

航空用 Roots Supercharger の性能実験

柴 田 浩⁽¹⁾
大 空 金
尾 上 伍 次 市

目 次

1. 緒 言	1057
2. 実験に供した Roots Supercharger の詳細	1058
3. 実験装置と其方法	1061
4. 実験結果の整理及び其考察	1063
a. 回転数に関する性能	1064
b. 吐出面積に関する性能	1069
c. 空気量に関する性能	1070
d. 圧縮比に関する性能	1070
e. 漏洩試験	1071
f. 圧力比に関する実験	1072
g. 高空性能	1074
5. Roots 型過給器の各調整法の実験結果	1074
6. 結 言	1078

1. 緒 言

航空發動機用過給器としての Roots 型送風器の性能には他の過給器に比べて可成特徴があり、性能其自身に於ても相當優秀なものであることは既に知られて居ることであるが、此種高速度 Roots 型過給器に関する実験、研究は可成あるも他種の過給器に比すれば極めて尠く特に我國に於ては皆無と言ふべき状態である。今日最も多く使用されて居る過給器の型式は機械的駆動遠心式であるが、茲に述べる Roots 型は遠心式に比べて可成長所を持つて居る。例へば過給器の臨界高度以下の高度に於て發動機の馬力損失を減少せしめるためには

- (1) 發動機部勤務。
- (2) Ware, Marsden: Discription and Laboratory Tests of a Roots Type Aircraft Engine Supercharger, N.A.C.A. Technical Report, No. 230 (1926)
- (3) Gardiner, Arthur W. and Reid, Elliott, G.: Preliminary Flight Tests of the N.A.C.A. Roots Type Aircraft Engine Supercharger. N.A.C.A. Technical Report, No. 263 (1927)
- (4) Ware, Marsden, and Shey, Oscar, W.: A Preliminary Investigation of Supercharging an Air-cooled Engine in Flight. N.A.C.A. Technical Report, No. 283 (1928).
- (5) Ware, Marsden, and Wilson, Ernest, E.: The Comparative Performance of Roots Type Aircraft Engine Supercharger as Affected by Changes in Impeller Speed and Displacement. N.A.C.A. Technical Report, No. 284 (1928).
- (6) Oscar W. Shey and Ernest E. Wilson: An Investigation of the Use of Discharge Valves and an Intake Control for Improving the Performance of N.A.C.A. Type Supercharger. N.A.C.A. Technical Report, No. 303 (1928).
- (7) O. W. Shey, A. E. Young: Comparative Flight Performance with an N.A.C.A. Roots Supercharger and Turbo-Centrifugal Supercharger, N.A.C.A. Technical Report, No. 355 (1930).
- (8) Tests of a Roots Type Aircraft Engine Supercharger, R. & M. No. 1558

所謂協道調整 (by-pass control) を実行することによつて、理論的に過給器として最も効率高き排氣驅動遠心型に匹敵し得る調整能力を發揮せしめ得るのである。従つて今後過給器の過給度 (臨界高度) の増加に伴つて排氣驅動式と共に大いに考慮すべき過給器型式の一つであると考へられる。茲に述べ様とするのは此種航空用高速 Roots 型過給器の性能實驗及び、其特征ある調整法に關する實驗の一部である。實驗の範圍は一般性能實驗に於ては過給器の回轉數は 10,000 r.p.m. の程度に止め、調整法に關する實驗に於ては使用電氣動力計の出力の關係上回轉數を 6,000 r.p.m. の範圍内で行つた。又壓力比に於ても上記の理由で 2.5 の程度で打切らねばならなかつたが、壓力比に關する性能及び各種調整法の大體の傾向を知ることが出來たので取敢へず報告する次第である。

2. 實驗に供した Roots Supercharger の詳細

Fig. 1~3 に示したのは實驗に使用した Roots 型過給器の寫眞で Fig. (1) は全體圖、Fig. 2 は分解圖、Fig. 3 は回轉子である。此過給器の主要寸法は次に示す通りである。

Dia. of rotor = 120 mm

Length of rotor = 260 mm

Length to Dia. ratio = 2.165

Theoretical displacement = 0.00294 cub m per revolution of rotors.

Total weight = 18.1 kg.

Dia. of pitch circle D_p = 80 mm

Dia. of rolling circle d = 20 mm

$D_p/d = 4$

各部の clearance

Clearance between tips of driving rotor and casing $\doteq 0.15$ mm

“ “ “ “ driven “ “ “ $\doteq 0.15$ mm

Clearance between tips of driving rotor and roots of driven rotor $\doteq 0.35$ mm

回轉子の外形は Fig. 4 に示す様に外轉内轉兩シクロイドより成立つたもので此型では $D_p/d = 4$ を採用して居る。高速型として此程度が最適と思はれる。回轉子の構成材料は magnesium alloy であつて、鍛造材より作つたもので回轉子の兩側に數個の通し穴を開けて回轉子重量の軽減を計り兩側は鋼の簿板によつて保護されて居る。(Fig. 3. 1 参照) 回轉子の軸への取付は其兩端に止轉溝 (spline) を用ひてなされて居る。

外筐 (Fig. 5 参照) は aluminium alloy の鑄物よりなり其周圍には補強と冷却を兼ねた鏢 (pitch = 10 mm) を有して居る。此外筐の兩側は別個の鑄物によつて作られ、一つは兩回轉軸を與へるボールベアリング筐を構成し、一つは驅動齒車群及び兩軸のボールベアリング支

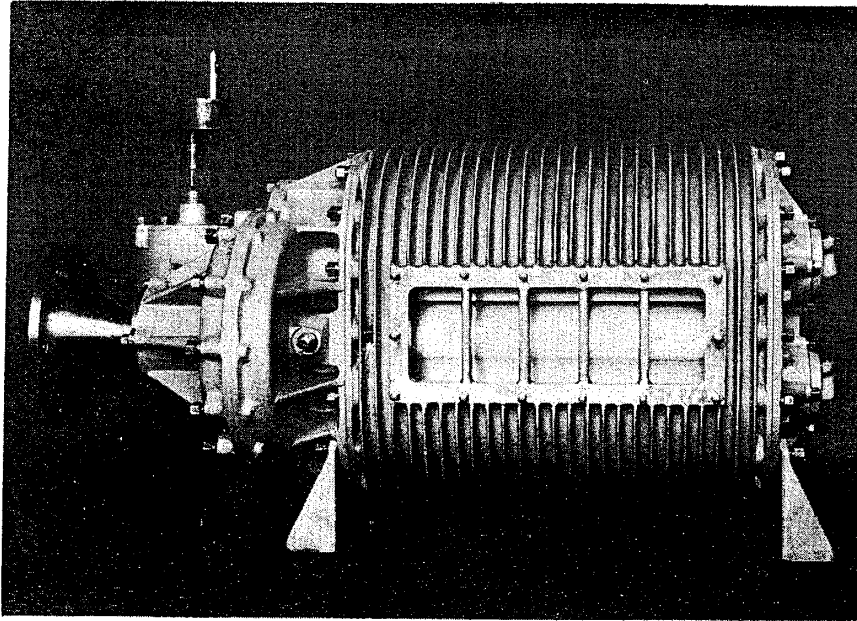


Fig. 1 Roots 型過給器の外観

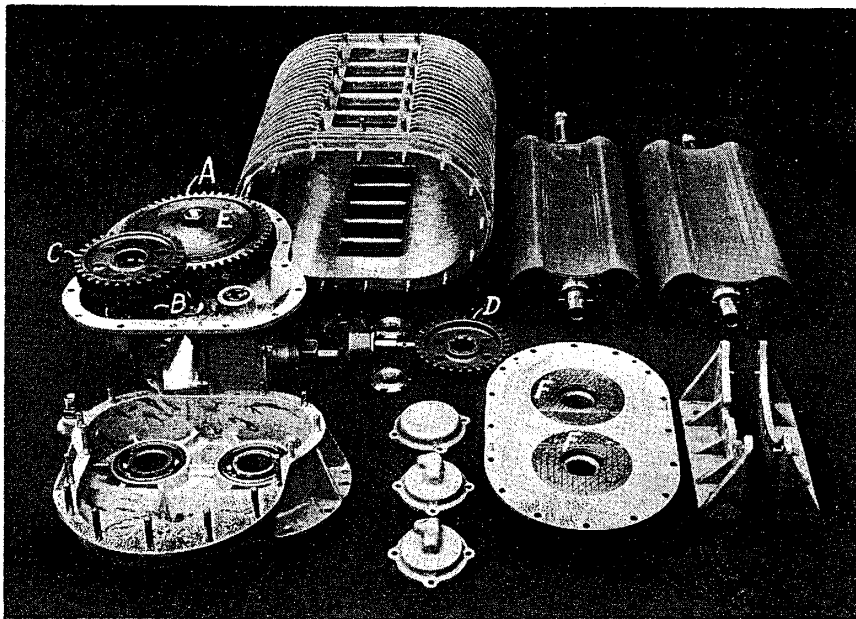


Fig. 2 同上分解圖

持筐、及び滑りクラッチ支持部分を構成して居る。潤滑は驅動齒車、ball bearing 及び傳導齒車に壓力油を吹きつけ、回轉軸を中空にして其中に壓力油を満し遠心力によつて小穴を通じて、回轉子軸と裏金 (Fig. 2, F) 及び回轉子の兩側鋼板と裏金との潤滑を行つて居る。

回轉子の驅動方法は Fig. (2) に示す様に主傳導齒車 A (齒數=54) にて被驅動齒車 B (齒數=18) に傳へ同軸上にある齒車 C (齒數=32) 及び、齒車 D (齒數=32) によつて兩回轉子を驅動せしめて居る。E は摩擦クラッチ用のペルビールバネを示して居る。

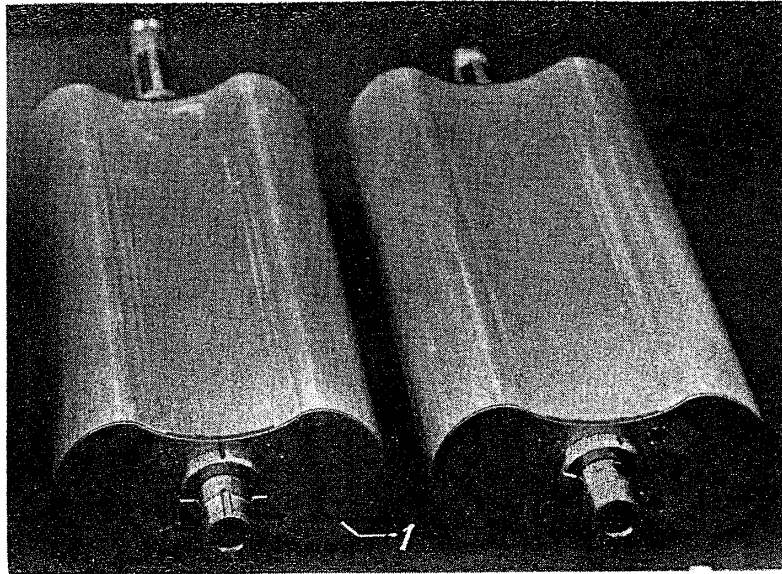


Fig. 3 回轉子の外觀

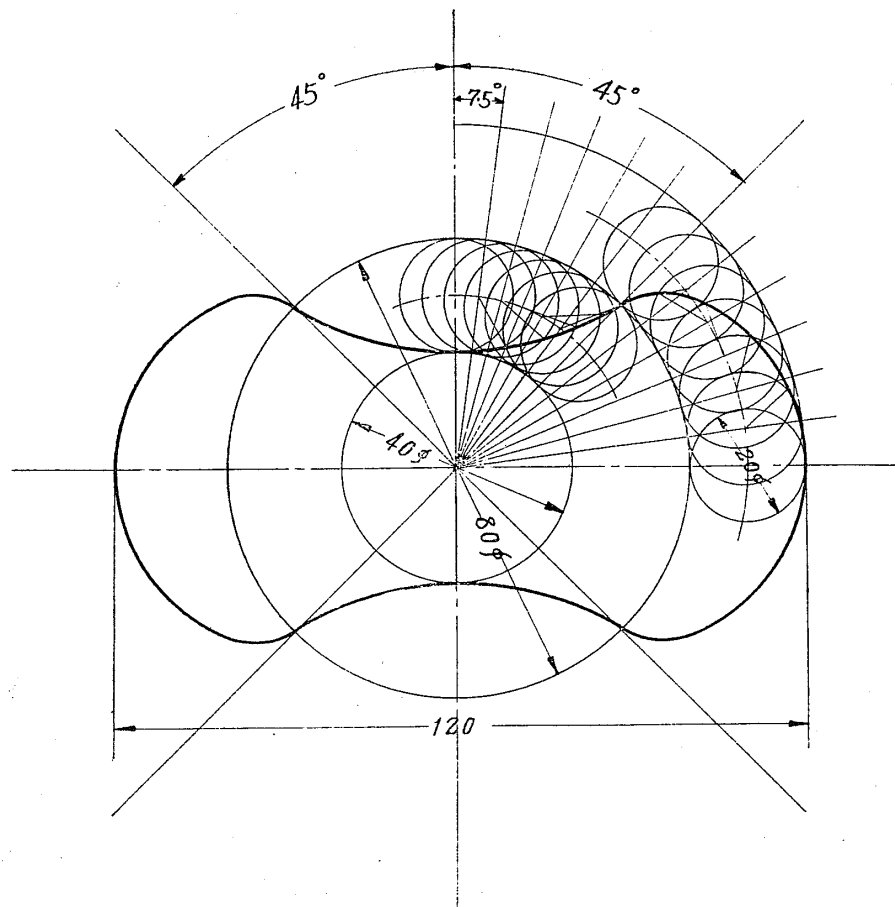


Fig. 4 回轉子の詳細圖

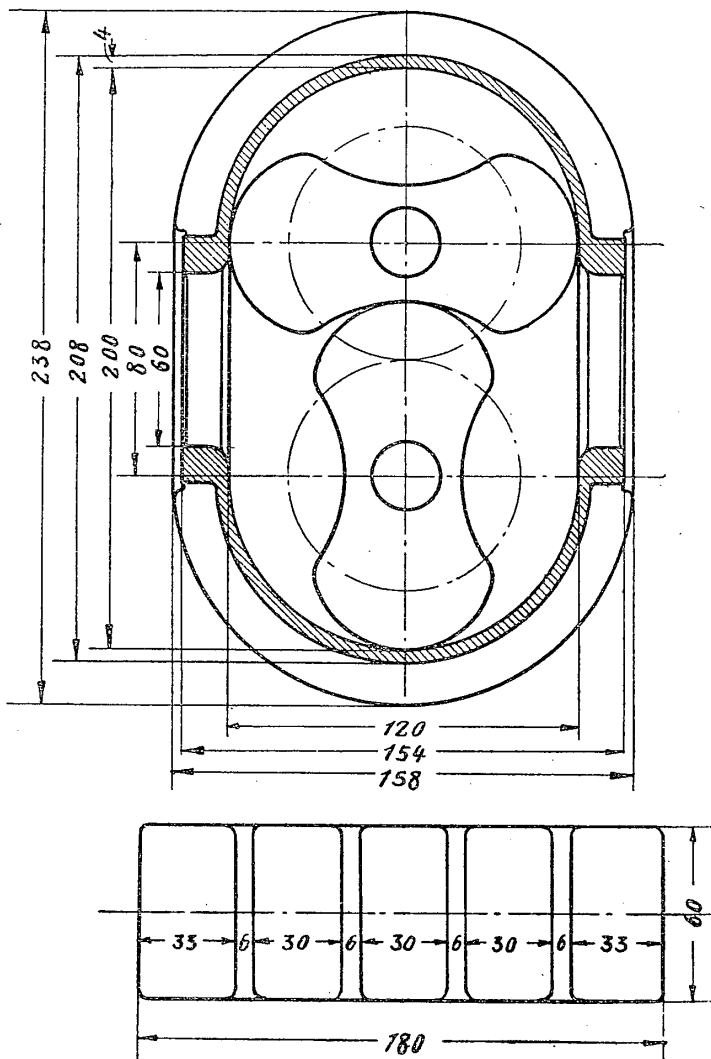


Fig. 5 過給器の断面圖，吸入及び吐出口の詳細

ので真鍮製であり，其内径は 72 mm，suction pipe の dia. は 180 mm で Normdüse の内径面積と suction pipe の断面積との比は 0.16 になつて居る．吸入空気量は最高 0.58 kg/sec であるので suction pipe 中の空気速度は大約 17 m/sec 位であつた．過給器の吐出面積を加減するには Fig. 6 に示した様に sluice valve を用ひた．一般性能実験の場合は同圖の blast pipe の装置及び協道調整用の連絡管等一切取除き普通の送風器試験と同様な方法で行つた．又壓力比に関する実験の場合は Fig. (6) の AA と記入した位置に真鍮製の sluice valve を置き，これによつて減壓を作らしめた．過給器の漏洩に関する実験を行つた場合は吐出導管を過給器より取外して吐出口及び過給器取付口を密閉して壓力を加へ各壓力を一定に保たしめるために吐出管よりの空氣の漏を真空ポンプによつて補給し，吐

此過給器の吸入及び吐出面積は，理論的⁽¹⁾面積の 43% で約 89 cm² である．此吸入及び吐出面積は出来るだけ大きく採ることが必要で特に吸入面積は極度に擴大すべきである．少くとも理論的面積の 70% 程度に採りたいものである．

3. 實驗装置と其方法

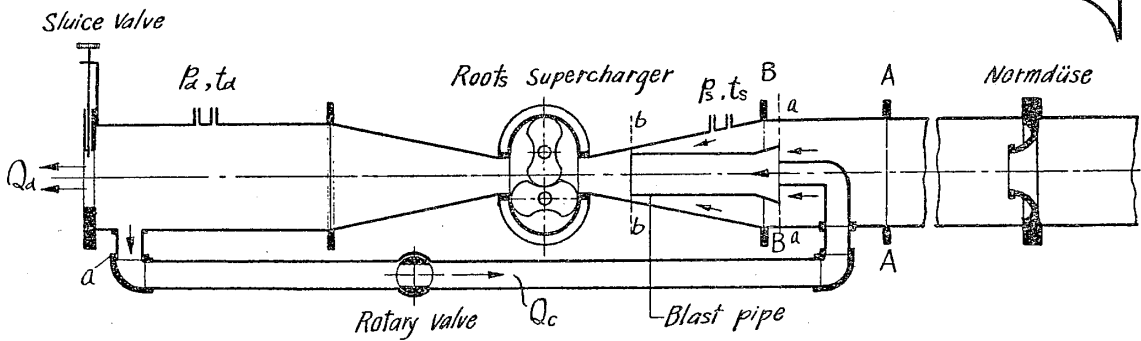
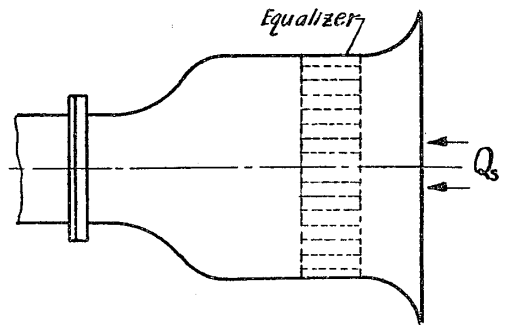
實驗装置の骨組圖は Fig. (6) に示した．普通の送風器の試験装置の簡單なものに過ぎない．使用した electro-dynamometer は 30FP のもので廻轉數は 1200~4000 r.p.m. の範圍のものである．吸入空氣量は過給器の吸入口の先に附けた suction pipe の途中に置いた Normdüse によつて測定した．使用した Normdüse は 1912 年型のも

(1) 航空機關用高速 Roots blower の簡易線圖．航研彙報 117 號．

出導管内の各壓力に於て其々調整した真空ポンプの調整度を一定にして吐出導管を過給器に取付け過給器を廻して各壓力を保ち得る rotor の廻轉數を測定した。

次に調整各様式の比較實驗の場合は Fig. (6) に示した様な装置で行つた。即ち by-pass control の

Fig. 6 實驗装置の骨組圖



一方法としての大氣に直接放出する場合は Fig. 6 の吐出導管の a 部より放出せしめ、空氣循環法の場合は圖中の blast pipe を取除いた場合と取付けた 2 つの場合の實驗を行つた。

Blast pipe

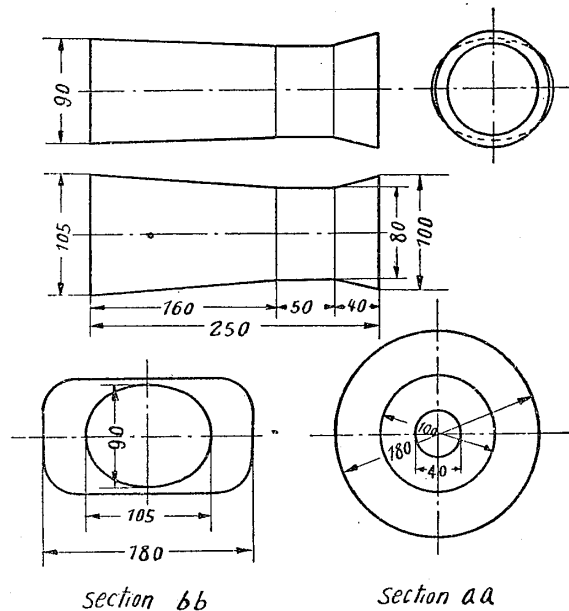


Fig. 7 吹出管の詳細圖

此の blast pipe の詳細は Fig. 7 に示した通りである。之は亞鉛板で簡単に作つたものである。此實驗に於て測定すべき data は普通送風器試験の如く rotor の廻轉數、過給器に要する FP_{input} 、吸入空氣量、吸入空氣壓力及び其溫度、吐出壓力及び溫度等である。electro-dynamo meter によつて FP_{input} と廻轉數を測定し、吸入空氣の壓力及び其溫度、吐出壓力及び溫度は Fig. 6 圖に示した位置にて夫々測定した。 P_s は水、 P_a は水銀の monometer を用ひた。

吸入空氣量は Normdüse によつて測定するが、此測定は Normdüse の兩側の pressure diff. $P_1 - P_2$ 、 P_1 及び t_1

を測定して置けばよいことは申すまでもない。

實驗方法は吐出面積を const. に保ち rotor の廻轉數の變化に對する FP_{input} 、空氣量、吐

出空気壓力, 吸入空気壓力, 壓力比, 壓縮比, 溫度上昇, 斷熱溫度効率, 全斷熱効率等の變化の測定を數回繰返すことによつて, 空氣量及び吐出面積に對する rotor の廻轉數一定の場合の IP_{input} , 吐出壓力, 壓力比, 壓縮比, 溫度上昇, 斷熱溫度効率, 全斷熱効率等の性能曲線を求め得らるゝこと今更云ふまでもない。

4. 實驗結果の整理及び其考察

實驗結果の整理に當り使用した記號は次の通りである。

P_a = atmospheric pressure in kg/cm²

P_s = suction pressure in kg/cm² abs. and $P_s = P_a - p_s$

P_d = delivery " " " " and $P_d = P_a + p_d$

T_a = atmospheric pressure in °C abs.

T_s = suction air temperature in °C abs. and $T_s = 273^\circ + t_s$

T_d = delivery " " " " and $T_d = 273^\circ + t_d$

ρ_d = density of delivery air in kg/m³

ρ_s = " " suction " " "

r = compression ratio, and $r = \frac{\rho_d}{\rho_s}$

Q = air quantity in kg/sec

γ = adiabatic index (1.408 for air)

n' = actual index

n = revolution of rotor per min.

A_d = delivery area in cm²

A_s = suction area in cm²

R = gas constant (29.27 for air)

η_{ad} = adiabatic temperature efficiency

$\eta_{0,ad}$ = overall adiabatic efficiency

η_v = volumetric efficiency of Roots supercharger

V_t = theoretical displacement in m³ per revolution of rotors.

尙
$$\eta_{aa} = \frac{T_d' - T_s}{T_d - T_s} \dots\dots\dots(1)$$

茲に
$$T_d' = T_s \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\eta_{0,ad} = \frac{1}{75 IP_{input}} \cdot \frac{\gamma R Q T_s \left\{ \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\}}{\gamma - 1} \dots\dots\dots(2)$$

η_{ad} と $\eta_{0,ad}$ との関係は (1) (2) 兩式より

$$\eta_{0,ad}/\eta_{ad} = 1.3467 Q \frac{(T_a - T_s)}{P_{input}} \dots\dots\dots(3)$$

過給器の容積効率

$$\eta_v = \frac{60 Q}{V_t \rho_s n} \dots\dots\dots(4)$$

茲に

$$\rho_s = \frac{P_s}{RT_s}$$

compression ratio r は delivery air の density と suction air の density との比で表した。

P_{input} は electro-dynamometer によつて測定した値で、此場合 dynamometer の廻轉數の 3 倍に gear up して居るから此の gearing に要する power も勿論含んで居る譯である。

此實驗の経過に就て簡単に述べると、過給器の性能實驗の實行に先立つて先づ rotor の回轉數を最初 3000 r.p.m. 位に保つて摺合せを行つた。其後約 2000 r.p.m. おきに回轉數を増加せしめ、壓力比も 1.3 程度にして rotor の調子を調べながら試験を進めたが回轉數が 5000~7000~9000 と増加するに従つて潤滑方法の不備、rotor の clearance の不良のために數回に亘つて部分的の過熱を起し、其都度分解、點檢して rotor の clearance は scraper で調整して結局上述の如き各部の clearance を得た。潤滑も種々調整して後に述べる様な油唧筒の調整状態で性能實驗を行つた。

(a) 回轉數に關する性能

回轉數に對して此過給器の性能が如何に變化するかは Fig. 8~20 に示す通りである。Fig. 8 は P_{input} と回轉數との關係を示したもので、 P_{input} が回轉數の大體 3 乗に比例する筈であるが、此の Index の値を精確に求めることは一寸困難だから、大した意味はないが gearing による loss や bearing friction loss 其他を含む場合の index を調べて見ると Fig. 18 に示す様に 2.7~3.5 の値を示した。

Fig. 9 は P_d/P_a と n の關係、Fig. 10 は所謂壓力比 P_d/P_s と回轉數の關係及び吸入空氣量との關係、Fig. 11 は ρ_d/ρ_s 即ち密度比 (或は壓縮比) と n の關係を其々圖示したものである。Fig. 9 と Fig. 10 は大體同一性質のものであるが Fig. 11 は Fig. 9 及び Fig. 10 に比べて僅かに變化を示して居る即ち前者は大體 n の 2 乗に比例して居るが後者の index は遙かに小さく勿論 2 以下である。此の ρ_d/ρ_s の曲線は遠心式過給器の場合と大いに其性質を異にして居るのは Roots 型過給器の性質上當然なことであるが可成興味ある點である。(勿論 Roots 型に於ても極度に吐出口を絞り n を上げると遠心式に類似の曲線を得ると思はれるが) 次に空氣量と n の關係であるが、吐出面積一定の場合は殆んど回轉數に比例して増

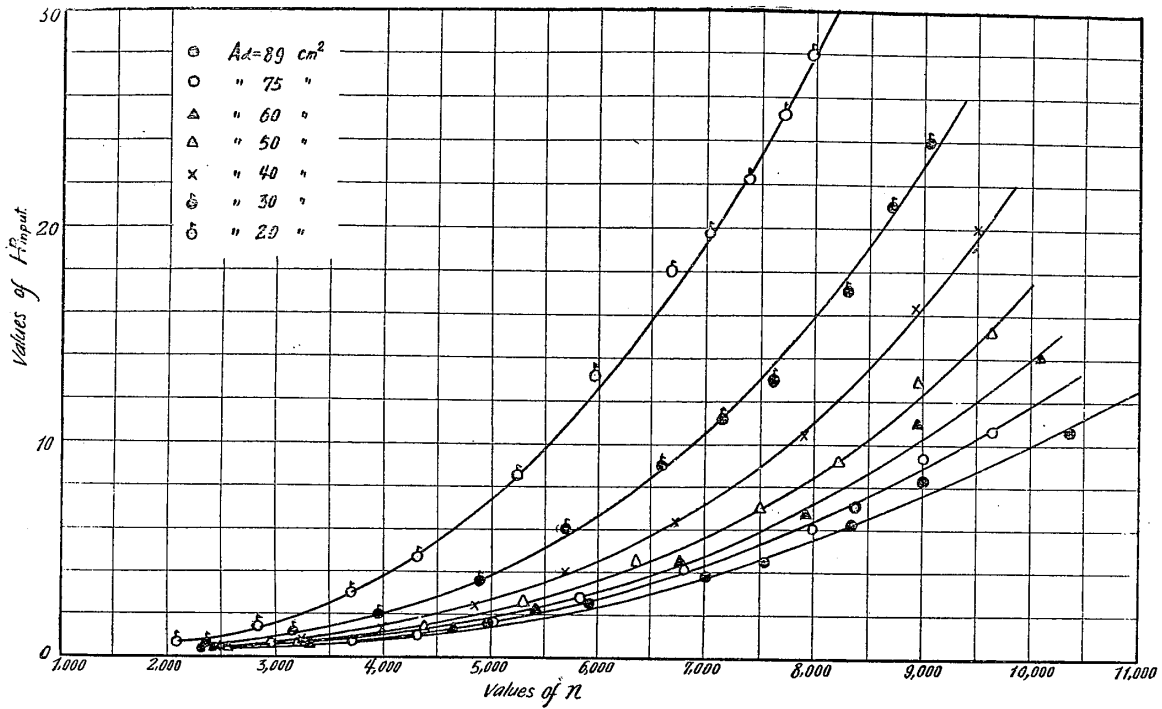


Fig. 8 回轉數 n と所要馬力 H_{input} との関係

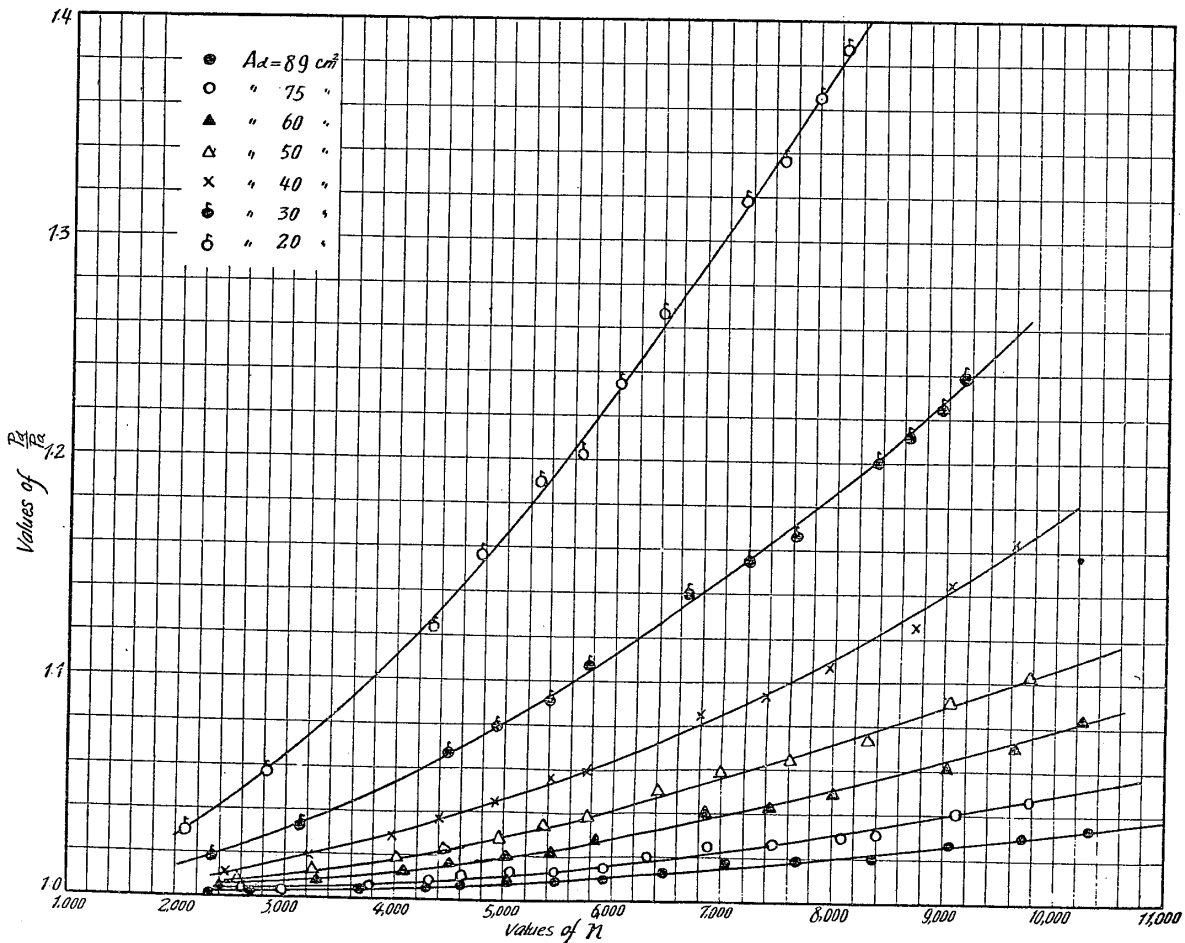


Fig. 9 回轉數 n と P_2/P_1 の関係

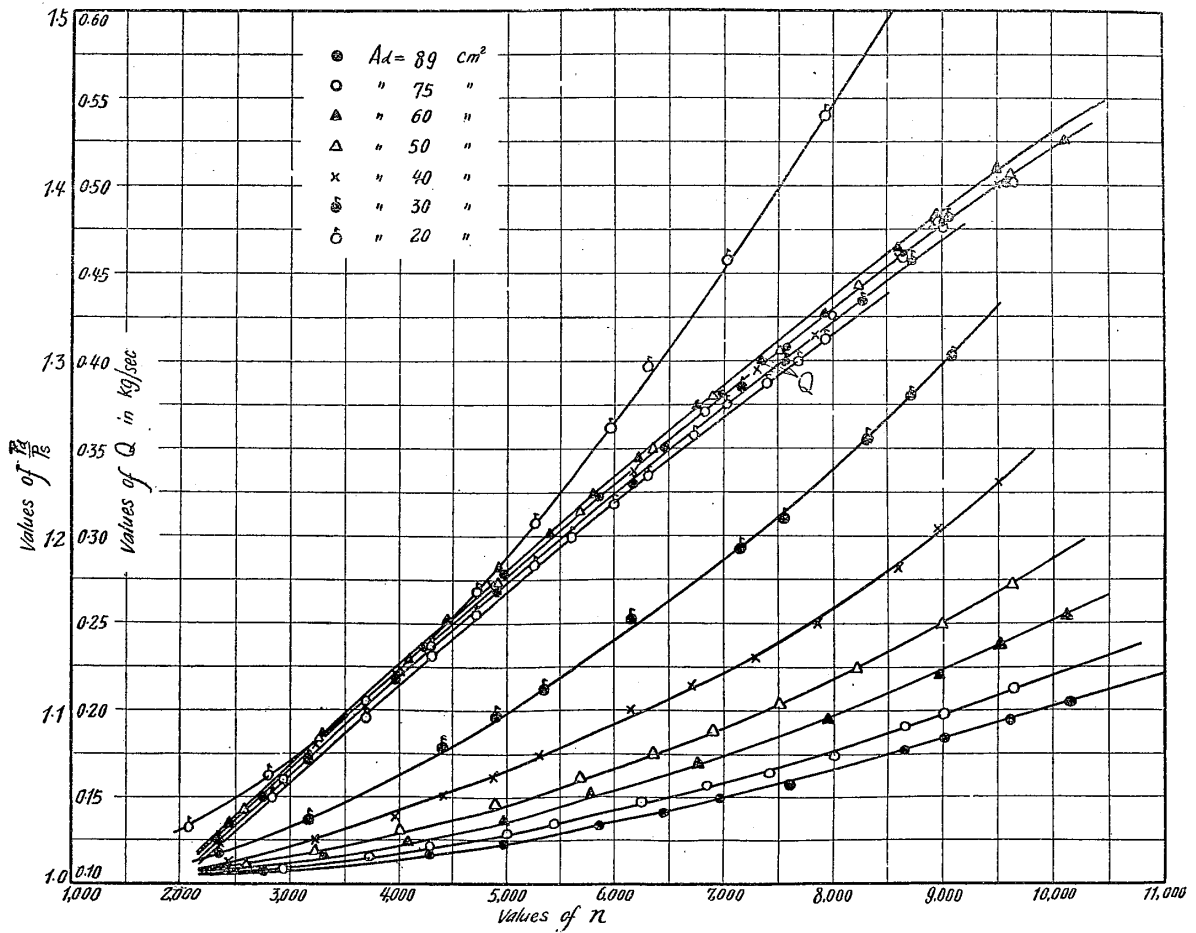


Fig. 10 回轉數 n と壓力比 P_a/P_s 及び空氣量 Q との關係

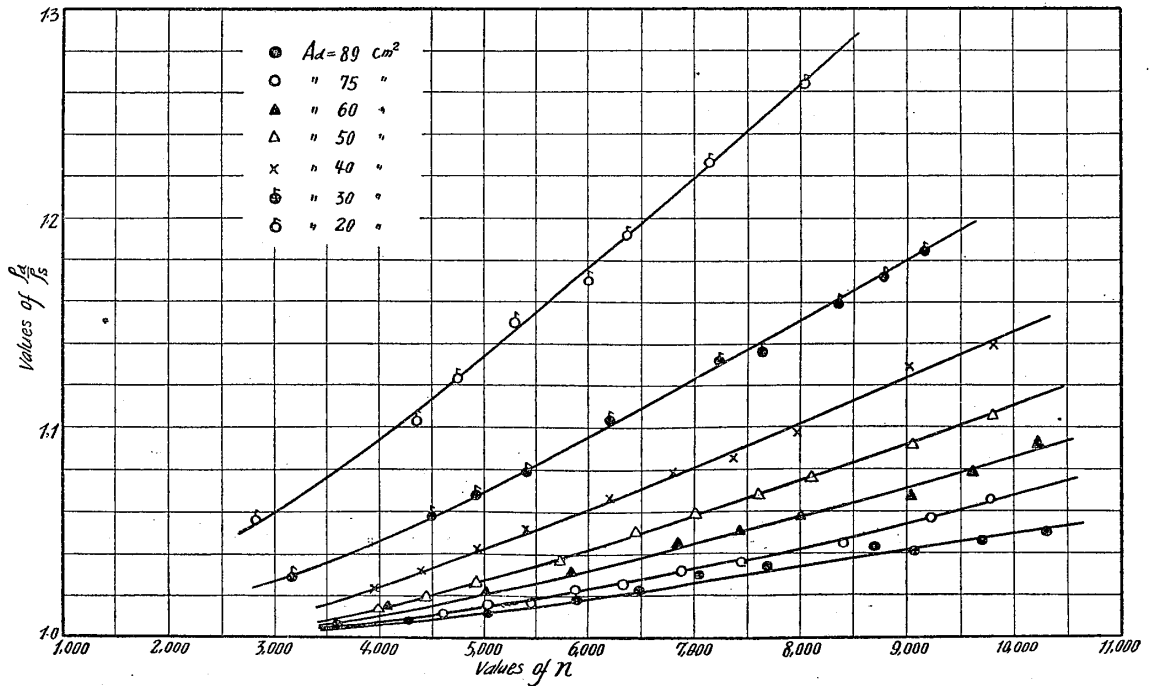


Fig. 11 回轉數 n と壓縮比 p_a/p_s との關係

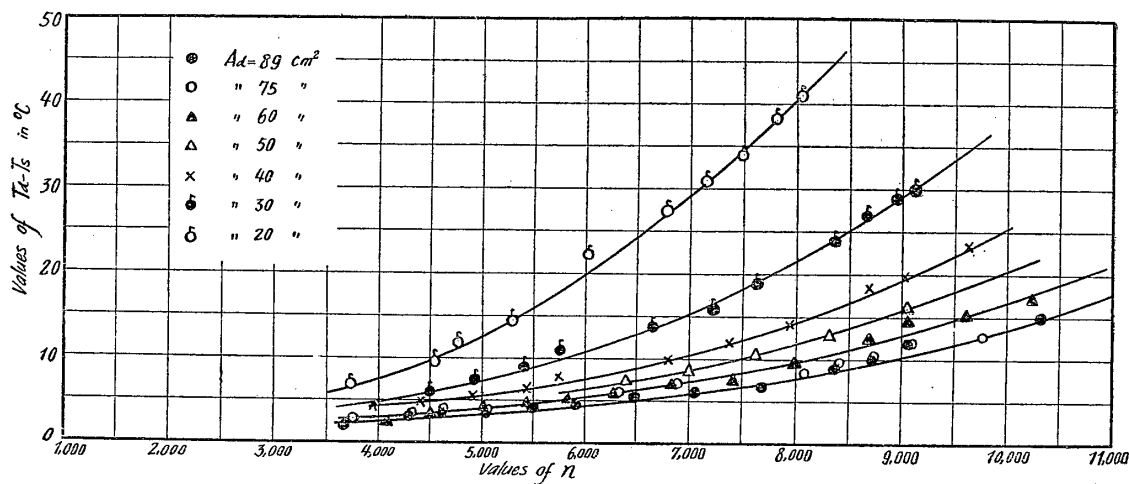


Fig. 12 回轉數 n と溫度上昇 $T_a - T_s$ との關係

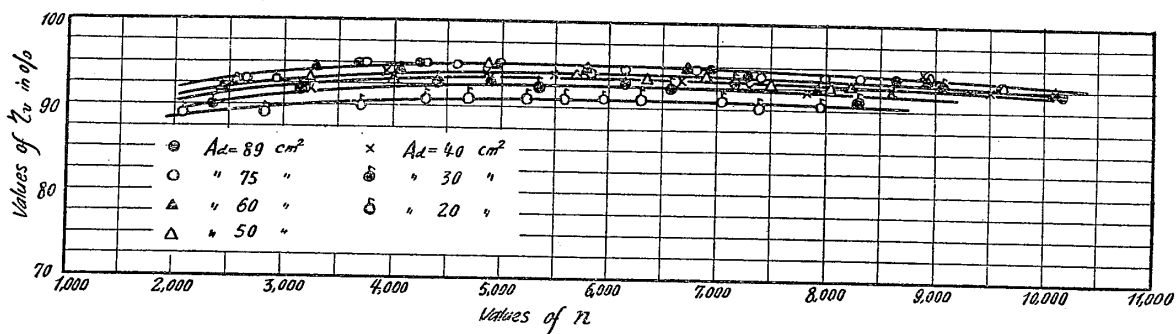


Fig. 13 回轉數 n と容積効率 η_v との關係

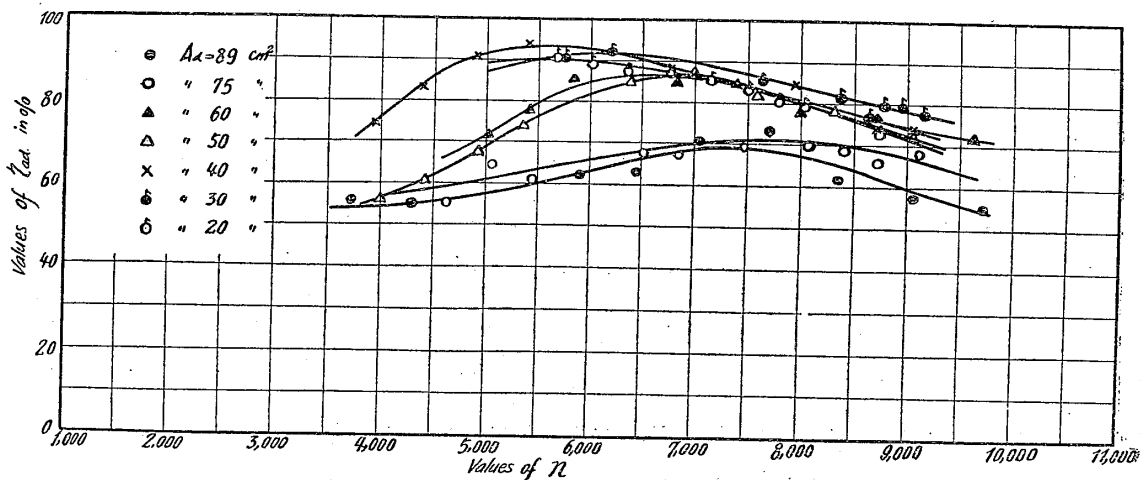


Fig. 14 回轉數 n と斷熱溫度効率 η_{ad} との關係

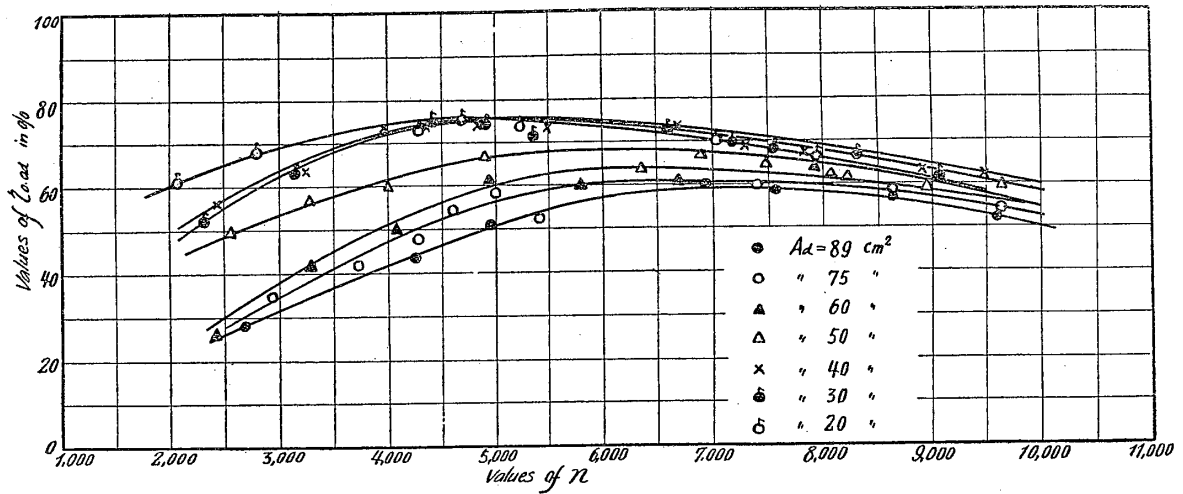


Fig. 15 回転数 n と全断熱効率 $\eta_{0,ad}$ との関係

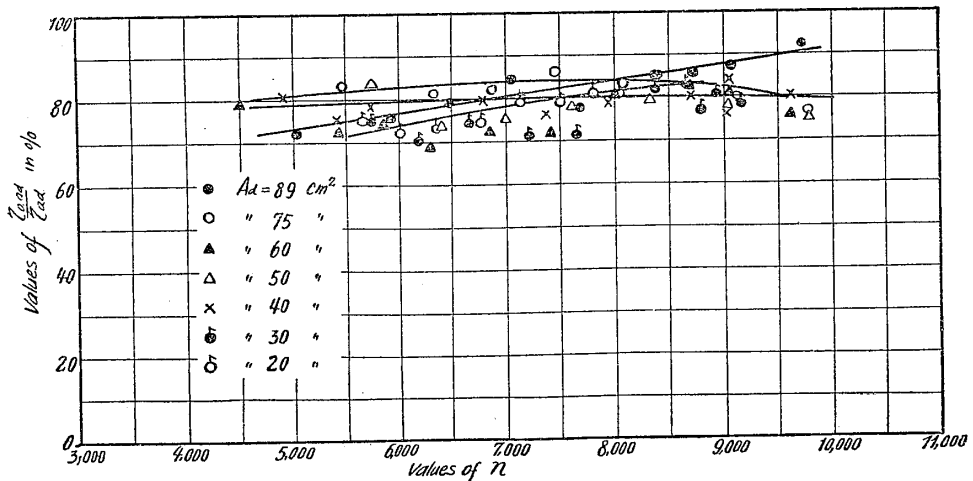


Fig. 16 回転数 n と効率比 $\eta_{0,ad}/\eta_{ad}$ との関係

加し圧力比が高まると漸次直線の性質を失ふ。吐出壓力 P_a が n に対して如何に比例して居るかは Fig. 19 に示す通りである。

Fig. 12 に示したのは温度上昇 $T_a - T_s$ と n との関係で、之も大體 n の 2 乗に比例する筈だが調べて見ると Fig. 20 に示す様に 1.9 ~ 2.2 の間にあつて吐出面積の減小に伴つて index の値が増加を示して居る。Fig. 13 に示したのは容積効率 η_v と n との関係で此圖より此過給器では $n=5000 \sim 7000$ の範囲が最も容積効率が高いことが判り、rotor の tip speed で表すと 31 ~ 44 m/sec. の程度であるが n が 10,000 に達しても容積効率の低下の割合は極めて僅であるから $n=10,000$ 位まで高めて空気量と過給器重量との比の値を出るだけ高めることが必要であるが全断熱効率が之に伴はないのが遺憾である。

Fig. 14 は n と断熱温度効率 η_{ad} との関係で大體 $n=5,000 \text{ r.p.m.} \sim 7,000 \text{ r.p.m.}$ の範囲に最高値がある譯で壓力比が増加すると共に n の値は低下を示す。Fig. 15 は全断熱効率

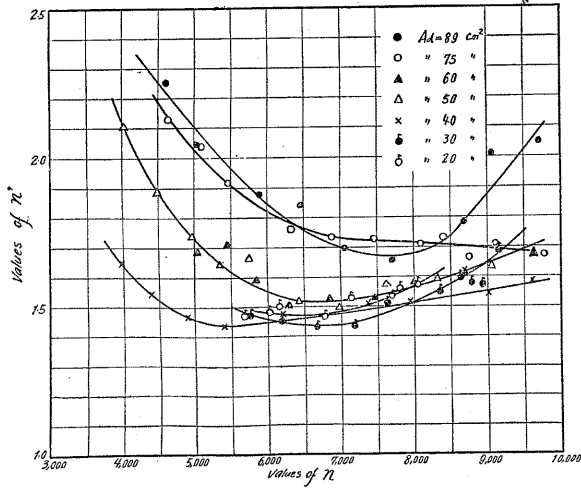


Fig. 17 回転数 n と圧縮指数 n' との関係

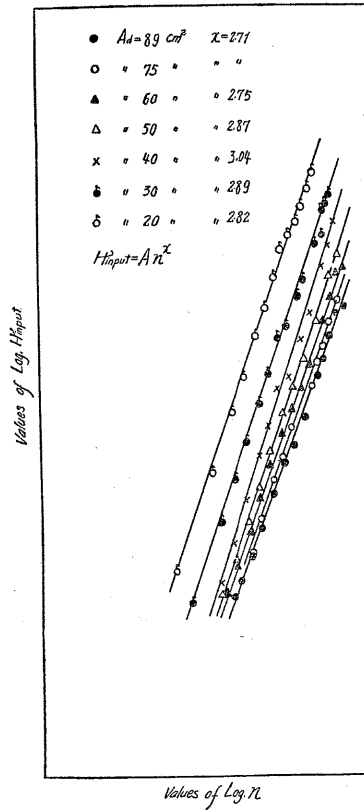


Fig. 18 回転数 n と所要馬力 H_{input} との関係 $H_{input} = An^z$

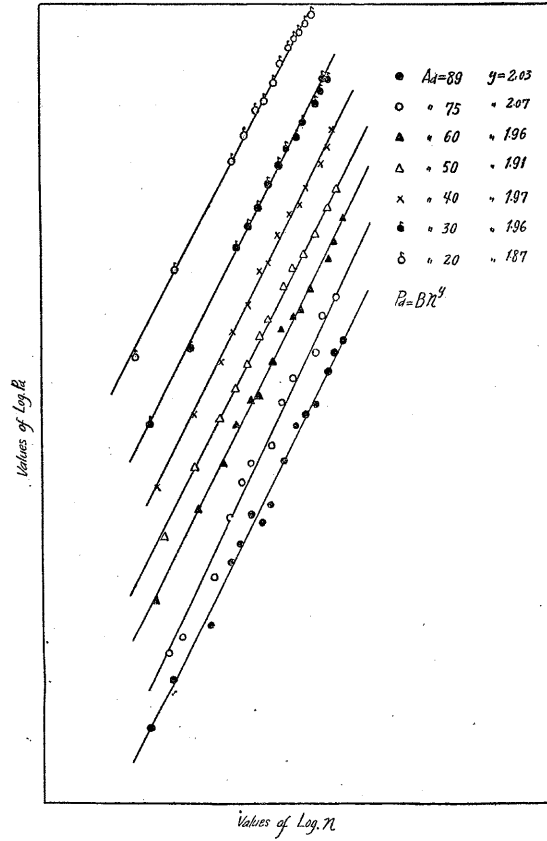


Fig. 19 回転数 n と吐出壓力 P_2 との関係, $P_2 = Bn^y$

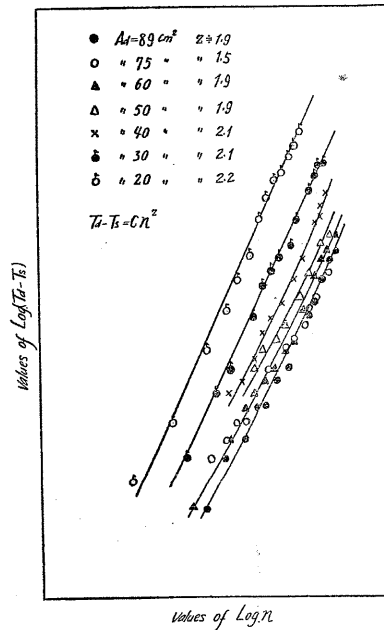


Fig. 20 回転数 n と温度上昇 $T_2 - T_1$ との関係 $T_2 - T_1 = Cn^z$

(航空用 Roots Supercharger の性能実験附圖)

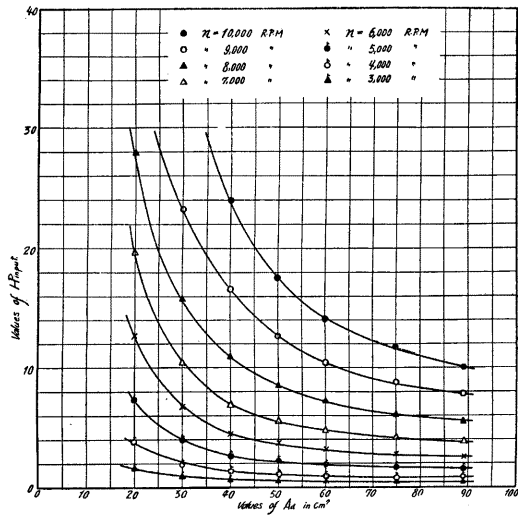


Fig. 21 吐出面積 A_d と所要馬力 P_{input} との関係

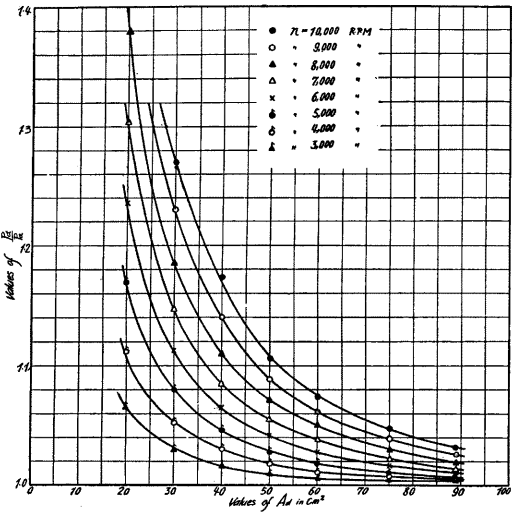


Fig. 22 吐出面積 A_d と P_2/P_1 との関係

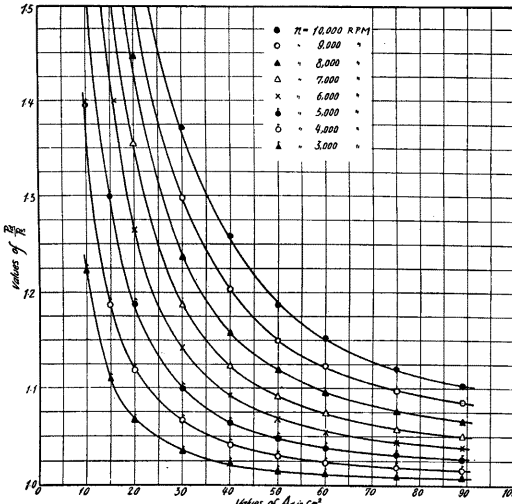


Fig. 23 吐出面積 A_d と圧力比 P_1/P_2 との関係

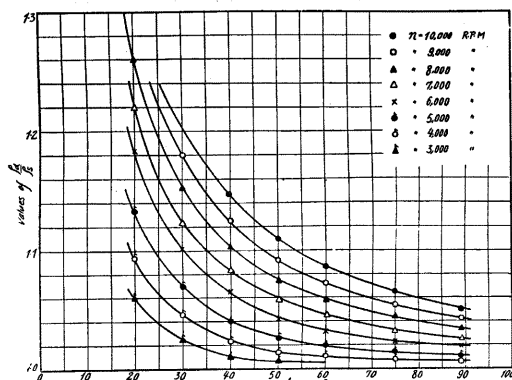


Fig. 24 吐出面積 A_d と壓縮指数 n' との関係

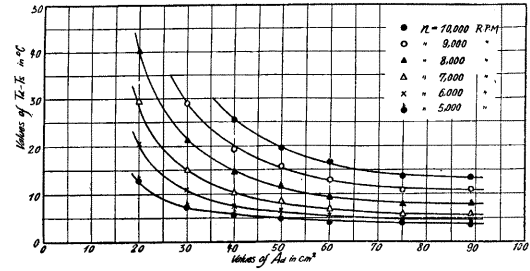


Fig. 25 吐出面積 A_d と温度上昇 T_2-T_1 との関係

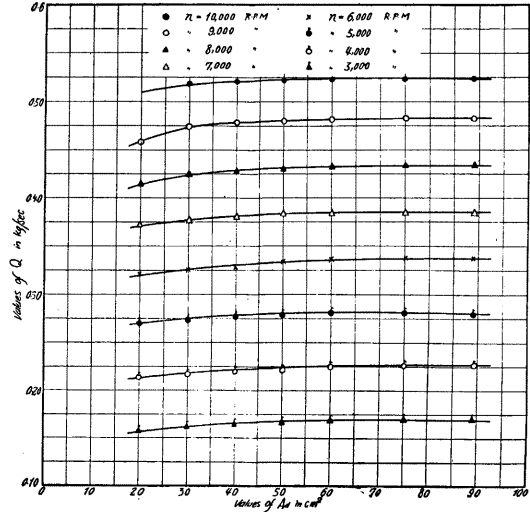


Fig. 26 吐出面積 A_d と空気量 Q との関係

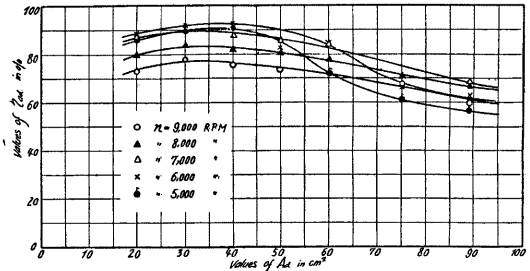


Fig. 27 吐出面積 A_d と断熱温度効率 η_{ad} との関係

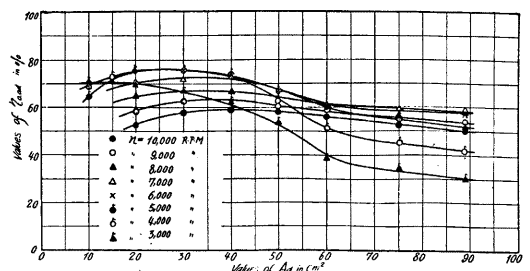


Fig. 28 吐出面積 A_d と全断熱効率 $\eta_{o,ad}$ との関係

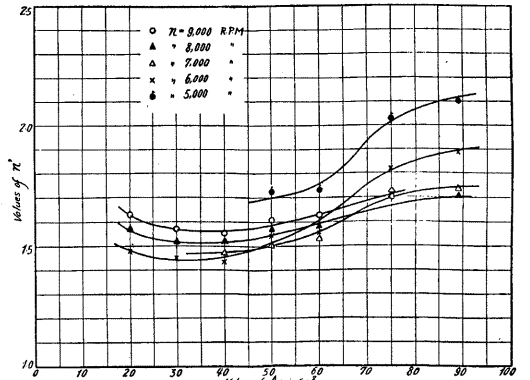


Fig. 29 吐出面積 A_d と壓縮指数 n' との関係

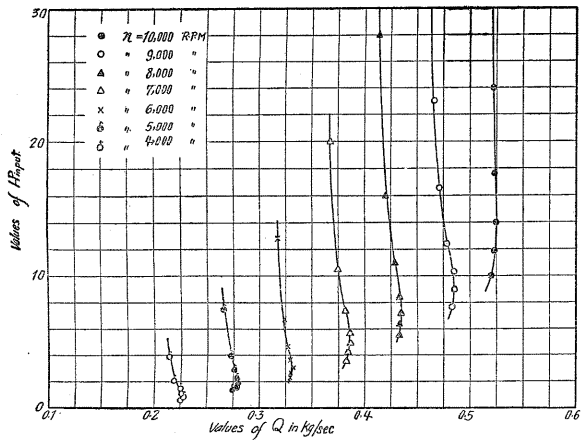


Fig. 30 空気量と所要馬力 H_{input} との関係

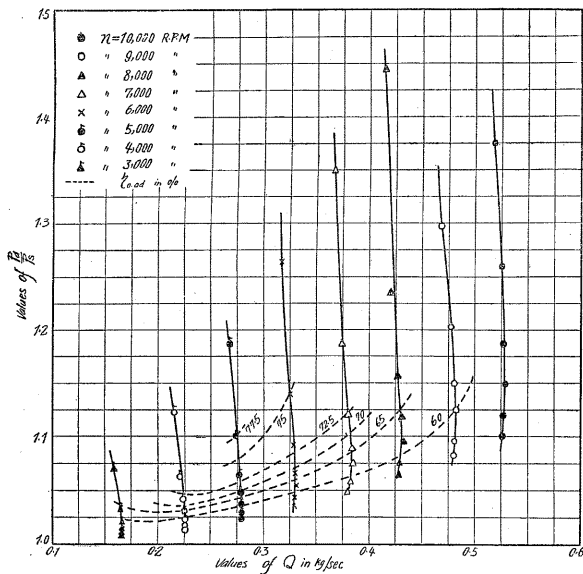


Fig. 31 空気量と圧力比 P_2/P_1 との関係

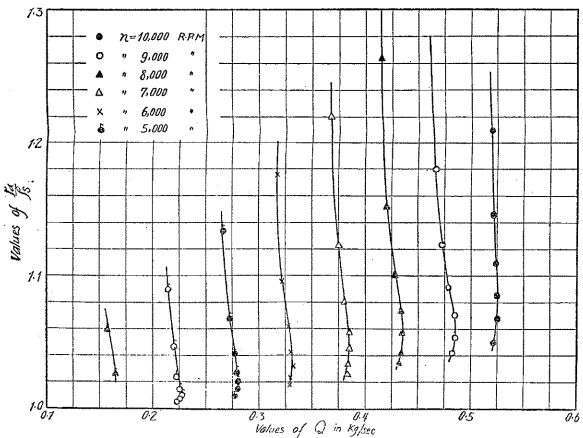


Fig. 32 空気量と圧力比 P_2/P_1 との関係

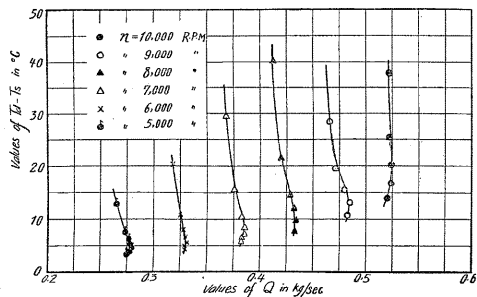


Fig. 33 空気量と温度上昇 T_2/T_1 との関係

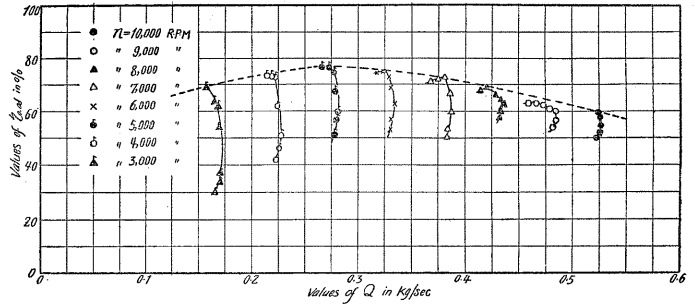


Fig. 34 空気量と全断熱効率との関係

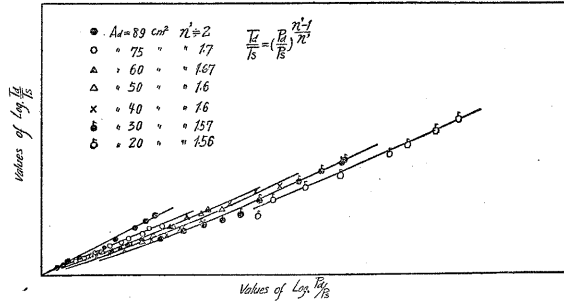


Fig. 35 圧力比 P_2/P_1 と温度比 T_2/T_1 との関係. $T_2/T_1 = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

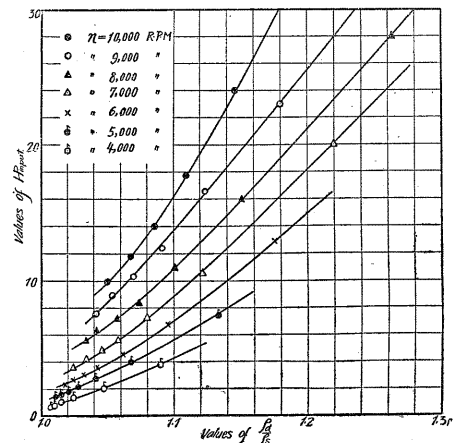


Fig. 36 圧縮比 P_2/P_1 と所要馬力 H_{input} との関係

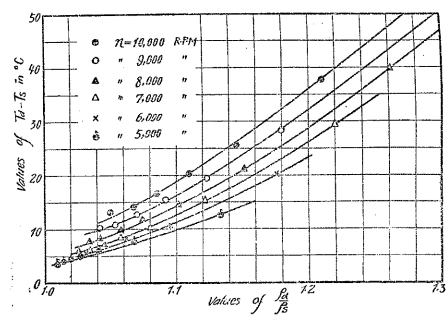


Fig. 37 圧縮比 P_2/P_1 と温度上昇 $T_2 - T_1$ との関係

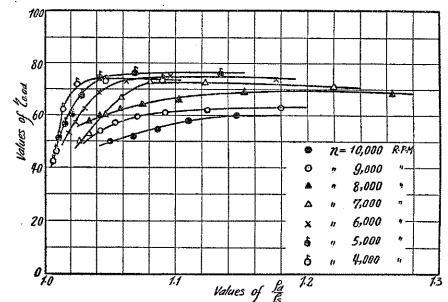


Fig. 38 圧縮比 P_2/P_1 と全断熱効率との関係

(航空用 Roots Supercharger の性能実験附圖)

と回転数の関係で前者同様 5,000~7,000 r.p.m. の範囲に最高値を有し $n=5,000$ に於て最高 76% に達して居る, Fig. 16 は全断熱効率と断熱温度効率との比と n の関係で一般に 80% 前後の値を示して居るが遠心式の其れと殆んど同じ値である.

Fig. 17 に示したのは n と actual index n' との関係で $A_a=40\sim30\text{ cm}^2$ の場合が比較的 n に對して const. の値を示して居る. 其最小値は 1.43 位である. 一般に 1.43~1.52 の程度である.

(b) 吐出面積に関する性能

吐出面積に関する性能は此種過給器に取つては重要な事柄であつて実験結果は Fig. 21~Fig. 29 に示した通りである.

Fig. 21 は A_a と \dot{P}_{input} の関係で A_a の減小に伴つて増加し, 遠心式に見る様な或る値以上の A_a に對して \dot{P}_{input} const. の現象も A_a の減小に伴ふ, \dot{P}_{input} の低下の事實も見られはいが, 若し rotor と casing との clearance が大きくなり壓力比の増大と共に容積効率の低下を見る場合は幾分 A_a に對して \dot{P}_{input} が飽和する場合も起り得るが一般に使用範囲内では圖示する様な傾向を持つことを知る.

Fig. 22 は P_a/P_a と A_a , Fig. 23 は pressure ratio と A_a , Fig. 24 は compression ratio と A_a の関係を夫々圖示したものである. Fig. 21, 22, 23 共に A_a に對して實用上飽和點を持たないことは遠心式と大ひに其趣を異にする所であるが compression ratio の曲線は pressure ratio の曲線に比べて傾斜が緩かであることは避けられない現象である. Fig. 25 は温度上昇と A_a の関係で之も前者同様 A_a の減小と共に其値を増し遠心式の其れと變らない. Fig. 26 は空氣量 Q と A_a の関係で此実験の範囲では A_a に對して殆んど一定であつて遠心式の様に急激に A_a の減小と共に低下する様子が見えない. 即ち Roots 型の様な容積型過給器では空氣量の略最大を與へる A_a と最大全断熱効率を與へる A_a とが略一致するが遠心式では兩者一致せず大體最大空氣量の $2/3$ を與へる A_a が maximum $\eta_{0,ad}$ を與へて居る様である. 此事實は過給器の空氣量と重量比の點より見て容積型過給器の有利なことを裏書して居る.

次に A_a と断熱温度効率の関係であるが之は Fig. 27 に示す様なもので, η_{ad} は $n=5,000\sim10,000$ r.p.m. の範囲では $A_a=30\sim50\text{ cm}^2$ に於て最大であり, 其値高きものは 90% を超えるものがある. 遠心式に比べて一般に高い値を示して居る. Fig. 28 は全断熱効率と A_a の関係で之も前者同様 $A_a=20\sim50\text{ cm}^2$ の範囲に於て最高値を持つて居るが η_{ad} に比べて幾分 A_a の小さい場合 即ち $A_a=20\sim30\text{ cm}^2$ の範囲で最高であつて, その値は 76% を超える程度である. Roots 型としては高い方ではないが遠心式に比べると可成高い譯である. 又回転数 n の増大によつて $\eta_{0,ad}$ の最高値を與へる A_a が増大する傾向があつて $n=10,000$ r.p.m

の時は $A_a=40\text{cm}^2$ が最も高いことを知る。

Fig. 29 は吐出面積 A_a と actual index n' との関係で最大全断熱効率を與へる A_a が最小の n' を與へて居るのは當然な事柄である。同圖より此過給器は回轉數の點より見れば $n=6,000\sim 7,000$ r.p.m. に採る方が最も効果的であることが判る。

(c) 空氣量に関する性能

空氣量に関する性能を知るには前述の回轉數に對する性能より plot し直して求めるもので所謂性能曲線とは此空氣量に對する性能を稱して居るのである。

結果は Fig. 30~34 に示してある通りで Fig. 30 は空氣量 Q と FP_{input} の関係で空氣量は回轉數一定のとき吐出面積の變化に對して殆んど一定であるから圖示する様な特異な曲線を與へて、遠心式に見る様な空氣量 Q と共に FP_{input} が増加する様な傾向はない。

Fig. 31 は空氣量と壓力比の関係及び等全断熱効率の関係を表示したもので最大全断熱効率は $n=5,000$ r.p.m. で $Q=0.28$ kg/sec の附近に存在して居る、Fig. 32 は compression ratio と Q の関係で Fig. 31 と同性質のものである。

Fig. 33 は溫度上昇と Q との関係で、 Q の減小に伴つて其値が増加すること普通の形である。Fig. 34 は全断熱効率と空氣量の関係を表示したものであるが、此圖より此過給器では空氣量が $0.15\sim 0.4$ kg/sec の範圍では全断熱効率は 70% と保持することが判る。

Fig. 35 は $\log T_a/T_s$ と $\log P_a/P_s$ との関係を表示したもので此の場合の n' の値は

$$\frac{n'-1}{n'} = \frac{\log \frac{T_a}{T_s}}{\log \frac{P_a}{P_s}}$$

より求める。

計算の結果は n' は共に adiabatic index γ より大きく $A_a=20$ cm² 附近で最小値を與へて居る。

(d) 壓縮比に関する性能

Fig. 36 に圖示したものは壓縮比 r と FP_{input} の関係であつて、 r の増大と共に FP_{input} を増し遠心式過給器に見る様な飽和點は容易に現れさうに見えないのは過給器の性質上當然な事柄である。壓縮比と溫度上昇の関係を Fig. 37 に圖示した。之も前者同様壓縮比 r の増大と共に増大し容易に飽和しさうに見えない。遠心式では一般に r の増大と共に低下する傾向があるも之は全く反對で此事は當然な事柄であるが兩者を比較すると一寸面白いと思ふ。

Fig. 38 は全断熱効率と壓縮比との関係で之は r の増大と共に増大し更に r が増大すれば漸次低下する傾向がある。此傾向は不利なことは云ふまでもなく少くとも一定に保持して欲

いものである。

(e) 漏洩試験

此の容積型過給器の所謂滑り回轉數を求るために既に述べた様に過給器の吐出導管を密閉して一定の壓力を保持し得る rotor の回轉數を検べたのである。 Fig. 39 に圖示したのは

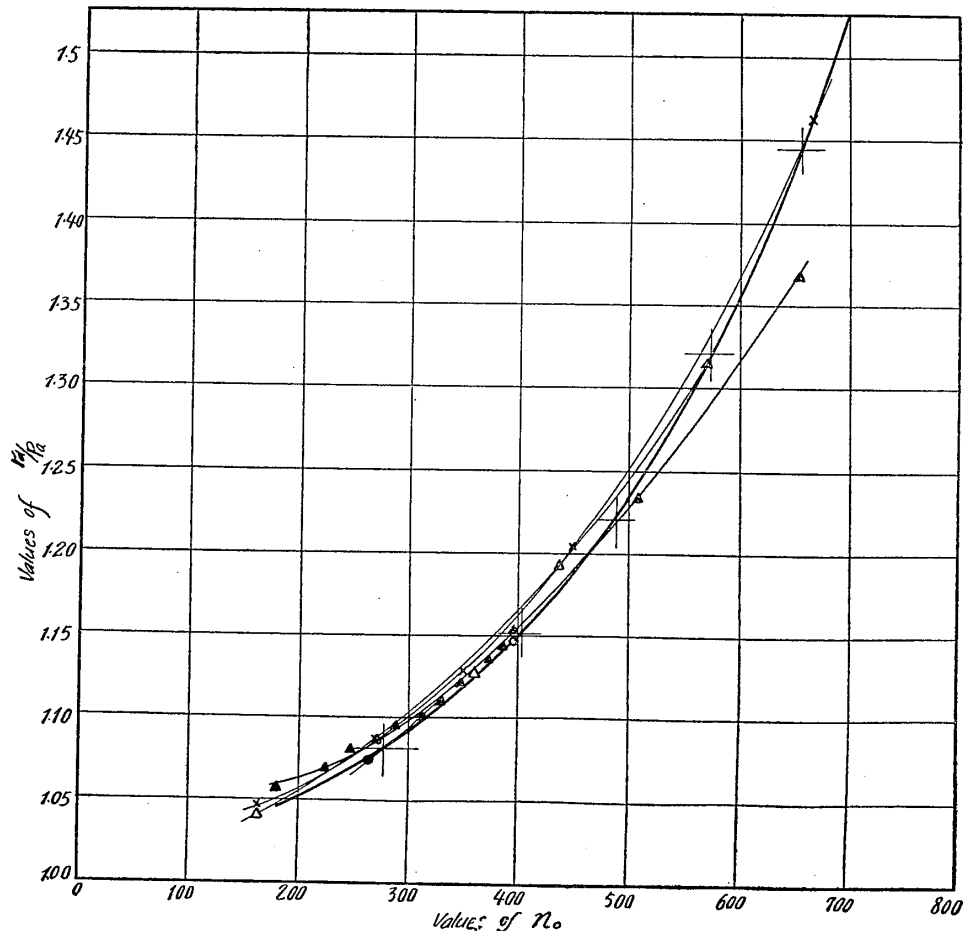


Fig. 39 滑り回轉數 n_0 と壓力比 P_0/P_a との關係

其の實驗結果で同一印の實測點は吐出導管の漏洩空氣を補充する眞空ポンプの調整を一定にして行つたもので、之等細い實線中にある+印は眞空ポンプの各調整に於ける吐出導管内の壓力(過給器より取外して測定した場合)を示すものである。其故、此等+印を結ぶ太い實線が所謂壓力比と滑り回轉數の關係を表示する曲線となる譯である。壓力比と此の滑り回轉數 n_0 が判れば、容積効率は一般に此の滑り回轉數 n_0 を含む式⁽¹⁾にても表示される。即ち

$$\eta_v = \frac{n - n_0}{n}$$

(1) Diagrams of Roots Type Aircraft Engine Supercharger 航空彙報 No. 134. 1935. 10.

茲に $n_0 = f\left(\frac{P_a}{P_s}\right)$ の形で表され過給器の壓力比を一定に保つと殆んど一定値を持つものである。

Fig. 40 に圖示したのは此過給器の潤滑油消費量 q と回轉數 n との關係を示したものである。油唧筒は別の動力にて動かされ其回轉數を一定に保つた場合であるが、油消費量 q は n の増加と共に増大し或る回轉に達すると其後は逆に低下を示して居る。此現象は過給器の回轉の増加に伴つて吐出空氣量が増大し吸入空氣によつて吸込まれる油費が漸次増加するが一方回轉數の増大によつて壓力比が高くなり或る回轉に達すると却つて壓縮空氣が逆流する様になり吐出口への流出を阻止する結果單位時間の滑油消費量が減小或は殆んど一定に保たれる様なことになるが、普通の様には油唧筒が過給器に直給され rotor の回轉に比例して増大する場合、此の q の曲線は此場合と全然相異なるものとなることは云ふまでもない。此試験では此過給器の回轉驅動側の反對側への給油は一定 head の oil tank より極少量の油を回轉子軸の内部に導いたもので壓力比が高くなると殆んど吐出口に流出しない状態であつた。油消費量は此の oil tank の分と油唧筒のものとの和あることは云ふまでもない。此實

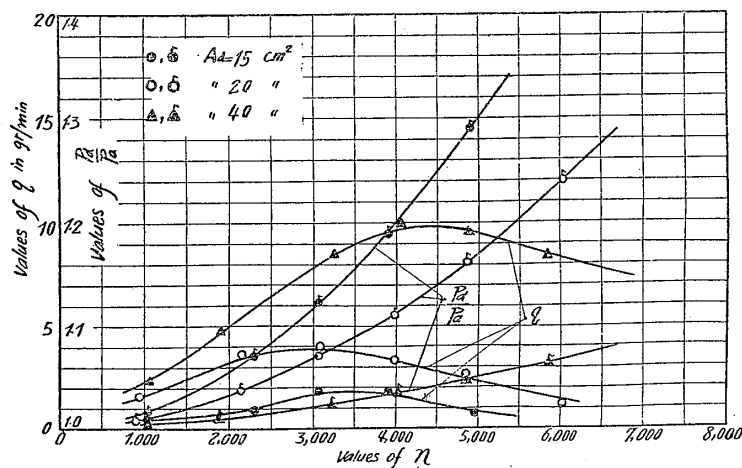


Fig. 40 回轉數 n と潤滑油消費量 q との關係

験に於ける潤滑油の消費量は壓力比で可成増減するが空氣量と油消費量との比は約20の程度に保つて良好な結果を得た、此値は遠心過給器の其れと大差はない。

(f) 壓力比に関する實驗

今迄述べた實驗は過給器の吸入口を全開に保つて吐出口を變化せしめて行つたものであるが、斯様な場

合は空氣量は壓力比が増大しても容易に低下を示さない事實と、使用した電氣動力計の出力の關係上壓力比の高い場合の實驗は不可能であつたから、此壓力比に関する實驗は吸入管中に sluice valve を入れて吸入管内に減壓を作らしめることによつて空氣量を少くし壓力比を高めても所要馬力の増大を來さない様に心掛けて試験をした。結果は Fig.41 より Fig. 50 に示した、Fig. 41 は回轉數と壓力比の關係で、Fig. 42 は空氣量と回轉數、Fig. 43 は容積効率及び全斷熱効率と回轉數との關係を示したものである。 P_0 は此の場合吸入壓力 P_s 及び吸氣溫度 T_s によつて計算したものである。

容積効率は回轉數 n に對してあまり變化しないが壓力比低い場合より可成低下を示して

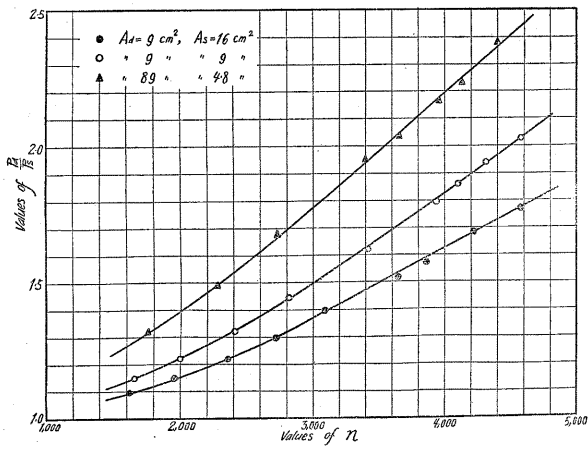


Fig. 41 回転数 n と圧力比 P_d/P_s との関係

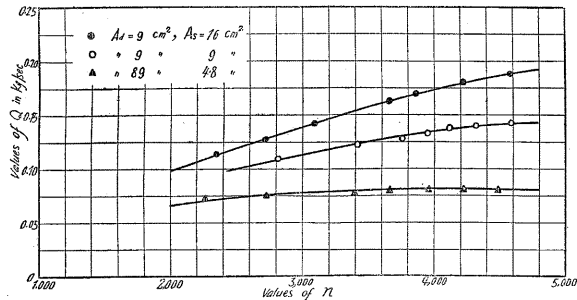


Fig. 42 回転数 n と空気量 Q との関係

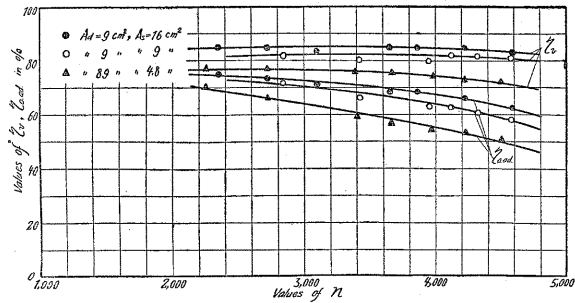


Fig. 43 回転数 n と容積効率 η_v 及び全断熱効率 η_{oad} との関係

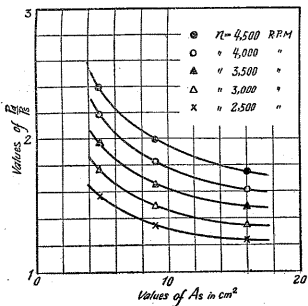


Fig. 44 吐出面積 A_d と圧力比 P_d/P_s との関係

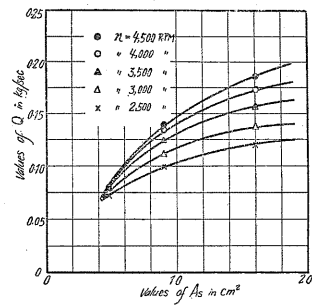


Fig. 45 吐出面積 A_d と空気量との関係

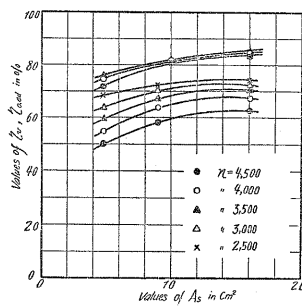


Fig. 46 吐出面積と容積効率 η_v 及び全断熱効率 η_{oad} との関係

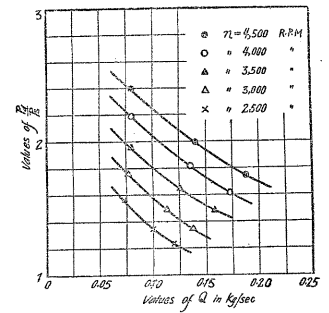


Fig. 47 空気量 Q と圧力比 P_d/P_s との関係

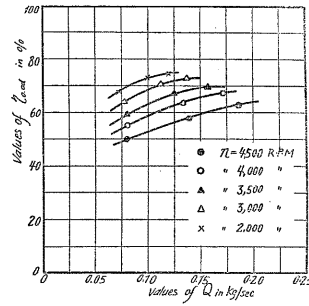


Fig. 48 空気量 Q と全断熱効率 η_{oad} との関係

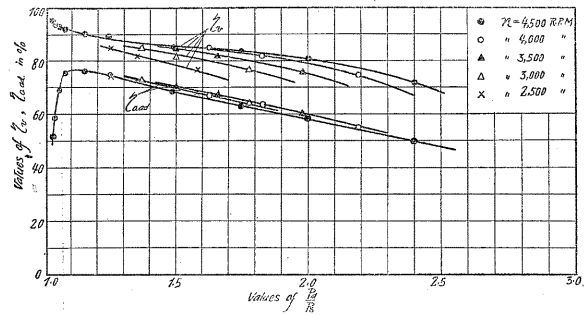


Fig. 49 圧力比 P_d/P_s と容積効率 η_v 及び全断熱効率 η_{oad} との関係

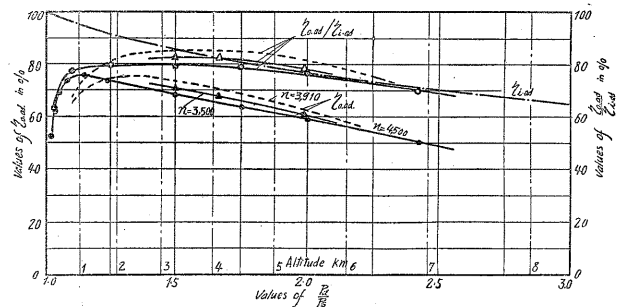


Fig. 50 圧力比と全断熱効率との関係

(航空用 Roots Supercharger の性能実験附圖)

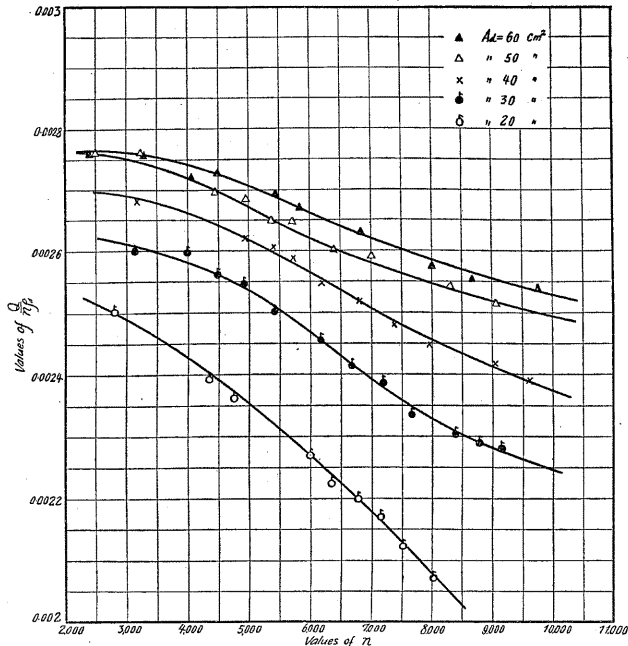


Fig. 51 回転数 n と Q/nPa との関係

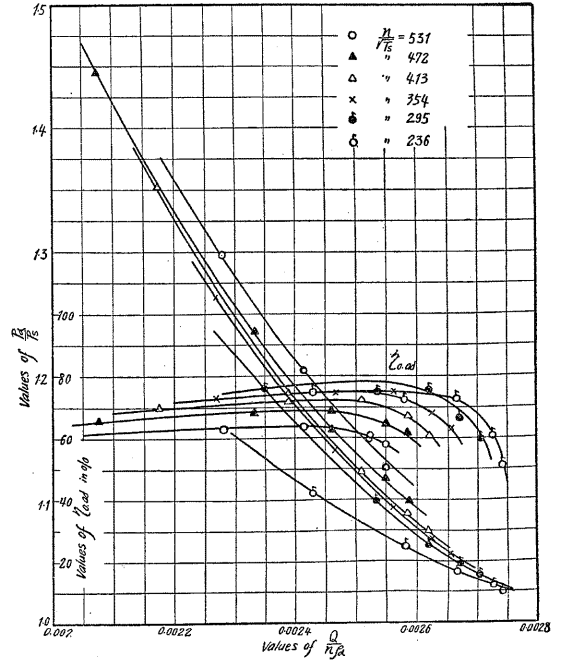


Fig. 54 Q/nPa と 壓力比 P_2/P_1 との関係

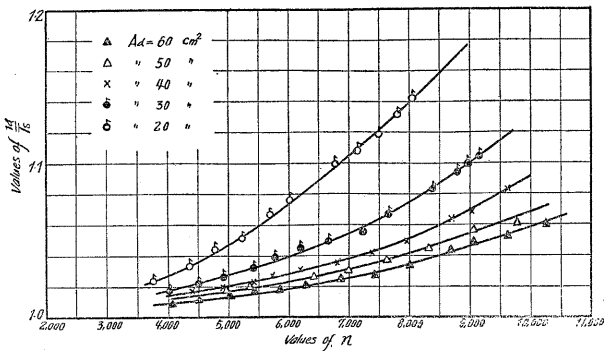


Fig. 52 回転数 n と 温度比 T_2/T_1 との関係

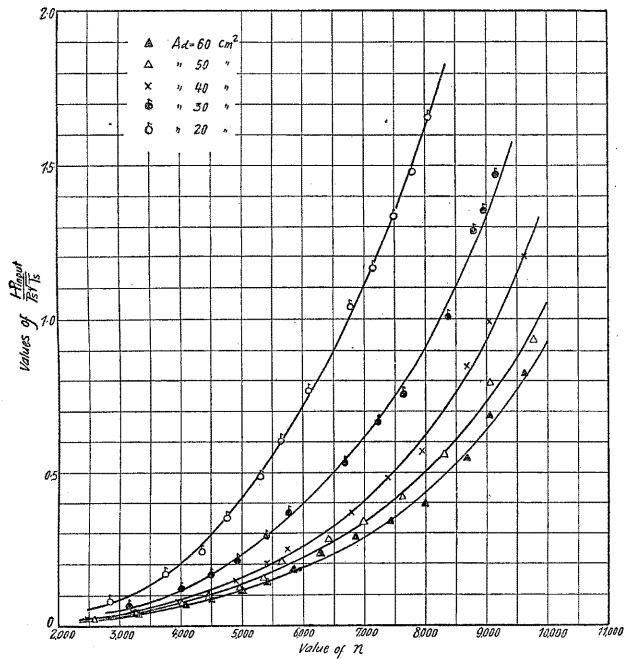


Fig. 53 回転数 n と $P_{input}/P_s\sqrt{T_2}$ との関係

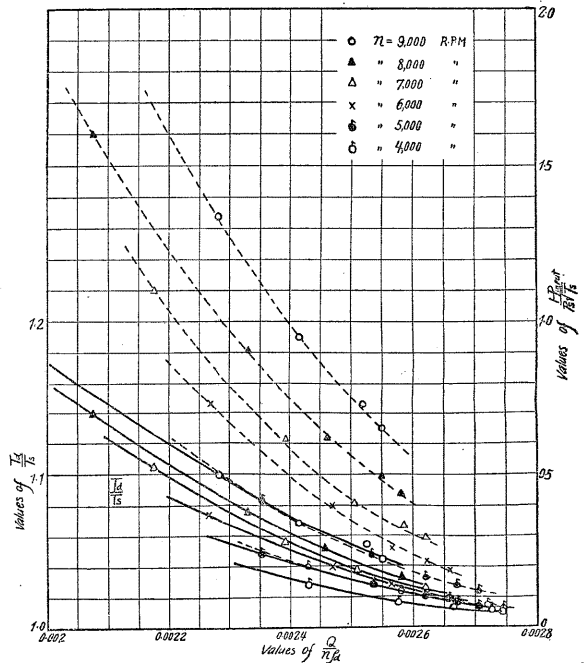


Fig. 55 Q/nPa と 温度比 T_2/T_1 との関係

居る (Fig. 13 参照) 全断熱効率ば回轉數の増加と共に低下し其値も可成低くなつて居る之は止むを得ない事である. Fig. 44 は吸入面積と壓力比の關係であるが $A_s=4.8\text{cm}^2$ のものは A_a の値が異なるので, $A_a \text{ const}$ の場合は壓力比が可成増大する筈であるが便宜上他の2點と連ねたものである. Fig. 45 は A_s と Q の關係である. Fig. 46 は容積効率及び全断熱効率と A_s の關係, Fig. 47 は空氣量と P_a/P_s , Fig. 48 は空氣量と全断熱効率の關係であるが, Q の増大と共に効率は増大し回轉數の高いものほど低値を示して居る,

次に Fig. 49 は壓力比と容積効率及び全断熱効率の關係を示したもので, 前述した吸入口全開の場合の其れと共に圖示したものであるが, η_v は壓力比の増大と共に低下し, 壓力比が 2.5 の程度に達すると η_v は 70 %位になる. 此値は此種の過給器としては低過ぎるが若し直徑を 2 倍にすれば回轉子の間隙を一定に保つた場合は容積効率は 90 % にも達する筈であるから, 壓力比高い過給器即ち正規高度の高いものでは rotor の直徑を小さくして回轉數を高めるより直徑を大きくして (勿論航空用としては構造上大體限度があり今日では直徑 200 mm 前後) 低速回轉 (低速と稱しても毎分 5,000~7,000 回轉の程度) を實行する方が有利な譯である. 全断熱効率は壓力比 1.2 位が最高で, 容積効率同様壓力比の増大に伴つて減小し, 壓力比 2.5 では約 50% に低下する, 此等の曲線より此過給器の適用範圍は大體壓力比は 2.0 位であることが判る.

Fig. 50 は Fig. 49 に示した $n=4,500$ 及び $3,500$ r.p.m. の場合の壓力比と全断熱効率の關係曲線と “Ideal” Roots の断熱効率曲線との比較及び兩者の比と壓力比の關係を示したものであるが

此の “Ideal” Roots の断熱効率 $\eta_{i.ad}^{(1)}$ は次式で表示される

$$\eta_{i.ad} = \frac{\gamma \left\{ \left(\frac{P_a}{P_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\}}{(\gamma-1) \left(\frac{P_a}{P_s} - 1 \right)}$$

故に $\eta_{0.ad}$ と $\eta_{i.ad}$ の關係は

$$\frac{\eta_{0.ad}}{\eta_{i.ad}} = \frac{R \cdot Q T_s \left(\frac{P_a}{P_s} - 1 \right)}{75 \text{ HP}_{\text{input}}}$$

となる.

結果は壓力比は大體 1.3~2.0 位までは既に述べた様に此 Roots 型過給器の適用範圍であることを示して居る. 圖中の點線は N.A.C.A. C2 型過給器の實驗結果⁽²⁾ を記入したもので, 此

(1) Tests of a Roots Type Aircraft Engine Supercharger, R. & M. No. 1558.

(2) 同上.

過給器は rotor の直径=241.3 mm, 長さ=209.6 mm のものであるが, 圧力比 1.2~2.2 位までは全断熱効率は幾分高く圧力比 2.5 位に達すると(此実験では圧力比は 1.98 迄実行されて居る。)我々の実験に供したのより低下する様である。此過給器も亦圧力比 1.3~2 の範囲内で使用した方が有利なことが判る。著者の考へでは Roots 型過給器では $\eta_{0.ad}/\eta_{i.ad}$ の値は 80% 以上に採るべきもので此れ以下では効率の點に於ても遠心型過給器に勝を譲らねばならない場合もあるから注意せねばならぬ。

(g) 高空性能

今迄圖示して來たものは所謂 bench test の結果であるが, 此の bench test の結果より高空に於ける性能を大體豫想するには次の様な方法⁽¹⁾⁽²⁾がある。之は可成實際と一致するもので, 次の様な曲線群を作つて求めるのである。

先づ回轉數 n と $Q/n\rho_a$ の關係であるが Q は此場合一分間に吐出する空氣量, ρ_a は吐出空氣密度であるから $Q/n\rho_a$ は rotor の一回轉に吐出する空氣容積を表す。Fig. 51 に示したのは兩者の關係である。Fig. 52 は溫度比 T_d/T_s と回轉數の關係で, 圧力比と大體同一性質の曲線である。

Fig. 53 は回轉數と $HP_{input}/P_s\sqrt{T_s}$ の關係曲線で高空に於ける HP_{input} を豫想する場合に必要な曲線である。Fig. 54 に示したのは Fig. 51 と Fig. 10, Fig. 15 より plot し直したもので $Q/n\rho_a$ と P_d/P_s , $\eta_{0.ad}$ の關係を夫々表示したものである。Fig. 55 は $Q/n\rho_a$ と T_d/T_s 及び $HP_{input}/P_s\sqrt{T_s}$ の關係で, 此等 Fig. 54, Fig. 55 の兩圖より高空性能を求めるには, 此過給器を附ける發動機的全行程容積, 容積効率及び過給器と發動機の回轉速度比が決つて居れば $Q/n\rho_a$ の値が定り, 更に高度を與へることによつて $\frac{n}{\sqrt{T_s}}$ の値も知ることが出来るから, Fig. 54 より其高度に於ける断熱効率を, Fig. 55 より其の高度に於ける吐出溫度は T_d/T_s の曲線より, 所要馬力は $HP_{input}/P_s\sqrt{T_s}$ の曲線より其々推察することが出来る。所要馬力は $P_s\sqrt{T_s}$ が判つて居るから $HP_{input}/P_s\sqrt{T_s}$ の値を見出すと直ちに求め得らる譯である。

5. Roots 型過給器の各調整法の實驗結果

此種過給器の空氣量の調整法には種々な様式がある。Fig. 56 に各様式を示した。case I は Single Roots の様式で (a) は throttle control, (b) は單なる by-pass control, (c) は compressed air の circulation による by-pass control を示したものである。case II は所謂 Double Roots method で (a) は側面断面圖, (b) は水平断面圖である。此様式は

(1) R. S. Capon and G. V. Brooke: The Application of Dimensional Relationships to Air Compressors, with Special Reference to the Variation of Performance with Inlet Conditions, R. & M. No. 1336, 6, 1933.

(2) Tests of a Roots Type Aircraft Engine Supercharger, R & M. No. 1558.

高空に於ては case I の (c) case と同様な作用をなすもので、Fig. 56. case II の a 圖の valve (1) を圖の様に開いて valve (2) を rated altitude の時は圖の位置の様に閉ぢて、臨界高度以下の高度では、此の valve (2) を control する譯であるが、地上では valve (1) を點線で示した様に閉ぢて、valve (2) を全開せしめて air circulatio を實行するのである。此調整によつて普通の Roots として働く部分の壓力の effectn を受けないことになり、單に低壓力の空氣を循環せしめることになるのである。

又、此外に過給器の吸入口を絞る代りに過給器の外筐に數個の穴を穿つて其面積を加減して空氣量を加減する⁽¹⁾方法、或は過給器の吐出口に特殊の valve⁽²⁾を装置して Roots 型過給器の缺點の一つである吐出壓力の變化を調整する方法もあるが、之装置は高速用には不適で其上構造複雑となり勢ひ過給器の重量に増大を來す譯で優秀なものとは言ひ難い。

實驗は簡單に大體の傾向を知る程度に行つたが、比較は Fig. 56 case I に相當するものを實行した。case I の (a) の場合は Fig. (6) に於て AA 部に sluice valve を装置して調整した。b の場合は吸入口を全開して置き吐出管の a 部に絞弁を備へて空氣量を加減

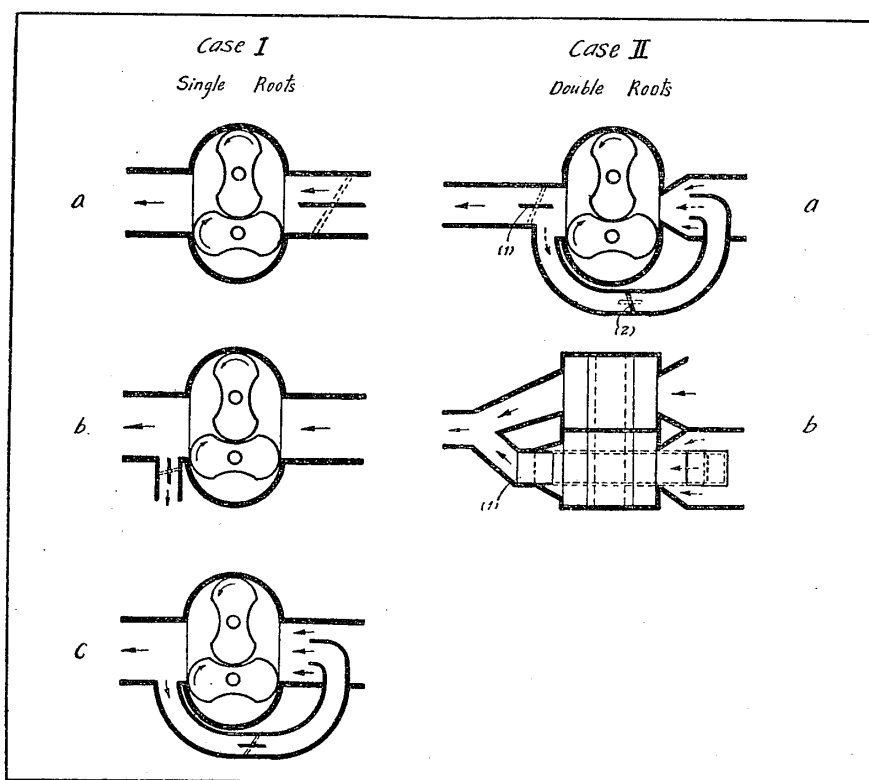


Fig. 56 各種調整法の略圖

(1), (2) Oscar W. Shey and Ernest E. Wilson: An Investigation of the Use of Discharge Valve and an Intake Control for Improving the Performance of N.A.C.A. Roots Type Supercharger, N.A.C.A. Technical Report, No. 303 (1928).

した. c の場合に Fig. (6) 圖示した様に壓縮空氣の一部を循環せしめるのであるが循環空氣量は rotary valve によつて調節した.

實驗結果は Fig. 57~Fig. 63 に圖示した通りである.

Fig. 57 は (b) case と (c) case を比較したもので兩者の吐出空氣量 (發動機の空氣消費量に相當する値) を一定に保つた場合である. 圖中 Q_s は case b の放出調整法に於て過給器を通過する空氣量で, Q_a は吐出空氣量, Q_c は case c の循環調整に於ける循環空氣量を表す. 此の Q_c は case b に於ける放出空氣量 Q_b に相當する値である. 結果を見ると循環調整に於ける所要馬力 FP_j と放出調整に於ける所要馬力 FP_b との比は大體 92~93% の程度である. 即ち空氣循環調整によつて約 1 割の所要馬力を減小せしめ得られた譯である.

循環空氣の吹出口の面積 $A_j = 12.6 \text{ cm}^2$ 其面積は正方形であり, 吐出面積は 15 cm^2 に採つた. Fig. 57~63 に於て FP_j と FP_b との比を求たる際に實驗の都合上 P_d/P_s の異つた場合同じ吐出量を得る場合の FP_b' を求めるには次の様な計算を試みた.

吐出量 Q_a は吐出面積を一定に保つと僅の壓力比の變化に對しては一定と考へられるから

$$Q_a = \text{const} \cdot \sqrt{\frac{P_a^2}{T_a} \left[\left(\frac{P_a}{P_s} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_a}{P_a} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \dots\dots\dots(1)$$

其故放出調整の場合 $\frac{P_{a,b}^2}{T_{a,b}} \left[\left(\frac{P_{a,b}}{P_s} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{a,b}}{P_a} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]$ の値を P_a に對して plot して其曲線上に循環調整法の場合の吐出量 (空氣流量計により求めた値) に相當する $\frac{P_a^2}{T_a} \left[\left(\frac{P_a}{P_s} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_a}{P_a} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]$ の値を求め流量一定の場合の $P_{a,b}'$ を見出す. 此の $P_{a,b}'$ と $P_{a,b}$ より

$$FP_b' = FP_b \frac{\left(\frac{\rho_{a,b}'}{P_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{P_{a,b}}{P_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1} \dots\dots\dots(2)$$

の關係となるので上式より FP_b' を求めた.

Fig. 58 に圖示したのは Fig. 57 と同種類の曲線で單に放出口 A_a を變化せしめて P_d/P_s を高めた場合である. 此時は FP_j/FP_b は 0.95 の程度に表れた.

Fig. 59 は循環空氣の吹出口を直徑 40 mm の圓筒形にして空氣通路を抵抗の少ない様にしたので, 此場合循環空氣量も前者より多く $Q_c > Q_a$ であるので FP_j/FP_b の値も 90% を示して居る. 之の Q_a と Q_c との關係は高度約 7,300 m の場合に相當する.

Fig. 60 は double jet 法の實驗結果の一部で Fig. (6) に其骨組圖を示した. 結果は single jet 法に比べて幾分所要馬力の減小を示し, FP_j/FP_b の値は約 87% に低下した Q_c 及び

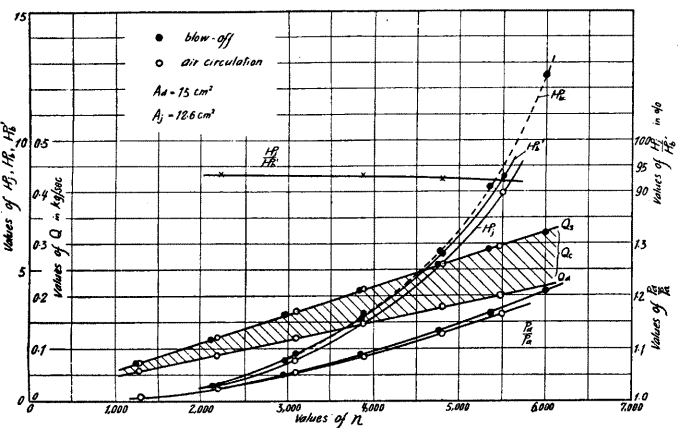


Fig. 57 回転数 n と空気量, 所要馬力, 所要馬力比及び P_d/P_a との関係

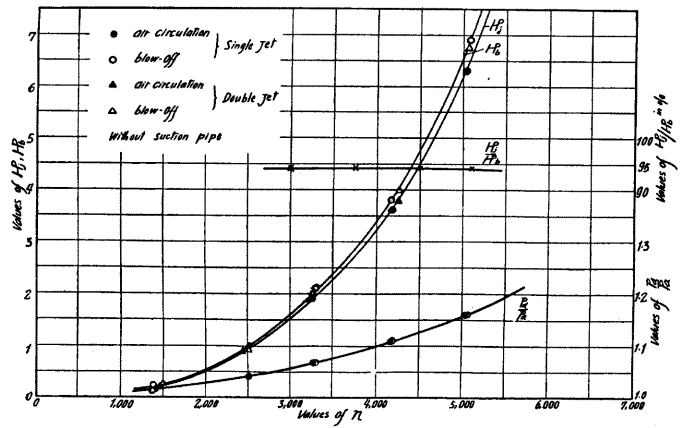


Fig. 61 回転数 n と所要馬力, 所要馬力比及び P_d/P_a との関係

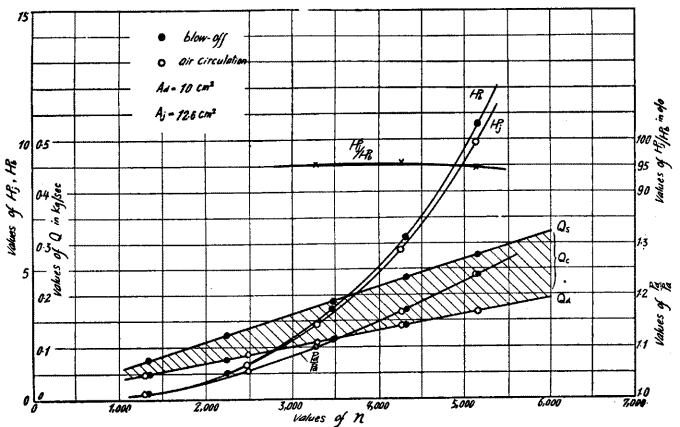


Fig. 58 回転数 n と空気量, 所要馬力, 所要馬力比及び P_d/P_a との関係

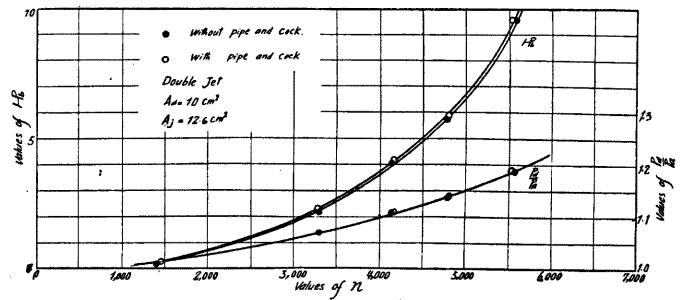


Fig. 62 回転数 n と所要馬力, 所要馬力比及び P_d/P_a との関係

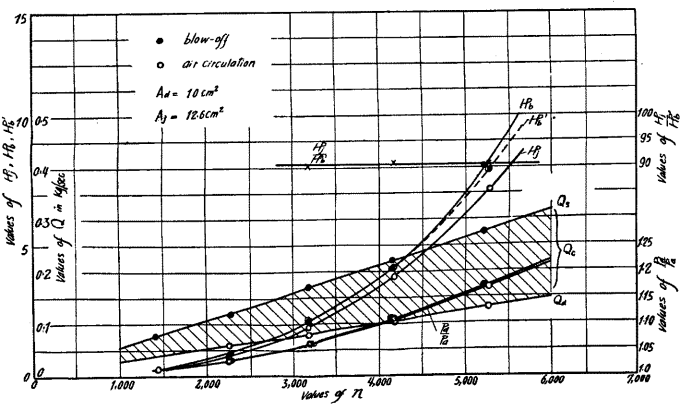


Fig. 59 回転数 n と空気量, 所要馬力, 所要馬力比及び P_d/P_a との関係

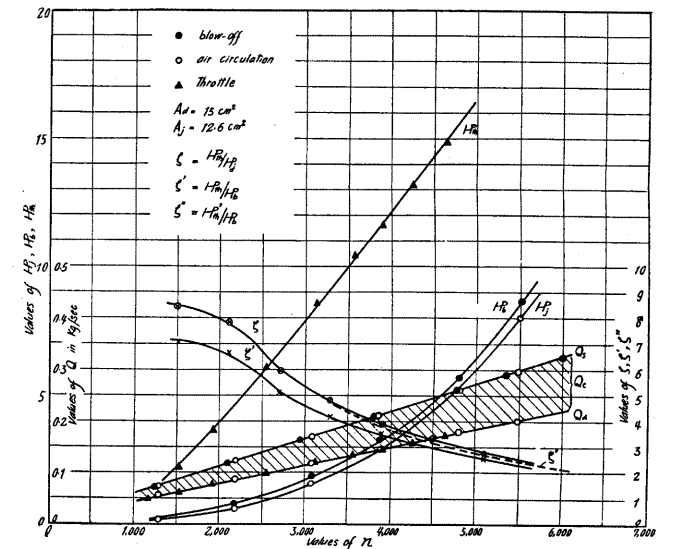


Fig. 63 回転数 n と空気量, 所要馬力, 所要馬力比, 及計算による所要馬力比 ζ との関係

(航空用 Roots Supercharger の性能実験図)

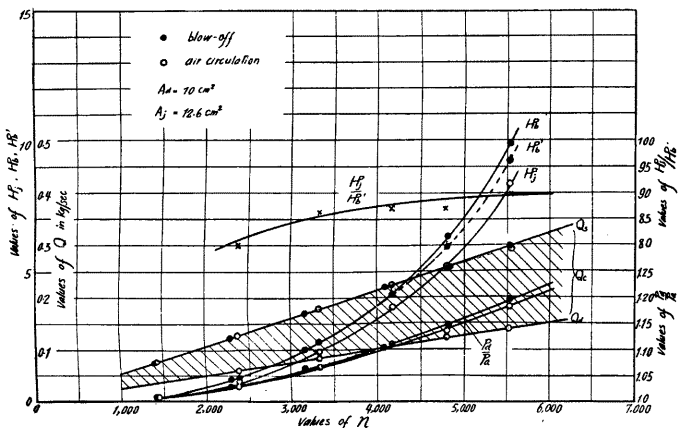


Fig. 60 回転数 n と空気量, 所要馬力, 所要馬力比及び P_d/P_a との関係

Q_a は共に Fig. 59 の場合と相等しい値を保たせた。

Fig. 61 は Fig. (6) に於て吸入管を BB 部分より取外して実験を行つた結果を示したもので、 A_a を一定に保ち single jet 及び double jet 法を其々放出調整法と比較したもので、結果は single jet と double jet は殆んど差違を認めず共に FP_j/FP_b は 94% の悪結果を示した。之は blast pipe としての利き方が悪いのが原因の一つであることは確かである。

Fig. 62 に圖示したものは放出調整法に於て放出空気を Fig. 6 に示した吐出導管の a 部より直ちに放出したものと、空気循環法に於ける空気噴出管を其儘吸入管より取出して空気中に放出した場合との比較であるが、所要馬力は精確に測定すれば幾分差が出る筈であるが、此実験では P_a/P_a を修正して計算を試みても FP_b に殆んど一致と見たが連絡管の長は約 1.5 m であるので大した抵抗にならなかつたと思はれる。

最後に Fig. 63 に圖示したのは放出調整、循環調整及び絞瓣調整の各様式を比較したもので此場合の A_a 及び A_j は Fig. 57 に示したものと同じ値で試みた。結果は圖示する通りで FP_{th} は絞瓣調整の場合の所要馬力であり、 $\zeta = FP_{th}/FP_j$ 、 $\zeta' = FP_{th}/FP_b$ 、 $\zeta'' = FP_{th}'/FP_b$ で FP_{th}' は簡単な計算で求めた絞瓣調整法の所要馬力を表したものである。

此等の比較に於て ζ'' を求めるには次の様な略算を行つた

放出調整法に於ける所要馬力 FP_b は

$$FP_b = FP_{b,th} + \sum h_{f,b} = \frac{1}{75} \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} R \cdot Q_s T_{s,b} \left\{ \left(\frac{P_{a,b}}{P_{s,b}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} + \sum h_{f,b} \dots \dots \dots (3)$$

で表示され、 $\sum h_{f,b}$ を $FP_{f,b}$ で表すと

$$FP_{f,b} = FP_{b,th} \left(\frac{1}{\eta_{0,ad,b}} - 1 \right) \dots \dots \dots (4)$$

次に絞瓣調整法の所要馬力は

$$FP_{th} = FP_{th,th} + \sum h_{f,th} = \frac{1}{75} \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} R \cdot Q_a T_{s,th} \left\{ \left(\frac{P_{a,th}}{P_{s,th}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} + \sum h_{f,th} \dots \dots \dots (5)$$

茲に $\sum h_{f,b}$ 、 $\sum h_{f,th}$ は其々損失馬力の和を表す。

で表示出来る。

また、 $FP_{th,th}$ と $FP_{b,th}$ との間には次の様な関係がある。即ち

$$FP_{th,th} = FP_{b,th} \cdot \frac{\left(\frac{P_{a,th}}{P_{s,th}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{P_{a,b}}{P_{s,b}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1} \cdot \frac{Q_a}{Q_s} \dots \dots \dots (6)$$

此関係は $T_{s,b}$ と $T_{s,th}$ は一般に殆んど相等しい故 $T_{s,b} = T_{s,th}$ と置いて求めたものである。

次に $FP_{f,b}$ と $FP_{f,th}$ との関係であるが、絞瓣調整法の壓力比は放出調整法の壓力比より遙かに大きいから此種容積型過給器の FP_f は全く壓力比に depend するから壓力比で兩者の

関係を表すと、此の Roots supercharger では回轉數により可成變化するが此實驗の範圍では大體

$$\text{HP}_{f,\text{th}} = \text{HP}_{f,b} \left(\frac{m'-1}{m-1} + 1 \right) \frac{1}{2} \dots\dots\dots(7)$$

茲に $m = \frac{P_{a,b}}{P_{s,b}}$, $m' = \frac{P_{a,\text{th}}}{P_{s,\text{th}}}$ を表す。

で表示出来る。

故に 4, 5, 6, 7 式より絞瓣調整法の所要馬力は

$$\text{HP}_{\text{th}} = \text{HP}_{b,\text{th}} \left\{ A + \left(\frac{1}{\zeta_{0,\text{ad},b}} - 1 \right) \left(\frac{m'-1}{m-1} + 1 \right) \frac{1}{2} \right\} \dots\dots\dots(8)$$

また、絞瓣調整法と放出法の所要馬力比は

$$\frac{\text{HP}_{\text{th}}}{\text{HP}_b} = \zeta_{0,\text{ad},b} \left\{ A + \left(\frac{1}{\zeta_{0,\text{ad},b}} - 1 \right) \left(\frac{m'-1}{m-1} + 1 \right) \frac{1}{2} \right\} \dots\dots\dots(9)$$

上式で

$$A = \frac{\left(\frac{P_{a,\text{th}}}{P_{s,\text{th}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{P_{a,b}}{P_{s,b}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1} \cdot \frac{Q_a \text{HP}_{b,\text{th}}}{Q_s} \dots\dots\dots(10)$$

と置いたものであり、 $m' = \frac{P_{a,\text{th}}}{P_{s,\text{th}}} = \frac{P_{a,\text{th}} Q_s}{P_{s,b} Q_a}$ で置換へられるから (8) 式を書直すと結局次の様な形になる。

$$\frac{\text{HP}_{\text{th}}}{\text{HP}_b} = \zeta_{0,\text{ad},b} \left\{ \frac{\left(\frac{P_{a,\text{th}}}{P_{s,b}} \frac{Q_s}{Q_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{P_{a,b}}{P_{s,b}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1} \cdot \frac{Q_a}{Q_s} + \left(\frac{1}{\zeta_{0,\text{ad},b}} - 1 \right) \left(\frac{P_{a,\text{th}} Q_s Q_a^{-1} + P_{a,b} - 2P_{s,b}}{P_{a,b} - P_{s,b}} \right) \frac{1}{2} \right\} \dots\dots\dots(11)$$

Fig. 63 に示した ζ'' 曲線は (11) 式より計算したもので、此場合簡単に $P_{a,\text{th}} = P_{a,b}$ と置いたが實際は $P_{a,\text{th}} > P_{a,b}$ あることは云ふまでもない。此實驗の範圍では結果に於て 2~3% の差に止る筈である。今少し丁寧に計算するには此の supercharger の壓縮指數を求めて 2 回位計算を繰返せばよい。此實驗で Q_s と Q_a の關係は高度約 4000 m の場合に相當する。

6. 結 言

以上航空用高速 Roots 型過給器の一般性能及び此種過給器の特徴ある各種調整法の簡単な實驗結果を述べたが、未だ不十分な點が多いと思ふ。使用電氣動力計の出力の關係上無理な實驗も出來ず、加ふるに此實驗は製作直後に行つたもので、實驗に際して細心の注意を拂ひ、損傷なき様努力せねばならなかつたので、壓力比に関する實驗の様な極めて重要な試験を今少し深く試る必要があつたが、上述の程度に止めた。併し此實驗で此過給器の特性を

大體知ることが出来たので簡単ながら取敢えず報告する。我々が過去に於て実験せし各種過給器即ち, vane type, centrifugal type, exhaust driven centrifugal type 等の特性と此種 Roots 型とを比較するとき此の Roots 型に航空用過給器としての有利な特異點を見出されることを此處に強調して報告を終る。

終りに臨み御親切なる御指導を賜つた富塚教授並びに御助力を願つた渡部一郎氏に厚く御禮を申上げる。

昭和十年十月

於 航空研究所 發動機部

Tests of Roots Supercharger
(Suction full open and delivery throttled)

No. 1 $p_a=751.0$ mmHg $t_a=15^\circ\text{C}$

Test No.	R.P.M. of Rotors	HP_{input}	Pressure in mm water		Pressure ratio P_d/P_s	Temperature $^\circ\text{C}$		Q in kg/sec	η_v in %	$\eta_{0,ad}$ in %	A_d in cm^2
			above atm. P_d	below atm. P_s		t_d	t_s				
1	2310	0.455	18	41	1.006	16.0	15.0	0.1279	95.9	16.38	89
2	2691	0.569	26.5	54	1.008	16.5	16.0	0.1499	93.6	16.7	≐
3	3678	0.933	40.5	95	1.013	17.0	15.0	0.2039	95.0	33.1	≐
4	4290	1.21	65	135	1.020	17.5	14.5	0.2379	95.4	43.9	≐
5	4602	1.339	75	147	1.022	18.0	14.5	0.2564	96.2	46.6	≐
6	5031	1.63	93	176	1.027	≐	≐	0.2803	96.7	51.5	≐
7	5472	2.00	87	199	1.029	19.0	≐	0.2973	94.7	47.2	≐
8	5916	2.61	101	236	1.034	19.0	≐	0.3218	94.5	46.9	≐
9	6474	3.28	139	279	1.042	20.0	≐	0.3498	93.9	50.0	≐
10	7050	3.67	182	329	1.052	20.5	≐	0.3808	95.2	59.4	≐
11	7686	4.55	198	375	1.058	21.0	≐	0.4037	93.3	57.2	≐
12	8373	6.25	202	462	1.068	23.0	14	0.4397	93.4	52.7	≐
13	9060	8.42	278	544	1.085	26.0	≐	0.7481	94.5	52.9	≐
14	9714	10.13	319	603	1.096	28.0	≐	0.5006	93.3	51.7	≐
15	10314	10.46	346	658	1.105	29.0	≐	0.5196	92.0	56.8	≐

No. 2 $P_a=750.5$ mmHg $t_a=15.0^\circ\text{C}$

Test No.	R.P.M. of Rotors	HP _{input}	Pressure in mm water		Pressure ratio P_d/P_s	Temperature $^\circ\text{C}$		Q in kg/sec	η_v in %	$\eta_{0.ad}$ in %	A_a in cm^2
			above atm. P_d	below atm. P_s		t_a	t_s				
1	2522	0.369	32.5	50.5	1.008	18	15	0.1449	93.0	36.6	75
2	2982	0.494	37	62	1.01	∕	∕	0.1599	92.5	36.1	∕
3	3774	0.851	59	98.5	1.016	∕	∕	0.2058	94.4	42.2	∕
4	4314	1.22	91	133	1.022	18.5	∕	0.2368	94.5	48.6	∕
5	4626	1.37	121	145	1.027	19.0	∕	0.2553	95.5	55.2	∕
6	5058	1.67	139	176	1.032	∕	∕	0.2798	96.2	58.7	∕
7	5460	2.15	131	197	1.033	19.5	∕	0.2957	94.2	50.4	∕
8	5922	2.84	157	236	1.040	20.0	15.5	0.3197	94.8	49.5	∕
9	6318	3.38	218	264	1.049	21.0	15.0	0.3392	94.3	54.0	∕
10	6876	4.26	262	314	1.058	22.0	∕	0.3707	94.9	56.0	∕
11	7464	4.63	271	350	1.063	22.5	∕	0.3336	92.9	59.1	∕
12	8082	5.8	298	412	1.073	24.0	15.5	0.4226	93.2	58.1	∕
13	8406	6.99	319	459	1.080	25.0	∕	0.4401	93.6	55.1	∕
14	9114	9.5	420	546	1.100	28.0	16.0	0.4727	94.1	54.2	∕
15	9780	11.0	475	599	1.112	28.5	∕	0.5014	93.5	54.9	∕

No. 3 $P_a=761.5$ mmHg $t_a=13^\circ\text{C}$

Test No.	R.P.M. of Rotors	HP _{input}	Pressure in mm water		Pressure ratio P_d/P_s	Temperature $^\circ\text{C}$		Q in kg/sec	η_v in %	$\eta_{0.ad}$ in %	A_a in cm^2
			above atm. P_d	below atm. P_s		t_a	t_s				
1	2400	0.507	49	43	1.009	13.5	12	0.1364	92.7	27.0	60
2	3300	0.836	97	79.5	1.017	14.0	∕	0.1884	94.9	43.2	∕
3	4080	1.27	138	122	1.025	15.0	12.5	0.2295	94.0	51.0	∕
4	4500	1.52	185	143	1.032	16.0	∕	0.2540	95.3	59.5	∕
5	5010	1.98	224	176	1.039	17.0	∕	0.2828	96.0	62.3	∕
6	5430	2.52	230	203	1.043	17.5	∕	0.3014	94.0	56.3	∕
7	5850	3.21	298	236	1.053	18.5	13.0	0.3242	94.7	58.5	∕
8	6855	4.93	414	317	1.073	20.0	∕	0.3765	95.2	60.7	∕
9	7425	5.68	434	350	1.079	21.0	13.5	0.4003	93.3	60.5	∕
10	7998	6.76	509	414	1.093	23.0	∕	0.4281	93.2	63.7	∕
11	9054	11.22	624	544	1.119	28.0	14.0	0.4841	93.9	54.8	∕
12	9624	13.7	726	595	1.136	29.0	∕	0.5098	94.5	53.8	∕
13	10251	13.9	868	660	1.158	31.0	∕	0.5240	92.0	62.7	∕

No. 4 $P_a=761.5$ mmHg $t_a=13^\circ\text{C}$

Test No.	R.P.M. of Rotors	HP _{input}	Pressure in mm water		Pressure ratio P_d/P_s	Temperature °C		Q in kg/sec	η_v in %	$\eta_{0,ad}$ in %	A_d in cm ²
			above atm. P_d	below atm. P_s		t_a	t_s				
1	2562	0.397	79	48.5	1.012	—	13	0.1423	91.7	50.0	50
2	3270	0.737	135	77.5	1.021	17.0	≈	0.1853	74.4	57.9	≈
3	4011	1.24	194	116	1.030	17.5	≈	0.2222	93.1	60.1	≈
4	4440	1.565	244	139	1.038	18.0	≈	0.2474	95.0	65.9	≈
5	4950	2.09	296	168	1.046	18.5	≈	0.2765	95.0	66.6	≈
6	5352	2.71	359	195	1.055	19.0	≈	0.2956	94.3	65.4	≈
7	5754	3.56	407	222	1.062	20.0	≈	0.3618	94.0	60.4	≈
8	6408	4.73	529	275	1.080	21.0	13.5	0.3822	93.5	63.6	≈
9	6990	5.81	610	318	1.093	22.0	≈	0.3493	94.4	66.0	≈
10	7614	7.08	664	369	1.104	24.0	≈	0.4048	92.7	64.1	≈
11	8316	9.37	753	461	1.123	26.5	14.0	0.4422	93.3	61.9	≈
12	9054	13.3	936	540	1.151	30.0	≈	0.4822	94.2	57.6	≈
13	9780	15.4	1071	599	1.172	31.0	≈	0.5073	92.8	59.3	≈

No. 5 $P_a=761.5$ mmHg $t_a=13.5^\circ\text{C}$

Test No.	R.P.M. of Rotors	HP _{input}	Pressure in mm water		Pressure ratio P_d/P_s	Temperature °C		Q in kg/sec	η_v in %	$\eta_{0,ad}$ in %	A_d in cm ²
			above atm. P_d	below atm. P_s		t_a	t_s				
1	2466	0.417	115	43	1.015	17	13.0	0.1364	92.1	56.1	40
2	3216	0.815	200	75	1.027	17.5	≈	0.1776	91.4	64.3	≈
3	3972	1.34	303	110	1.040	18.0	13.5	0.2225	94.4	74.1	≈
4	4404	1.80	380	137	1.051	18.5	≈	0.2429	93.1	75.3	≈
5	4914	2.49	461	166	1.062	19.0	≈	0.2714	94.0	73.5	≈
6	5412	3.43	583	195	1.077	20.5	14.0	0.2967	94.2	72.4	≈
7	5736	4.28	610	219	1.082	22.0	≈	0.3128	93.3	65.2	≈
8	6795	6.22	881	301	1.118	24.0	≈	0.3683	93.7	74.9	≈
9	7380	8.21	963	339	1.130	26.0	≈	0.3940	92.4	66.7	≈
10	7950	10.1	1098	403	1.151	28.0	≈	0.4200	92.2	66.3	≈
11	8694	14.2	1281	487	1.180	33.0	14.5	0.4588	93.1	58.3	≈
12	9024	16.4	1492	532	1.207	34.0	≈	0.4778	93.7	62.2	≈
13	9627	19.8	1681	582	1.232	38.0	≈	0.5005	92.7	61.0	≈

No. 6 $P_a=761.0$ mmHg $t_a=14.0^\circ\text{C}$

Test No.	R.P.M of Rotors	\dot{E}_{input}	Pressure in mm water		Pressure ratio P_a/P_s	Temperature $^\circ\text{C}$		Q in kg/sec	η_v in %	$\eta_{0.ad}$ in %	A_a in cm^2
			above atm. P_a	below atm. P_s		t_a	t_s				
1	2346	0.595	187	41	1.022	16.0	14	0.1260	89.8	52.4	30
2	3150	11.6	332	68	1.039	17.0	≐	0.1713	90.9	64.4	≐
3	4488	2.85	692	135	1.081	20.0	≐	0.2439	93.1	75.9	≐
4	4920	3.81	814	162	1.096	21.5	≐	0.2701	93.3	73.9	≐
5	5400	5.02	936	190	1.111	23.5	14.5	0.2920	92.7	69.8	≐
6	5760	6.33	1112	215	1.131	26.0	≐	0.3100	92.4	68.5	≐
7	6669	9.02	1458	284	1.174	29.0	15	0.3577	92.9	72.1	≐
8	7224	11.3	1593	322	1.192	30.5	≐	0.3855	92.9	68.3	≐
9	7641	12.8	1736	354	1.210	34.0	≐	0.3985	91.0	67.4	≐
10	8370	17.0	2061	448	1.254	39.0	≐	0.4358	91.7	67.5	≐
11	8652	19.9	2183	482	1.271	42.0	≐	0.4517	92.0	63.3	≐
12	8946	22.6	2464	508	1.303	45	16	0.4685	93.2	64.3	≐
13	9150	24.5	2464	535	1.306	46	≐	0.4771	92.9	60.7	≐

No. 7 $P_a=761.3$ mmHg $t_a=14.5^\circ\text{C}$

Test No.	R.P.M of Rotors	\dot{E}_{input}	Pressure in mm water		Pressure ratio P_a/P_s	Temperature $^\circ\text{C}$		Q in kg/sec	η_v in %	$\eta_{0.ad}$ in %	A_a in cm^2
			above atm. P_a	below atm. P_s		t_a	t_s				
1	2082	0.675	312	33	1.034	16.5	14	0.1103	88.7	60.9	20
2	2826	1.47	583	51	1.062	18.0	≐	0.1511	89.0	69.4	≐
3	4350	4.78	1309	128	1.133	23.5	≐	0.2322	91.0	73.4	≐
4	4764	6.18	1627	137	1.141	26.0	≐	0.2558	91.3	75.5	≐
5	5292	8.42	1959	176	1.173	29.0	14.5	0.2820	90.8	72.9	≐
6	5673	10.4	2088	199	1.210	34.0	14.7	0.3006	91.0	68.4	≐
7	6012	13.2	2421	232	1.226	37.5	15.0	0.3182	90.8	65.0	≐
8	6363	16.1	2753	262	1.300	41.0	≐	0.3361	91.2	63.8	≐
9	7149	19.8	3288	301	1.358	46.5	15.5	0.3763	92.1	68.7	≐
10	7491	22.3	3465	328	1.380	50	16.0	0.3867	90.1	66.0	≐
11	7800	25.2	3770	356	1.414	54	≐	0.3993	88.9	65.2	≐
12	8040	28.0	4000	388	1.442	57	≐	0.4119	90.0	64.2	≐