP input と記してあるのは、壓縮機を傳動するに要する全體の馬力であつて、之には壓縮機の齒車装置を傳動する馬力も含んで居る。即ち、これは電氣動力計で測定した馬力の事である。斷熱温度効率としてあるのは、

$$\frac{\text{斷熱壓縮に要する仕事}}{\text{實際の壓縮に要する仕事}} = \frac{T_a - T_s}{T_a - T_s} \dots\dots\dots(2)$$

茲に  $T_a =$  斷熱壓縮の場合の壓縮後の温度で定義せられるもので、之には全斷熱効率と違つて齒車装置等を傳動する仕事が含まれて居ない。之は温度だけで算出するので、實驗結果はあまり良好ではないけれども、參考の爲記

す事にした。

(1) 性能試験結果 (潤滑油消費量の少ない場合)

これは、潤滑油の吐出空気中に混つて發動機の方へ行く量が最も少くなる様に工夫した時の実験結果で、之が求める性能試験結果なのである。

(1.1) 回轉數に對する性能

第 14 圖～第 20 圖に示してあるのが、夫々翼車の回轉數に對する全斷熱効率、吐出壓力、空氣量、 $HP$  input、溫度上昇、壓縮比、斷熱溫度効率等の變化を示す圖である。

全斷熱効率は回轉數に對して平らな曲線であつて、最大 71 % の程度である。斷熱溫度効率とあるのは、前述した様に、溫度上昇の方から求めたもので、この結果はあまり良好でないが、参考の爲載せて見た。之の斷熱溫度効率の方では數値が多少大きくなつて居るのは、之には齒車裝置等を傳動する馬力を含んで居ないから、當然である。

吐出壓力は回轉數に對して、2 乗の變化をする事は既に理論的に示されて居る。<sup>(2)</sup> 之を確かめる爲に第 21 圖に示してある様に壓力上昇を回轉數に對して對數的にプロットして見た。その結果は同圖に見受けられる様に、2.01～2.18 乗の程度である事が知れた。之の場合、吐出面積  $A_d$  の中間の値の處で、指數  $x$  が大きく出て居るのは、この邊は設計に近い速度線圖を持つて居るから、衝突損失、渦流損失、摩擦損失等が少く、従つて回轉數に對して壓力上昇の得られ易い事を裏書して居る譯である。

溫度上昇  $T_a - T_s$  の方も亦回轉數に對して 2 乗で變化する事は近似的に示されて居るが、<sup>(3)</sup> 之も第 22 圖の様に對數的にプロットして確かめて見た處 2.15～2.31 の間にある事が知れた。之の場合も  $A_d$  の大きい處で、指數  $y$  の値の小さい事が前と全く同様の考へ方から云へるのである。之等の推察をもう少し量的に研究すれば尙面白いと思ふが、之は今後研究して行く積りである。併し乍ら、種々の損失は計算に載せ難いから、或は解析は出來ない事柄かも知れない。

壓縮機の翼を回轉させるに要する馬力は、翼車回轉數の 3 乗に比例する事は既に知られて居る。併し乍ら、この實驗に於ける  $HP$  input の中には、齒車裝置の傳動馬力、軸承摩擦等を含んで居るから、 $HP$  input から之等を取り去つたものに就き回轉數に對し對數的にプロットして始めて意味がある。我々の場合、齒車裝置の吸収する馬力、軸承摩擦等は判つて居ないので、馬力が回轉數の何乗になるかは檢べない事にした。

次に空氣量であるが、之は第 16 圖にも明らかな様に回轉數に比例して居り、回轉の非常に

(2) Kearnton: Turbo-blowers and compressors, 頁 64～65.

(3) G. V. Brooke, Performance Test of certain Experimental Designs of Diffuser and Impeller in a centrifugal Supercharger, with particular Reference to their influence upon Surging. R. & M. No. 1503.

高い處で始めて多少の減少を示して居る。

### (1.2) 空氣量に對する性能

之は前にも述べた様に、回轉數に對する性能曲線からプロットし直して作つた曲線で、第 23 圖～第 28 圖に示してある。普通、性能曲線と云ふのは之を意味して居る。

第 23 圖に見受けられる様に、普通の壓縮機同様、全斷熱効率は空氣量の増加と共に増し、あまり空氣量が増すと再び減少して來る。

第 24 圖の吐出壓力も、種々の翼車回轉數に對して良く似た形狀を示して居り、之も空氣量の或る値で最大値に達する事は、普通の性能曲線と同様である。

IP input は第 25 圖に示してある様に、空氣量が増加すれば或る點で飽和し、再び減少して來るのであるが、Normdüse の通路面積の關係で、より空氣量の多い場合は實驗出來なかつた。

溫度上昇の方は、第 26 圖の様に、空氣量を絞る程高く、空氣量の増加と共に減少するが、減少の割合も段々と薄らいで傾斜の緩い曲線になつて來る。

第 29 圖は第 23 圖と全く同一のものであるが、之は翼車の回轉數の數多の値に就いて何本も曲線を引いたもので、これから第 30 圖に示してある様に全斷熱効率の等しくなる様な點線が得られる。

### (1.3) 吐出面積に對する性能

之は空氣量に對する性能と同性質のもので、あまり意味はないが、參考の爲描いたもので、第 31 圖～第 36 圖が之である。

## (2) 逆回轉の場合の性能試験結果

之も吐出空氣中の潤滑油の少い場合の實驗で、前述した通りそれ程重大な意味はないが、それでも斯様な事を調べて置けば、他日ある性能を加味したい場合に、どう云ふ設計にすれば良いか等を考へる點で何等かの參考になるかも知れない。

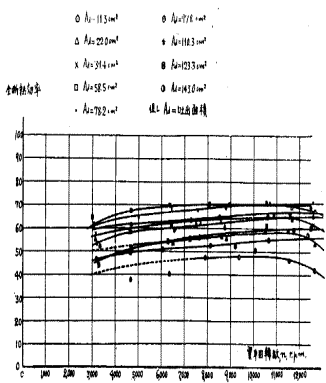
### (2.1) 回轉數に對する性能

第 37 圖～第 42 圖が之である。

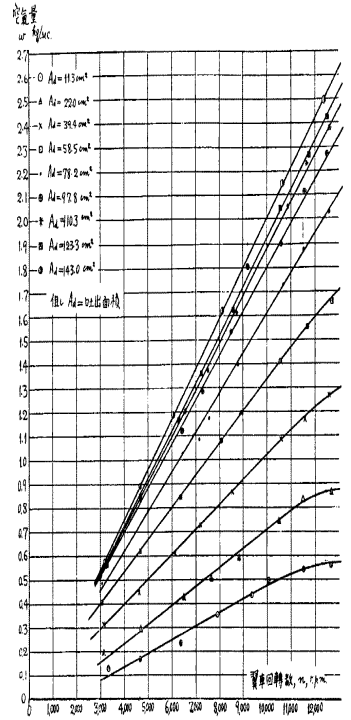
全斷熱効率は當然の事とは云ひ乍ら、前の正回轉の場合の最大 71% に比し、最大 14.5% と云ふ低い値である。其の外、吐出壓力、空氣量、IP input 等熱れも低いのは當然である。

回轉數に對し、矢張り空氣量は直線的に變化して居る事が、第 39 圖から知れる。

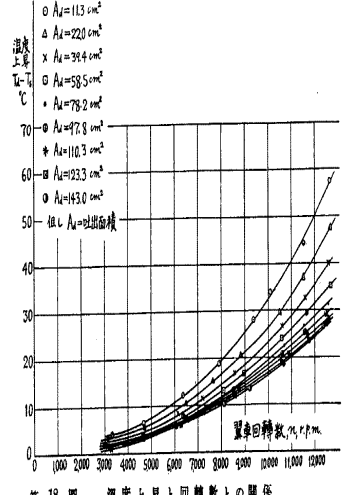
吐出壓力の回轉數に對する關係を、對數的にプロットすると、第 43 圖の様になり、之の場合には 1.91～2.05 乗の程度で、正回轉の場合に比して指數  $x$  の値が多少小さい。之は逆回轉であるから、速度線圖が翼の入口及び出口で共に具合悪くなつて居り、種々の損失が増して壓力が上昇しにくくなる事を意味して居る。吐出面積  $A_d$  を大きくした場合に、始めて  $x$  が



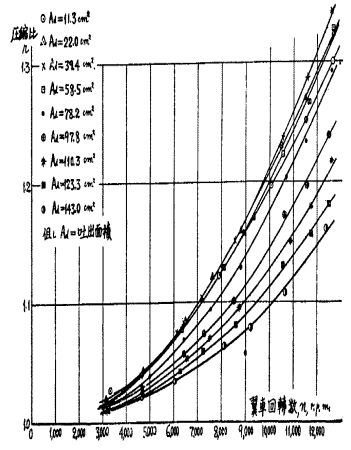
第 14 圖 全熱効率と回転数との関係



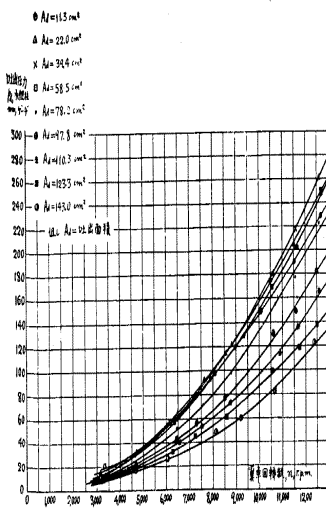
第 16 圖 空気量と回転数との関係



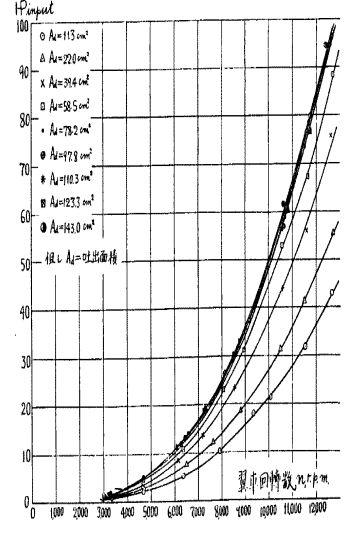
第 18 圖 温度上昇と回転数との関係



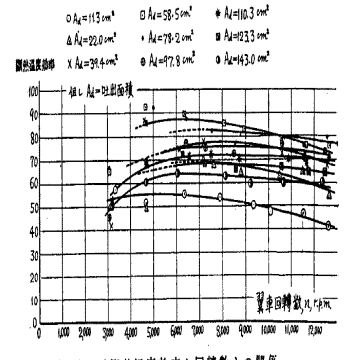
第 19 圖 圧縮比と回転数との関係



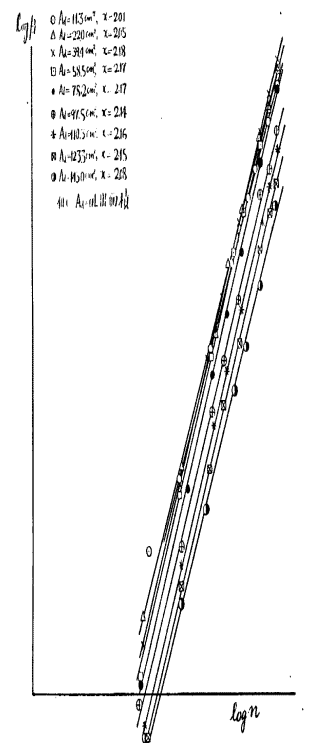
第 15 圖 吐出壓力と回転数との関係



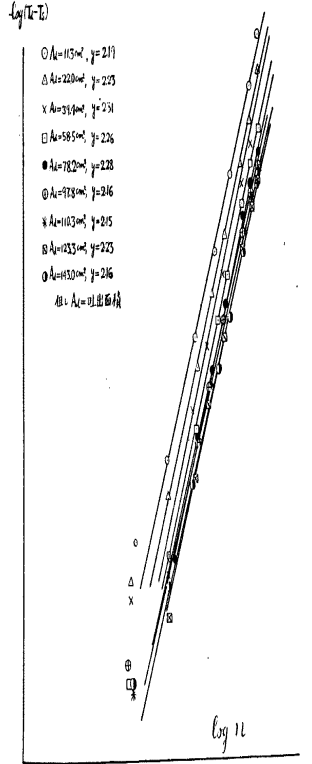
第 17 圖 IP input と回転数との関係



第 20 圖 全熱効率と回転数との関係

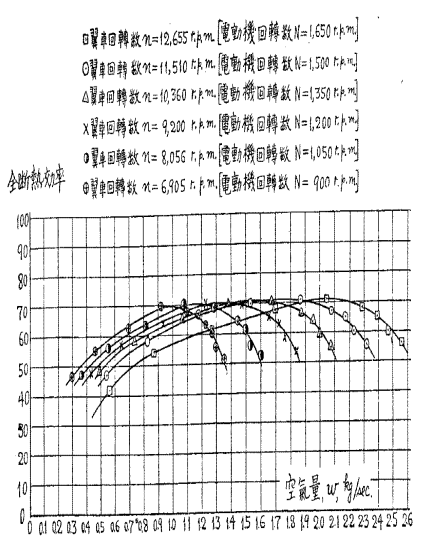


第 21 圖 壓力上昇と回転数との関係  $P_0 = A n^2$  (n=翼車回転数)

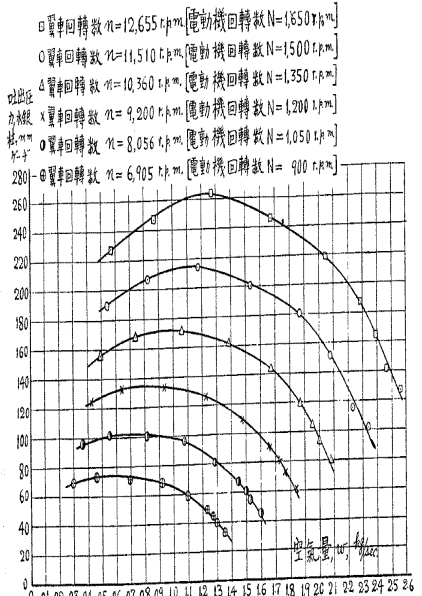


第 22 圖 温度上昇と回転数との関係  $T_4 - T_3 = B n^3$  (n=翼車回転数)

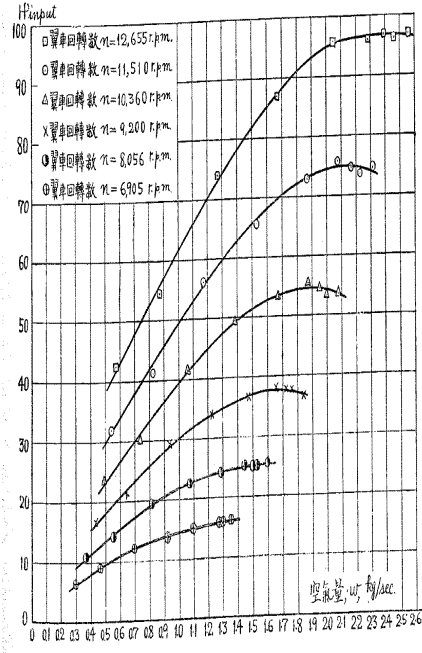
(特殊空気壓縮機の性能試験附図) 1



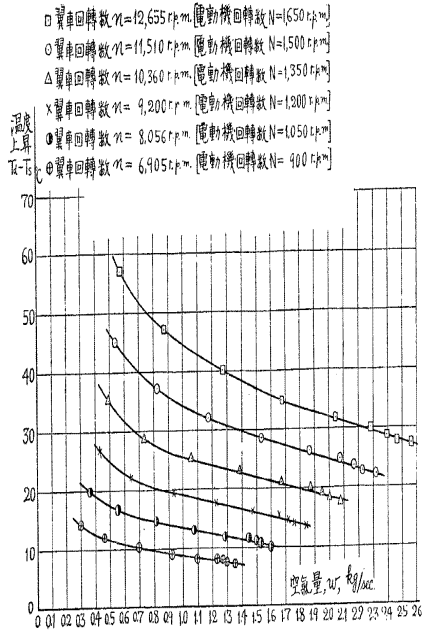
第 23 圖 全熱効率と空気量との関係



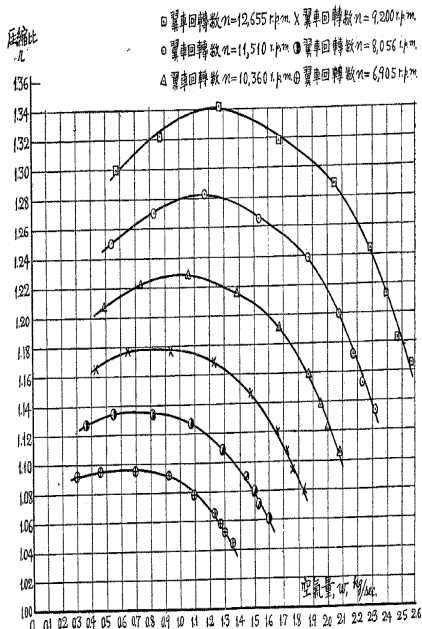
第 24 圖 吐出壓力と空気量との関係



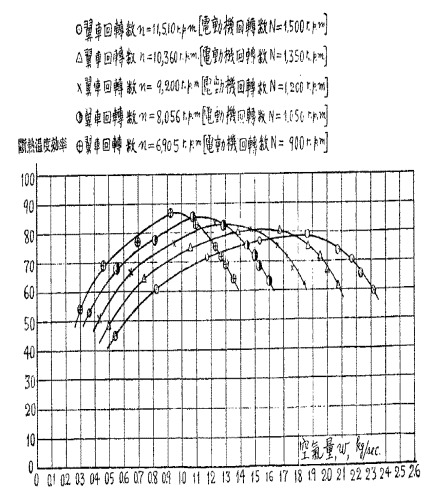
第 25 圖  $P_{input}$  と空気量との関係



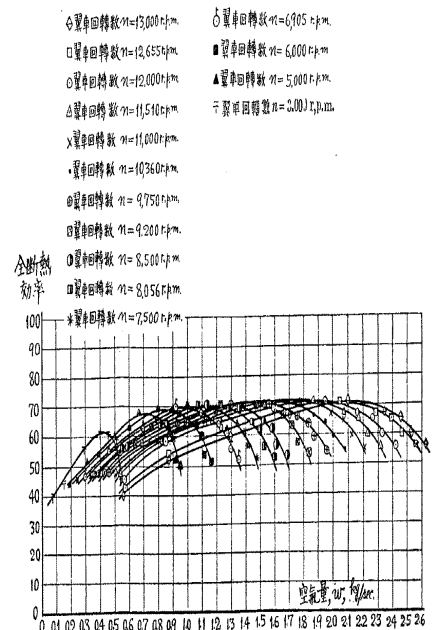
第 26 圖 温度上昇と空気量との関係



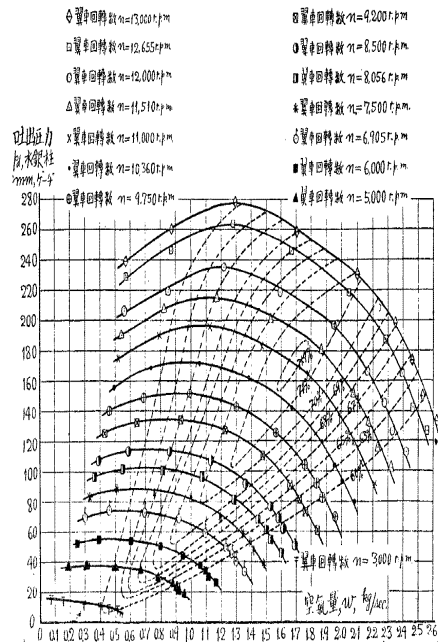
第 27 圖 圧縮比と空気量との関係



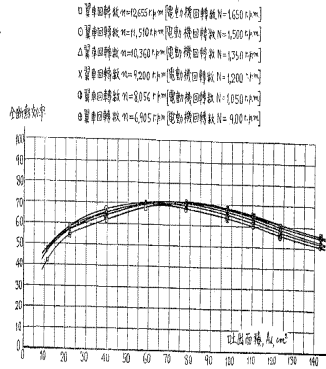
第 28 圖 断熱温度効率と空気量との関係



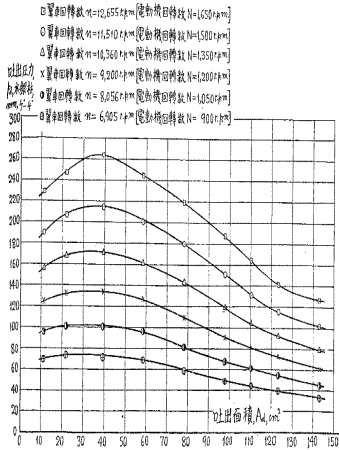
第 29 圖 全熱効率と空気量との関係



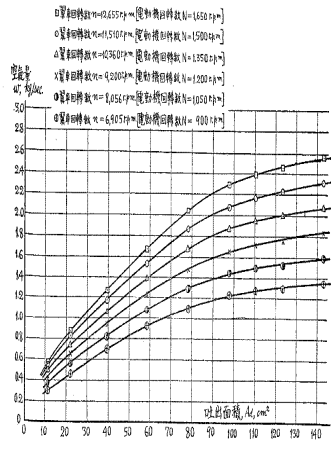
第 30 圖 吐出壓力と空気量との関係及び等全熱効率曲線



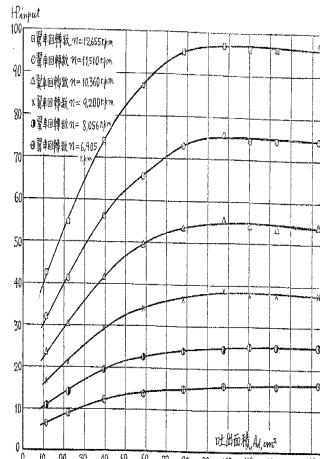
第31圖 全熱効率と吐出面積との關係



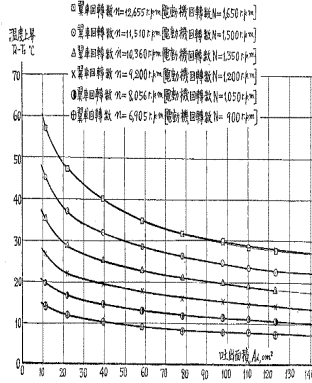
第32圖 吐出壓力と吐出面積との關係



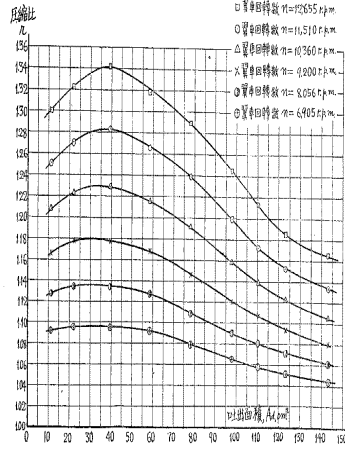
第33圖 空気量と吐出面積との關係



第34圖 IP inputと吐出面積との關係

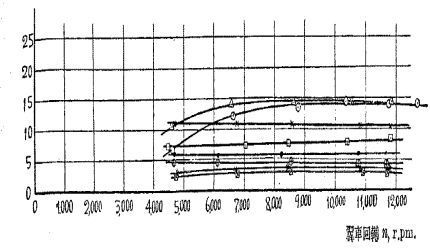


第35圖 温度上昇と吐出面積との關係

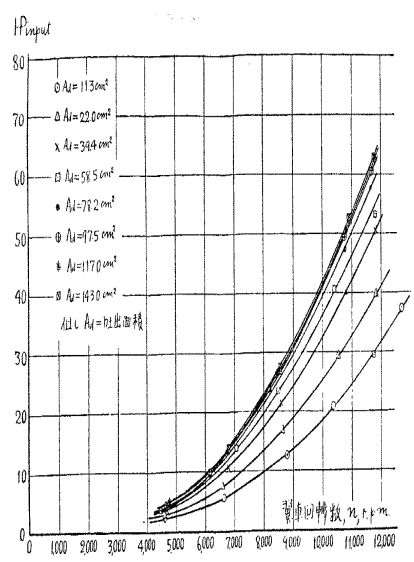


第36圖 圧縮比と吐出面積との關係

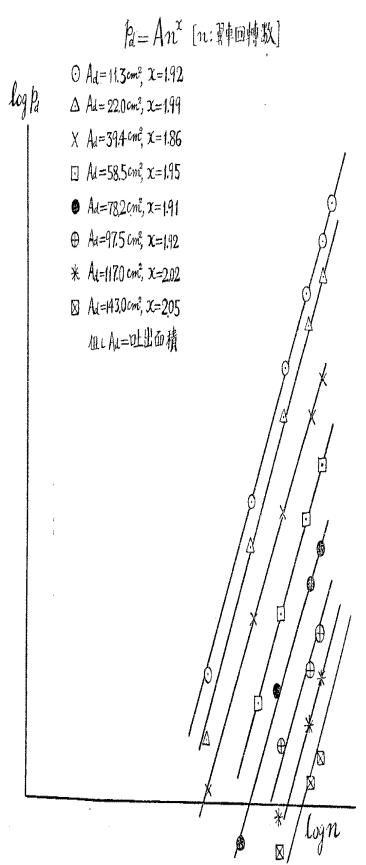
- $A_d=113 \text{ cm}^2$
- △  $A_d=220 \text{ cm}^2$
- ×  $A_d=394 \text{ cm}^2$
- $A_d=585 \text{ cm}^2$
- $A_d=782 \text{ cm}^2$
- ◎  $A_d=975 \text{ cm}^2$
- \*  $A_d=1170 \text{ cm}^2$
- ⊠  $A_d=1430 \text{ cm}^2$
- 組し  $A_d$  = 吐出面積



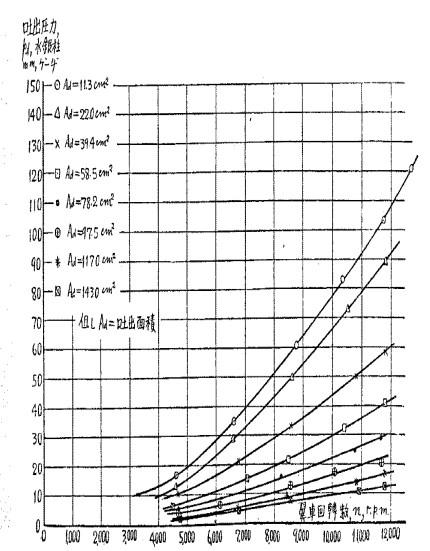
第 37 圖 全蓄熱効率と回転数との関係 (逆回転の場合)



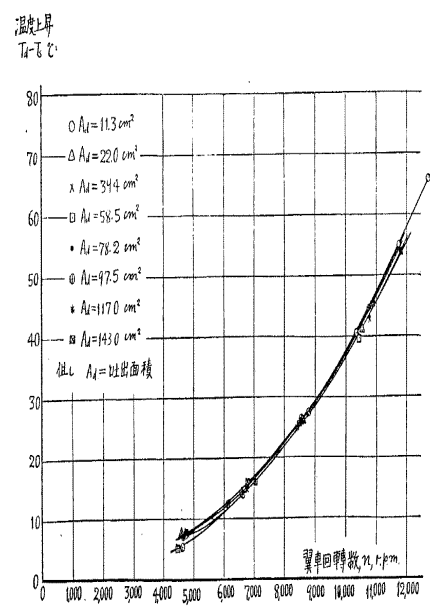
第 40 圖  $P_{input}$  と回転数との関係 (逆回転の場合)



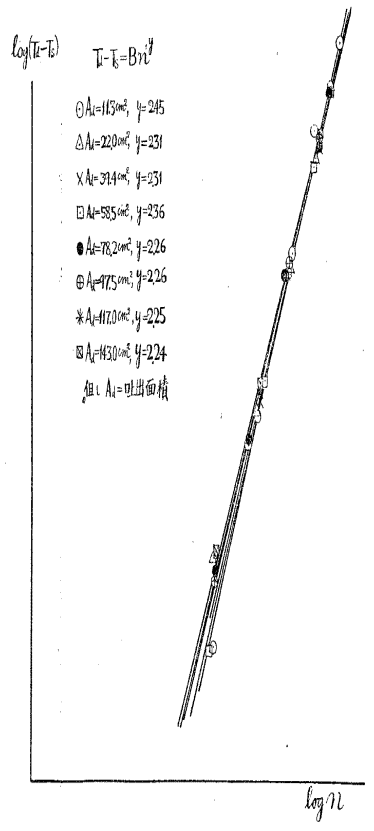
第 43 圖 壓力上昇と回転数との関係 (逆回転の場合)



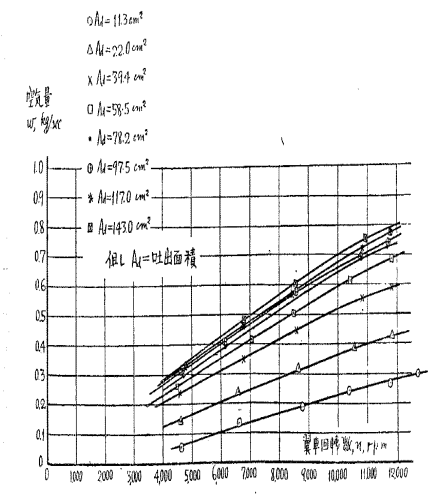
第 38 圖 吐出圧力と回転数との関係 (逆回転の場合)



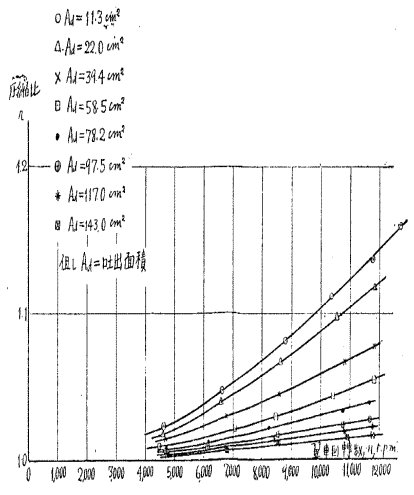
第 41 圖 温度上昇と回転数との関係 (逆回転の場合)



第 44 圖 温度上昇と回転数との関係 (逆回転の場合)



第 39 圖 空気量と回転数との関係 (逆回転の場合)



第 42 圖 圧縮比と回転数との関係 (逆回転の場合)

2以上になつて居るのは、 $A_a$ が大になつて空気が増せば、衝突損失、渦流損失等が割合に小さくなるので、圧力が上昇し易いのであらうと考へる。

温度上昇は回転數に對して第44圖に示してある様に、2.24~2.45乗の變化をする。この場合、 $A_a$ の小さい程指數の大きいのは、前にも述べた様に衝突損失、渦流損失が空気の少ない處で割高であるから、温度上昇を來し易い事で説明出来るし、之の事で $A_a$ の大きい處で指數の減少して居る事も説明出来る。

更に温度上昇を正回転の場合に比べて見ると〔第22圖、第44圖参照〕、指數 $y$ の値が逆回転の方が大きい。之も種々の損失が逆回転の方が大きいから、當然であると思ふ。

### (2.2) 空気に對する性能

之は第45圖~第49圖に示してあるものである。之中、最も興味のあるのは、温度上昇と空気の關係(第48圖)であつて、之は正回転の場合に較べて、空気が増しても温度上昇が殆んど一定と云ふ特性である。たゞ回転數が高い場合( $n=11,510$  r.p.m.の場合)には、稍正回転の場合の特性を持つて居る。

之の温度上昇の特性が、正回転と逆回転の場合とでかくも違つて來た理由としては、次の様に考へれば良いと思ふ。即ち正回転の場合には、壓縮機は種々の損失の少ない状態で働いて居る。それでも尙、空気の豫定の量の所では、翼の入口及び出口の衝突損失、渦流損失は最も少ないのであつて、空気が減少して來ると、速度線圖の影響が効き方が著しいから、逆回転の場合よりも衝突損失、渦流損失の増し方が甚しい。之等の損失は温度上昇となつて表はれる譯であるから、正回転の場合には第26圖に示してある様に、温度上昇が空気の多少で非常に違つて來るのである。之に反して、逆回転の場合は、状態が始めから不利なのであつて、即ち始めから衝突損失、渦流損失が非常に大きいから、空気の多少に依る損失の増減は殆んど影響がないのである。それでもつて、第48圖の様に温度上昇が空気に對して平らになつたのである。

其の他の性質に關しては、あまり眼新しい事柄も見出せない。

### (3) 吐出空気に潤滑油の多い場合の性能試験結果

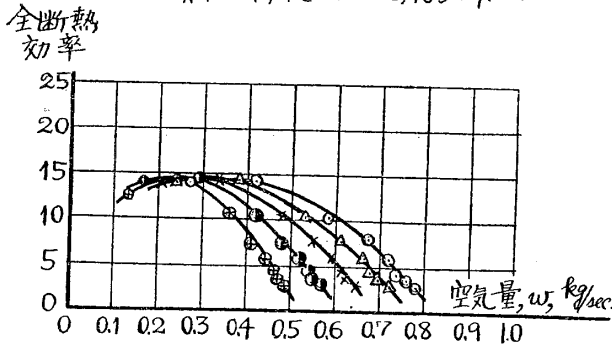
之の實驗は、最初に行つたもので、性能試験としては失敗に屬するものであるが、吐出空気に潤滑油等の多く混つた場合、壓縮機の性能がどう變化するかを見る上に、一つの參考になると思つて附記する。

氣化器を吸込み側に取り付ける遠心過給器では、ガソリンが吐出空気に混る事に依り、其の吐出壓力が多少増加する事が既に知られて居る。<sup>(4)</sup>

(4) G. V. Brooke, Effect of Fuel Evaporation on Performance of a Centrifugal Super-charger, R. & M. No. 1574.



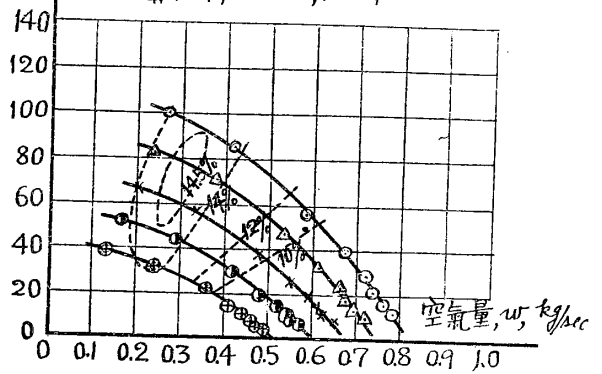
- 翼車回轉數  $n=11,510$  r.p.m.
- △翼車回轉數  $n=10,360$  r.p.m.
- ×翼車回轉數  $n=9,200$  r.p.m.
- 翼車回轉數  $n=8,056$  r.p.m.
- ⊕翼車回轉數  $n=6,905$  r.p.m.



第45圖 全断熱効率と空気量との関係  
〔逆回轉の場合〕

- 翼車回轉數  $n=11,510$  r.p.m.
- △翼車回轉數  $n=10,360$  r.p.m.
- ×翼車回轉數  $n=9,200$  r.p.m.
- 翼車回轉數  $n=8,056$  r.p.m.
- ⊕翼車回轉數  $n=6,905$  r.p.m.

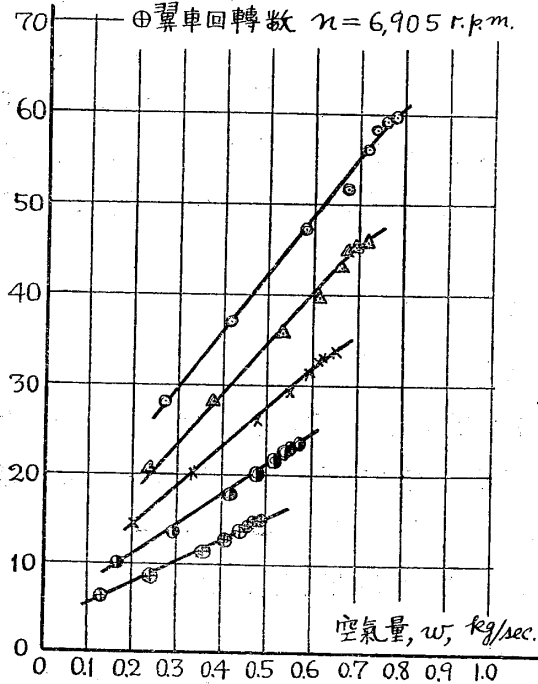
吐出壓力  
 $p_2$ , 水銀柱  
mm, 寸



第46圖 吐出壓力と空気量との関係  
〔逆回轉の場合〕

- 翼車回轉數  $n=11,510$  r.p.m.
- △翼車回轉數  $n=10,360$  r.p.m.
- ×翼車回轉數  $n=9,200$  r.p.m.
- 翼車回轉數  $n=8,056$  r.p.m.
- ⊕翼車回轉數  $n=6,905$  r.p.m.

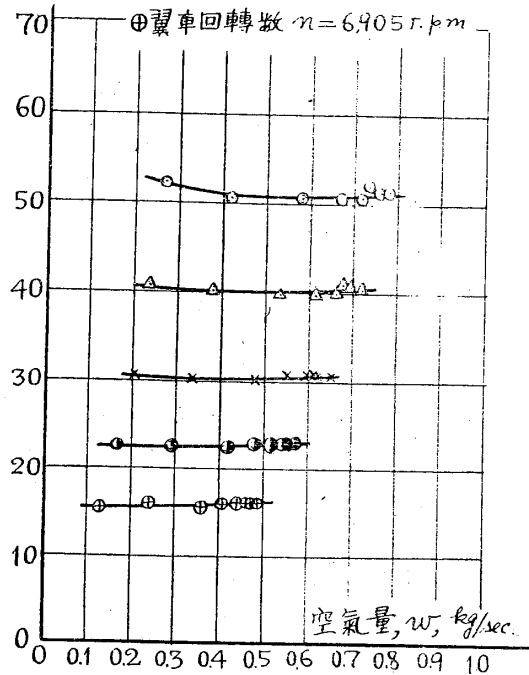
$H_{input}$



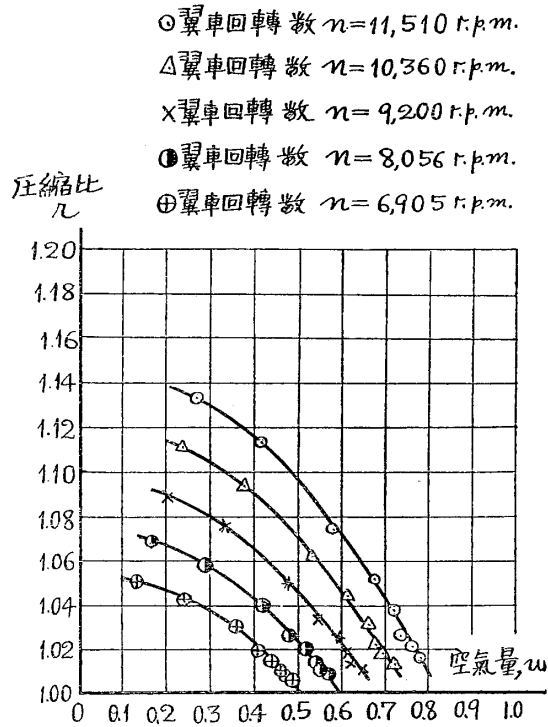
第47圖  $H_{input}$  と空気量との関係  
〔逆回轉の場合〕

- 翼車回轉數  $n=11,510$  r.p.m.
- △翼車回轉數  $n=10,360$  r.p.m.
- ×翼車回轉數  $n=9,200$  r.p.m.
- 翼車回轉數  $n=8,056$  r.p.m.
- ⊕翼車回轉數  $n=6,905$  r.p.m.

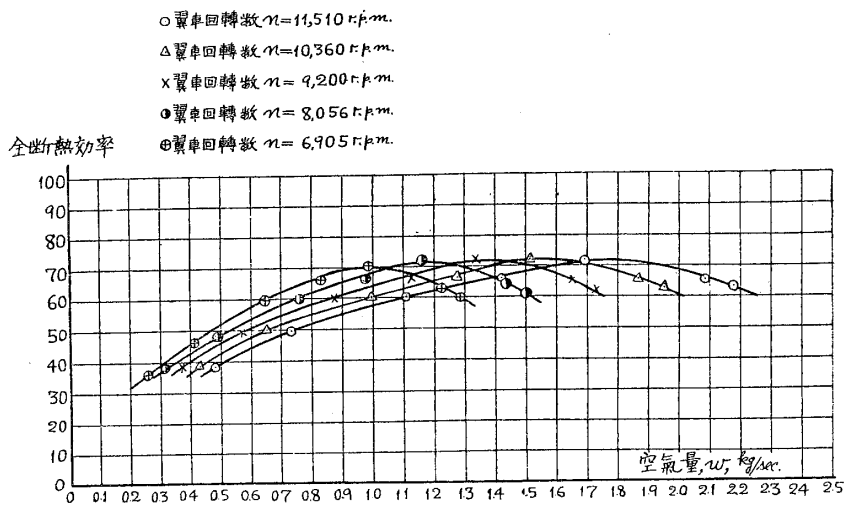
溫度上昇  
 $T_2 - T_3$  °C



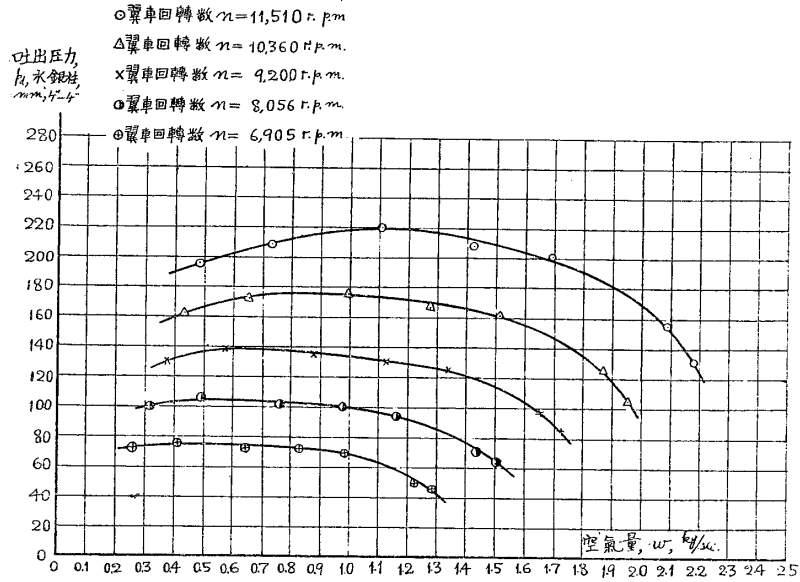
第48圖 溫度上昇と空気量との関係  
〔逆回轉の場合〕



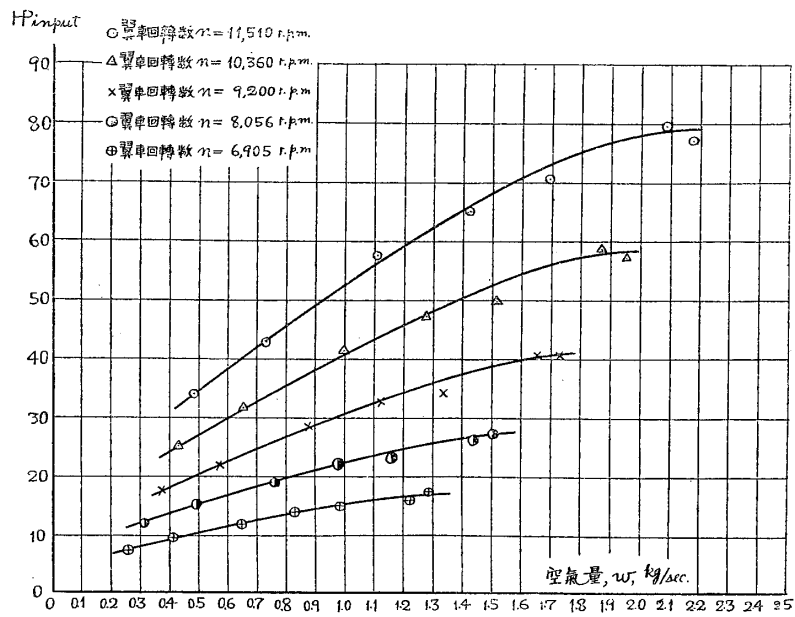
第49圖 壓縮比と空氣量との關係  
〔逆回轉の場合〕



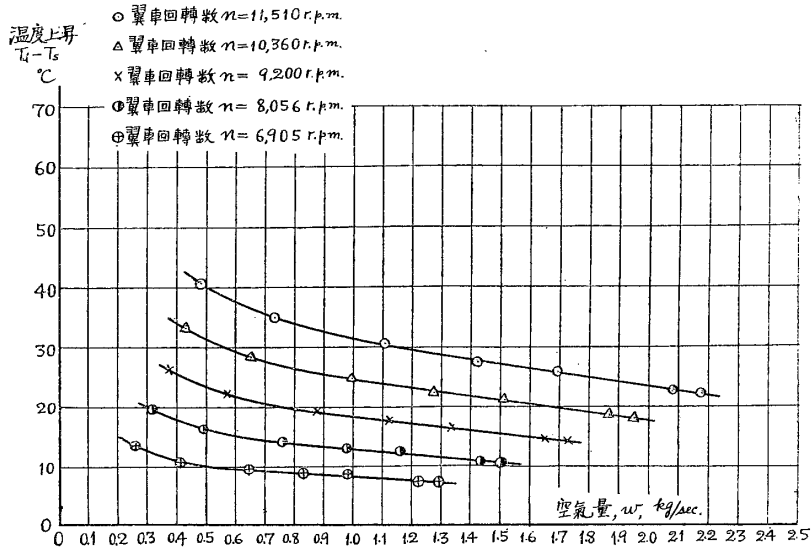
第50圖 全斷熱效率と空氣量との關係



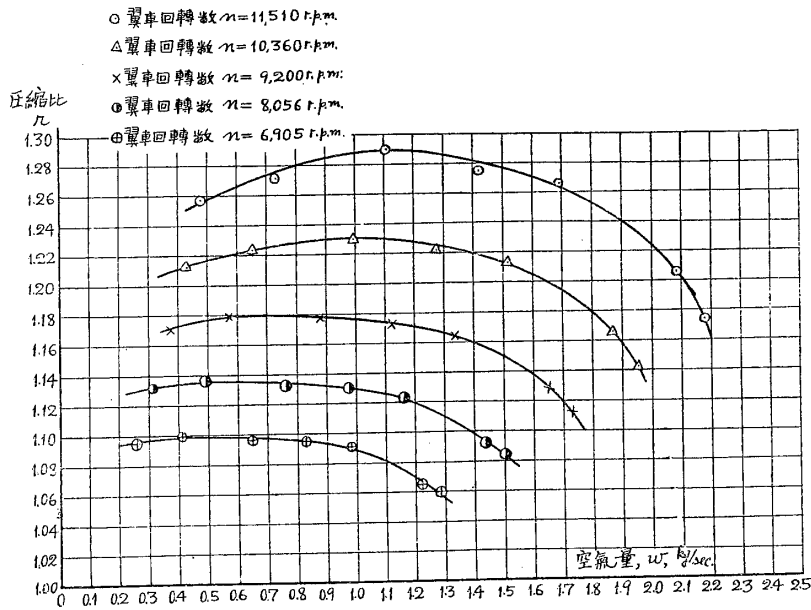
第 51 圖 吐出圧力と空気量との関係



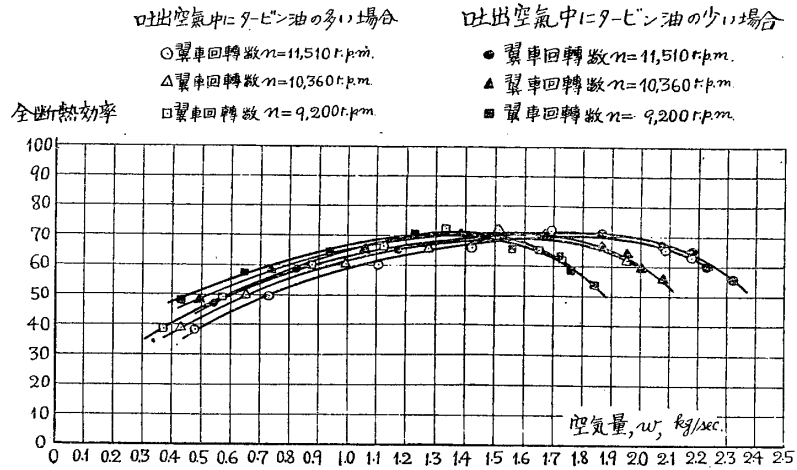
第 52 圖  $H_{input}$  と空気量との関係



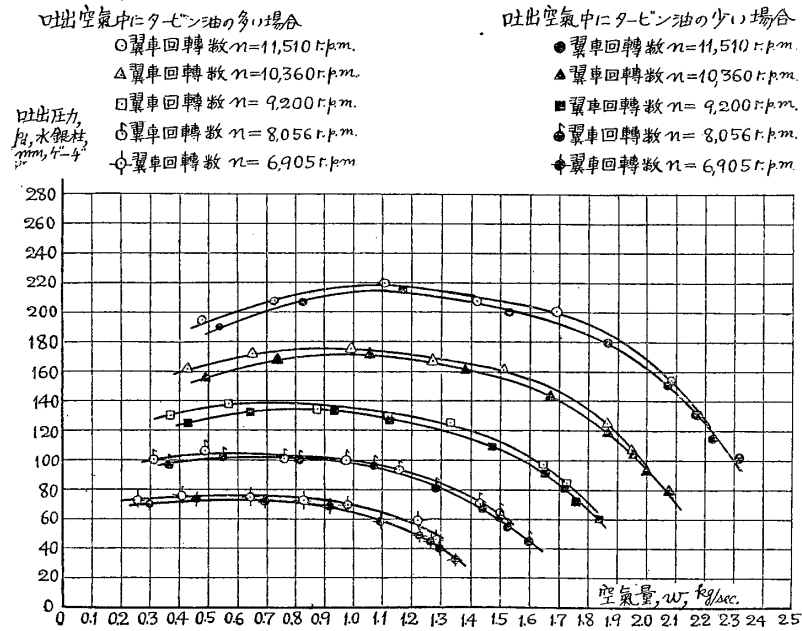
第53圖 温度上昇と空気量との関係



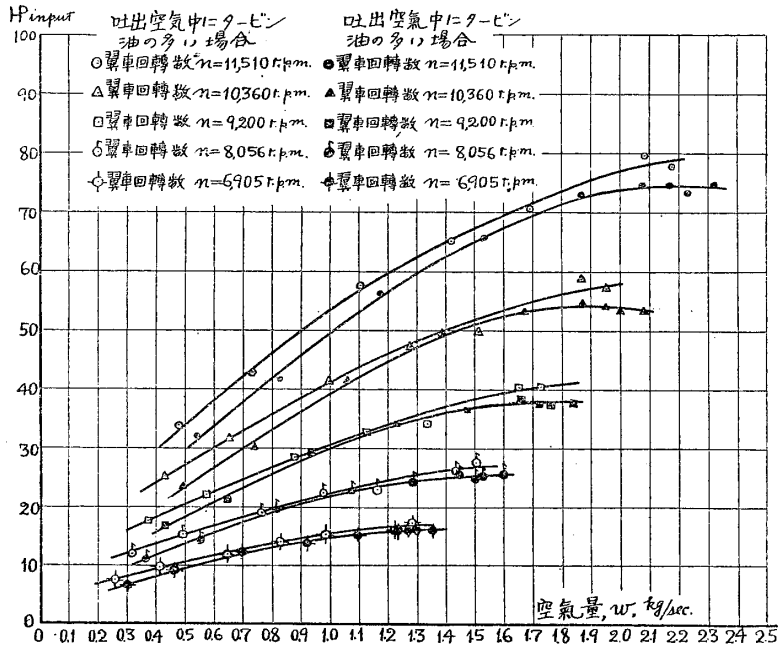
第54圖 圧縮比と空気量との関係



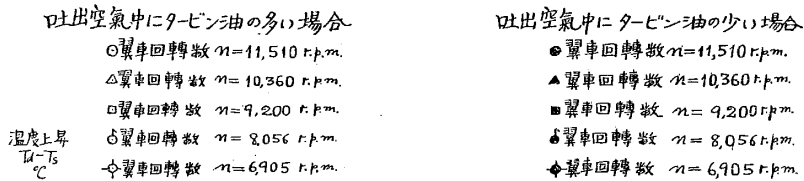
第 55 圖 吐出空気中のタービン油の多少に依る全断熱効率の變化



第 56 圖 吐出空気中のタービン油の多少に依る吐出圧力の變化



第 57 圖 吐出空気中のタービン油の多少に依る HP input の變化



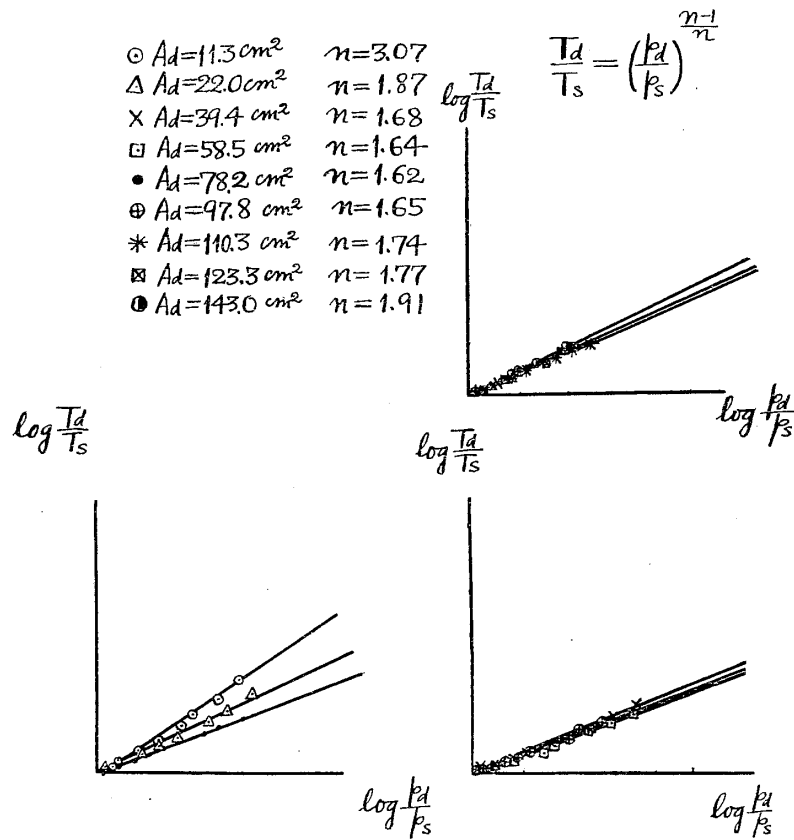
第 58 圖 吐出空気中のタービン油の多少に依る温度上昇の變化

タービン油が吐出空気中に多く混つて居る場合の空気量に対する性能曲線は第50圖～第54圖に示してある。之を吐出空気中にタービン油の少ない場合に比較して見たのが、第55圖～第58圖である。之等の圖から明らかな様に、タービン油が吐出空気中に多量にある場合の方が吐出圧力は大きく、温度上昇は低い。又  $IP$  input は増し、全断熱効率は減少して居る。之は一考へて見ても當然の氣がする。それは、潤滑油の多い場合には、その蒸發にそれだけ熱を取られるから、温度上昇は少なくなつて、その代り吐出圧力は潤滑油の蒸氣に依つて増加する譯である。

この事は、タービン油蒸氣の定壓比熱と蒸發熱とを知れば、もつと數量的に解析出来ると思ふけれども、タービン油の上述の性質が不明であるので、茲には述べない事にする。之の問題に關しては、後日機會あれば氣化器と燃料に依つて詳しく調べて見たいと思つて居る。

(4) ポリトロピック變化に就て

吐出空気中にタービン油の量の少ない場合の性能試験結果に於て、そのポリトロピック變化の指數を検べる事は、意味のある事柄であらう。即ち



第59圖  $\log \frac{T_d}{T_s}$  と  $\log \frac{P_d}{P_s}$  との関係

$$\frac{T_a}{T_s} = \left( \frac{p_a}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} \dots\dots\dots(3)$$

の關係に於て、 $T_a$ 、 $T_s$ 、 $p_a$ 、 $p_s$  は實測した値があるから、之から對數的に  $T_a/T_s$  と  $p_a/p_s$  の關係をプロットして  $n$  の値を決める事が出来る譯である。斯様にして決定した  $n$  の値は、吐出面積  $A_d$  の大小に依つて第59圖の様に變化する。即ち  $n$  は  $A_d$  が小さい所で大で、 $A_d$  が増せば最小點を生じ、後再び大きくなる。又、空氣の  $\gamma \doteq 1.41$  であるから、之に比べて  $n$  は皆大きく出て居る。之の事は冷却しない壓縮機では當然の事である。即ち冷却しない壓縮機では、摩擦損失、衝突損失、渦流損失に依つて、空氣中に熱が発生し、ある壓力に於ける溫度が、等エントロピー斷熱變化の場合よりも大きくなる。その結果、ある壓力に於ける空氣の體積が増加するから、 $p-v$  線圖に於て  $\int v dp$  が増加し、換言すれば  $n$  が  $\gamma$  よりも大きな値を示す事になるのである。<sup>(5)</sup>

次に  $A_d = 58.5\text{cm}^2 \sim 97.8\text{cm}^2$  の處で  $n$  が極小になつて居る事は、之までも屢々述べた様に、之の邊を狙つて設計してあるのであるから、渦流損失、衝突損失等が少く、従つて  $n$  が極小値を示して居ると考へられる。

## 5. 結 言

以上種々の實驗結果及び之等に對する推論を述べて來たが、まだ十分研究し盡してない箇所も多い。茲に取敢へず實驗結果を報告する次第である。

終りに、實驗に關して種々御指導下されたる富塚教授に謹んで感謝の意を表する。尙この壓縮機の分解、組立に便宜を與へて下された成田豊二氏並びに實驗裝置の設計、組立をされた柳澤技手、松崎技手に厚く御禮申し上げる。

(5) Kearton, Turbo-blowers and Compressors, 頁 35.