

強制空冷送信管のラジエータ冷却特性

Characteristics of Forced-Air Coolers for Power Tubes

松 林 八 康* 鹿 沼 陽 次*
Hachiyasu Matsubayashi Yôji Kanuma

内 容 梗 概

強制空冷管のラジエータを設計する際には、冷却効果を示す熱伝達率、および静圧降下の大きさに最も影響の大きい摩擦係数を決めなければならないが、このデータを示した例は非常に少なく経験にたよるほかなかった。われわれは19品種30個のラジエータの冷却特性を実測し、これらの近似式を求め、同時にラジエータフィンに最適枚数が存在することがわかったので、その概要を説明する。

1. 緒 言

電子管の陽極の冷却には自然空冷、強制空冷、水冷、蒸発冷却、伝導冷却、油冷などが用いられている。これらのうちで外部陽極形電子管の陽極に冷却フィンをつけ、これに送風機で強制的に送風する、いわゆる強制空冷送信管は最もよく用いられているにもかかわらず、そのフィン(ラジエータ)の冷却特性について定量的に述べられた例はきわめて少ない。われわれは19品種30個のラジエータについて測定を行ない、設計上重要な値となる熱伝達率、摩擦係数の目安を与える近似計算による実験式を求めた。またこれらの近似式からラジエータフィンの最適枚数の存在を知り、実測値と比較したので、測定方法および実験結果の概略を報告する。

2. 測 定 方 法

強制空冷送信管は第1,2図のような外観、構造をもつラジエータ部の全長が直径に比べて比較的長いもの(トリウムタングステン陰極を用いた大形管がこれに属す)と、第3,4図のようなラジエータ部の全長が直径に比べて短いもの(オキサイドカソードを用いた小形管がこれに属す)とに分けることができ、測定装置、測定方法なども違ってくる。

2.1 測 定 装 置

第5図は大形管の冷却特性測定装置の概略を示すもので、ダクト部分は「JISB-8330 送風機試験装置」に規定された寸法に基づいている。この程度の寸法であれば、ダクト内の風速は一樣となり、ピトウ管で動圧を測定する場合誤差が少なくてすむ。またチェンバ各辺を90°という大きな寸法にすれば、中にはいった空氣の乱れは少なく、側面で測定する静圧がラジエータ間で降下する静圧にかなり近くなる。一方、小形管の測定装置の構成は第5図と同じであるが、ダクト径およびチェンバ寸法は半分になっている。

2.2 測 定 方 法

2.2.1 風 量 測 定 法⁽¹⁾

ラジエータフィン間を通

* 日立製作所茂原工場

過する冷却風量はダクト内の12点の動圧をL形ピトウ管で測定し、(1)式から求めた。

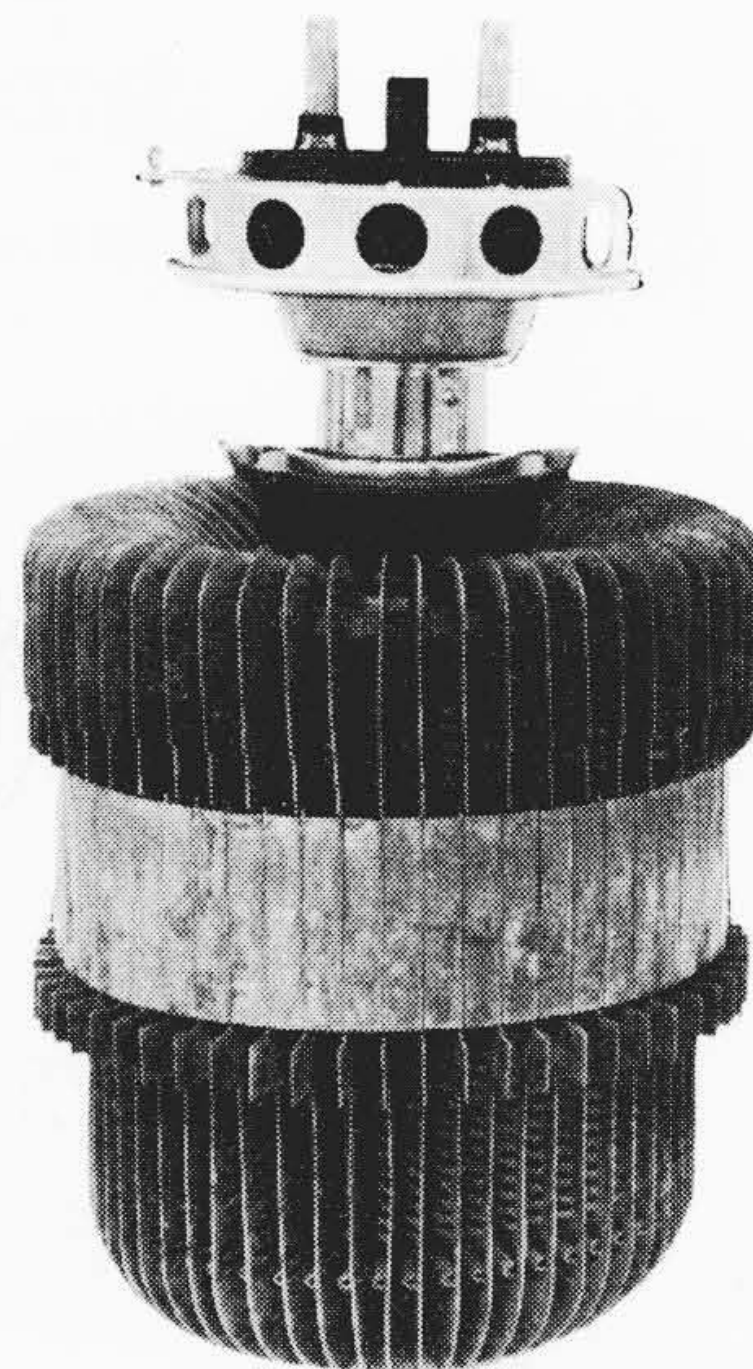
$$Q = A_d \bar{v} \dots \dots \dots (1)$$

ここで、 Q : 冷却風量 (cm^3/s)

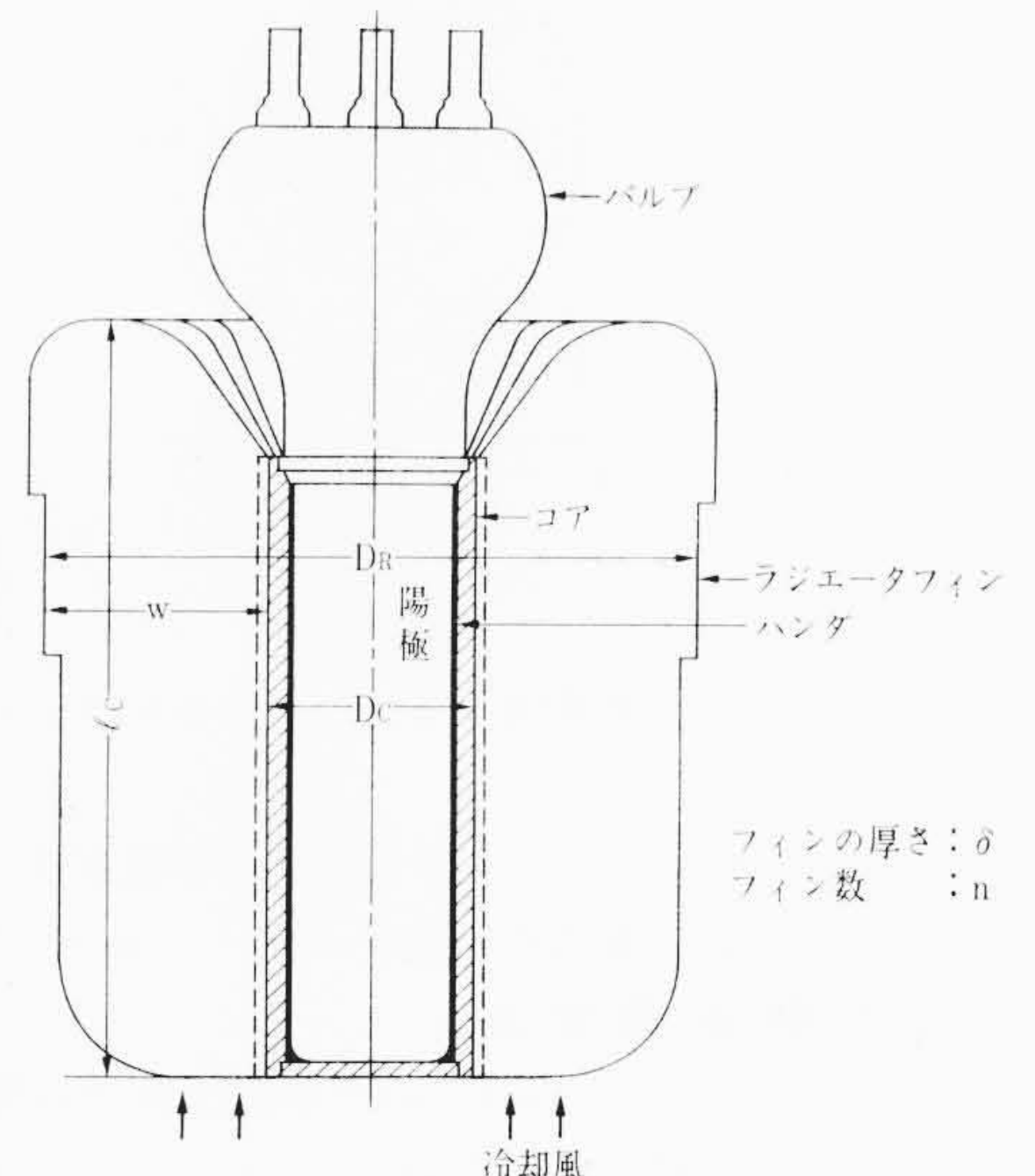
A_d : ダクト内の断面積 = 176 (cm^2)

$\bar{v}$: ダクト内の平均風速 = $\sqrt{2g \frac{\bar{h}_d}{r}}$ (cm/s)

$\bar{h}_d$: 第6図に示されるダクト内の動圧平均値
 $= \frac{1}{12} (h_{d1} + h_{d2} + \dots + h_{d3} + h_{d4})$ (g/cm^2)



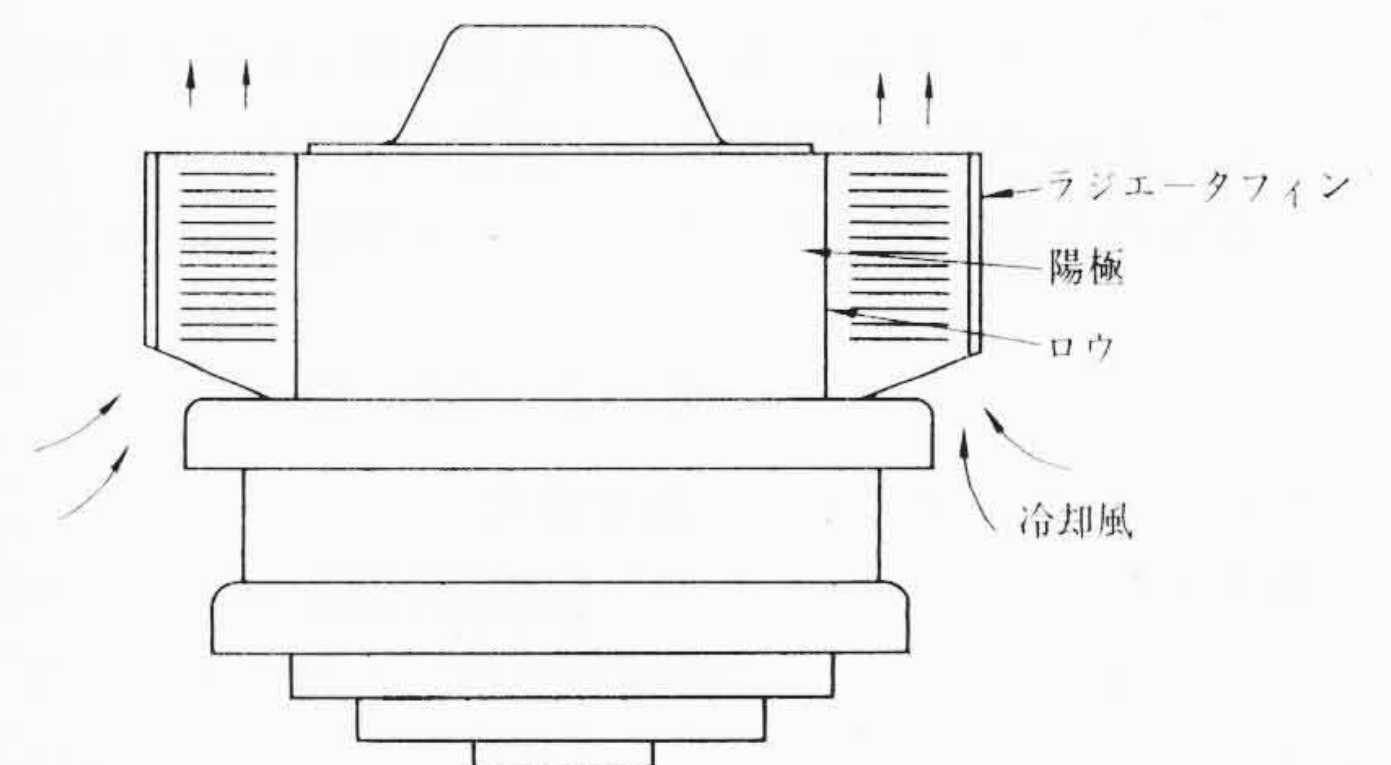
第1図 強制空冷送信管 8T71R (大形管)



第2図 大形管ラジエータ断面



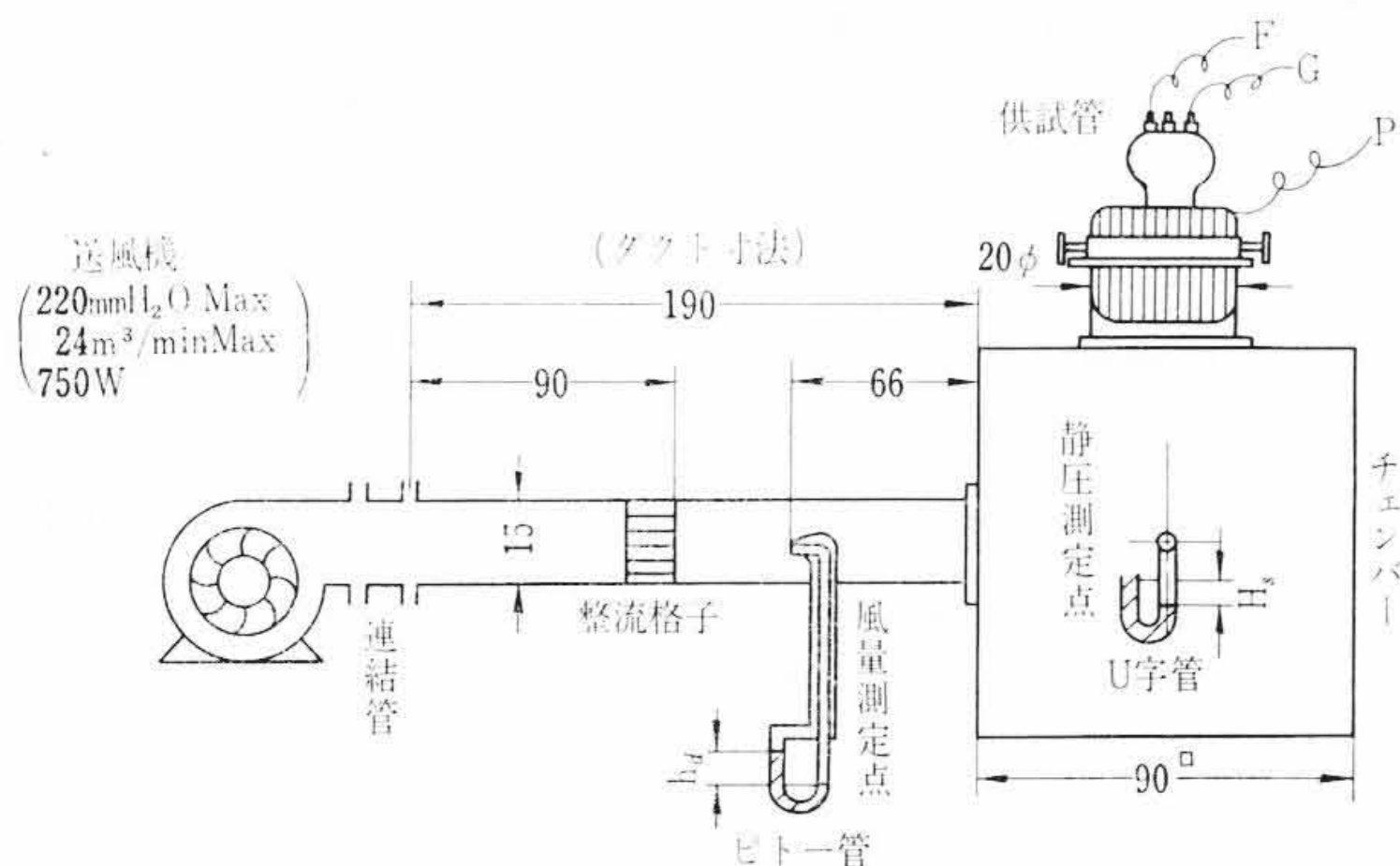
第3図 強制空冷送信管 7F13R (小形管)



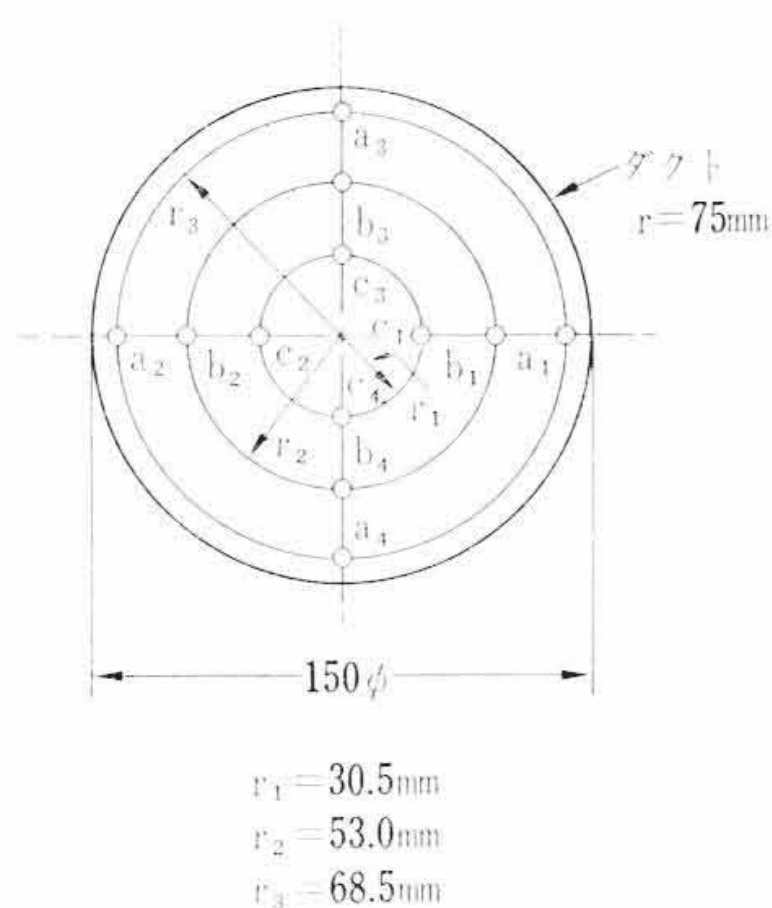
第4図 小形管ラジエータ断面

第1表 ラジエータ各部の温度

品 種	風 量 $Q(\text{m}^3/\text{min})$	陽極損失 $P_p(\text{kW})$	コア上端 $T_c(^{\circ}\text{C})$	コア最高温部 $T_{c\text{max}}(^{\circ}\text{C})$	フィン平均 $T_{R\text{mean}}(^{\circ}\text{C})$	$\frac{T_{c\text{max}}}{T_c}$	$\frac{T_{R\text{mean}}}{T_c}$	カソード上端位置 (ラジエータに対して)
6F70R	0.4	0.40	145	150	142.4	1.03	0.98	下 端
5F60R	0.5	0.45	130	143	124.9	1.10	0.96	下 端 より 1/3
6F62R	0.8	0.60	168	196	168.1	1.17	1.00	中 央
7T22R (プレートフィン)	7.5	4.3	125	135	95.6	1.08	0.76	上 端
7T22R (ディスクフィン)	4.0	4.4	120	130	90.4	1.10	0.75	上 端
8T30R	12.0	6.0	120	130	89.0	1.08	0.74	上 端



第5図 大形管の冷却特性測定装置 (単位 cm)



第6図 ダクト内の動圧測定点

r : ダクト内空気の単位体積重量 (g/cm^3)
 g : 重力の加速度 $= 980$ (cm/s^2)

2.2.2 静圧測定法

ラジエータフィン間における静圧降下は第5図に示したように、チェンバ壁に直径5mmの穴をあけ、U字管を接続して測定した。

ラジエータに近い部分では渦流が生じやすく、静圧を測定することが困難なため、この測定部はラジエータから離れた点にもってきた。われわれが測定した風量範囲では圧力差を5%以内におさえることができる。

2.2.3 温度測定法

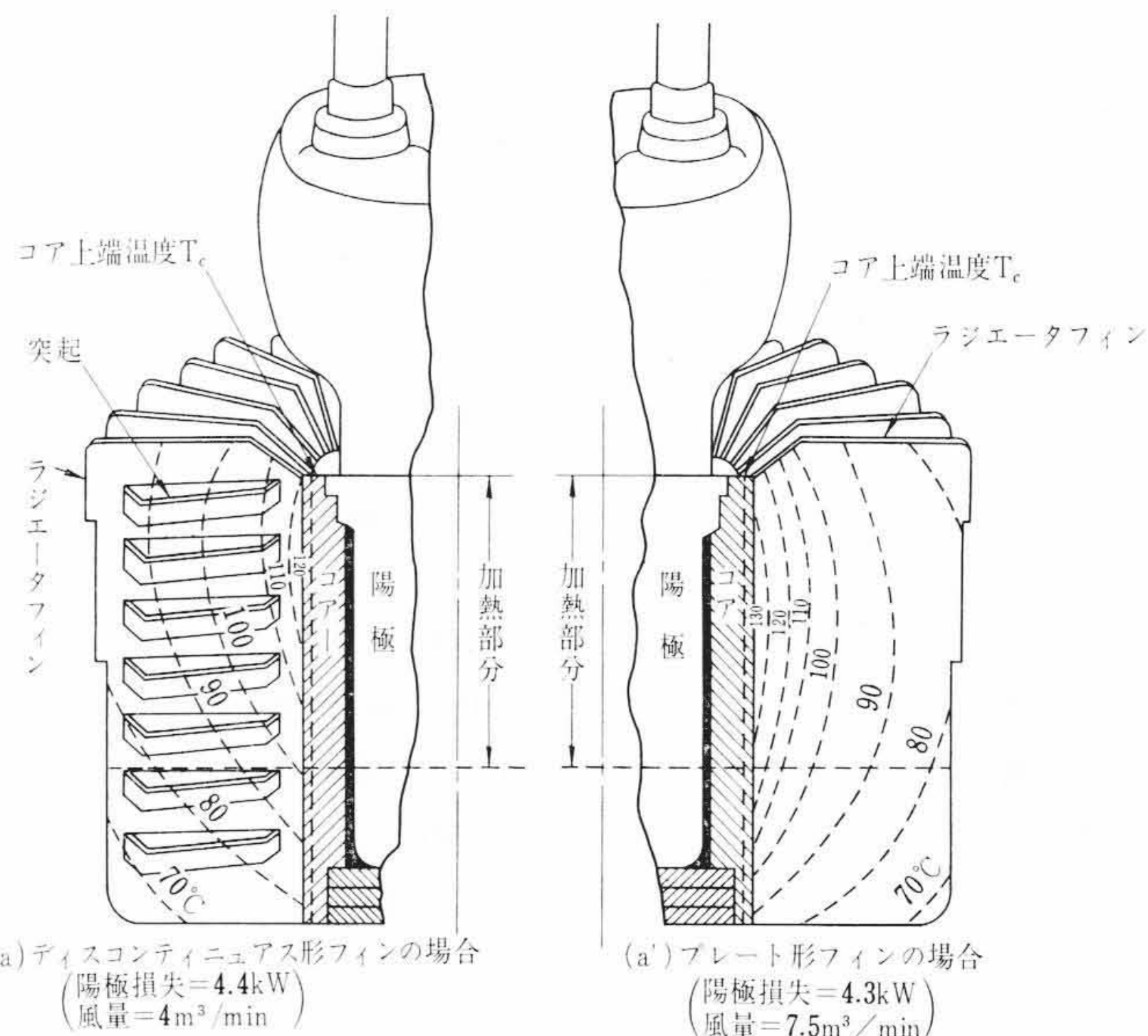
ラジエータ上昇温度測定には示温塗料 (商品名 Tempilaq) を使用し、変色や溶解の程度により温度を求めた。

空気の上昇温度測定にはアルコール寒暖計を用いた。

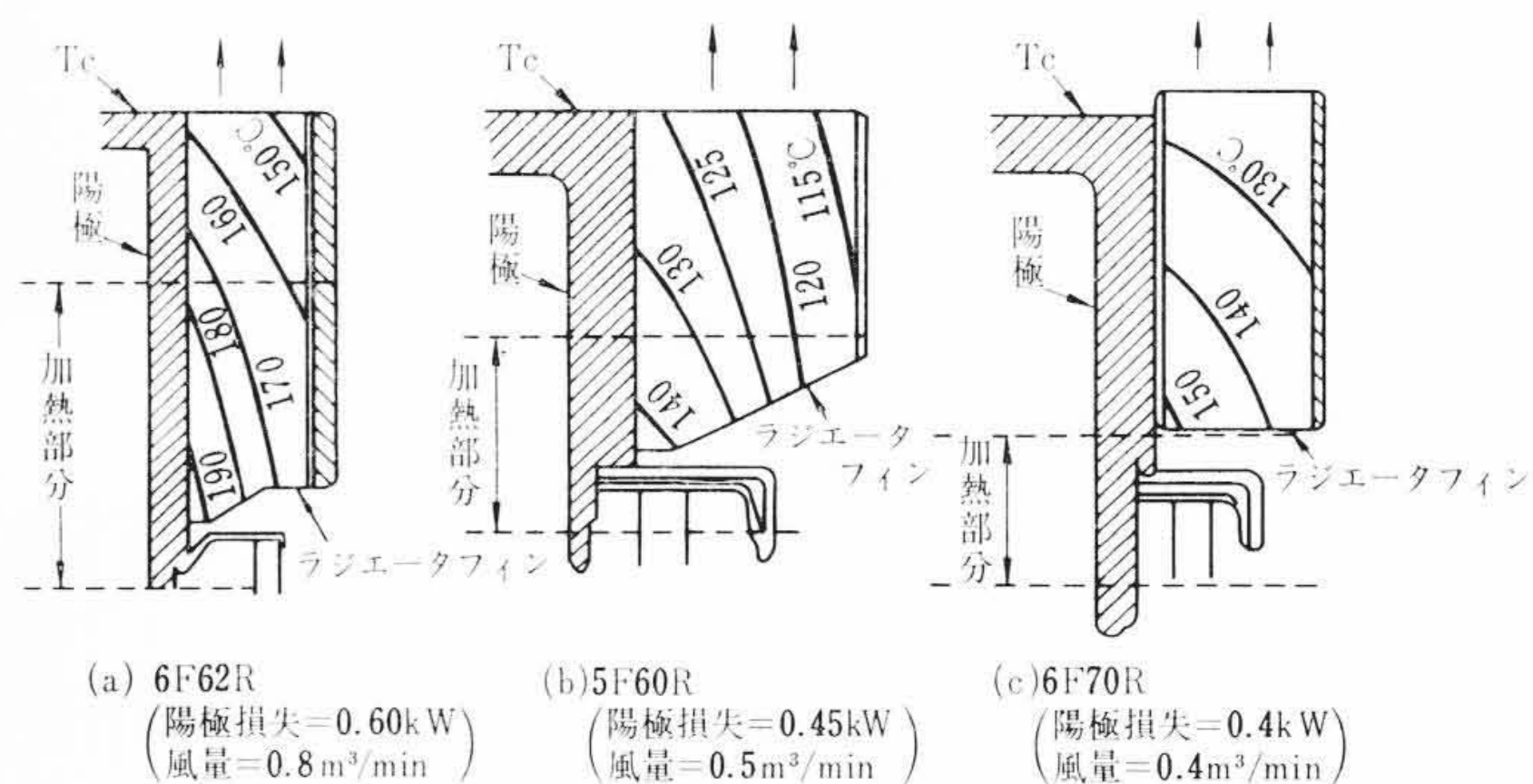
3. 測定結果

3.1 ラジエータフィンの温度分布

第7,8図にラジエータフィンの温度分布を示す。これはフィンの表面に示温塗料を塗り、等温線を見出したもので、各ラジエータともカソードあるいはフィラメント有効部分のほぼ中央に近いコア表面が最高温度を示している。



第7図 強制空冷3極管7T22Rのラジエータフィン上の温度分布



第8図 小形管ラジエータフィンの温度分布

実測した各管について、コア上端温度 T_c 、コア表面最高温度 $T_{c\text{max}}$ 、ラジエータフィン平均温度 $T_{R\text{mean}}$ の関係を求めると第1表のように電極構造の似ている球においては一定の関係があり、(2)～(5)式が成立している。

小形管 (5F60R, 6F62R, 6F70R など) の場合

$$\frac{T_{c\text{max}}}{T_c} = 1.1 \quad (2)$$

$$\frac{T_{R\text{mean}}}{T_c} = 1 \quad (3)$$

大形管 (7T22R, 8T30R など) の場合

$$\frac{T_{c\text{max}}}{T_c} = 1.1 \quad (4)$$

* $T_{R\text{mean}}$ はラジエータフィンの温度分布から求めた平均値である。

$$\frac{T_{R\text{mean}}}{T_c} = 0.75 \dots \dots \dots (5)$$

3.2 熱伝達率の実験式

ラジエータが放出する熱量 P_h には (6) 式の関係が成立している。

$$P_h = \Delta T_R \cdot h_c \cdot S \quad (\text{cal/s}) \dots \dots \dots (6)$$

ここに、 ΔT_R ： ラジエータフィンと空気の間平均温度差 (°C)

h_c ： フィンから空気への熱伝達率 (cal/s・cm²・°C)

S ： フィンの放熱面積 (cm²)

ラジエータの冷却効果の目安となる熱伝達率 h_c は、(6) 式から P_h , ΔT_R , S を測定することによって求めることができるが、実測の際、 ΔT_R , P_h を正確に求めることはきわめて困難なため、(7), (8) 式の仮定を設けた。

$$P_h = P_p + CP_f \quad (\text{cal/s}) \dots \dots \dots (7)$$

$$\Delta T_R = T_R - T_a \quad (\text{°C}) \dots \dots \dots (8)$$

ここで、 T_a ： 空気上昇温度 (°C)

P_p ： 陽極損失 (cal/s)

P_f ： 陰極加熱電力 (cal/s)

C ： 陰極の種類によって異なる係数で次の値⁽²⁾をもつ

タングステン： 0.9

トリウムタングステン： 0.6

オキサイドカソード： 0.1

T_R ： フィンの平均上昇温度 (°C)

Q ： ラジエータ冷却風量 (cm³/s)

ρ ： 空気の密度 (g/cm³)

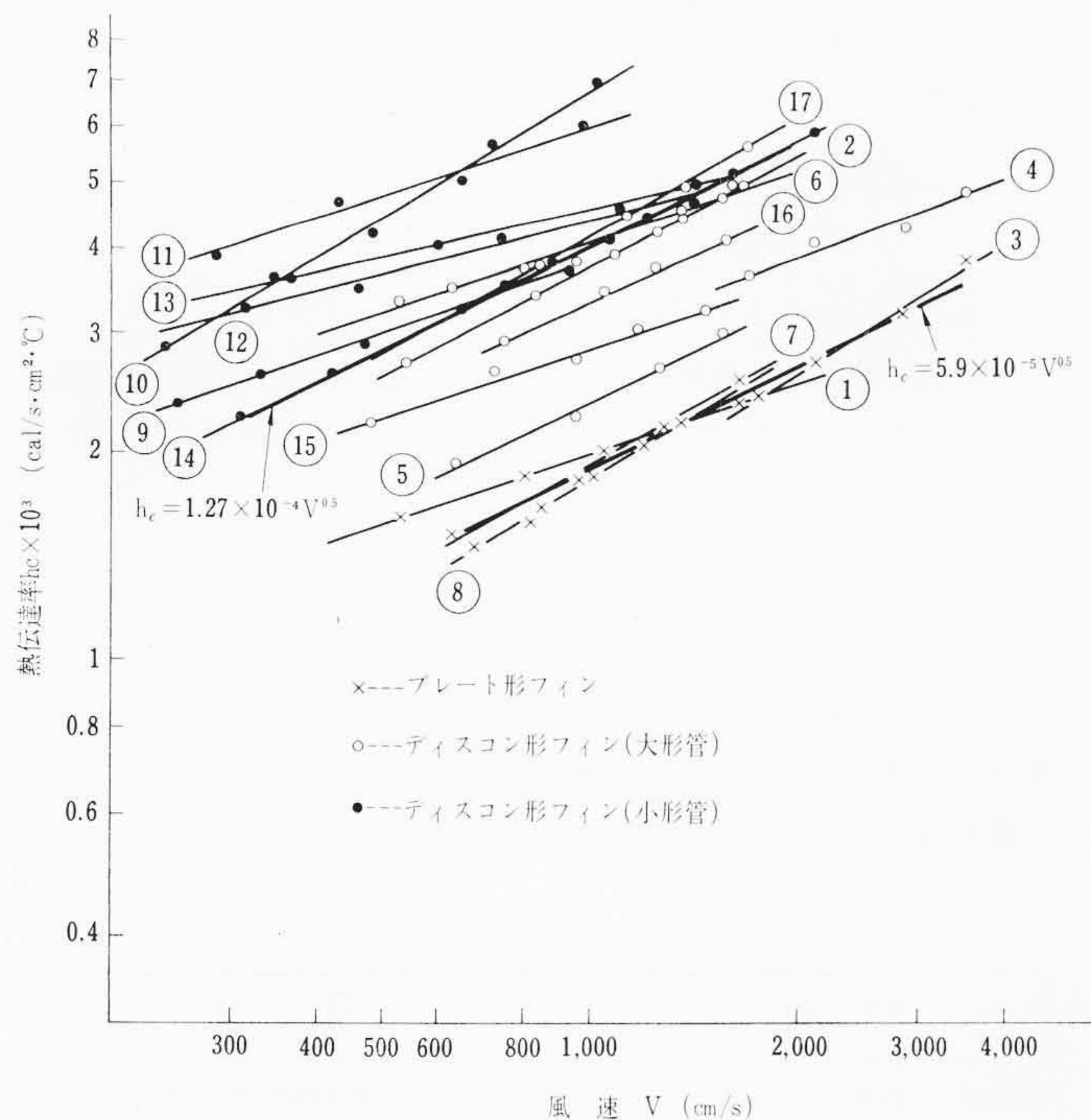
C_p ： 空気の比熱 (cal/g・°C)

以上の関係を用いて求めたラジエータフィンの熱伝達率は第9図のようになる。プレート形のフィンにおいては、フィンの形状、フィンの肉厚などによって多少のバラツキはあるが、実験誤差を考慮に入れて(9)式を得ることができた。

$$h_c = 5.9 \times 10^{-5} V^{0.5} \quad (\text{cal/s} \cdot \text{cm}^2 \cdot \text{°C}) \dots \dots \dots (9)$$

ここで、 V ： ラジエータフィン間の平均風速 (cm/s)

また、ラジエータフィンに突起をつけた、いわゆる不連続(ディス



注： 第2表に曲線番号を説明する。

第9図 熱伝達率と風速の関係

第2表 第9, 11図の説明

曲線 番号	品 種	フィン 形状	フィン 数	(10)式の指数 $\frac{1}{\alpha}$	(13)式の指数 β	大形管 小形管 管別
①	7T22R	P	64	0.34	0.96	大
②	7T22R	D	64	0.54	0.54	大
③	7T62R	P	36	0.62	2.25	大
④	7T62R	D	36	0.38	1.25	大
⑤	8T20RA	P+D	48	0.50	0.47	大
⑥	8T20RA	D	48	0.35	0.54	大
⑦	8T11R	P	36	0.57		大
⑧	8T11R	P	48	0.63	0.26	大
⑨	7F60R	D	100	0.36	1.0	小
⑩	7F13R	D	76	0.6	0.38	小
⑪	7F13R	D	112	0.33	0.45	小
⑫	6F62R	D	58	0.27	0.41	小
⑬	5F60R	D	70	0.23	0.46	小
⑭	7F70R	D	120	0.50	0.24	小
⑮	7T22R	D	36	0.34	0.67	大
⑯	7T22R	D	50	0.47	0.59	大
⑰	7T22R	D	72	0.57	0.46	大

注： Pはプレート形フィン、Dはディスコン形フィンを示す。

コン)形のフィンにおいては、突起形状、フィンの肉厚、大きさなどによって熱伝達率はかなり変わるが、(10)式のような風速の関数として表わすことができる。

$$h_c = K_1 V^{\frac{1}{\alpha}} \dots \dots \dots (10)$$

(10)式の指数 $1/\alpha$ は第2表に示されるように 0.3~0.6 までであるが、これはフィンにつけた突起の形状、位置あるいはフィンの数などによってフィン間の空気の風速が一定でなく速度分布に違いが生じたり、フィンの肉厚などによって冷却効果が違ってくるために出るものと考えられる。大形管 7 T 22 R では、(10) 式は次のようになる。

$$h_c = 1.27 \times 10^{-4} V^{0.5} \quad (\text{cal/s} \cdot \text{cm}^2 \cdot \text{°C}) \dots \dots \dots (11)$$

3.3 摩擦係数の実験式

ラジエータフィンの静圧降下 H は (12) 式で示される⁽³⁾。

$$H = \left(1 + \nu + \frac{f l_c}{r_h} \right) \frac{\rho V^2}{2g} \quad (\text{g/cm}^2) \dots \dots \dots (12)$$

ここで、 ρ ： 空気の密度 = 1.2×10^{-3} (g/cm³)

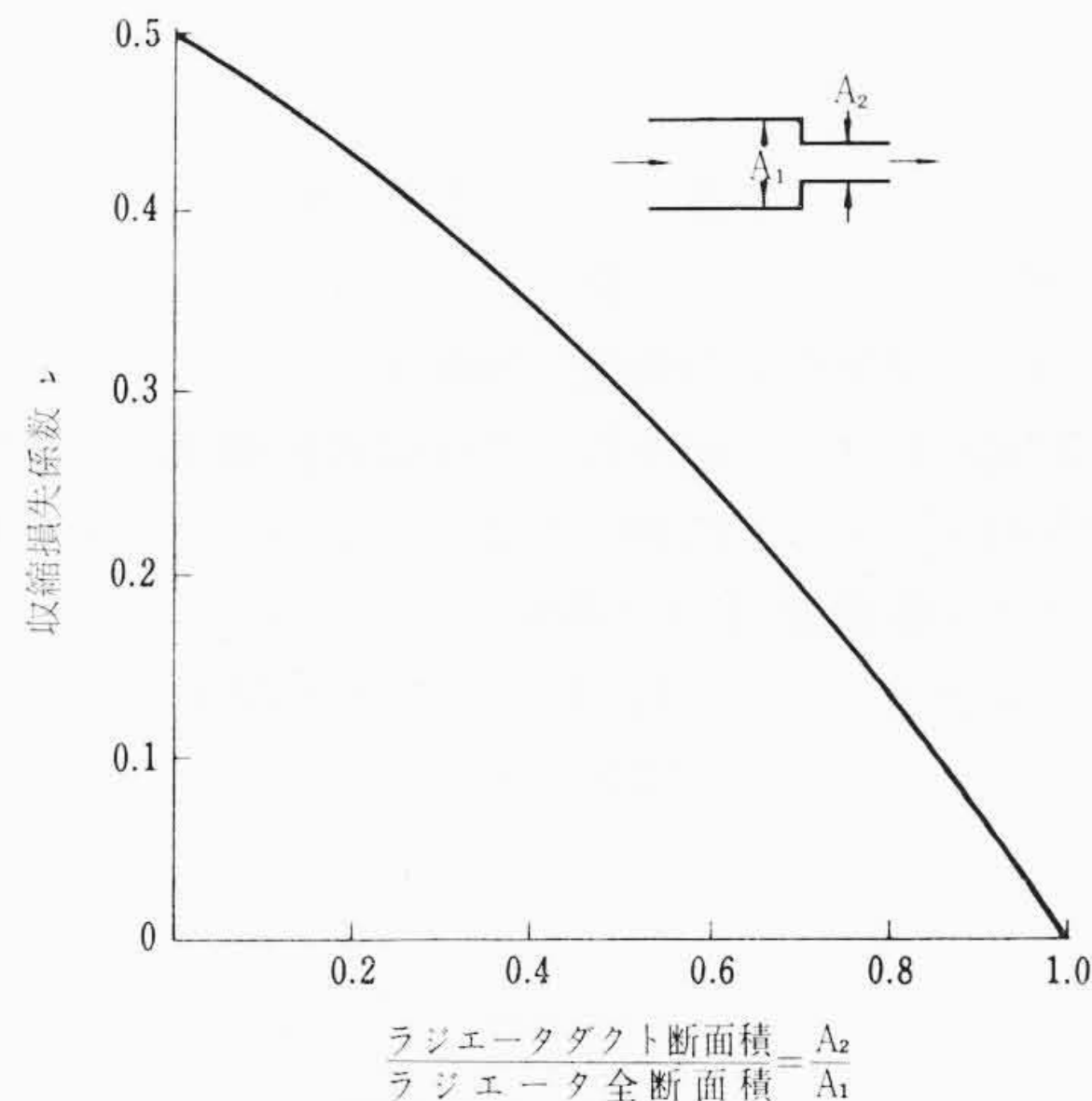
g ： 重力加速度 = 980 (cm/s²)

V ： 空気の平均風速 (cm/s)

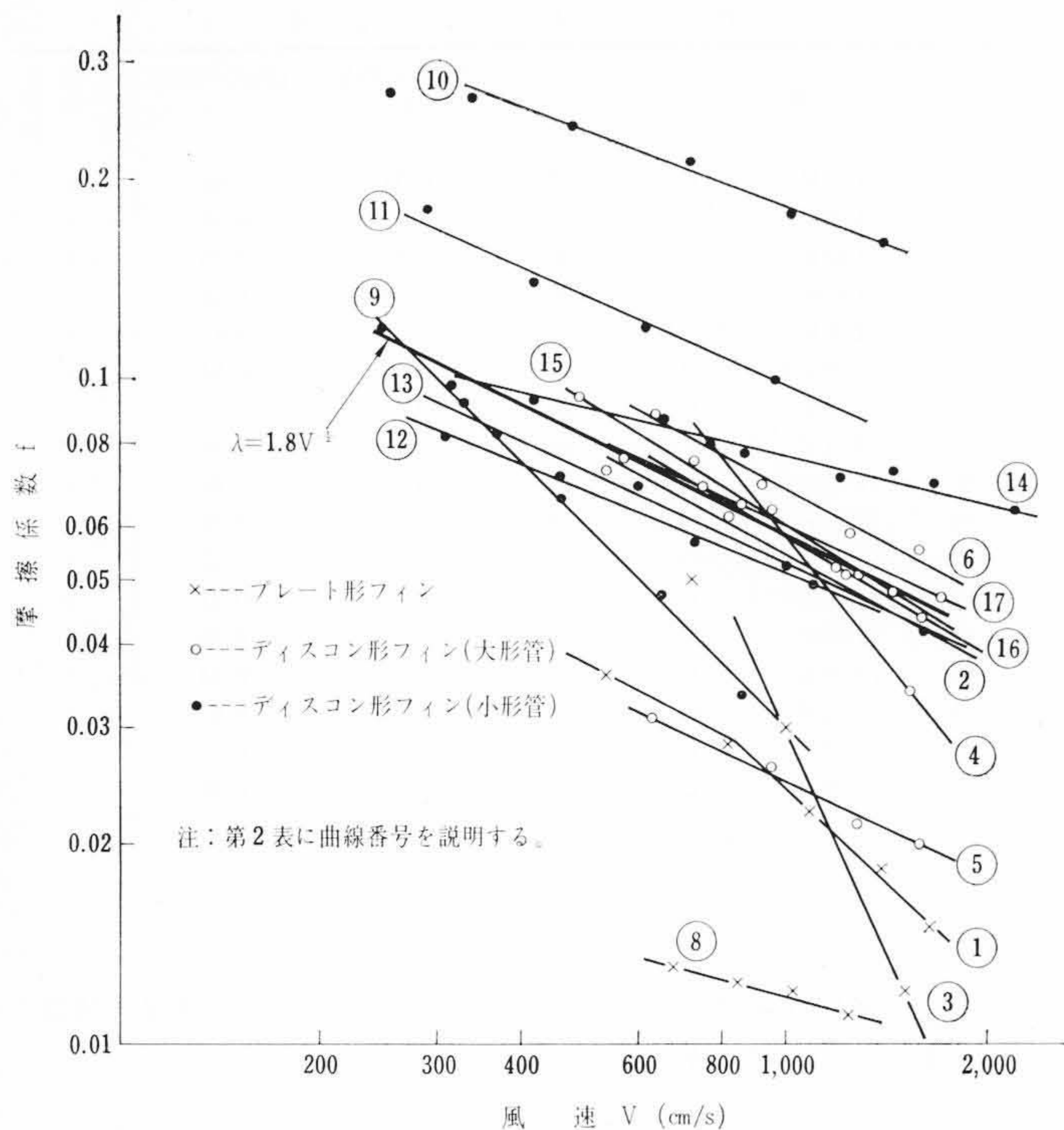
f ： 摩擦係数

ν ： ラジエータ断面による収縮係数 (第10図参照)⁽³⁾

r_h ： ラジエータダクトの流体平均深さ



第10図 収縮損失係数



第11図 摩擦係数と風速の関係

$$f = \frac{\frac{\pi}{4}(D_R^2 - D_c^2) - \delta w n}{2 w n} \quad (\text{cm})$$

- w : ラジエータフィンの幅(第2図参照) (cm)
 δ : ラジエータフィンの厚さ(第2図参照) (cm)
 n : ラジエータフィン数(第2図参照) (枚)
 D_R : ラジエータ外径(第2図参照) (cm)
 D_c : コア外径(第2図参照) (cm)
 l_c : ラジエータフィン長さ(第2図参照) (cm)

この(12)式を使用して摩擦係数を求めたところ第11図のような結果が得られた。第11図の中で①, ③, ⑧はプレート形フィンであり, ⑤はプレートおよびディスコンの組合せ形のためいずれも摩擦係数は小さい。④はラジエータフィン間隔がラジエータ外径に比べ大きいため, 風速 1,000 cm/s あたりで層流から乱流に移行しているものと考えられる。小形管⑨, ⑩, ⑪ではラジエータの構造だけでなく, 他電極端子, ソケットなどの影響が大きく, 正しい値を測定することが困難である。

この第11図からディスコン形フィンをもつ大形管の場合の近似式を求めると(13)式が得られる。

$$f = \beta V^{-\frac{1}{2}} \propto R_e^{-\frac{1}{2}} \quad (13)$$

- ここで, β : フィン構造によってきまる値
 R_e : レイノルズ数
 V : 空気の平均風速 (cm/s)

また, (12)式における収縮係数 ν の近似式を第10図から求めてみると, 実存のラジエータにおいては, ラジエータ全断面積 A_1 とラジエータダクト断面積 A_2 との間には $0.4 < A_2/A_1 < 0.8$ なる関係があり, この範囲では ν は A_2/A_1 と一次的な関係があるとみなすことができるので, (14)式の関係が成立する。

$$\nu = -0.5 \frac{A_2}{A_1} + 0.55 \quad (14)$$

- ここで, A_1 : ラジエータ全断面積 $= \frac{\pi}{4} D_R^2$ (cm²)
 A_2 : ラジエータダクトの断面積
 $= S_c - \delta w n$ (cm²)

$$S_c = \frac{\pi}{4} (D_R^2 - D_c^2) \quad (\text{cm}^2)$$

(12)～(14)式から静圧降下 H は(15)式のように表わすことができる。

$$H = \frac{\rho}{2g} \left[1.55 - \frac{2}{\pi D_R^2} (S_c - \delta w n) + 2 \beta l_c w \frac{n}{S_c - \delta w n} \cdot \frac{1}{V^{\frac{1}{2}}} \right] V^2 \quad (\text{g/cm}^2) \quad (15)$$

3.4 ラジエータフィンの最適枚数

ラジエータ冷却能率は熱伝達率の大きいものほどよいが, 使用する送風機的能力から考察すると消費電力の小さいもので, できるだけ大きな陽極損失を冷却できることが最も望ましい。そこで, われわれは送風機の消費電力に比例する風量 Q と静圧降下 H の積($Q \times H$)に着目し, 主要寸法(外径, コア外径, フィン長さ, フィン肉厚)が決められているラジエータで一定の陽極損失を冷却するのに必要な QH が最小値となる, いわゆるフィンの最適枚数について検討した。

(6), (8)式において, P_h, T_R を一定とし(10)式を代入すると

$$P_h = \left(T_R - \frac{P_h}{\rho C_p} \cdot \frac{1}{S_c - \delta w n} \cdot \frac{1}{V} \right) 2 l_w n K_1 V^{\frac{1}{2}} \quad (16)$$

ここで, n : フィン数
 となり, $\alpha=2$ として風速 V について解くと

$$V = \left(\frac{P_h}{2 l_c w T_R} \cdot \frac{1}{K_1} \right)^2 \cdot \frac{1}{n^2} \left[\frac{1}{2} + \frac{T_R (2 l_c w K_1)^2}{\rho C_p P_h} \times \frac{n^2}{S_c - \delta w n} + \left\{ \frac{1}{2} + 2 \frac{T_R (2 l_c w K_1)^2}{\rho C_p P_h} \cdot \frac{n^2}{S_c - \delta w n} \right\}^{\frac{1}{2}} \right] \quad (\text{cm/s}) \quad (17)$$

となり風量 Q は(18)式で表わすことができる。

$$Q = (S_c - \delta w n) V = K_2 \cdot \frac{S_c - \delta w n}{n^2} \left[\frac{1}{2} + K_3 \frac{n^2}{S_c - \delta w n} + \left\{ \frac{1}{2} + 2 K_3 \frac{n^2}{S_c - \delta w n} \right\}^{\frac{1}{2}} \right] \quad (\text{cm}^3/\text{s}) \quad (18)$$

ここで,

$$K_2 = \left(\frac{P_h}{2 l_c w T_R} \cdot \frac{1}{K_1} \right)^2$$

$$K_3 = \frac{T_R (2 l_c w K_1)^2}{\rho C_p P_h}$$

(18)式に第3表の数値を代入して計算した結果は第12図に示すとうりであり, n が50を越える場合(18)式は近似的に(19)式のように表わすことができる。

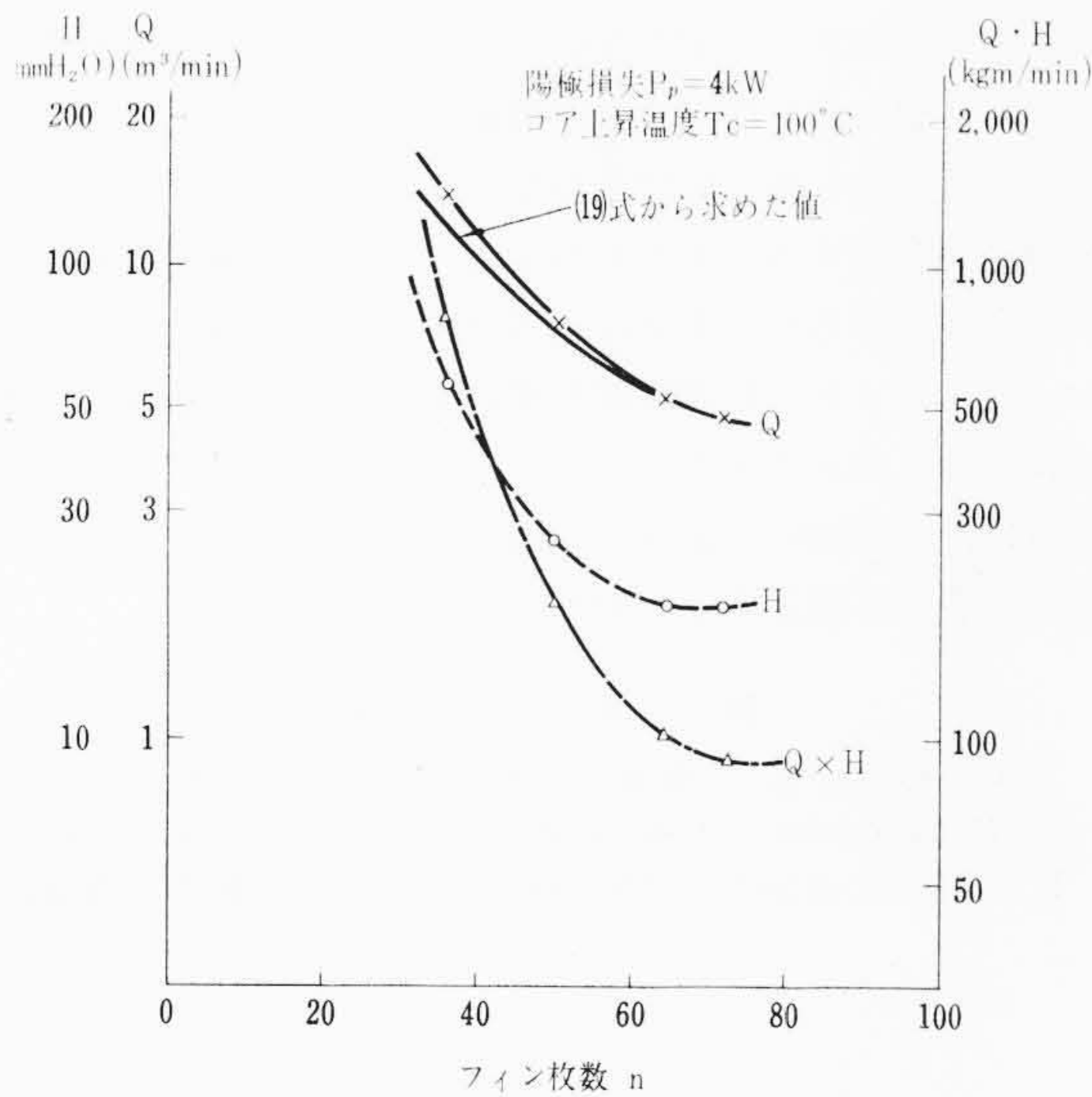
$$Q = K_2 \frac{S_c - \delta w n}{n^2} \left[\sqrt{K_3 \frac{n^2}{S_c - \delta w n}} + \frac{1}{2} \right]^2 \quad (\text{cm}^3/\text{s}) \quad (19)$$

また, 静圧降下は(15)式に(17)式を代入すれば求まるが, 計算が非常に複雑になるため実験から近似式を求めてみた。

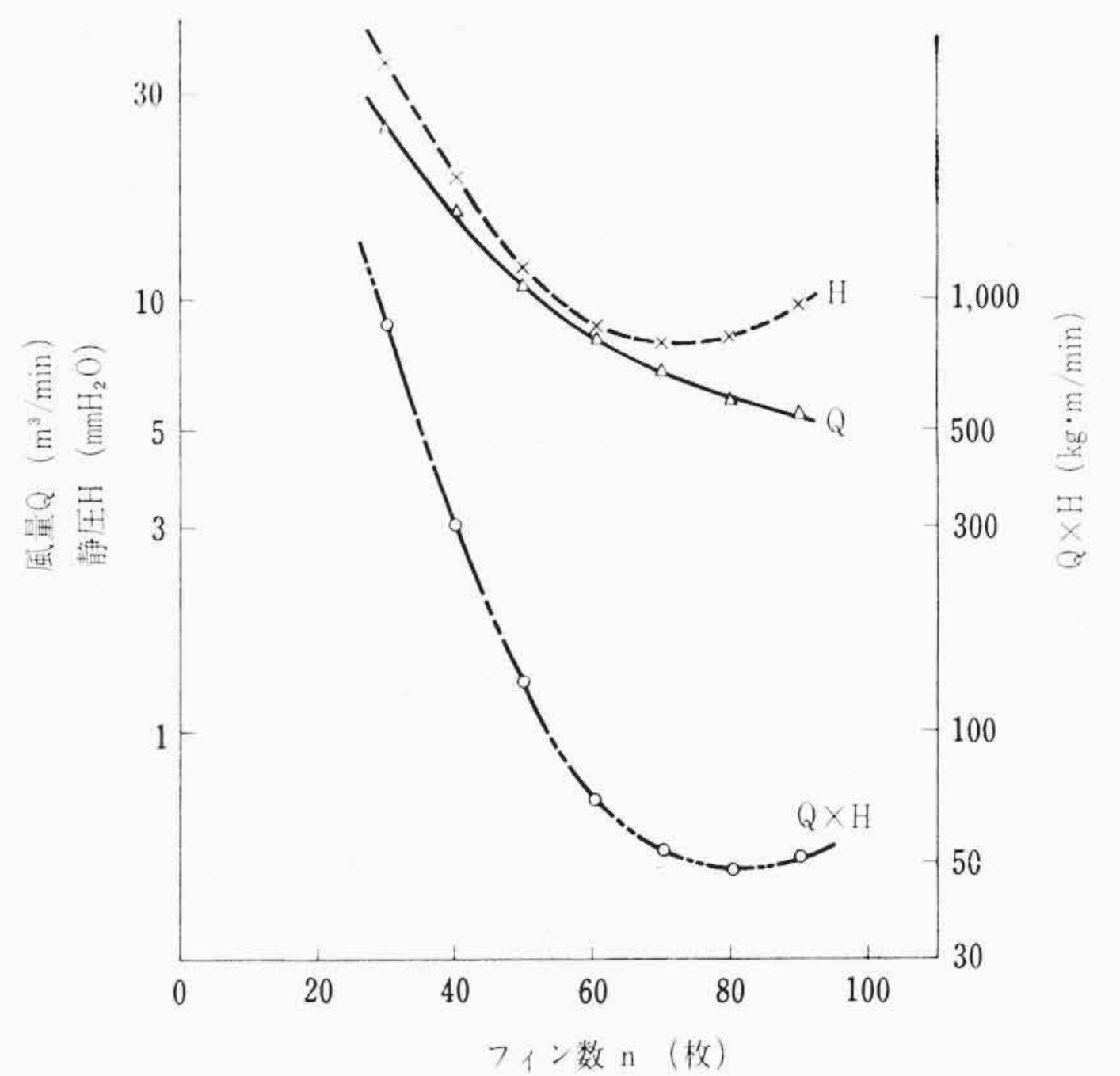
第13図はラジエータ静圧降下 H と風速 V との関係を示したもの

第3表 ラジエータフィン構造

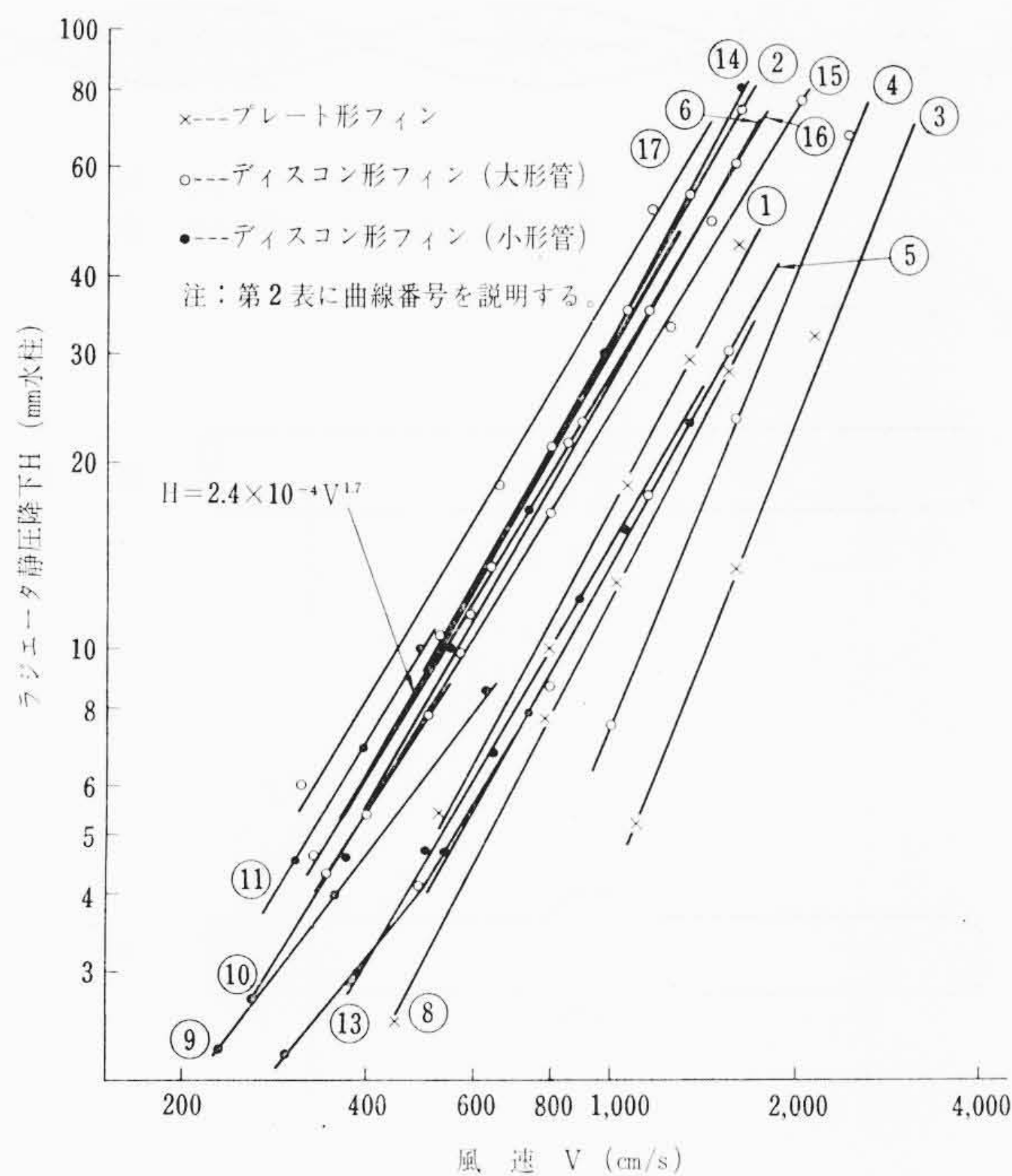
	D_R (cm)	D_c (cm)	δ (cm)	l_c (cm)	w (cm)	$T_{R\text{mean}}$ (°C)	P_h (cal/s)	K_1	K_3
7T22R	15.5	6.3	0.12	13.1	4.6	82.5	1.03×10^3	1.27×10^{-4}	7.35×10^{-2}
8T11R	18.9	6.5	0.20	23.5	6.2	82.5	1.51×10^3	5.9×10^{-5}	6.35×10^{-2}
8T20RA	18.9	6.5	0.12	17.2	6.2	82.5	1.51×10^3	1.27×10^{-4}	15.8×10^{-2}



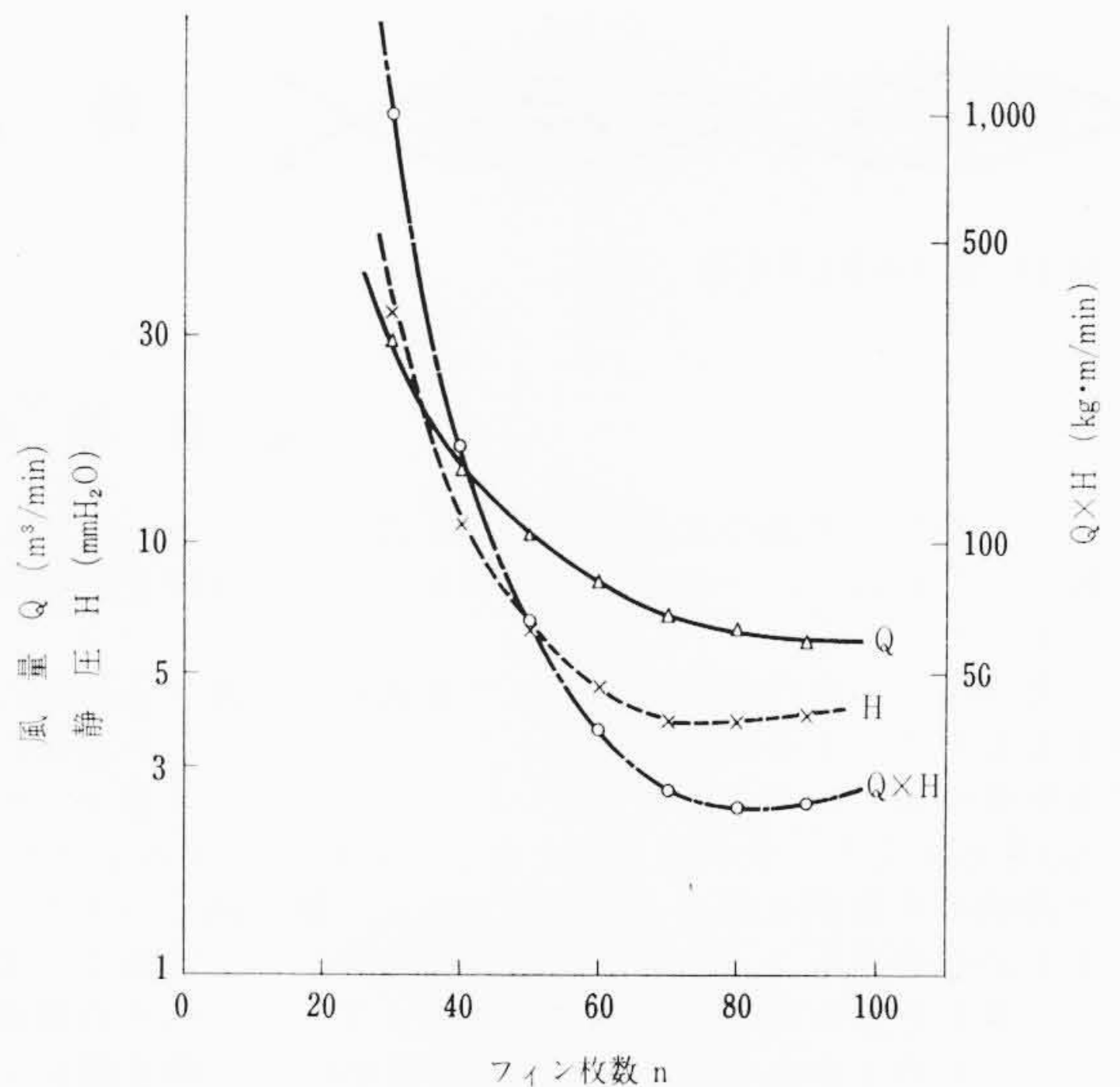
第12図 7T22R ラジエータのフィン枚数に対する Q, H, QH の変化



第14図 8T11R フィン枚数に対する冷却効果



第13図 静圧降下と風速の関係



第15図 8T20R A フィン枚数に対する冷却効果

でその図から (20) 式が成立することがわかる。

$$H = \gamma V^{1.7} \quad (20)$$

ここで、 γ : ラジエータ形状、構造などで決まる値
ラジエータの形状、種類によって γ の値は異なるが、外形寸法など主要寸法が一定のラジエータにおいてはラジエータフィンの数が変わってもほぼ一定な値を示している。

(19), (20) 式から

$$QH \propto \frac{S_c - \delta w n}{n^{5.4}} \left[\sqrt{K_3 \frac{n^2}{S_c - \delta w n}} + \frac{1}{2} \right]^{5.4} \quad (21)$$

n で偏微分すると

$$\frac{\partial(QH)}{\partial n} \propto \frac{1}{n^{4.4}} \left[\sqrt{K_3 \frac{n^2}{S_c - \delta w n}} + \frac{1}{2} \right]^{4.4} \times \left(1.7 \frac{\sqrt{K_3} \delta w}{\sqrt{S_c - \delta w n}} + 2.2 \frac{\delta w}{n} - 2.7 \frac{S_c}{n^2} \right) \quad (22)$$

(22) 式を用いて強制空冷3極管 7T22R について極小値を求めてみると、第3表に示す値から (23) 式の結果がえられる。

$$\frac{\partial(QH)}{\partial n} \propto 0.0638 n^4 + 0.798 n^3 - 805 n^2 + 2.69 \times 10^5 n - 2.98 \times 10^7 \quad (23)$$

これから、 $n \approx 110$ のとき極小値となり、第12図から推定される値は

$$QH \approx 80 \text{ kg} \cdot \text{m/min}$$

である。

一方、静圧降下は (19) 式と (20) 式から

$$H \propto \frac{1}{n^{3.4}} \left(\sqrt{K_3 \frac{n^2}{S_c - \delta w n}} + \frac{1}{2} \right)^{3.4} \quad (24)$$

となる。(24) 式を n について偏微分すると

$$\frac{\partial H}{\partial n} \propto \frac{1}{n^{2.4}} \left(\sqrt{K_3 \frac{n^2}{S_c - \delta w n}} + \frac{1}{2} \right)^{2.4} \times \left(\frac{\sqrt{K_3} \delta w}{(S_c - \delta w n)^{\frac{3}{2}}} - \frac{1}{2 n^2} \right) \quad (25)$$

$\partial H / \partial n = 0$ として整理すると

$$4 K_3 (\delta w)^2 n^4 + (\delta w)^3 n^3 - 3 S_c (\delta w)^2 n^2 + 3 S_c^2 (\delta w) n - S_c^3 = 0 \quad (26)$$

第3表の数値から、7T22R について求めると

$$0.0885 n^4 + 0.165 n^3 - 144 n^2 + 4.22 \times 10^4 n - 4.1 \times 10^6 = 0 \quad (27)$$

この式から静圧降下が極小となる n は約70で、第12図における静圧降下 H の極小値となる n の値とよく一致している。また、このとき、 QH は約93 kg・m/min となり前述した QH の極小値より約15%大きい。ラジエータ製作上の難易さ、経済性などから考察するとフィン数の少ないほうが望ましいためフィン最適枚数として静圧降下が極小となる点を選ぶほうが実用的である。

また、他の例について(26)式を用いて計算してみると、最適枚数は8T11Rでは、 $n=60\sim65$ 、8T20RAでは、 $n=70\sim75$ となり、第14, 15図で求めた静圧降下の極小値を示す値と非常によく一致する。

4. 結 言

強制空冷送信管について行なった冷却特性の実験からラジエータの熱伝達率、静圧降下の近似式を求めた。

ラジエータの形状が一定でないため、近似式はかなり誤差はあるが、設計上必要な値を得ることは可能である。

これらの近似式を使って計算したところ、ラジエータフィンの枚数に最適値が存在することがわかった。近似式を導くためにはさらに検討の余地があるが、本文に述べたように、送信管ラジエータ設計において、フィンの最適枚数を検討することは送信管使用者の経済性に役だつものと考えられる。

終わりに、本実験にご助言、ご協力いただいた日立製作所茂原工場の関係者各位に深謝の意を表する。

参 考 文 献

- (1) 日本機械学会編：機械工学便覧
- (2) M. B. Leshchka: RCA Report TR-4107 11/2/48.7
- (3) I. E. Mouromtseff: Proceeding of the I. R. E., April. 1942



特許第309176号

特 許 の 紹 介



斎藤 哲夫・山路 賢吉
平野 博之・沼田 亀治

金 属 線 の 冷 間 圧 接 方 法

二つの金属を、常温の状態に強力な圧力を加えると、両者に原子の拡散が行なわれて、一体に接合できることは、冷間圧接技術としてよく知られている。

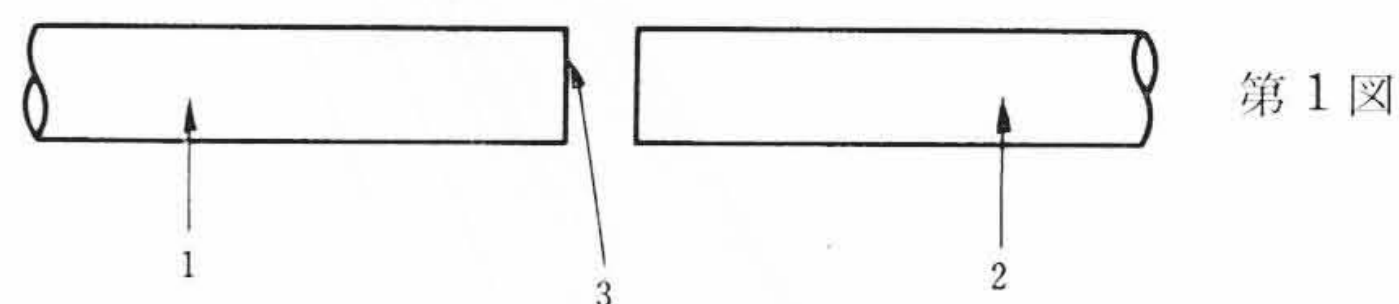
この発明は、この冷間圧接によって金属線を圧接する場合の改良に関するもので、その要旨とするところは、あらかじめ清浄にされた端面を有する二つの金属線を互いにつき合わせた状態で、圧接したのち、さらにもう一度加圧圧接することを特長とするものである。

この発明の実施例を図により説明すると、第1図に示すように、あらかじめ端面3をワイヤブラシにより清浄した金属線1, 2を、互いにつき合わせた状態で、第2図に示すように1回目の冷間圧接を行ない、このとき生ずる耳5をそのままにして、第3図に示すように2回目の加圧圧接を施すものである。このとき生ずる耳5は、第4図に示すように適当な工具を用いて除去し、接合部周面を所定のサイズに仕上げて、圧接作業を完了する。

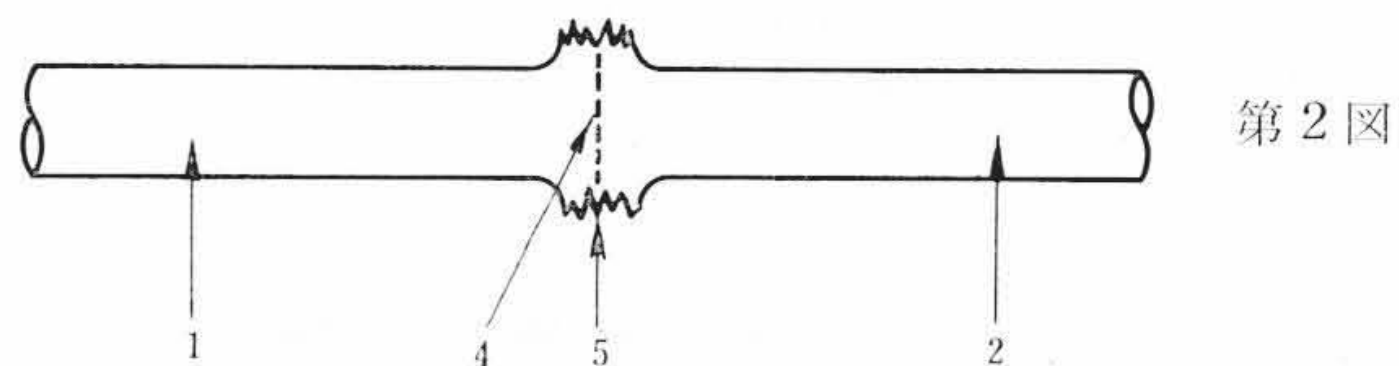
この発明によると、冷間圧接時の原子の拡散を妨げる要因といわれる端面3に存在する酸化膜および材料地質中の析出物は、1回目の圧接により、第2図に示すように接合面4に点在するが、2回目の圧接によって、大部分は圧接のとき生ずる耳5と一体となって外周に押し流され、接合面の原子拡散はきわめて容易となり、したがって金属線1, 2は完全な金属の組織的結合が行なわれ、強力な接合部が得られることになるものである。

この発明は、銅と銅、アルミニウムとアルミニウムおよび銅とアルミニウムとの冷間圧接に適用すると、最も効果的である。

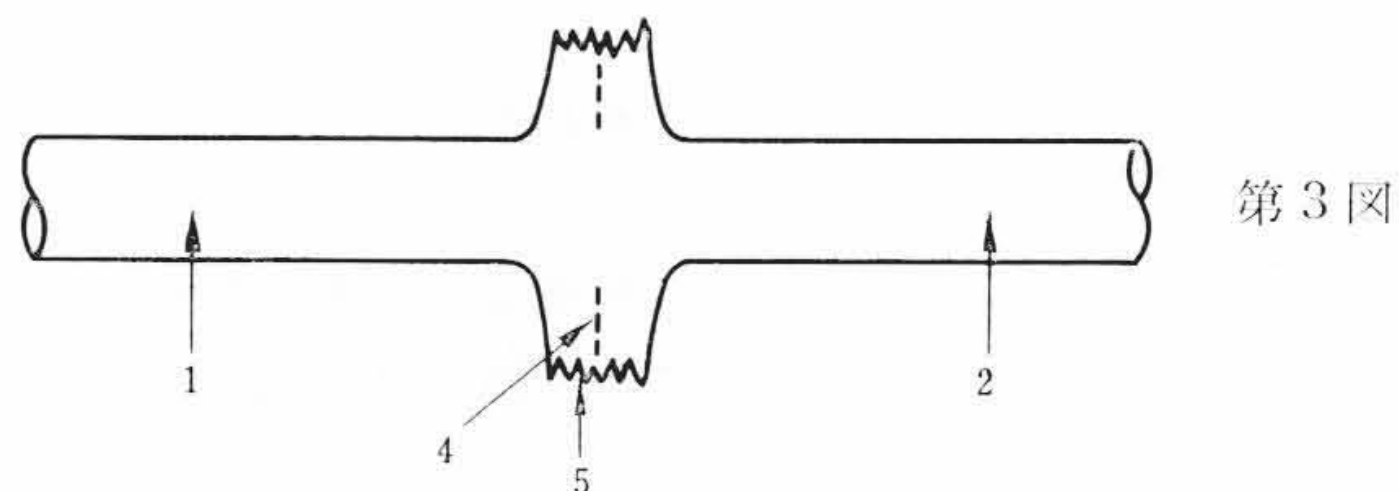
(斎藤)



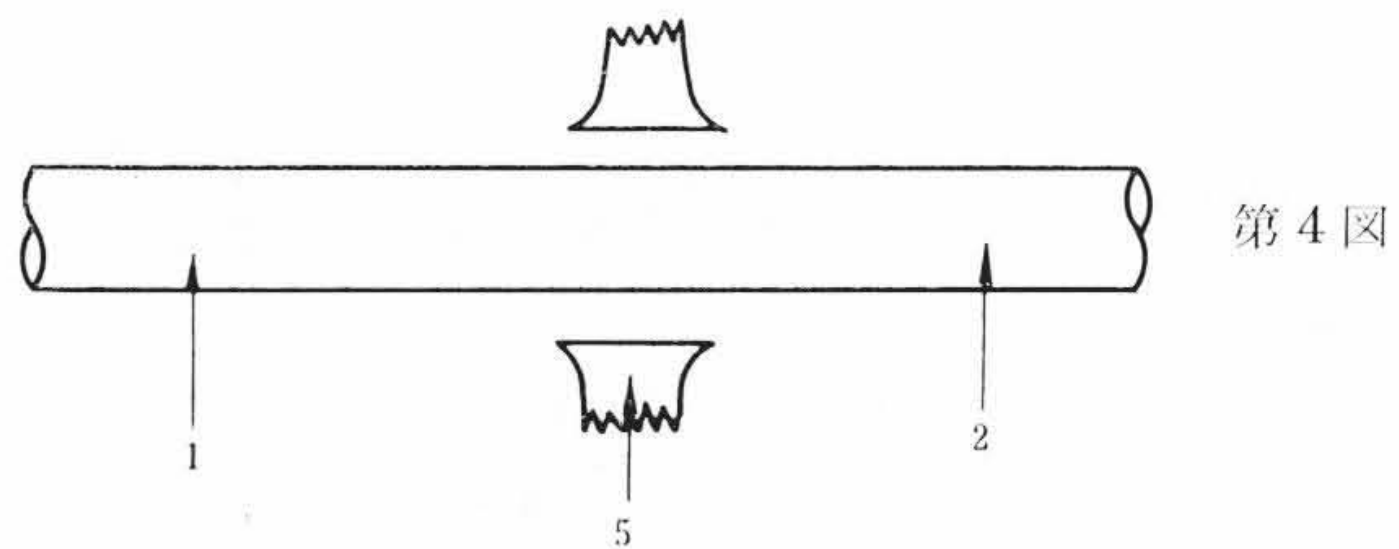
第1図



第2図



第3図



第4図