

No. 245.

(Published December, 1942.)

On the Characteristics of the Engine-Air-Cooler.

(Part I:—Fundamentals.)

By

Niiti NISIWAKI.

Member of the Institute.

Abstract.

1. The characteristics and the design formula for the engine-air-cooler are discussed.

i. The outlet temperature t_2 of the engine air from the cooler is calculated with the aid of the following equations or graphs.

i. Parallel-flow type cooler

$$\eta_t' = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - \theta_1} = \frac{1 - E}{1 - \beta E}, \quad \frac{1 - E}{1 + \beta}$$

counter flow, flow in same direction

where

θ_1, θ_2 = the inlet, outlet temperature of the cooling air.

t_1, t_2 = the inlet, outlet temperature of the engine air.

$$E = e^{-y_t(1 \pm \beta) / (1 + \beta y_t / y_0)}$$

$$y_t = \frac{k_t F_t}{G_t C_t} = \log_e \frac{1}{1 - \eta_t}$$

$$y_0 = \frac{k_0 F_0}{G_0 C_0} = \log_e \frac{1}{1 - \eta_0}$$

$k_t, \eta_t = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_w}$: the heat transmission coefficient, The temperature efficiency of the engine air side of the cooler.

$k_{\theta}, \eta_{\theta} = \frac{\theta_2 - \theta_1}{t_w - \theta_1}$: the heat transmission coefficient, The temperature efficiency of the cooling air side of the cooler.

$$\beta = \frac{G_t C_t}{G_{\theta} C_{\theta}} = \frac{\text{the water equivalent of the engine air per unit time}}{\text{the water equivalent of the cooling air per unit time}}$$

Figs. 2~6 show the relation between η_t' to η_{θ} , η_t and β .

ii. Cross-flow type cooler.

The outlet temperature of the engine air or η_t' is obtained with the aid of Nusselt's or Abe's formula.

The calculated results are shown in Figs. 10~13.

iii. Indirect type cooling system, using an intermediate heat transfer medium.
(Details will be discussed in the third report.)

2. Characteristics of the installed engine-air-cooler system.

i. Air flow of the cooling air of the installed engine-air-cooler system.

$$\frac{u_k'}{u_0} = \frac{\text{cooling air velocity in the cooler core}}{\text{flying velocity of the aeroplane}}$$

$$= 1 / \sqrt{(b_1'^2 + f^2) \frac{c_{12}}{2} + c_k' + (1 + a_{\theta}) b_4'^2 - a + (1 + a_{\theta}) (b_4'^2 + f^2) \frac{c_{34}}{2}}$$

ii. The drag horsepower of the cooler

$$= \frac{\rho u_0^3}{75 \eta_p} \cdot F_{\theta}' \cdot \frac{u_k'}{u_0} \left\{ 1 - (1 + a_{\theta}) b_4' \cdot \frac{u_k'}{u_0} \right\}$$

F_{θ}' = Cross-sectional area of the cooling air side of the cooler

$$= \frac{G_{\theta}}{\rho g u_k'} = \frac{1}{\rho g u_0} \cdot \frac{w \text{IP}_e}{\beta}$$

Drag horsepower due to the weight W of the cooler

$$= \frac{1}{2} \rho u_0^3 \cdot \frac{c_x}{\eta_p w_s} \cdot \frac{(1 + \lambda) W}{75}$$

$$\text{iii. Horsepower ratio} = \frac{\text{IP}_b}{\text{IP}_{b_0}} \cdot \frac{\text{Drag horse-power due to cooling air}}{\text{IP}_{b_0}}$$

$$\frac{\text{Drag horse-power due to the weight of the cooler}}{\text{IP}_{b_0}}$$

$$\frac{\text{Interference drag horse-power}}{\text{IP}_{b_0}}$$

3. In Chapter 4, the relation of the performance of the engine-air cooler to the limit of the engine output due to knocking is discussed.

給気冷却器に関する考察 (第1報)⁽¹⁾

所員 西 脇 仁 一

目 次

| | |
|--------------------------------|-----|
| 1. 緒 言 | 455 |
| 1.1. 給気冷却器の設計 | 455 |
| 1.2. 給気冷却器の使用限度 | 456 |
| 2. 給気冷却器の内容並びに性能計算法 | 456 |
| 2.1. 直接冷却型式 | 456 |
| 2.1.1. 平行流動型の給気冷却器 | 457 |
| 2.1.2. 直交流動型の給気冷却器 | 462 |
| 2.2. 中間に冷却液を用いた間接冷却型式 | 467 |
| 2.3. 給気冷却器の性能計算法 | 467 |
| 2.3.1. 空気通過抵抗 | 467 |
| 2.3.2. 放熱してゐる場合の壓力降下 | 470 |
| 2.3.3. 放 熱 率 | 471 |
| 3. 給気冷却器の裝備効率 | 471 |
| 3.1. 給気冷却器の抵抗馬力 | 472 |
| 3.2. 冷却器の重量増加による抵抗馬力 | 473 |
| 3.3. 結局の裝備性能 | 473 |
| 4. 給気冷却器の使用限度(ノッキングとの關係) | 474 |
| 4.1. 加壓給気の溫度 | 474 |
| 4.2. ノッキングの限界と給気冷却器の使用限界 | 475 |
| 4.3. 燃料消費 | 476 |
| 5. むすび | 476 |

1. 緒 言

1.1. 給気冷却器の設計

給気冷却器とは假りに筆者が過給機により加壓された給気を冷却する目的に用ふる冷却器を名付けたもので、Intercooler 或ひは Ladeluftkühler に對する言葉である。

従來、航空發動機に於て與壓高度を高めたり或ひは給氣壓を高めたりすると給気冷却器が必要で、殊に空冷式發動機では中間冷却器と稱して第1段過給機と第2段過給機との間に給気冷却器を入れて給気を冷却することが推奨されて來た。

この様な目的に用ふる給気冷却器としては次ぎに示す様な條件に適ふものがよい。

(1) 本報告の一部は航空研究所懇話會第一回定期講演會(昭和15年6月7日)に於て發表

- i. 成る可く小型で然も放熱能力の大きい事（第2報以下でも述べるが効率のよいものは形が大きくなる。）
- ii. 給氣の通過抵抗のなるだけ小さい事
- iii. 冷却空氣（大氣）の流通抵抗馬力がなるだけ小さい事
- iv. なる丈、構造簡單（製作容易）で堅牢である事（耐壓、耐振動性の大きい事）等がその主なものであらう。（勿論その他にも色この条件があるだらうとは思はれるが。）

上述の条件に大體適するものと思はれるものは色々あらうし、又種々の考案、工夫があり、創意を働かす餘地は頗る多い様である。

(i) 差し當り誰でも考へつく事は航空機用蜂巢型水冷却器をそのまま使へないだらうかと云ふ事である。

(ii) 次ぎに考へられるのは上述の蜂巢型冷却器で流れ抵抗が多い様に想像されるから、流れ抵抗の少い冷却器はどうか。

(iii) 更に以上の2型式では金屬壁をへだて、直接熱を傳へてゐたが、特殊の液體で熱を傳へ給氣冷却器と特殊の液冷却器との二つを併用する案等が考へられる。本報告ではこれ等の各種の冷却法に關し、その内容を考慮に入れて設計法を述べて見たい。（此等の各種冷却器の裝備性能に關しては第2報以下に於て報告する。）

1.2. 給氣冷却器の使用限度

以上の設計法の説明により給氣冷却器の内容が分つたと假定し次ぎには給氣冷却器の使用限界に就いて考へて見たい。即ち在來の論文を見ると給氣冷却器が是非とも必要で用ふると有利である様に書いてあるものがあるが、果して全面的に見てすべての場合を通じ有利かどうか改めて検討する餘地がある様に思はれる。即ち第一に或る高度以上、或る給氣壓以上、又給氣冷却器の形狀が適當でないと給氣冷却器を裝備した場合の結局の裝備性能が却つて悪くなることもあり得るから、先づこの裝備性能について考へるべきである（この點に關しては第2報以下に於て述べる）。第二にノッキングを起すのを防ぐため給氣冷却器を用ひたとすれば、どの高度で給氣壓がどの位になれば給氣冷却器が必要かにつき考ふべきであるが、この點について近似計算を試みたいと思ふ。

2. 給氣冷却器の内容並びに性能計算法

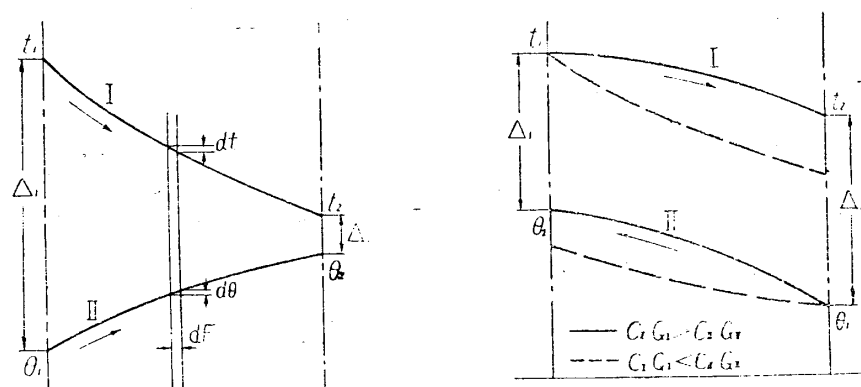
2.1. 直接冷却型式

従來、試みられた方法は何れも直接冷却型式であつて、即ち冷却器の内部を高溫

加圧の給氣が流動し、外部を低温度の大氣が流動する形式である。(この形式は冷却器の構成や取扱等は簡単で一番具合がよいと思ふ、然し裝備位置に関しては可成り制限をうけると云ふ缺點がある。)

2.1.1. 平行流動型の給氣冷却器⁽²⁾

高温氣と冷却空氣とが互に並行流動してゐる型の冷却器



第 1 圖

この様な場合の高温給氣(第 1 圖中の I)及び冷却空氣(第 1 圖中の II)の温度の變り方を圖示すると第 1 圖の様になる。

この場合の熱傳達の計算法は普通の教科書に出てゐる様に對數的平均温度差を用ひ、以下に示す様な計算を行へばよい。

$$\Delta m = \text{對數的平均温度差}$$

とすれば

$$Q = kF \Delta m.$$

となる。但し

$$\Delta m = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2}} = \Delta_1 \frac{1 - \Delta_2 / \Delta_1}{\ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2}} = \Delta_1 \cdot f \left(\frac{\Delta_2}{\Delta_1} \right)$$

$$\Delta_1 = \text{流體 I の流入端の温度差} = t_1 - \theta_1 \quad , \quad = t_1 - \theta_2$$

$$\Delta_2 = \text{流體 I の流出端の温度差} = t_2 - \theta_2 \quad , \quad = t_2 - \theta_1$$

(同方向流動) (逆方向流動)

又上式中の k としては見掛けの熱傳達率を用ふればよい。

(2) 第 4 報にも示す様に、本所に於ても各種の給氣冷却器を試作し研究した。

上式を用ふるに當つて困る事は與へられた冷却器の場合 t_1, θ_1 は分つてゐるが一般には t_2, θ_2 は不明である場合が多い。又普通は t_2 が求めればよいと云ふ事が多い。給氣側を t , 冷却空氣側を θ なる添字をつける事とし、流量を G , 比熱を C とする。

$$r = \frac{1}{G_i C_i} \pm \frac{1}{G_o C_o}$$

但し

+ は同方向流 とする。

- は反対方向流 とする。

と置けば、

$$t_2 = \frac{(G_o C_o - G_i C_i) t_1 e^{-\tau k F} + G_o C_o \theta_1 (1 - e^{-\tau k F})}{G_o C_o - G_i C_i e^{-\tau k F}}$$

$$\theta_2 = \frac{(G_o C_o - G_i C_i) \theta_1 + G_i C_i t_1 (1 - e^{-\tau k F})}{G_o C_o - G_i C_i e^{-\tau k F}}$$

上式に於て

$$\frac{G_i C_i}{G_o C_o} = \beta$$

$$e^{-\tau k F} = E$$

と置けば、

$$t_2 = \frac{(1 - \beta) t_1 E + \theta_1 (1 - E)}{1 - \beta E}$$

$$\theta_2 = \frac{(1 - \beta) \theta_1 + \beta t_1 (1 - E)}{1 - \beta E}$$

次に我々の實驗室では第4報以下に於て示す様に、冷却器の熱傳達率 k を直接測定する事無く、先づ給氣から給氣冷却器の傳熱面への熱傳達率 k_i 及び給氣冷却器の傳熱面から冷却空氣への熱傳達率 k_o を求める様にしてゐる。この k_i 及び k_o を直接求めるのでは無く冷却空氣或ひは吸入空氣の溫度上昇或ひは溫度降下を實驗的に求め、この結果から溫度上昇率 η_o 或ひは溫度降下率 η_i を算出してゐる。この η とは冷却器の壁の溫度 t_w が至る所一様であるものとしたとき下式で與へられる。

$$\eta_i = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_w}, \quad \eta_o = \frac{\theta_2 - \theta_1}{t_w - \theta_1}$$

然る時は

$$\frac{k_t F}{G_t C_t} = \log_e \frac{1}{1 - \eta_t} = y_t$$

$$\frac{k_0 F}{G_0 C_0} = \log_e \frac{1}{1 - \eta_0} = y_0$$

となり、これを夫々 y_t , y_0 と書く事にする。

$$E = e^{-\gamma k F} = e^{-\left(\frac{1}{G_t C_t} \pm \frac{1}{G_0 C_0}\right) F} \left/ \left(\frac{1}{k_t} + \frac{1}{k_0} \right) \right.$$

即ち

$$E = e^{-y_t (1 \pm \beta) / (1 + \beta y_t / y_0)}$$

+ は同方向、- は反対方向を示す。

により t_2 , θ_2 を計算する事が出来る。然し乍ら t_2 を直接計算せずに給気冷却器としての温度降下率 η'

$$\eta' = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - \theta_1}$$

を計算すると、計算が非常に簡単になる。即ち

$$\eta' = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - \theta_1} = \boxed{\frac{1 - E}{1 - \beta E}} \quad , \quad \boxed{\frac{1 - E}{1 + \beta}}$$

反対方向 同方向

により求める事が出来る。参考のため冷却空気の温度上昇率 η'_0 を求めると反対方向流の場合

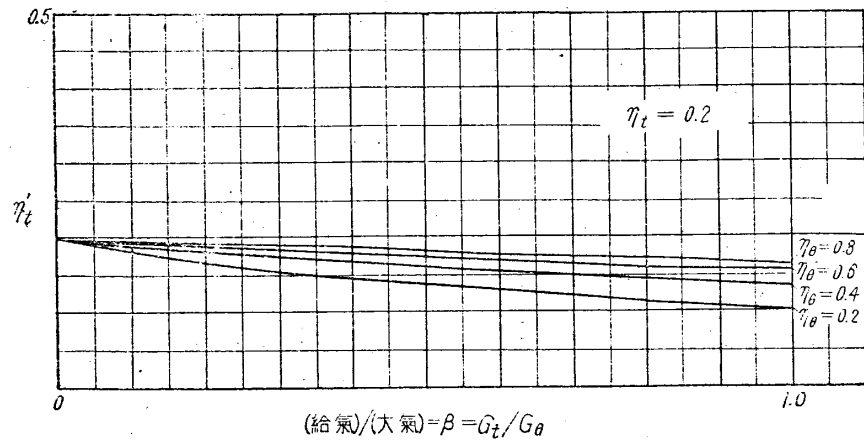
$$\eta'_0 = \frac{\theta_2 - \theta_1}{t_1 - \theta_1} = \beta \frac{1 - E}{1 - \beta E} (= \beta \eta')$$

$\beta = 1$ の場合

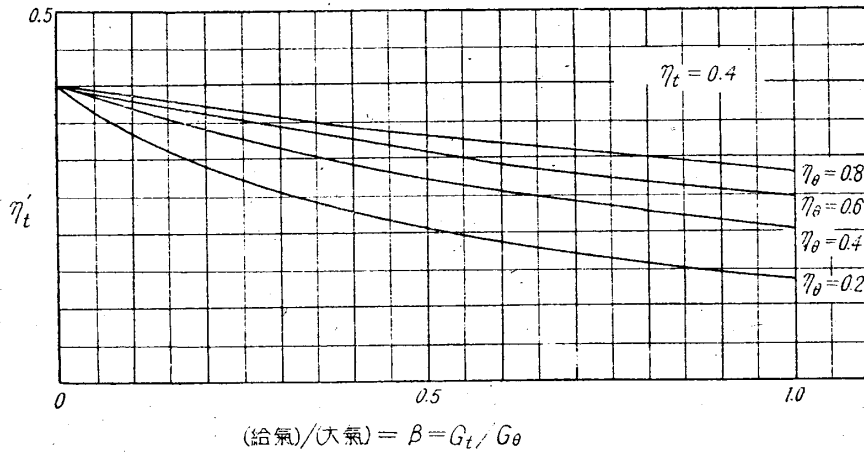
上述の η' , η'_0 の式は $\beta = 1$ の場合には不定型となるが、このときは次式を用ひる。

$$\eta' = \eta'_0 = \frac{1}{\frac{1}{y_t} + \frac{1}{y_0} + 1}$$

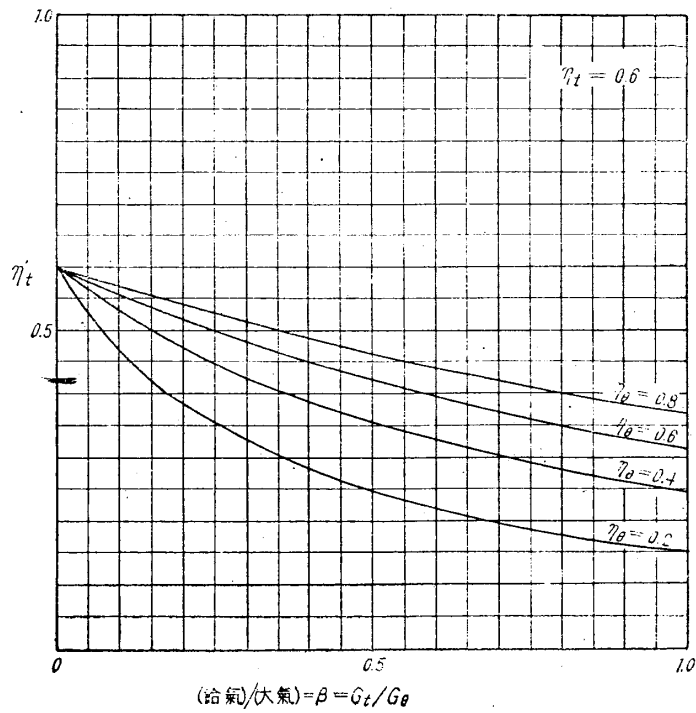
反対方向流の場合につき $\eta_t = \eta_0 = 0.9, 0.8, 0.6, 0.4, 0.2$, $\beta = 0 \sim 1.0$ の場合の η' の値を算出したものを示すと第 2~6 圖の様になる。



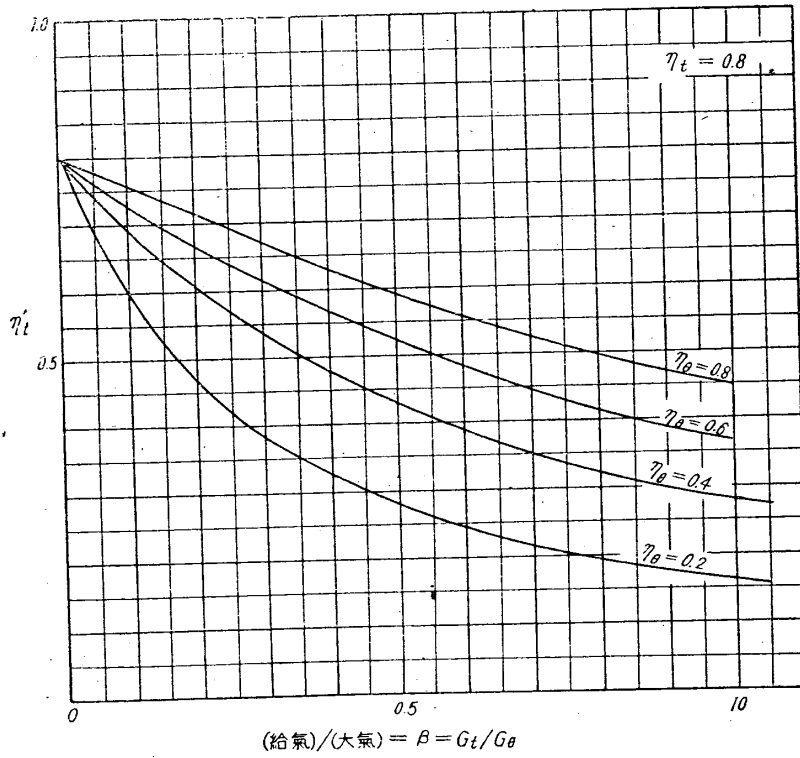
第 2 圖



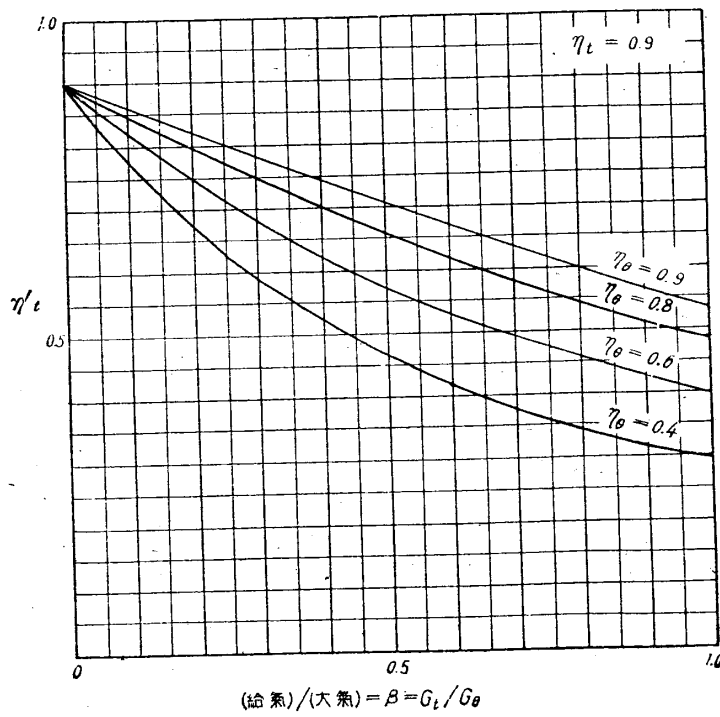
第 3 圖



第 4 圖



第 5 圖

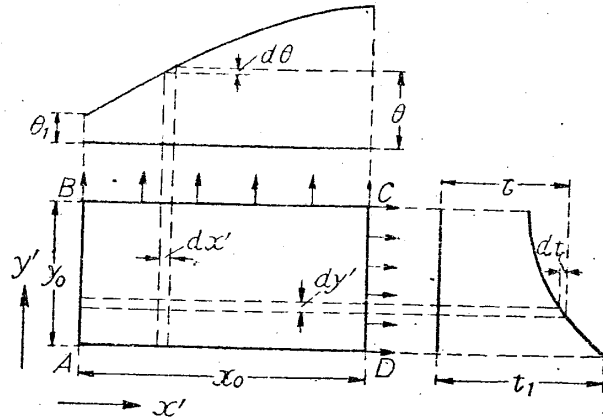


第 6 圖

2.1.2. 直流動型の給気冷却器

高温空気の流れ方向と冷却空気の流れ方向とが互に直交してゐる場合の熱傳達に
 關しては既に Nusselt, 阿部久三郎氏により研究されてゐる。

即ち第7圖に於て ABCD は冷却器をあらはすものとして冷却空気は x' 方向に単位時間に $G_0 C_0 \text{kg}$ だけ流れるものとし、高温給気は冷却空気と直角に y' 方向に $G_1 C_1 \text{kg/sec}$ 流れるものとする。



第 7 圖

冷却器入口に於ける冷却空気及び高温給気の温度を θ_1, t_1 ; 任意の點に於ける温度 θ, t , 冷却器出口部での平均温度を θ_m, t_m とすれば、

$$\text{放熱量 } Q = G_1 C_1 (t_1 - t_m) = G_1 C_1 (\theta_m - \theta_1)$$

となる。今熱傳達率を k とし

$$\frac{t_1 - t_m}{t_1 - \theta_1} = \xi$$

$$\frac{\theta_m - \theta_1}{t_1 - \theta_1} = \eta$$

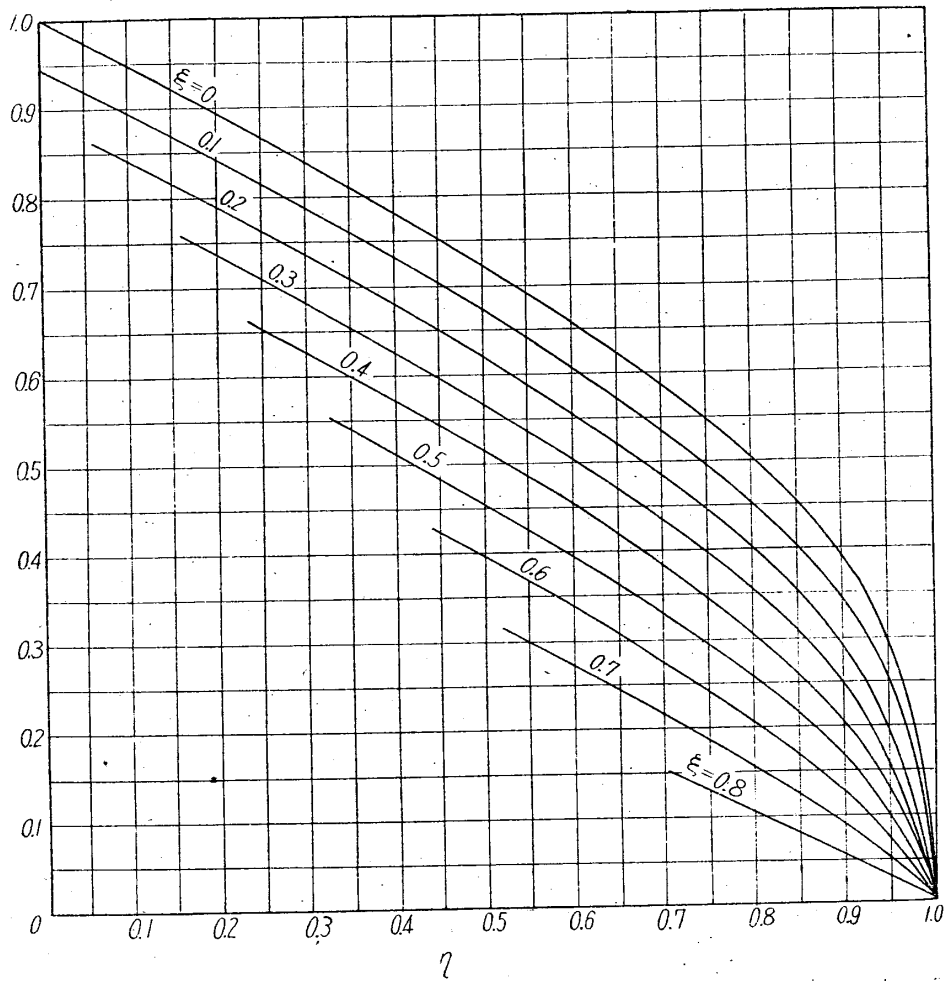
$$\frac{Q}{k(t_1 - \theta_1)} = \zeta$$

と置けば ξ, η, ζ の間には第8圖に示す様な關係がある。

給気冷却器の實驗結果から、熱傳達率 k 等を求めるには上述の式は便利であるが、給気冷却器を設計したり或ひは裝備性能を調べるときは上述の式では不便である。

(1) V. D. I. 第55卷 (1911), 2021 頁及び Techn. Mechan. u. Thermodyna., 第1卷 (1930), 417 頁。

(2) 阿部久三郎: クロス・フローにおける兩流體の平均溫度差について (機械學會誌, 昭和12年1月, 4~6頁)。



第 8 圖

2.1.1. 節の平行流動型の場合と同様に給気側の冷却器として温度効率 η_t , 冷却空気側の η_0 が分つてゐる冷却器を合成して直流動型の給気冷却器となした場合の温度効率 η'_t, η'_0 が求める様にする。

前 (2.1.1. 節) と同様

$$\frac{k_t F_t}{G_t C_t} = \log_e \frac{1}{1 - \eta_t} = y_t$$

$$\frac{k_0 F_0}{G_0 C_0} = \log_e \frac{1}{1 - \eta_0} = y_0$$

但し F_t, F_0 は給気、冷却空気の傳熱面積

と置けば、

$$\frac{1}{kF} = \frac{1}{k_i F_i} + \frac{1}{k_o F_o} = \frac{1}{y_i G_i C_i} + \frac{1}{y_o G_o C_o}$$

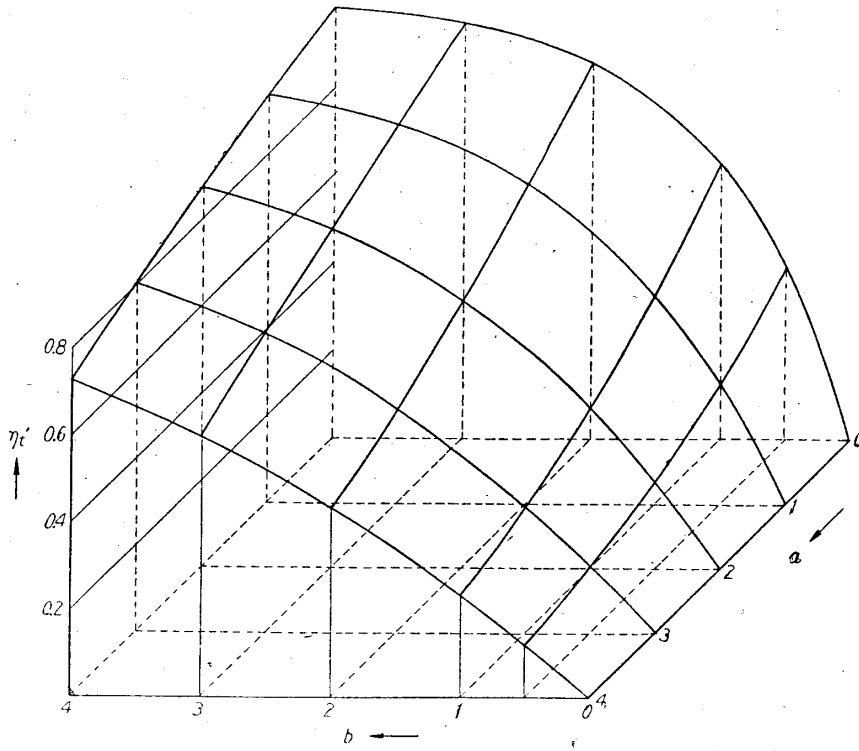
である。又

$$a = \frac{kF}{G_o C_o}, \quad b = \frac{kF}{G_o C_i}, \quad \beta = \frac{G_i C_i}{G_o C_o}$$

とおけば、

$$a = \frac{\beta}{\frac{1}{y_o} \beta + \frac{1}{y_i}}, \quad b = \frac{1}{\frac{1}{y_o} \beta + \frac{1}{y_i}}$$

Nusselt の計算結果から $\eta'_i = \frac{t_1 - t_m}{t_1 - \theta_1}$ と a, b との関係を探ると第9圖又は第1表の様になる。



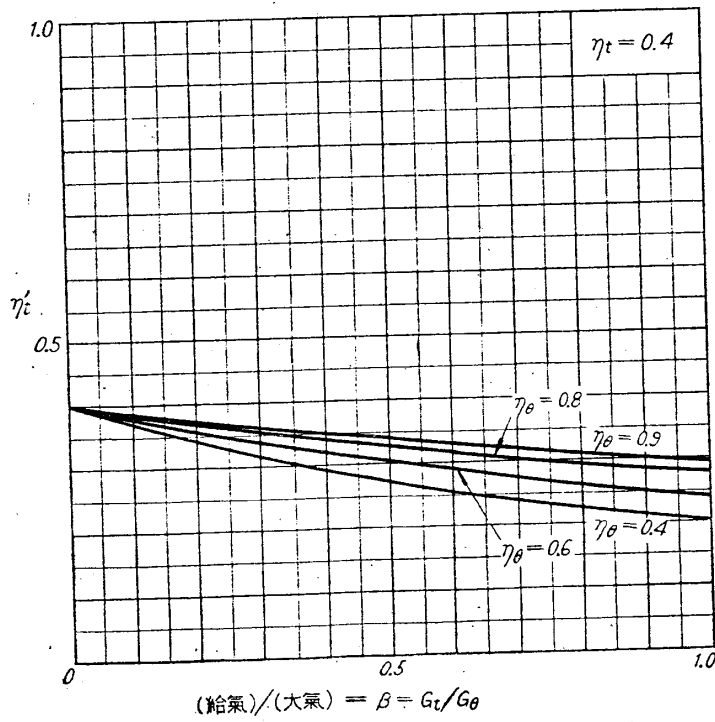
第 9 圖

次いでこの第9圖又は第1表の結果を利用して更に2.1.1節と同様 η_i, η_o の色々の價について β と η'_i との關係を求めると第10~13圖の様になる。冷却空氣の平均溫度上昇率 η'_i は

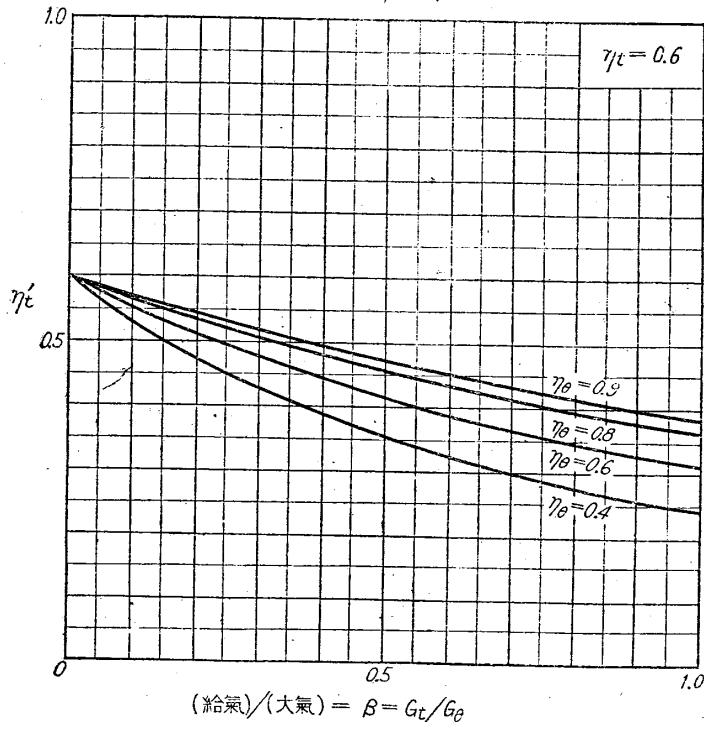
$$\eta'_o = \beta \eta'_i$$

第 1 表 $\frac{t_1 - t_m}{t_1 - \theta_1}$

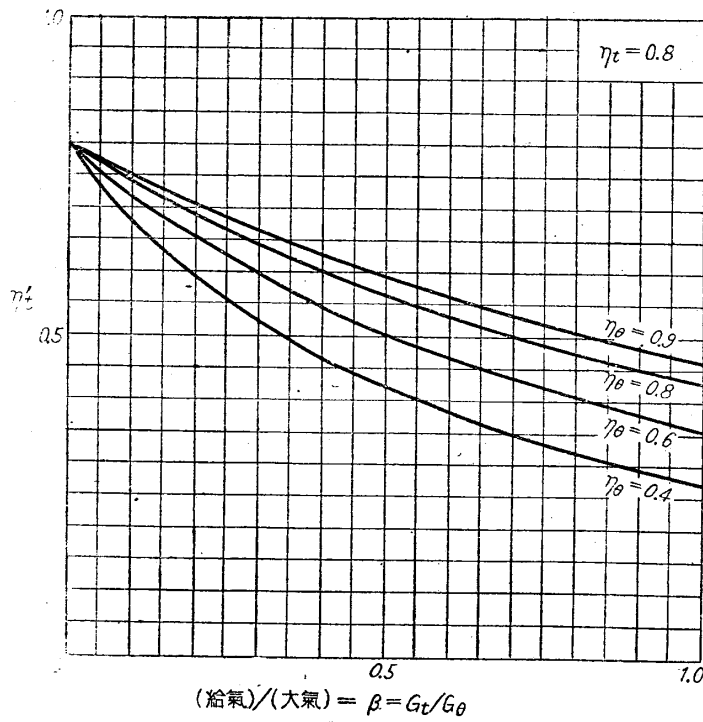
| b | 0 | 1/2 | 1 | 2 | 3 | 4 |
|-----|---|---------|---------|---------|---------|---------|
| a=0 | 0 | 0.39347 | 0.63212 | 0.86466 | 0.95021 | 0.98168 |
| 1 | 0 | 0.27368 | 0.47622 | 0.73241 | 0.86602 | 0.93403 |
| 2 | 0 | 0.19883 | 0.36624 | 0.61429 | 0.77291 | 0.87162 |
| 3 | 0 | 0.15453 | 0.28868 | 0.51539 | 0.68228 | 0.79728 |
| 4 | 0 | 0.12008 | 0.23355 | 0.43551 | 0.59820 | 0.72908 |



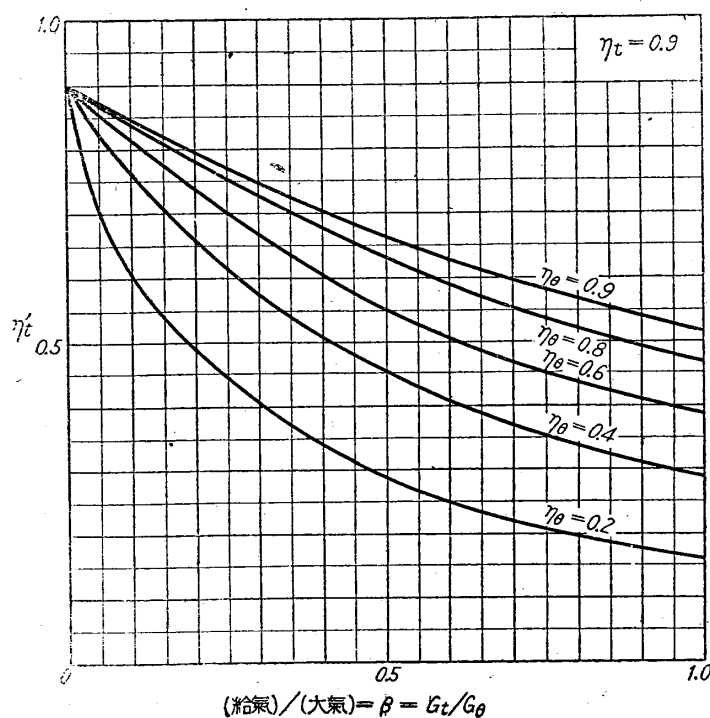
第 10 圖



第 11 圖



第 12 圖



第 13 圖

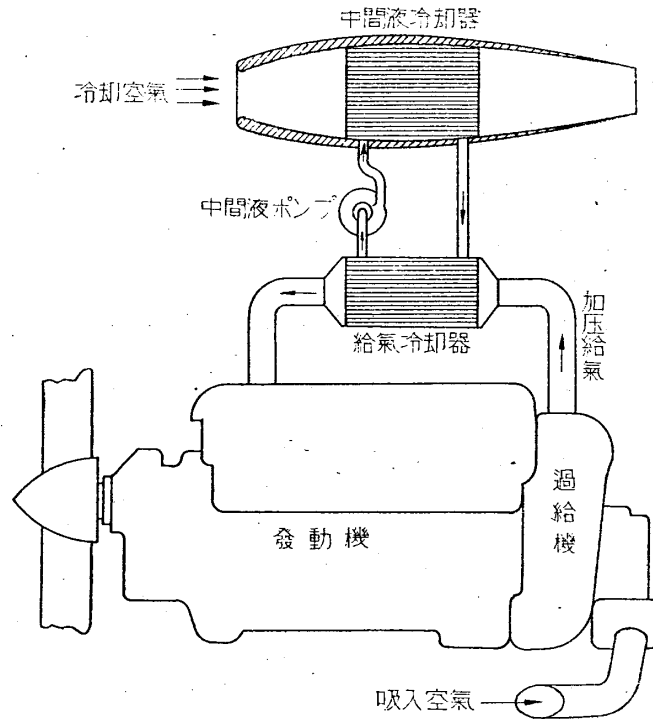
2.2. 中間に媒介冷却液を用いた間接冷却型式

以上は總べて給気は金屬壁を通じてただちに冷却空氣に接してゐたが、第 14 圖に示す様に給氣の熱を第一冷却器により一旦低溫度の冷却液に傳へ、この冷却液が更に別の第二の冷却器により大氣中へ熱を傳へる方法も考へられる、この方式にすると構造が複雑になり又重量も増すが、その反面に於て第一冷却器及び第二冷却器は夫々都合のよい位置に装着することが出来る便利があり、更に第二の冷却器として機體の表面を利用した所謂表面型冷却器となすことも出来る。この場合の性能計算法は極めて簡單で、普通の液冷却器と全く同様である。(第 3 報、又は次の 2.3. 節参照)

2.3. 給気冷却器の性能計算法

2.3.1. 空氣通過抵抗

(i) 各種冷却器につき、熱の授受の無い場合の空氣通過抵抗を測定するに大體に於て



第 14 圖

$$C_w = \Delta p / \frac{1}{2} \rho v^2 = 0.13 + 0.21 \frac{l}{d} R^{-0.21} \dots\dots\dots(3.1)$$

但し C_w : 抵抗係数 (風速は冷却器の管内風速 u を採用する。)

l : 冷却器の管長

d : 冷却器の管の水力直径⁽¹⁾

$$R = \frac{ud}{\mu/\rho}$$

なる関係が成り立つ、この (3.1.) 式は餘りよい実験式では無く、殊に給氣冷却器の様に空氣通過面積比 $\left(= \frac{\text{空氣通過面積}}{\text{冷却器の斷面積}} \right) f$ が約 0.5 以下のものでは收縮流或ひは擴大流による影響を考慮に入れねばならぬ。

(ii) 抵抗に對する吟味

給氣冷却器により空氣の通過面積が急激に變化する場合、⁽²⁾

(1) 水力直径 $d = 4F/S$ F = 流動通路の斷面積、 S = 斷面周圍の長さ。

(2) 機械工學便覽 (昭和 12 年) 811 頁。

$h_s =$ 摩擦損失以外の損失水頭

(a) 給気冷却器入口部で狭くなる場合

$$h_s = \zeta_e \frac{w^2}{2g}$$

ワイスバツハの實驗結果によると、

| | | | | | | |
|-------------------|------|------|------|------|------|-----|
| $\frac{A_2}{A_1}$ | 0.1 | 0.2 | 0.4 | 0.6 | 0.8 | 1.0 |
| ζ_e | 0.41 | 0.38 | 0.29 | 0.18 | 0.09 | 0 |

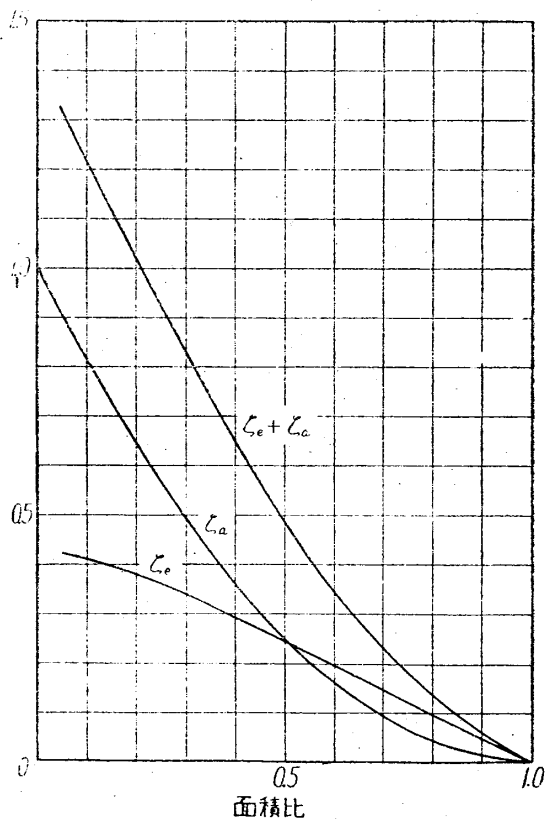
(d) 給気冷却器出口の所で廣くなる場合

$$h_s = \zeta_a (w^2/2g)$$

$$\zeta_a = \xi \{1 - (A_1/A_2)\}^2$$

$\xi : 1$ 又は 1 に極く近い値

この ζ_e 及び ζ_a と面積比 (A_2/A_1) との關係を示すと第 15 圖の様になる。



第 15 圖

2.3.2. 放熱してゐる場合の壓力降下

冷却器が放熱（又は吸熱）してゐる場合の壓力降下を考へるに第 16 圖に於て

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho_1 w_1^2 = p'_1 + \frac{1}{2} \rho_1 w'_1{}^2 + \zeta_c \cdot \frac{1}{2} \rho_1 w'_1{}^2$$

$$f = \text{空氣通過面積比} = \frac{A'}{A}$$

$$w'_1 = \frac{w_1}{f}, \quad w'_2 = \frac{w_2}{f}$$

ζ_c = 收縮流による抵抗

$$\begin{aligned} p'_1 - p'_2 &= \left(\frac{1}{2} \rho_1 w'_1{}^2 + \frac{1}{2} \rho_2 w_2^2 \right) \frac{C_w}{2} + \rho_1 w'_1 (w'_2 - w'_1) \\ &= \frac{1}{2} \rho_1 w'_1{}^2 \left\{ \left(1 + \frac{a}{2} \right) C_w + 2a \right\} \end{aligned}$$

但し

$$\frac{w'_2}{w'_1} = 1 + a, \quad \rho_1 w'_1 = \rho_2 w'_2$$

又

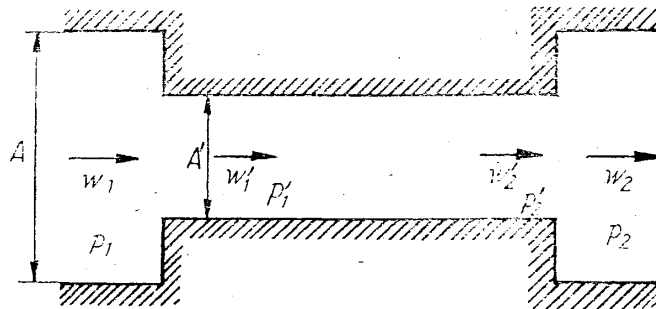
$$p'_2 + \frac{1}{2} \rho_2 w'_2{}^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho_2 w_2^2 + \zeta_a \frac{1}{2} \rho_2 w'_2{}^2$$

ζ_a = 擴大流による抵抗係數

上式から

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \rho_1 w'_1{}^2 \left\{ \left(1 + \frac{a}{2} \right) C_w + a(1 + f^2) + \zeta_c + \zeta_a(1 + a) \right\} \quad (\text{II})$$

即ち冷却器が吸熱又は放熱してゐる時の抵抗係數を C'_{w1} , C'_{w2} とすれば



第 16 圖

$$C'_{wt} = \left(1 - \frac{\alpha_t}{2}\right) C_{wt} - \alpha_t(I + f^2) + \zeta_e + \zeta_a(1 - \alpha_t) \quad \dots\dots\dots(12)$$

$$C'_{wt0} = \left(1 + \frac{\alpha_0}{2}\right) C_{wt0} + \alpha_0(I + f^2) + \zeta_e + \zeta_a(1 + \alpha_0) \quad \dots\dots\dots(13)$$

上式中

$$\alpha_t = 1 - \frac{t_2 + 273}{t_1 + 273} \times \frac{p_1(\text{冷却器入口の給気圧力})}{p_2(\text{冷却器出口の給気圧力})} \quad \dots\dots\dots(14)$$

$$\alpha_0 = \frac{\theta_2 + 273}{\theta_1 + 273} \times \frac{p_1(\text{冷却器入口の冷却空気圧力})}{p_2(\text{冷却器出口の冷却空気圧力})} - 1 \quad \dots\dots\dots(15)$$

2.3.3. 放熱率

2.3.1. と同様に各種の冷却器につきレイノルズ数と熱傳達率 k_t, k_0 との関係を調べると

$$k_t, k_0 = \frac{\log_e \frac{1}{1 - \eta_{th}}}{4 \frac{l}{d}} = 0.0257 R^{-0.21}$$

或いは

$$\log_{10} \frac{1}{1 - \eta_{th}} = \frac{4l}{d} \times 0.01116 R^{-0.21}$$

但し η_{th} : 温度効率 (給気冷却器に於て、給気から金属壁へ、或いは金属壁から大気へ傳熱する場合各々を一つの冷却器と考へて、その各々の場合での温度効率を意味する。)

なる関係がなりたつ。

以上の實驗式は甚しい時は $\pm 20\%$ 程度の誤差を含んでゐる。

上述の式は冷却器設計上は必要であるが、性能の比較を行ふ場合には下に示す實驗式

$$C_w = 0.13 + 4.70 \log_{10} \frac{1}{1 - \eta_{th}}$$

又は

$$C_w = 0.13 + 2.07 \log_e \frac{1}{1 - \eta_{th}}$$

を用ふると便利である。この實驗式は比較的誤差が少く、誤差は大體に於て僅か $2\sim 3\%$ 以内であるから、裝備性能の比較には充分に實用することが出来る。

3. 給気冷却器の裝備効率

給気冷却器を裝備すると、一般に給気の温度が低下し、發動機の馬力は増す譯で

あるが、その反面に於て、給氣却器に冷却空気を流すために空気抵抗を生じ、いはゆる冷却器の抵抗馬力となる。この他に冷却器を装備したために重量が増加し（更に詳しく云ふと、冷却器の抵抗馬力に相當する分だけ燃料が餘計に要し、この燃料の重量も考慮に入れるべきである。）、この増加した重量に相當するだけ翼面積を増さねばならぬ。従つてこの翼面積による抵抗の増加がある譯である。

3.1. 給氣冷却器の抵抗馬力

この様な冷却器を装備したために生ずる抵抗に關しては當所報告「冷却器の裝備性能(第1報)」に於て述べたが、この報告で述べた計算法を少しく變形する。即ち普通の冷却器では空気通過面積比 f が 0.8 前後であるが、給氣冷却器では $f=0.2\sim 0.7$ の程度である。従つて給氣冷却器の管内風速 u'_k を基準として通過風速比、抵抗係數等を求める事にする。(上述の報告では冷却器入口前での風速 u_k を基準にしてゐた。以下に述べる記號は航研第 221 號のによる。 $u=w$)

$$\frac{u'_k}{u_0} = 1/\sqrt{(b'_1 + f^2) \frac{C_{12}^2}{2} + C'_k + (1 + a_\theta) b'_4{}^2 - \alpha + (1 + a_\theta)(b'_4{}^2 + f^2) \frac{C_{34}}{2}}$$

上式で

$$C'_k = a_\theta(1 + f^2) + \left(1 + \frac{\alpha}{2}\right) C_\theta$$

$$C_\theta = 0.13 + 2.04 \log_e \frac{1}{1 - \gamma_\theta}$$

$$a_\theta = \frac{\text{冷却器出口部風速}}{\text{冷却器入口部風速}} = \frac{u_3}{u_2} = \frac{p_2}{p_3} \cdot \frac{T_3}{T_2}$$

$$b'_1 = \frac{\text{冷却器管内通過面積}}{\text{冷却器覆入口部の面積}} = \frac{F'_\theta}{F_1'}$$

$$b'_4 = \frac{\text{冷却器管内通過面積}}{\text{冷却器覆出口部の面積}} = \frac{F'_\theta}{F_4}$$

$$= \frac{\text{冷却器管内通過面積}}{\text{冷却器の前面積}}$$

$$\text{冷却系の内部抵抗} = 2F'_\theta \cdot \frac{u'_k}{u_0} \left\{ 1 - b'_4(1 + a_\theta) \frac{u'_k}{u_0} \right\}$$

$$\text{内部抵抗馬力} = \frac{\rho u_0^3}{75\gamma_p} \cdot F'_\theta \cdot \frac{u'_k}{u_0} \left\{ 1 - (1 + a_\theta) b'_4 \cdot \frac{u'_k}{u_0} \right\}$$

(1) 航研報告 第 221 號 (昭和 16 年 11 月)。

但し η_p : プロペラの効率

冷却器の空気通過面積 F'_0

$$F'_0 = \frac{G_0}{\rho g u'_k} = \frac{1}{\rho g u'_k} \cdot \frac{G_t}{\beta} = \frac{1}{\rho g u_0 \cdot \frac{u'_k}{u_0}} \cdot \frac{w \text{IP}_e}{\beta}$$

w : 有効馬力當りの空気通過量 $\text{kg/IP}_e/\text{sec} \approx 0.00085 \text{kg/IP}_e/\text{sec}$

IP_e : 有効馬力

IP_b : 給気冷却器を装備した場合の軸馬力

IP_{b0} : 給気冷却器の無い場合の軸馬力

$G_t = w \text{IP}_e =$ 空気通過速度 kg/sec

$$\frac{\text{抵抗馬力}}{\text{IP}_{b0}} = \frac{w}{75 \eta_p} \cdot u_0^2 \cdot \frac{1}{\beta} \left\{ 1 - (1 + \alpha_0) \beta^4 \cdot \frac{u'_k}{u_0} \right\} \frac{\text{IP}_e}{\text{IP}_{b0}}$$

$w = 0.00085 \text{kg/IP}_e/\text{sec}$, $\eta_p = 0.75$, $g = 9.8 \text{m/sec}^2$, $u_0 = 180.6 \text{m/s} = 650 \text{km/hr}$ とすれば

$$\frac{\text{抵抗馬力}}{\text{IP}_b} = 0.05024 \frac{1}{\beta} \left\{ 1 - (1 + \alpha_0) \beta^4 \cdot \frac{u'_k}{u_0} \right\} \frac{\text{IP}_e}{\text{IP}_b}$$

3.2. 冷却器の重量増加による抵抗馬力

冷却器の重量を $W \text{kg}$ とすれば、この重量が増したために翼面積を増してこの増加重量を支へねばならぬ。

又一般に重量 $W \text{kg}$ だけ増したためによる翼面積自身に目方があり、その他覆、懸吊具等により更に $\lambda W \text{kg}$ だけ増さねばならぬ。 $(\lambda = 0.1 \sim 0.2$ の程度である。)

翼面荷重を $w_s \text{kg/m}^2$, 翼の抵抗係数を C_x とし、飛行機の翼が同一の縦横比をなすものとすれば

$$\text{重量による抵抗} = C_x \cdot \frac{1}{2} \rho u_0^2 \cdot \frac{(1 + \lambda) W}{w_s}$$

故に抵抗馬力(發動機の出力量で)は

$$\text{重量による抵抗馬力} = \frac{1}{2} \rho u_0^3 \cdot \frac{C_x}{\eta_p w_s} \cdot \frac{(1 + \lambda) W}{75}$$

上式中

$$\frac{C_x}{\eta_p \cdot w_s} = 0.0002 \sim 0.00006$$

の程度である。

3.3. 結局の装備性能

以上の様に給気冷却器を装備すると各種の抵抗馬力があるため、給気が冷却され

たための發動機の軸馬力の増加から各種の抵抗馬力を差引いたものが結局の装備した時の出力（装備出力）となる。

$$\text{装備出力比} = \frac{IP_b}{IP_{b_0}} \frac{(\text{冷却空気抵抗馬力})}{IP_{b_0}} \frac{(\text{重量抵抗馬力})}{IP_{b_0}} \frac{(\text{干渉抵抗馬力})}{IP_{b_0}}$$

を求め、これが1より大きい時は給気冷却器を装備すると有利で、1より小さい時は給気冷却器を用ひない方がよいと云ふ事になる。（具體的の數値に關しては第2報以下に於て述べる。）

上式中 IP_b/IP_{b_0} としては (i) 吸入効率が増したための過給機驅動馬力の増加、(ii) 給気冷却器を装着したための給気の壓力降下を補ふ場合には、このための過給機の驅動馬力の増加及び (iii) 中間給気冷却器を用ひた場合には給気の冷却効果による過給機驅動馬力の減少等を總べて考慮に入れたものを採用する。

又最後の項は冷却器覆による附加抵抗馬力、冷却器から出た冷却空氣の後流による抵抗馬力、その他給気冷却器の装備による干渉抵抗馬力等を合はせたものである。

4. 給気冷却器の使用限度

4.1. 加壓給氣の溫度

過給機の前後で壓力變化が斷熱的に行はれるものとすれば、吐出した給氣の溫度 T_2 は理論的には次式で與へられる。

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}}$$

但し $m = 1.408 = \text{斷熱指數}$

T_1 : 吸入空氣の過給機入口前での溫度

T_2 : 吸入空氣の過給機出口での溫度

p_1 : 吸入空氣の過給機入口前での壓力

p_2 : 吸入空氣の過給機出口での壓力

然し乍ら實際の出口での溫度 T'_2 は一般に理論値よりも大きくなるので普通この關係を次の式の様な形で表し、斷熱溫度係數 $\eta_{ad,t}$

$$\eta_{ad,t} = \frac{\text{理論的溫度上昇}}{\text{實際の溫度上昇}} = \frac{T_2 - T_1}{T'_2 - T_1} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}$$

なるものを實驗的に求めてゐる。この値は過給機によつても可成り相違してゐるし

又圧力比 (p_2/p_1) によつても變るが、大體に於て 60%~70%~75%~80% 程度のもの様である。

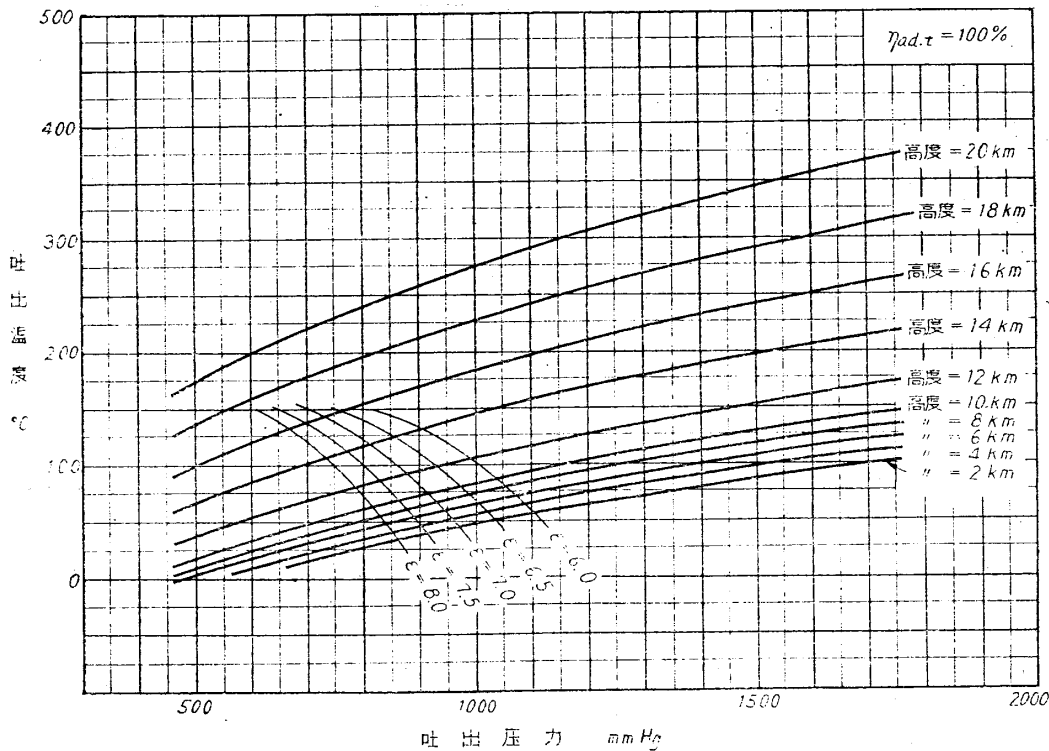
今標準状況の大氣 (p_1) をある給気壓 p_2 まで過給機により加壓した場合の吐出温度 T_2 を各種高度、各種給気壓に對し算出すると第 2 表又は第 17~21 圖の様になる。

4.2. ノッキングの限界と給気冷却器の使用限界

給気冷却器を用ふる大きな理由の一つは、給気温度が高いノッキングを起す恐れがあるためである。第二には給気冷却器により給気を冷却すると吸入効率がよくなり、その結果發動機の馬力が増すからである。

上述の 2 項目の裡、第二の方は給気冷却器を下手につけると第 2 報にも示す様に結局の發動機の出力和しては増加せぬ場合が生ずる。

第一の點について考へるに、常識的に云つて或る給気壓ノッキングでは給気の温度がある程度以上になるとノッキングを起す譯であるが、實際問題になるとこのノ



第 17 圖

ッキングの限界が餘りはつきりとしておない。この點を論じた報告は可成澤山ある様であるが互に比べると氣筒の構造、寸法、その他點火栓、排氣弁の條件等により著しくノッキングの限界が違つて來る。ここでは NACA. Tech Rept No. 655 に示された實驗データを元として考へる事にする、第 22 圖はオクタン價 100 の燃料を使つて、incipient knock を起し始める給氣溫度 $T^{\circ}\text{C}$ と $\epsilon \frac{P_1}{T_1}$ (ϵ : 壓縮比、 P_1 給氣壓絶対 mmHg, T_1 給氣の絶対溫度 $^{\circ}\text{C}$) との關係を示したもので、この線より上又は右の所ではノッキングしてゐる事を示してゐる。この線を元として、壓縮比の色々な場合につき ノッキングを起す限界の給氣壓と溫度との關係を示すと第 23 圖の様になる。

この第 23 圖を用ひて色々な高度につき給氣壓と incipient knock を起す點との關係を示すと第 17~21 圖中の $\epsilon=6.0, \dots, 8.0$ で示す細線の様になる。即ち壓縮 $\epsilon=6.0, 6.5, 7.0, 7.5, 8.0$ の場合につき若し 100 オクタン燃料を用ひた場合第 23 圖に示す關係が大體に於て近似的に成り立つならば、第 17~21 圖中の細線より下で示す領域ではノッキングを起さない事が分る。(絞り弁を用ひて吸氣側の壓力を絞つた場合には第 17~21 圖を用ひることは出来ない。第 23 圖によるべきである。)

4.3. 燃 料 消 費

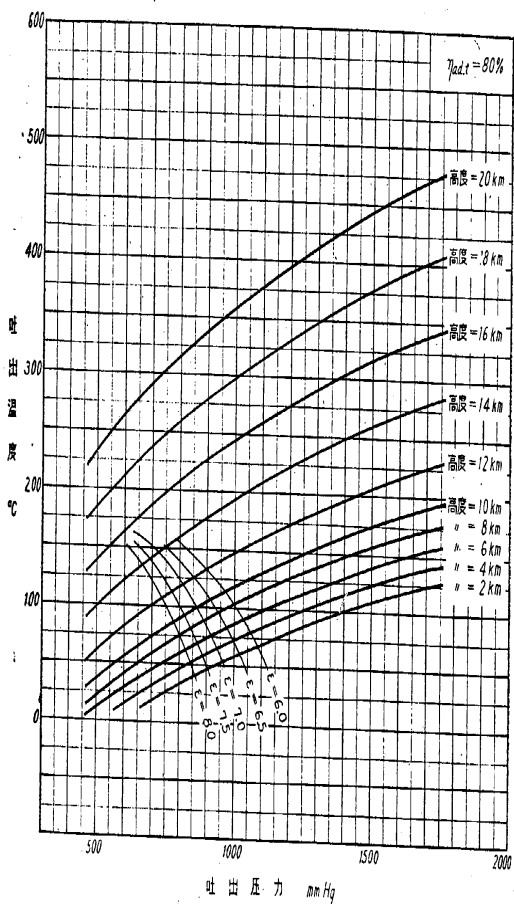
今までは單に發動機の出カ比とノッキングとから給氣冷却器の存在價値を考へたが、もう一つ見逃すことの出來ぬ點は長距離を飛ぶ飛行機に對し果して給氣冷却器が有利であるかどうかを吟味せねばならぬ。即ち給氣冷却器を用ふると (i) 給氣冷却器の冷却空氣抵抗馬力 (ii) 給氣冷却器の前後での給氣の壓力損失のため、給氣冷却器の無い場合に比べてそれだけ馬力を要し、燃料消費量が多くなる。従つてこの點並びに冷却器の裝備重量等を考へると、 IP_b, IP_{b0} がより大きいと云つても必ずしも給氣冷却器を用ひると有利であると結論する譯には行かなくなる。

5. む す び

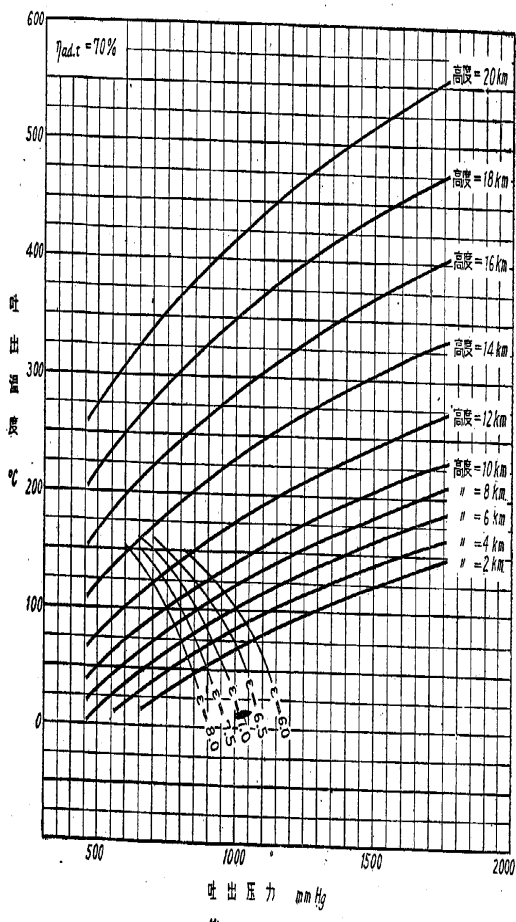
以上甚だ概略的ではあるが、給氣冷却器の裝備性能、設計等に際し必要な基礎事項につきその大要を述べた。此等の諸事項中、今後の實驗結果にまつべきものが少からずあるが、然し乍ら第一次計算としては上述の諸基礎式を用ひても十分に實用性があると思ふ。

次ぎに此等の諸式を用ひて各種給氣冷却器の裝備性能について論議すべきであるが、これは第 2 報以下に譲りたいと思ふ。

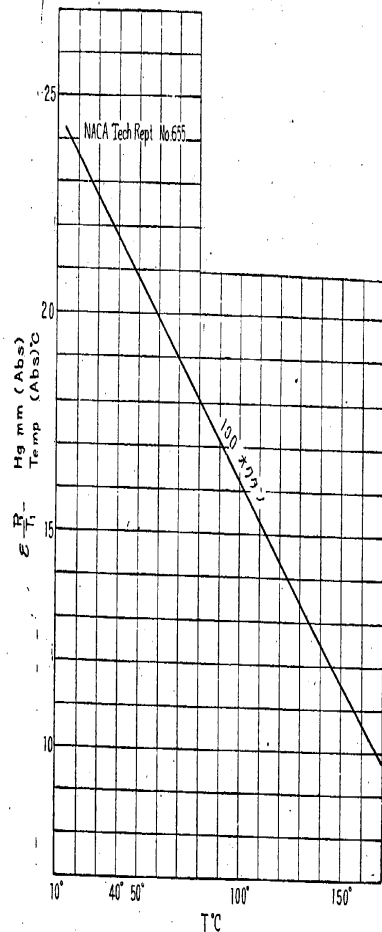
終りに當り、ノッキングの事に關し資料を頂いた平尾囑託、計算の援助を仰いだ川口技手、伊藤俊雄の諸君に厚く御禮申し上げます。



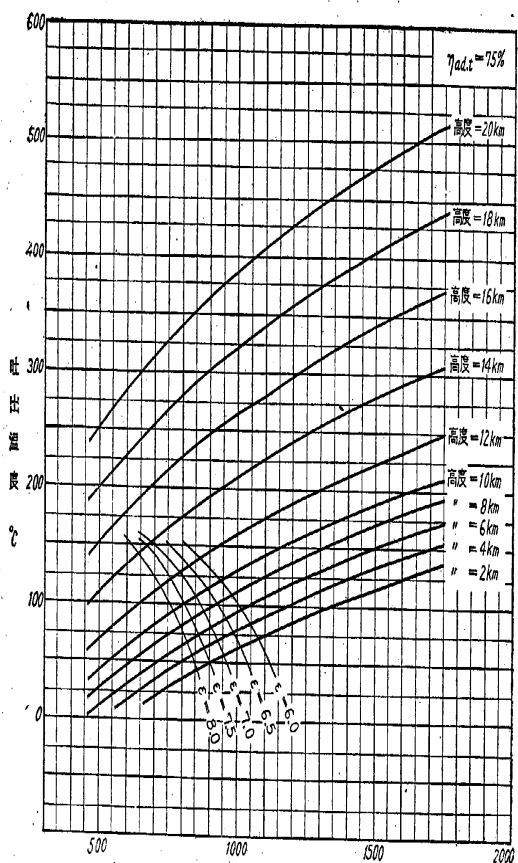
第 18 圖



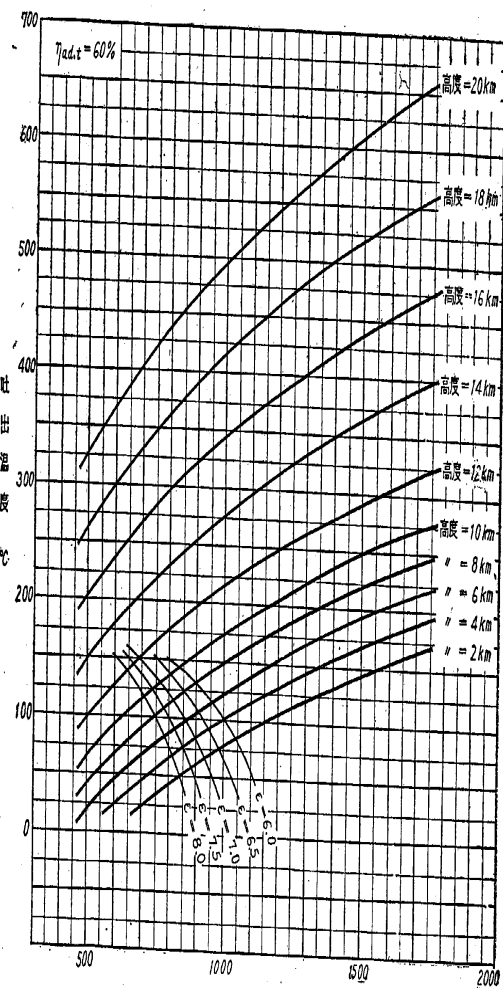
第 20 圖



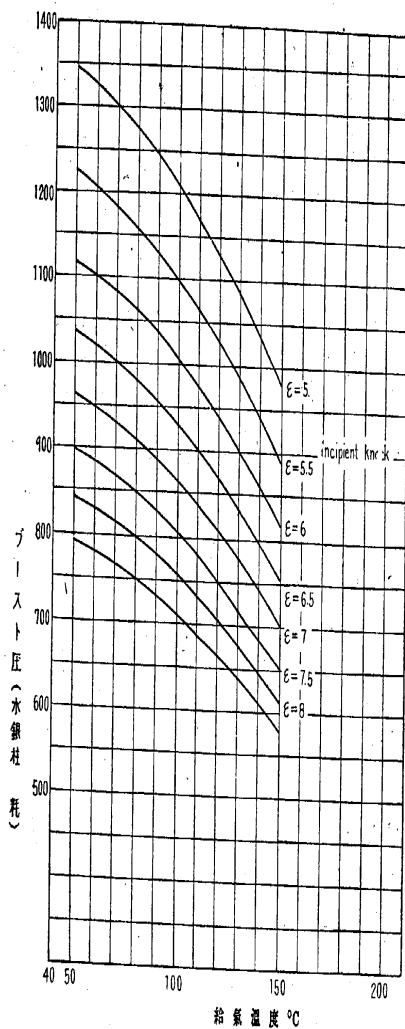
第 22 圖



第 19 圖



第 21 圖



第 23 圖

第2表 送風機の全機としての温度効率 $\eta_{in}=6\sim 10\%$ に対する吐出温度と吐出力との関係

| 高さ mm | 大気温 °C | 吐出力700-800mmHg t/min | | | | | 吐出力700-900mmHg t/min | | | | | 吐出力700-1000mmHg t/min | | | | | 吐出力700mmHg t/min | | | | | 吐出力750-1000mmHg t/min | | | | | 吐出力750-900mmHg t/min | | | | | 吐出力750-800mmHg t/min | | | | | | | |
|----------|-----------|-------------------------|-----|-----|-----|------|-------------------------|-----|-----|-----|------|--------------------------|-----|-----|-----|------|---------------------|-----|-----|-----|------|--------------------------|-----|-----|-----|------|-------------------------|-----|-----|-----|------|-------------------------|-----|-----|-----|------|--|--|--|
| | | 60% | 70% | 80% | 90% | 100% | 60% | 70% | 80% | 90% | 100% | 60% | 70% | 80% | 90% | 100% | 60% | 70% | 80% | 90% | 100% | 60% | 70% | 80% | 90% | 100% | 60% | 70% | 80% | 90% | 100% | 60% | 70% | 80% | 90% | 100% | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0 | 761.0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 731.0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | 536.5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | 528.0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | 482.5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5 | 466.2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6 | 422.0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 7 | 393.0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8 | 367.0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 9 | 290.5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 10 | 283.0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 11 | 245.0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 12 | 215.0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 13 | 193.0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 14 | 166.5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 15 | 142.0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 16 | 117.5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | 92.0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 18 | 66.5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 19 | 41.0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

(この表中の数字は省略数字あり、大数字は換算数字あり)