

# 空冷式空気圧縮機の中間冷却器に就て

鮎 澤 弘\*

## Inter-Cooler of Air Cooled Air Compressors

By Hiroshi Ayuzawa

Kawasaki Works, Hitachi, Ltd.

### Abstract

For the manufacture of general purpose air compressors with exhaust pressure exceeding  $10 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$  it is usual practice to adopt water cooled type to reduce power consumption. But for applications where the cooling water is hard to obtain the machine needs to be of air-cooled type. In this case, however, single stage type, which is almost standard to small-sized air compressors, is considered not suitable because of the considerably higher temperature the exhaust shows.

Trend is, therefore, to build the machine for such application in air-cooled two-stage type and make use of inter cooler.

The use of inter cooler for the two-stage compressor, however, should be weighed for its advantage by figuring out a difference between the power consumption by its fan and the gain in theoretical air power by the inter cooler system two-stage compressor over the single-stage type.

In the research on this respect the writer found that there was a limit of effective wind speed for the cooling fan, and the fan accelerated over this limit, even for the purpose of reducing the temperature of the exhaust, would impair the machine efficiency as a whole.

The writer made the above clear, by introducing  $\alpha$ , cooling rate of the inter cooler, into his theoretical consideration.

### [I] 緒 言

汎用空気圧縮機は、塗装或は充気用の如く吐出圧力が  $10 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$  以下の小容量のものでは空冷式として、一段圧縮型を採用し、中容量のものでは水冷式を採用して、消費動力の減少を計るのが普通である。併し冷却水の得難い所で運転する必要のある時は、中容量のものも空冷式とする。この場合一段圧縮型とすれば、吐出空気の温度上昇が相当大きいので運転上種々の障害をもたらす。従つて一段圧縮型では強制空冷式とするか、又は二段圧縮型として中間冷却器を用いる。特に最近要望されている土建用可搬式空気圧縮機としては空冷二段圧縮型のも

のが多い。而して空冷式二段圧縮型空気圧縮機の中間冷却器のファンの容量は、中間冷却器に釣合つた形に選び、吐出空気温度が成可く低くなるように決められているようである。併しファン容量に就いては、冷却に依る動力の節約と冷却ファン駆動に依る動力の消費とを合せ考え、総合的に如何様な得失になるかを検討する必要がある。この種空気圧縮機の一試験結果が得られたので、これ等につき理論的及び実験的考察を加えて見た。

### [II] 理論的考察

#### (1) 冷却ファンを持つ二段圧縮型空気圧縮機の断熱機械効率

二段圧縮型空気圧縮機の断熱機械効率  $\eta_{ad}$  は次式で表わされる。

\* 日立製作所川崎工場



$$\eta_{ad} = \frac{L_i}{L_a} \dots \dots \dots (1)$$

茲に  $L_i$  は二段断熱圧縮に依る理論的空氣動力で次式で表わされる。

$$L_i = wRT_0 \frac{2k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\} \text{ kg-m/hr} \dots \dots \dots (2)$$

- $w$  = 毎時圧縮空氣重量 kg/hr
- $R$  = 空氣のガス定数 = 29.27 m/°K
- $k$  = 空氣の両比熱の比 = 1.4
- $P_d$  = 二段吐出空氣圧力 kg/m<sup>2</sup>
- $P_0$  = 大氣圧力 (一段吸入空氣圧力) kg/m<sup>2</sup>
- $T_0$  = 大氣温度 (一段吸入空氣温度) °K

$L_a$  は空氣圧縮機の運転に要する動力で次の如くなる。

$$L_a = L_1 - (L_g - L_f) + L_M \text{ kg-m/hr} \dots \dots \dots (3)$$

- $L_1$  = 一段断熱圧縮による理論的空氣動力 kg-m/hr
- $L_g$  = 二段圧縮に依り節約される空氣動力 kg-m/hr
- $L_f$  = ファンの駆動々力 kg-m/hr
- $L_M$  = 空氣圧縮機の機械損失 kg-m/hr

故に断熱機械効率の向上を望むには  $L_M$  が一定とすれば  $(L_g - L_f)$  を出来るだけ大きくする必要がある。以下  $L_g, L_f$  に就いて検討して見る。

(A) 二段圧縮に依り節約される空氣動力

圧縮が断熱的に行われ、中間冷却器に依つて二段吸入空氣温度が大氣温度迄冷却され、且中間空氣圧力が大氣圧と二段吐出空氣圧力との相乗平均値を採る場合に於ては次式が成立する。

$$\begin{aligned} L_g &= L_1 - L_i \\ &= wRT_0 \frac{k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \\ &\quad - wRT_0 \frac{2k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\} \\ &= wRT_0 \frac{k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\}^2 \text{ kg-m/hr} \dots \dots \dots (4) \end{aligned}$$

併し乍ら空冷式中間冷却器では冷却風温度は通常一段吸入空氣温度に等しく、二段吸入空氣温度を一段吸入空氣温度迄冷却する事は行い難い。以下二段吸入空氣温度  $T_{s2}$  を次の如く表わす事にする。

$$T_{s2} = T_i - a(T_i - T_0) \text{ °K} \dots \dots \dots (5)$$

$$T_i = \text{一段吐出空氣温度 °K}$$

$$a = \frac{T_i - T_{s2}}{T_i - T_0} \dots \dots \dots (6)$$

茲に  $a$  を中間温冷却器の却率と呼ぶ事にする。然る時二段圧縮に依る節約動力は次の如く表わされる。

$$L_g = L_1 - L_2 \text{ kg-m/hr} \dots \dots \dots (7)$$

$$L_1 = wRT_0 \frac{k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \text{ kg-m/hr} \dots \dots \dots (8)$$

$$\begin{aligned} L_2 &= wRT_0 \frac{k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_i}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \\ &\quad + wRT_{s2} \frac{k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \text{ kg-m/hr} \dots \dots \dots (9) \end{aligned}$$

$L_1$  = 一段断熱圧縮に依る理論的空氣動力 kg-m/hr

$L_2$  = 中間冷却器の冷却率  $a$  の時の二段断熱圧縮に依る空氣動力 kg-m/hr

$P_i$  = 中間空氣圧力 kg/m<sup>2</sup>

茲で中間空氣圧力が  $L_2$  を最小にする値を求めて見る。その値は (9) 式に (5) 式を代入し、 $\partial L_2 / \partial P_i = 0$  として計算すれば  $a \neq 0, P_i \neq 0$  なる故次の条件を得る。

$$P_i = \sqrt{P_d P_0} \dots \dots \dots (10)$$

即ち一段吐出空氣温度が中間冷却器に依り一段吸入空氣温度迄冷却される理想的な場合と同一条件を得る。以下、二段行程容積比が (10) 式を満足するように選ばれたものとすれば、(9) 式は次の如くなる。

$$\begin{aligned} L_2 &= wRT_0 \frac{k}{k-1} \left\{ (1-a) \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \right. \\ &\quad \left. + (1+a) \right\} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\} \dots \dots \dots (9') \end{aligned}$$

従つて

$$L_g = wRT_0 a \frac{k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\}^2 \dots \dots \dots (7')$$

即ちこの場合の  $L_g$  は、冷却が理想的に行われた場合の節約動力に中間冷却器の冷却率を乗じたもので表わされる。

(B) 中間冷却器の冷却率と中間冷却器の熱貫流率との関係中間冷却器に依つて冷却される圧縮空氣の熱量  $Q$  は

$$\begin{aligned} Q &= C_p w (T_i - T_{s2}) \\ &= a C_p w T_0 \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\} \text{ kcal/hr} \dots \dots (11) \end{aligned}$$

$C_p$  = 空氣の定圧比熱 kcal/kg

一方中間冷却器の伝熱面積を  $A \text{ m}^2$ 、熱貫流率を  $K \text{ kcal/m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$  平均温度差を  $\Delta t_m \text{ } ^\circ\text{C}$  とすれば

$$Q = AK \Delta t_m \text{ kcal/hr} \dots \dots \dots (12)$$

茲に中間冷却器は直交流型を採用するが、直交流熱交換に対する平均温度差は複雑であるので次のような扱方を



する。

(a) 平均温度差として算術平均を採つた場合

直交流熱交換器に於ける近似値として算術平均を採れば、 $\Delta t_m$  は次式で表わされる。

$$\Delta t_m = \frac{(T_i + T_{s2}) - (2T_0 + \delta T)}{2} \dots\dots\dots(13)$$

$\delta T =$  冷却風の中間冷却器通過に依る温度上昇  $^{\circ}\text{C}$

茲に  $\frac{\delta T}{T_0} \ll 1$  として (13) 式を書直すと

$$\Delta t_m = \frac{2-a}{2} T_0 \left\{ \left( \frac{P_a}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\} \dots\dots\dots(13')$$

(11), (12), (13') 式より  $Q$ ,  $\Delta t_m$  を消去すれば次の関係式を得る。

$$a = \frac{1}{\frac{c_p w}{KA} + \frac{1}{2}} \dots\dots\dots(14)$$

(b) 直交流を並流と向流の中間型式と考えた場合

直交流の平均温度差を、直交流を並流と向流との中間型式と考えて求めると、(13') 式よりより少し正確な値を得る事が知られている。即ち直交流の平均温度差を、並流及び向流の平均温度差の平均と見做す。

$\frac{\delta t}{T_0} \ll 1$  として求めると並流及び向流の理論平均温度は全く同一式となる。従つて直交流の平均温度差として次式を得る。

$$\Delta t_m = \frac{a}{\log_e \left( \frac{1}{1-a} \right)} T_0 \left\{ \left( \frac{P_a}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\} \dots\dots\dots(15)$$

(11), (12), (15) 式より  $Q$ ,  $\Delta t_m$  を消去すれば次の関係式を得る。

$$a = 1 - e^{-\frac{KA}{c_p w}} \dots\dots\dots(16)$$

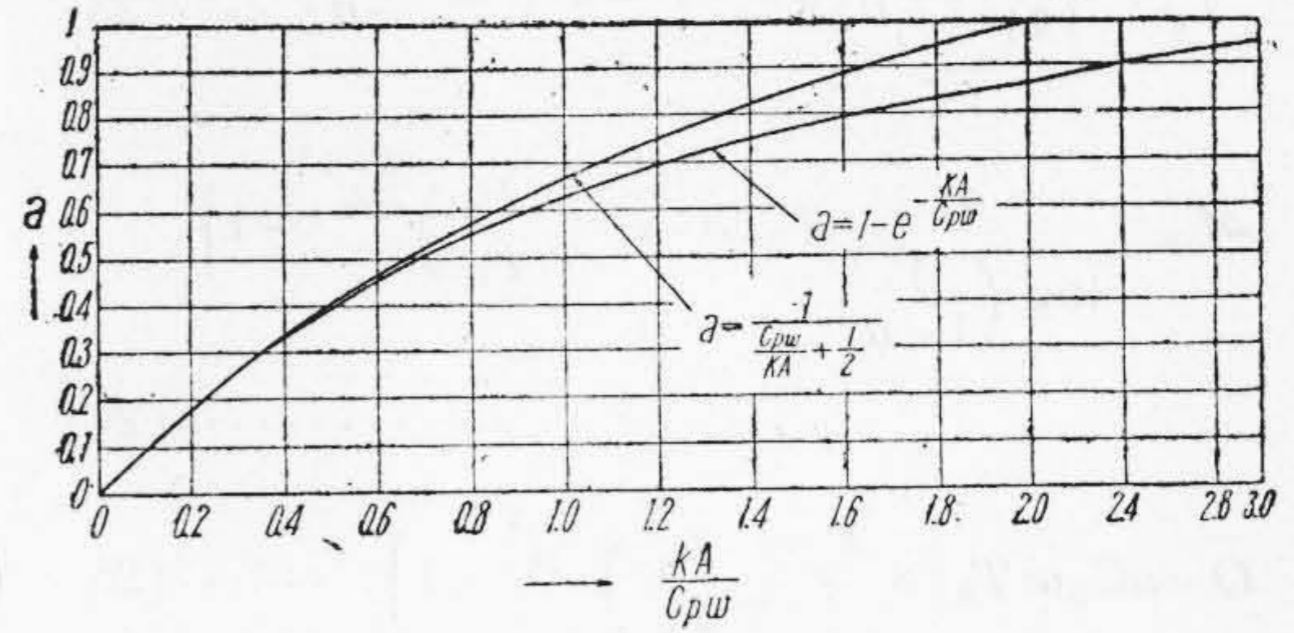
さて、(a) 及び (b) 両者の結果に就いて考えて見るに、冷却風温度は一段吸入空気温度と同一と考えているので、 $a$  に関しては次の条件が存在する。

$$a \leq 1 \dots\dots\dots(17)$$

今(14)式に就いて見るに、(17)式の条件を満足する為には、

$$\frac{c_p w}{KA} \geq \frac{1}{2} \dots\dots\dots(18)$$

なる事を要し、 $KA$  の値が  $w$  に比し大なる場合は (14) 式は適用出来ない。(16)式は常に (17) 式の条件を満足している。(14), (16) 式の  $a$  の値を  $\frac{KA}{c_p w}$  に対し



第 1 図  $a$  と  $\frac{KA}{c_p w}$  との関係

Fig. 1. Relation between  $a$  and  $KA/c_p w$

プロットすれば第 1 図の如くなり、 $a$  が 0~0.5 位の範囲に於ては (14) 式で計算しても (16) 式と大差ない事が分るが、 $a$  が大になるにつれてその差は大きくなる。以下の取扱に於ては (16) 式を採用する事にする。

中間冷却器の計画に当つて、 $a$  に対して (16) 式から  $\frac{KA}{w}$  が求められて従つてその大きさを定める事が出来る

(C) 冷却ファンの駆動々力

冷却ファンに依る必要送風量  $W$  は次式で表わされる。

$$W = \frac{Q}{c_p \delta T} = \frac{a w T_0 \left\{ \left( \frac{P_a}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\}}{\delta T} \text{ kg/hr} \dots\dots\dots(19)$$

中間冷却器を通過する冷却風の風速を  $v$  m/sec とし、その抵抗を  $\alpha v^2$  kg/m<sup>2</sup> とすれば、冷却ファン駆動々力は次式で表わされる。

$$L_f = \frac{W \alpha v^2}{\gamma_a \eta_f} = \frac{a w T_0 \left\{ \left( \frac{P_a}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\} \alpha v^2}{\gamma_a \eta_f \delta T} \text{ kg-m/hr} \dots\dots\dots(20)$$

$\gamma_a =$  温度  $T_0$  の時の空気の密度 kg/m<sup>3</sup>

$\eta_f =$  冷却ファンの機械効率

一方中間冷却器の冷却風通過面積を  $A'$  m<sup>2</sup> とすれば、次の如く表わす事も出来る。

$$L_f = \frac{A' \alpha v^3 \times 3600}{\eta_f} \text{ kg-m/hr} \dots\dots\dots(21)$$

(D) 一、二段行程容積比の影響

一、二段行程容積比一定の場合は、規定吐出圧力以外の圧力に圧縮仕事を行う時、中間空気圧力は (10) 式を満足しない。この場合  $\beta$  なる中間圧力係数を採用すれば、中間圧力は次式で表わされる。

$$P_i = \beta \sqrt{P_0 P_a} \dots\dots\dots(22)$$

(a) 中間冷却器の冷却率

中間冷却器の冷却率は次の如く計算される。



$$T_{s2} = T_0 \left\{ (1-a) \beta^{\frac{k-1}{k}} \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} + a \right\} \dots (23)$$

$$\Delta t_m = \frac{a}{\log_e \left( \frac{1}{1-a} \right)} T_0 \left\{ \beta^{\frac{k-1}{k}} \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\} \dots (24)$$

$$Q = a C_p w T_0 \left\{ \beta^{\frac{k-1}{k}} \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\} \dots (25)$$

故に  $a = 1 - e^{-\frac{KA}{C_p w}} \dots (16)$

即ち  $a$  と  $\frac{KA}{w}$  の関係は中間圧力が(10)式を満

足する場合と同じ関係式を持つ事が分る。

(b) 行程容積比

一、二段行程容積比を  $D$  とした場合、 $D$ ,  $\beta$ ,  $a$  の関係を求めて見る。

$$D = \frac{D_2}{D_1} = \frac{V_{s2}}{V_{s1}} \frac{\eta_{v1}}{\eta_{v2}} \dots (26)$$

$D_1$  = 一段行程容積

$D_2$  = 二段行程容積

$V_{s1}$  = 一段吸入空気容量

$V_{s2}$  = 二段吸入空気容量

$\eta_{v1}$  = 一段容積効率

$\eta_{v2}$  = 二段容積効率

一、二段シリンダの間隙容積比を  $C_1 \times 100\%$ ,  $C_2 \times 100\%$  とすれば

$$V_{s2} = V_i \frac{T_{s2}}{T_i}$$

$$V_i = \left\{ \beta \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{1}{2}} \right\}^{-\frac{1}{k}} V_{s1}$$

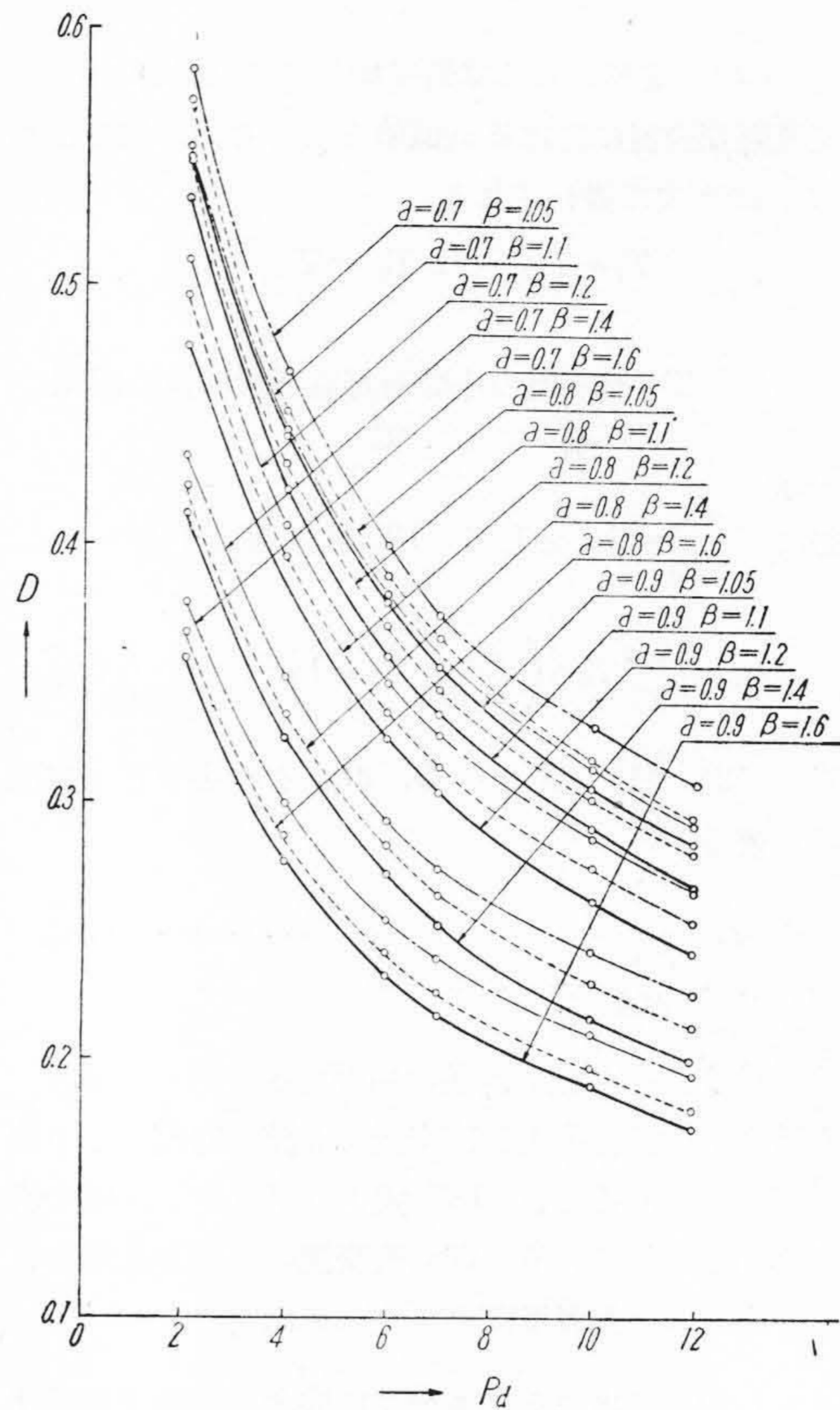
$T_i$  = 一段吐出空気温度 °K

$V_i$  = 一段吐出空気容量

なる故次の関係式を得る。

$$D = \left\{ (1-a) \beta^{-\frac{1}{k}} \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{-\frac{1}{2k}} + a \beta^{-1} \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{-\frac{1}{2}} \right\} \frac{1 - c_1 \left\{ \beta^{\frac{1}{k}} \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{1}{2k}} - 1 \right\}}{1 - c_2 \left\{ \beta^{-\frac{1}{k}} \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{1}{2k}} - 1 \right\}} \dots (26')$$

(26')式で  $D$ ,  $\frac{P_d}{P_0}$ ,  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $a$  を決めれば  $\beta$  が分り、中間圧力を見出す事が出来る。計算が面倒なので、 $c_1 = 0.049$   $c_2 = 0.0685$  として、 $a = 0.7, 0.8, 0.9$   $\beta = 1.05$



第2図  $P_d$  と  $D$  との関係  
Fig. 2. Relation between  $P_d$  and  $D$

1.1, 1.2, 1.4, 1.6 の場合の  $\frac{P_d}{P_0}$  と  $D$  の関係を第2図に示す。

(c) 節約空気馬力

二段圧縮に依り節約される空気馬力は(7')式算出と同様にして次の如く表わされる。

$$L_g = w R T_0 a \frac{k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left( \beta^{\frac{1-k}{k}} + \beta^{\frac{k-1}{k}} \right) \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} + 1 \right\} \dots (27)$$

(27)式に於いて  $\left( \beta^{\frac{1-k}{k}} + \beta^{\frac{k-1}{k}} \right)$  は  $\beta = 1$  で 2,  $\beta = 2$  で 2.038 となり  $\beta$  が 2 以下の時は(27)式は(7')式で計算して差支えない。即ち中間圧力が理想値にある場合と同一と見做し得る。

(E) 断熱機械効率

以上の計算に依り(1)式の断熱機械効率は次の如くなる。



$$\eta_{ad} = \frac{wRT_0 \frac{2k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\}}{wRT_0 \frac{k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} - wRT_0 a \frac{k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\}^2 \left\{ 1 - \frac{\alpha v^2}{\frac{k}{k-1} R \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\} \gamma_a \eta_f \delta T} \right\}} + L_M} \dots\dots\dots (1')$$

$$\eta_{ad} = \frac{wRT_0 \frac{2k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\}}{wRT_0 \frac{n}{n-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\} - wRT_0 a \frac{n}{n-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{2n}} - 1 \right\}^2 \left\{ 1 - \frac{\alpha v^2}{\frac{n}{n-1} R \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{2n}} - 1 \right\} \gamma_a \eta_f \delta T} \right\}} + L_M} \dots\dots\dots (1'')$$

(2) 圧縮をポリトロピックとした場合の機械効率

実際の空気圧縮機ではシリンダーが冷却される為に、圧縮はポリトロピック変化をする。ポリトロピック指数を  $n$  とすれば、(1') 式は (1'') 式の如く表わされる。

この場合中間冷却器の冷却率は、一段吐出空気温度をポリトロピック圧縮の際の温度に選ぶ事にするから(16)式はそのまま適用される。

この際ポリトロピック圧縮を行う為の断熱圧縮に対する節約動力  $L_g'$  は次式で表わされる。

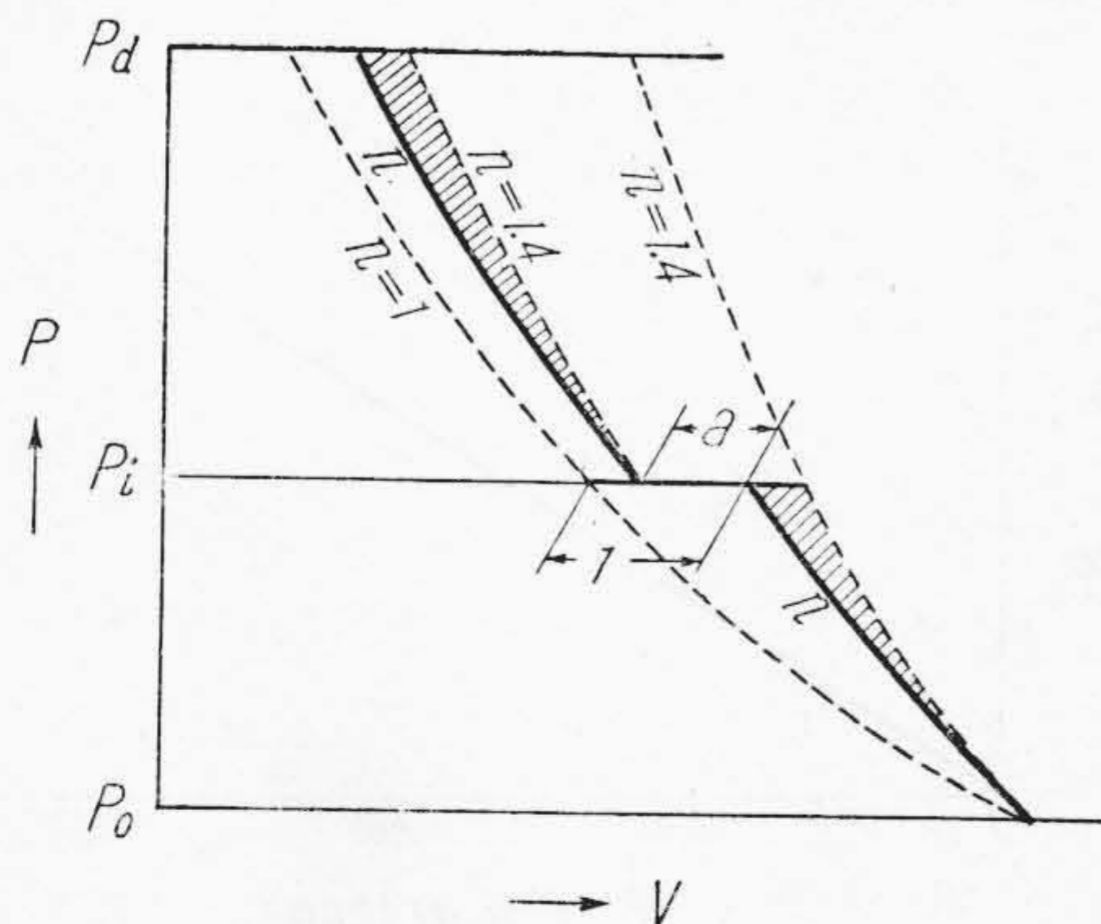
$$L_g' = wRT_0 \left[ \frac{k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_i}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} - \frac{n}{n-1} \left\{ \left( \frac{P_i}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\} \right] + wRT_{s'} \left[ \frac{k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} - \frac{n}{n-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\} \right] \dots\dots\dots (28)$$

$L_g'$  は第3図の斜線を施した部分の仕事量に相当する。

(3) 考察

(A) 限界風速

中間冷却器に依つて動力を節約し得る範囲は(3)式よ



第3図 PV線図  
Fig. 3. Diagram of PV

り  $\frac{L_f}{L_g} < 1$  なる事を要し、或中間冷却器に就いては通過風速が一定値以下なる事が必要である。即ち(7')式と(20)式より

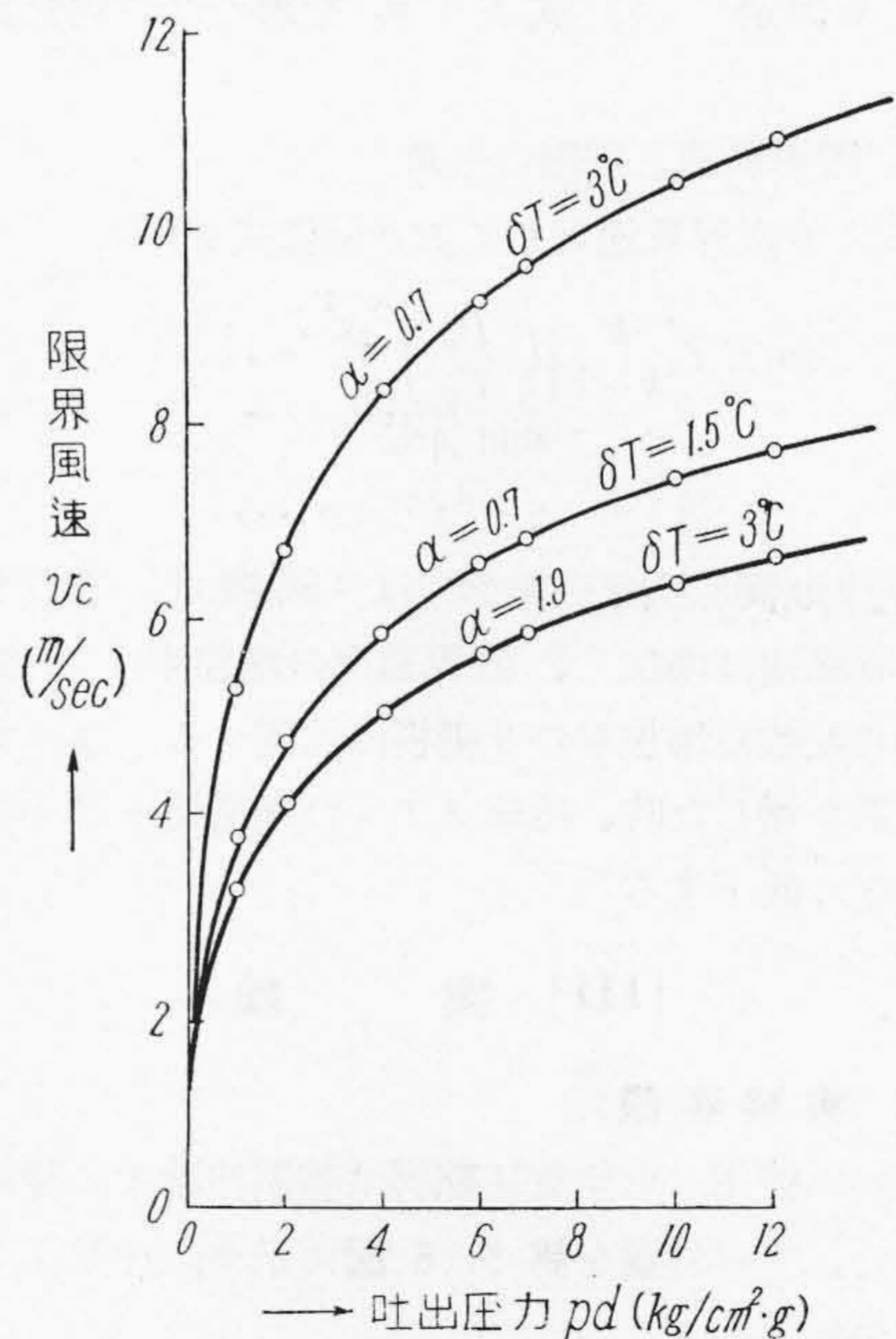
$$\frac{\alpha v^2}{\frac{k}{k-1} R \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\} \gamma_a \eta_f \delta T} < 1 \dots\dots (29)$$

又は(7')式と(21)式より

$$\frac{3,600 A' \alpha v^3}{a w R T_0 \frac{k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\}^2 \eta_f} < 1 \dots\dots (30)$$

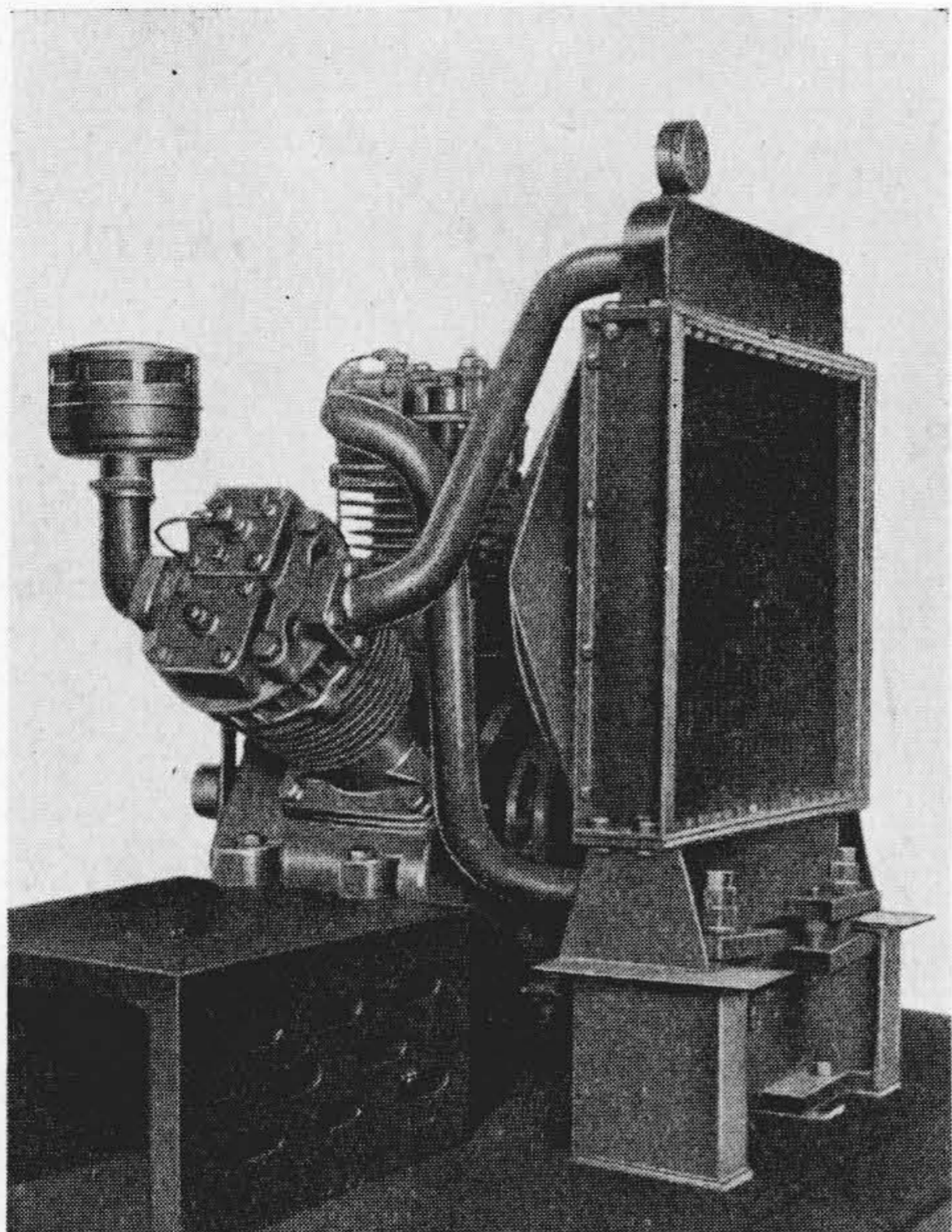
この一定風速即ち(29), (30)で表わされる  $v$  の最大値を限界風速  $v_c$  と呼ぶ事にする。

(B) 限界風速と吐出圧力



第4図 吐出圧力と限界風速の関係  
Fig. 4. Relation between  $P_d$  and  $V_c$





第5図 160×135×130 WTS<sub>5</sub>-1C 外観図  
Fig. 5. General View of 160×135×130 WTS<sub>5</sub>-1C

(29) 式より限界風速として次の関係式を得る。

$$v_c^2 = \frac{k}{k-1} R \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\} \gamma \alpha \eta_f \delta T \quad \text{m}^2/\text{sec}^2 \quad \dots\dots\dots(31)$$

(31) 式より  $v_c$  は吐出圧力の上昇と共に増大する。  
 $\alpha$ ,  $\delta T$  を仮定し (31) 式より  $v_c$  を求めた一例を第4図に示す。

(C) 限界風速と圧縮空気量

(30) 式より限界風速として次の関係式を得る。

$$v_c^3 = \frac{awRT_0 \frac{k}{k-1} \left\{ \left( \frac{P_d}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - 1 \right\}^2 \eta_f}{3,600 A' \alpha} \quad \text{m}^3/\text{sec}^3 \quad \dots\dots\dots(32)$$

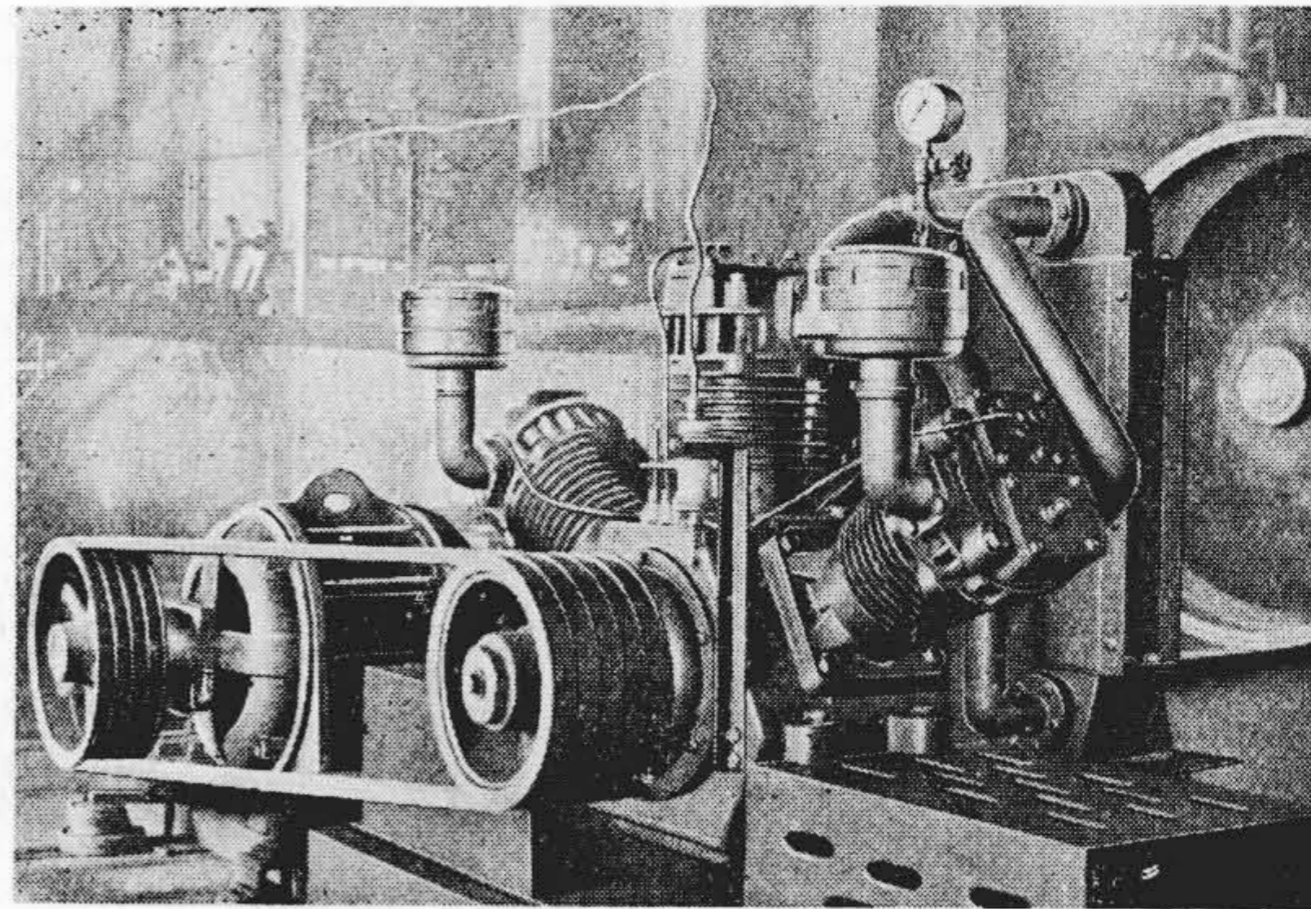
(32) 式より同じ空気圧縮機では圧縮機回転数の増加と共に限界風速は増加し、限界風速の増加率は  $w$  従つて圧縮機回転数の増加率の3乗根に比例する。従つて圧縮機回転数を増した時、冷却ファンの増速比を変えないと機械効率は低下する。

[III] 実 験

(1) 実験要領

本実験に使用した空気圧縮機は強制空冷式二段圧縮型のもので、その外観を第5, 6図に示す。仕様は下記の通りである。

一段気筒	直径×気筒数	160 mm×2
二段気筒	直径×気筒数	135 mm×1



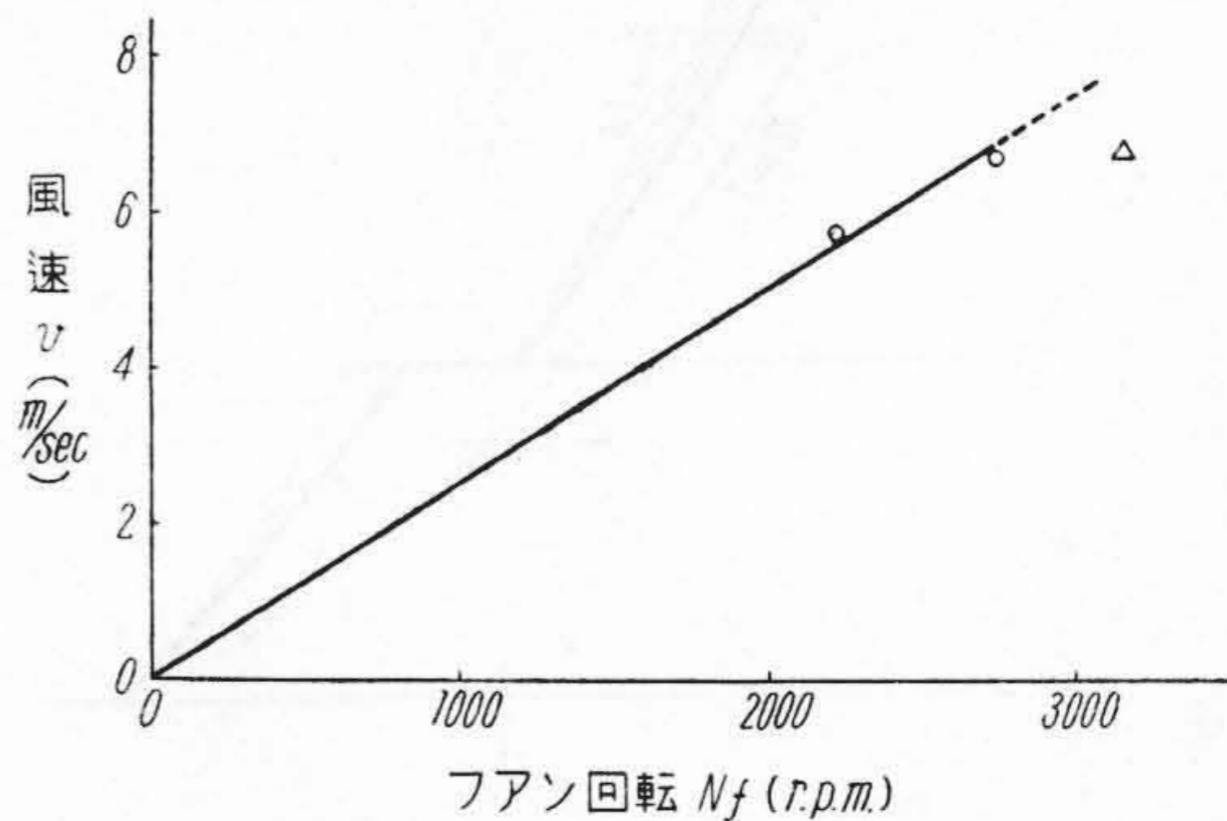
第6図 160×135×130 WTS<sub>5</sub>-1C 外観図  
Fig. 6. General View of 160×135×130 WTS<sub>5</sub>-1C

衝程	130 mm
常用圧力	7 kg/cm <sup>2</sup> ·g
常用回転数	865 r. p. m.
常用ピストンディスペンスメント	4.55 m <sup>3</sup> /min

この空気圧縮機に就いて、回転数を 700 r. p. m. 865 r. p. m., 1,050 r. p. m. の三通りに変え、各回転数に於ける冷却ファンの増速比を 0, 2.16, 2.96 の三段階に採つて性能試験を行つた。

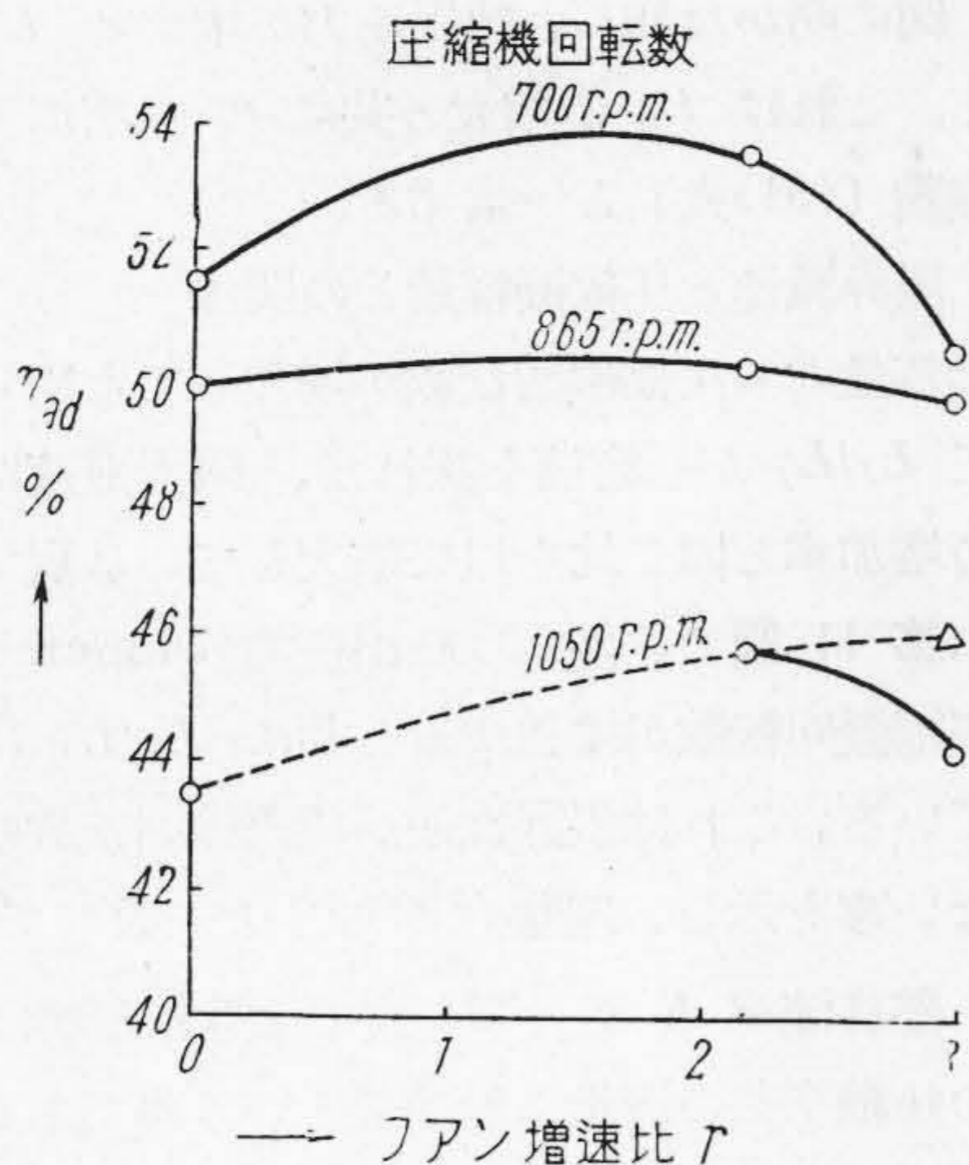
風量の測定はノズル法に依り、消費動力は電動機の入力を測定して計算に依り求め、各部の温度は表面温度計及び水銀寒暖計に依り測定し、冷却風風速は中間冷却器の前面面積を9等分して、各部の風速をアネモメータに依り測定しその平均を採つた。風速はファン回転数三種に就いて測定したのみであるので、これからファン回転数にと風速の関係を第7図の如くプロットし、他の回転数に於ける風速を推定した。冷却ファンの消費動力は圧縮機回転数 865 r. p. m. に於て、中間冷却器の配管を外し、冷却ファンの増速比 2.16 の時と0の時の消費動力の差として求めた。

中間冷却器は第5図に見る如く、銅管に真鍮板の冷却フィンを取付け上部より下部へ圧縮空気を通過せしめる

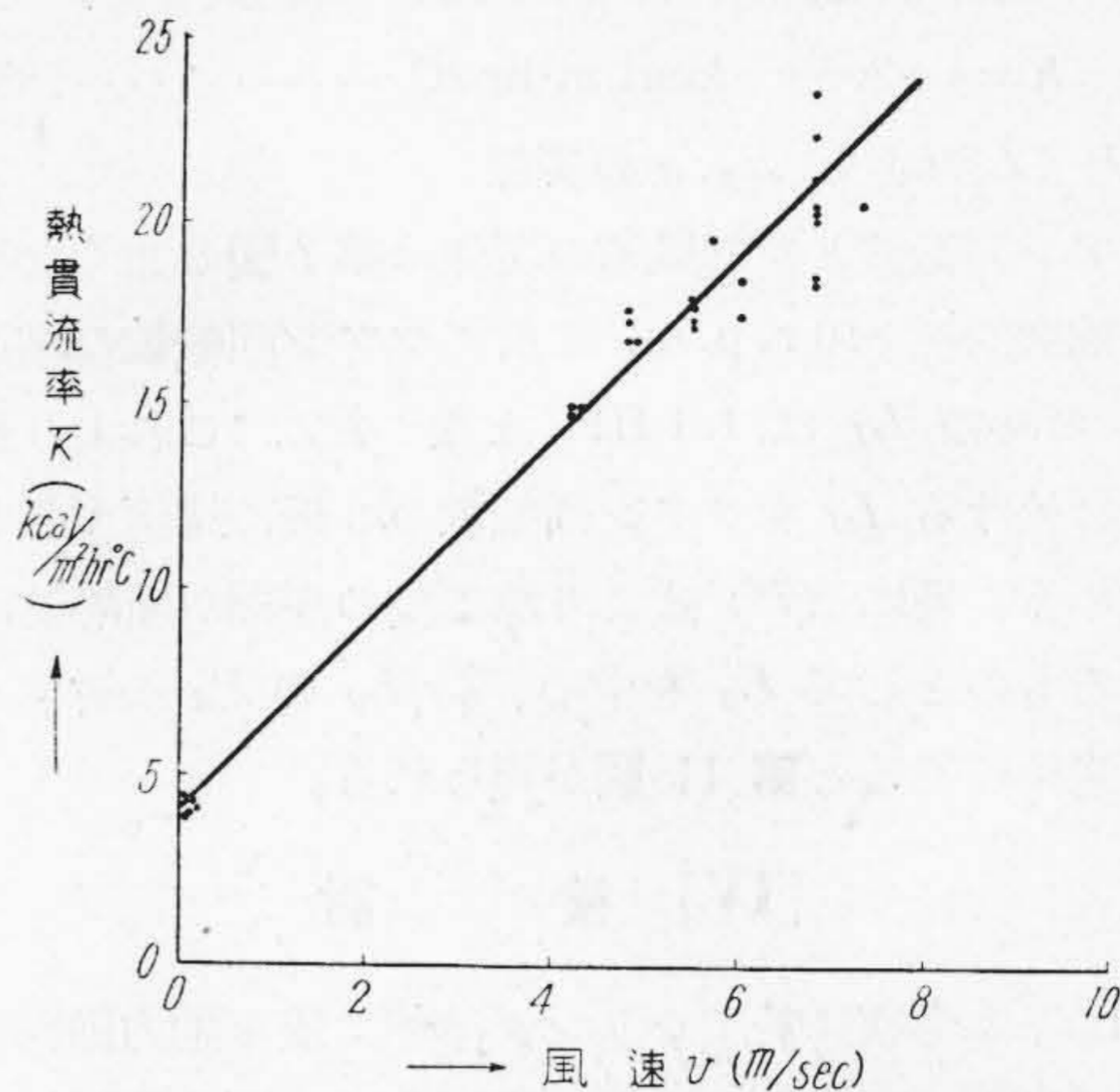


第7図 ファン回転数と風速の関係  
Fig. 7. Relation between  $N_f$  and  $v$

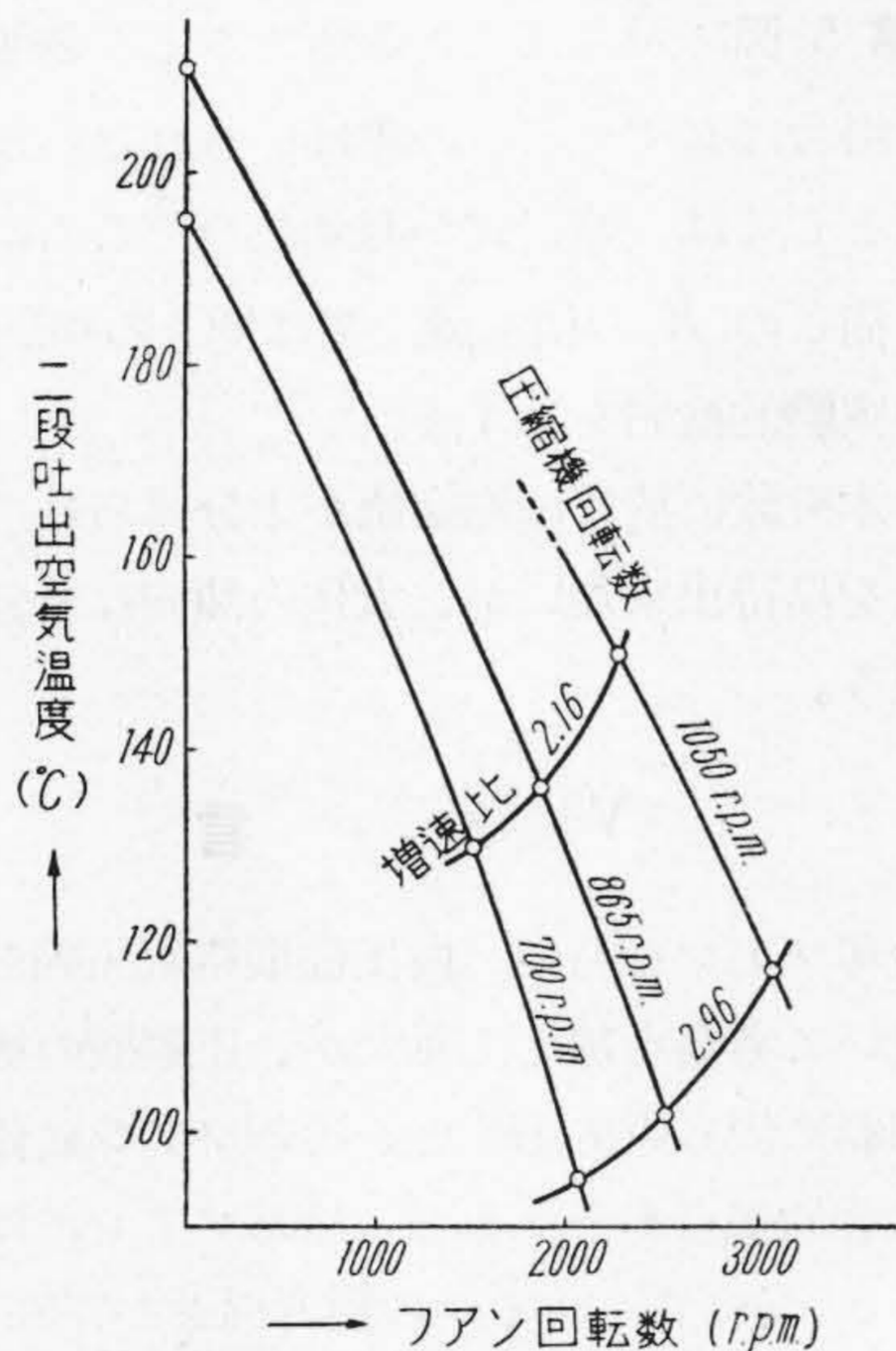




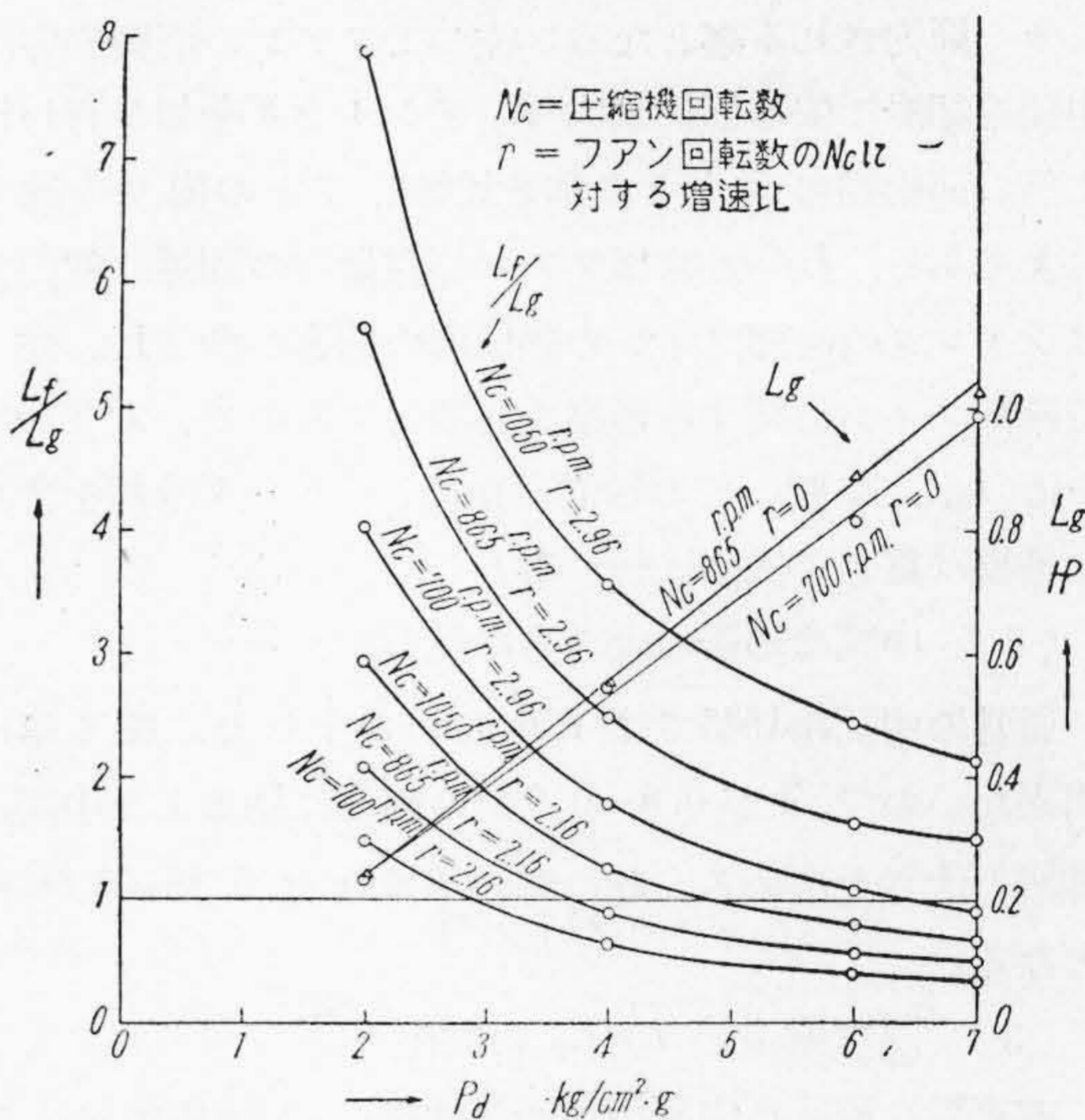
第 8 図 ファン増速比と断熱機械効率との関係  
Fig. 8. Relation between  $r$  and  $\eta_{ad}$



第 10 図 風速と熱貫流率の関係  
Fig. 10. Relation between  $v$  and  $K$



第 9 図 吸入空気温度を  $20^{\circ}\text{C}$  に換算した二段吐出空気温度とファン回転数の関係  
Fig. 9. Relation between Fan Revolution and 2 Stage Delivery Air Temperature



第 11 図 吐出圧力と  $L_f/L_g$  の関係  
Fig. 11. Relation between  $P_d$  and  $L_f/L_g$

構造のものである。

以下本実験の結果を記す。

(A) 断熱機械効率

効使用点 (吐出圧力  $7 \text{ kg/cm}^2 \cdot \text{g}$ ) に於ける各断熱機械効率は第 8 図に示す如く各圧縮機回転数に於けるファンの増速比に対し効率最高の点がある事が想像される。(第 8 図の  $\Delta$  印は測定誤差が多いと認められる) 即ちファン回転数は (29) 式又は (30) 式に示す如く、風速が限界速度以上となれば二段型とした為の動力の節約は得られなくなり、又ファンの回転数が非常に小となれば、気筒部

の冷却が悪くなり、即ちポリトロピック指数の増大を伴つて、断熱機械効率が減少すると考えられる。

(B) 二段吐出空気温度

吸入空気温度を  $20^{\circ}\text{C}$  に換算した場合の使用点の二段吐出空気温度をファン回転数に対しプロットすると第 9 図の如くなる。即ち吐出温度が決められた場合、同一中間冷却器を使用すると、取扱圧縮空気量が増加すれば、ファン回転数を空気量の増加率以上の率に高める必要がある。

(C) 中間冷却器の熱貫流係数

各測定値より中間温度冷却率を求め、中間冷却器の伝熱面積として銅管の外表面とフィンの片面との和を採れば、(16) 式及び第 1 図から簡単に  $\bar{K}$  の値が求まる。今  $\bar{K}$  を  $v$  に依つてプロットすると第 10 図の如くなり、 $\bar{K}$



と  $v$  の関係と直線的関係と見て次の実験式を得た。

$$K=4+2.5v \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C} \dots\dots\dots(33)$$

(D)  $L_f/L_g$  と  $P_a$  との関係

ファン回転数と冷却風速の関係は第7図の如くなる。又圧縮機回転 810 r.p.m. に於てファン回転数の増速比 2.16 の時の  $L_f$  は 1.1 HP となつた。これより他の回転に於ける  $L_f$  をファン回転数の3乗に比例するとして求める。別に(7)式より第二段の圧縮が断熱的に行われるものとして  $L_g$  を求め、 $L_f/L_g$  の  $P_a$  に対する関係を求めて見ると第11図が得られる。

[IV] 検 討

(1) 本考察に於てシリンダ冷却に依る動力節約に就いては取扱つていない。然し実際には中間冷却器用冷却ファンに依つてシリンダも強制空冷され、圧縮はポリトロピック変化となつて、(28)式で示す  $L_g'$  なる動力が更に多く節約される事となる。従つてファンの消費動力は中間冷却器に依る節約動力  $L_g$  とシリンダ冷却が行われた為の節約動力  $L_g'$  との和と比較してその得失を論ずべきである。 $L_g'$  と冷却ファンの容量との関係に就いてはシリンダの冷却フィンの熱伝導の問題が含まれ、従つて冷却フィンに関する考察を必要とするので、本文では一応  $L_g$  丈に就いての検討に止め、シリンダ冷却を含めた考察は更めて次回に行う事とした。

(2) 中間冷却器の大きさに就いて

通常の間冷却器では  $KA/c_p w$  を余り大に採る事は出来ないので、 $a$  が 0.8~0.9 位の範囲に納るよう中間冷却器の大きさを決める。此の時の  $KA/w$  は 0.38~0.56 位となる。

(3) 限界風速と  $L_f/L_g$  の関係

本実験に於ける中間冷却器の抵抗を  $\eta_f=0.5$  として(20)式又は(21)式より求めて見ると大略  $\alpha=1.9$  となり、第3図より  $v_c=5.84$  m/sec となる。第1表に於ける  $L_f/L_g$  が 1 以上の値を示している所では  $v$  が  $v_c$  以上となつている事は理論と一致している。

(4) 限界風速と  $P_a$  との関係

第11図に明かな如く、吐出圧力が増すと  $L_f/L_g$  は低下する。これは  $P_a$  の増大と共に  $v_c$  の増加する事を示し、理論((31)式)と一致する。

(5) 限界風速と圧縮機容量との関係

圧縮機容量即ち圧縮機回転数が増加しても同じ吐出圧力に於て  $L_f/L_g$  が一定値を採れば、限界風速は圧縮機回転数の増加率と同じ比を以て増大している訳である。しかるに第11図で、例えば吐出圧力 7 kg/cm<sup>2</sup>·g に於いて、圧縮機回転数が増加すると共に  $L_f/L_g$  は次第に増大している。これは限界風速が圧縮機回転数の増加程増大しない事を示し、理論((32)式)と一致している。

(6) 熱貫流率  $K$  が(33)式で示される事は、 $K$  が銅管中の圧縮空気の流量に無関係という事である。銅管中に水が通過しこの水を空気で冷す場合には、水と銅管との熱伝達率が銅管及びフィンと冷却風との熱伝達率より大なる事よりうかがい知れ、これは機械工学便覧 P 1506 の第5図に示されている所である。銅管に空気が通過する場合は必ずしもこの事はいわれないが、 $K$  の推定を目安としては(33)式が有効なのでここに掲げた訳である。尙この  $K$  の値に就いては種々の中間冷却器に就いての実験的検討を要する。

(7) 本実験に於ては測定値が十分得られていない為で確な値を期待出来ないが、大体の傾向は十分推察される事と思う。

[V] 結 言

以上冷却ファンを持つ二段圧縮型空気圧縮機の間冷却器に就いて考察を加えて見たが、圧縮機の機械効率を中間冷却器に依る動力節約と、冷却ファンに依る動力消費との総合的観点から見ると、冷却ファンには機械効率を高めるか、又は悪くするか限界風速が存在し、吐出温度を下げる為ファンを上げる事は、時として限界風速を超え機械効率を却て低下させる結果となる事が明瞭となつた。これ等の考察に当つては、中間冷却器の冷却率  $a$  の導入に依つて取扱が簡単になり、又  $a$  を使つて実験的に簡単に  $K$  を求める事が出来る。今後更にシリンダの冷却の影響に就いて検討し、又実験回数を加えて完全なものとし度い。何等かの参考に供し得れば幸である。終りに臨み本考察を行うに当つて終始御懇篤なる御指導を賜つた大貫重信氏に対し深甚の感謝を捧げ、又本実験に当つた植松英二君の御協力を厚く感謝する。

参 考 文 献

- (1) シャック 高橋 訳 応用伝熱
- (2) ボッシュ 高橋 訳 工業伝熱論
- (3) McAdams Heat Transmission
- (4) 日本機械学会 機械工学便覧

第 1 表 使用点 (吐出圧力 7 kg/cm<sup>2</sup>·g) の特性値  
Table 1. Characteristics Values at Using Point

称呼回 転数	700		865		1050	
$r$	2.96	2.16	2.96	2.16	2.96	2.16
$L_f/L_g$	0.877	0.308	1.33	0.416	1.835	0.569
$\delta T^\circ\text{C}$	3	—	3	—	3.9	—
$v$ m/sec	5.7	4.2	6.78	4.8	6.8	5.5
$v_c$ m/sec	5.84	—	5.84	—	6.68	—