

ルームクーラ用フィン形熱交換器

Fin-Type Heat Exchanger for Room Cooler

松村 帝男*
Kimio Matsumura

埋橋 英夫*
Hideo Uzuhashi

太田 茂*
Shigeru Ōta

内 容 梗 概

近年小形空調機の一つとしてルームクーラがしだいに脚光を浴びつつある。これに使用する熱交換器はほとんどすべてがフィン付パイプの多管式熱交換器である。しかし、これらを設計する場合に最も必要な熱伝達率と通風抵抗については十分に解明されていない。本報告においては凝縮器として使用されている熱交換器の伝達率を実験的に求め、同時に通風抵抗の実験式を誘導して両者の関係について述べたものである。また、送風機の性能、あるいは熱交換器の体積、材料費などを考慮したとき熱交換器の効率がいかに変化するかを求めるグラフを作成した。

1. 緒 言

フィン形熱交換器はルームクーラのみならず、冷蔵庫、パッケージ形空気調和機、自動車冷房装置などの蒸発器または凝縮器として多く使用されている。本報告で述べるのはルームクーラの凝縮器として用いるフィン形熱交換器であるが、これは直径が9.5~16 mmのパイプに比較的ピッチを小さくフィンを取り付けたもので、パイプ中を流れる冷媒 R-12 または R-22 とパイプの外側の送風機によって送られる空気との間に熱交換を行なわせ、パイプ中の冷媒ガスを凝縮させる作用を行なうものである。

この熱交換器を設計する場合、問題となる点は

- (i) 空気側のフィン表面熱伝達率
- (ii) パイプとフィンとの接触熱抵抗
- (iii) 冷媒とパイプとの熱伝達率
- (iv) 冷媒および空気の温度変化
- (v) 空気側の通風抵抗

など種々ある。

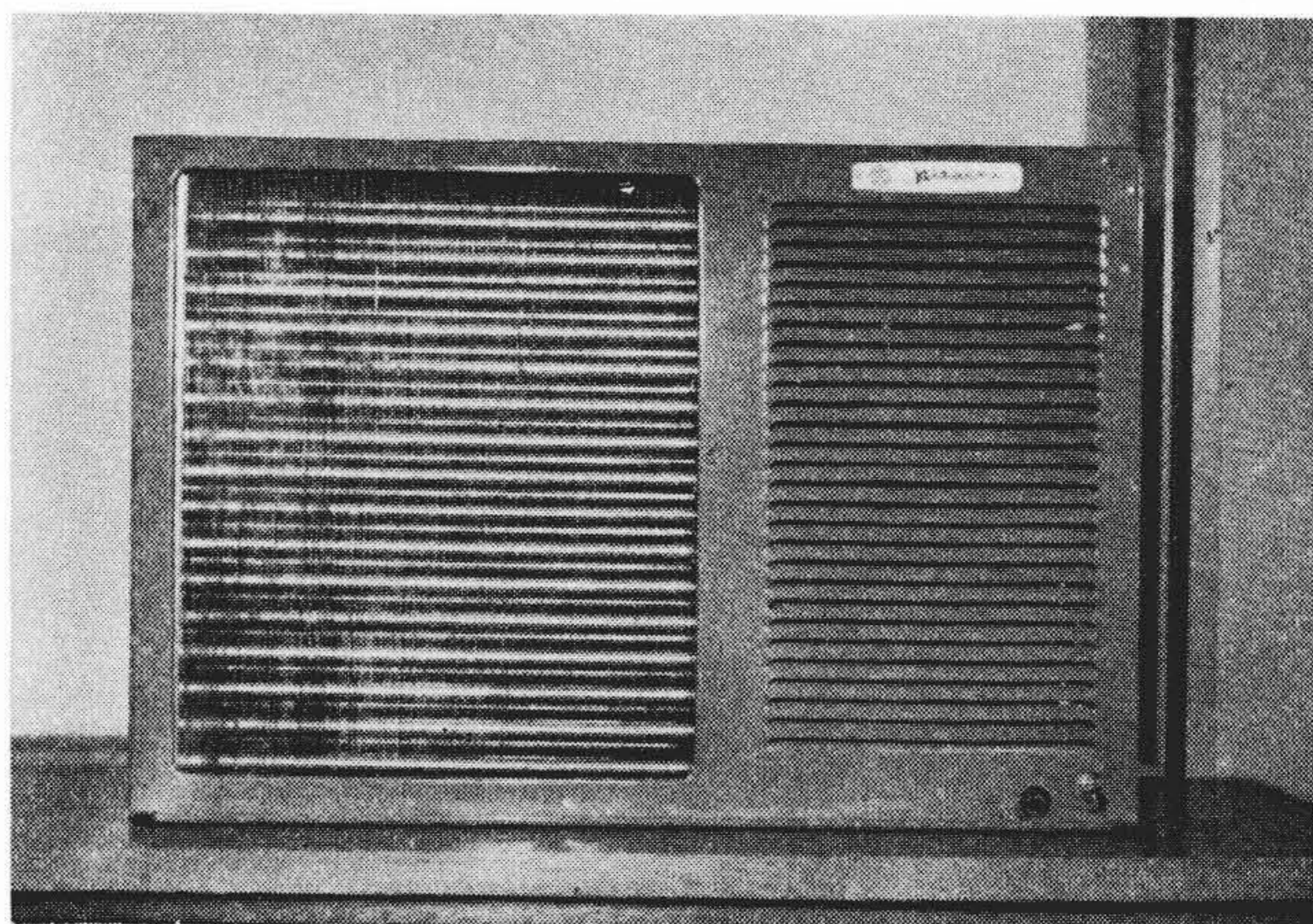
ここでは多数の供試品について実験を行ない特に(i)の空気側表面熱伝達率と(v)の通風抵抗について、それらがともに風速の関数として表わされることを示し、すでに知られているこの種の熱交換器の若干の実験式と比較した。そして、このような熱交換器を新たに設計する場合、材料費、体積、風量、冷媒の温度または圧力などの条件により熱交換器の性能を最高に発揮するフィンおよびパイプの寸法仕様を見いだす温度効率曲線を作成した。

2. 構 造

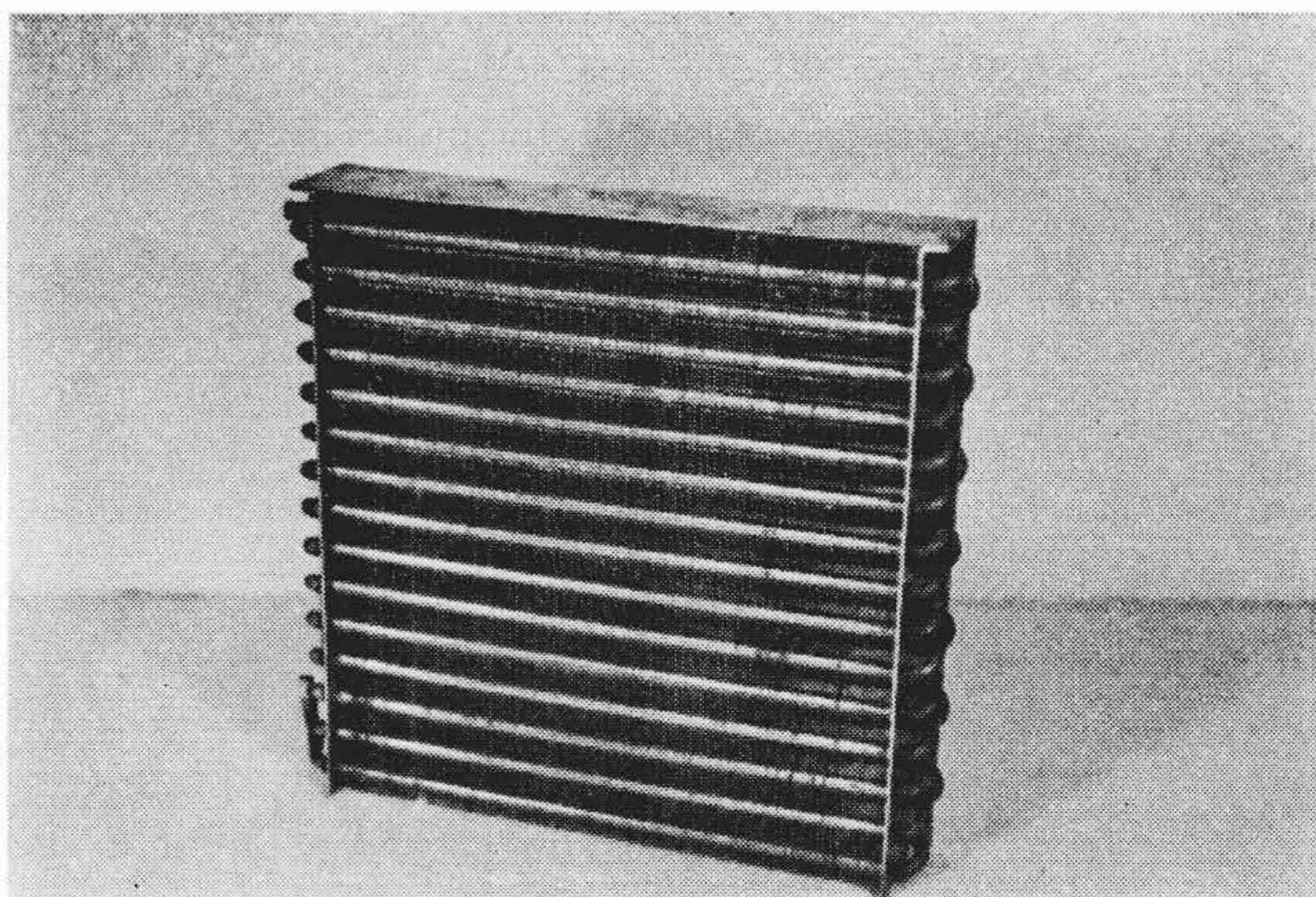
ルームクーラに使用されている熱交換器には圧縮機から送られた高温、高圧の冷媒ガスを空気で冷却し液化させる凝縮器と、その液冷媒を蒸発させて空気を冷却する蒸発器の二種に分けることができる。本報告で述べる凝縮器は第1図のようにルームクーラに取り付けられ、普通、家屋の窓の外側に置かれる。

凝縮器または蒸発器として用いる一般的なフィン形熱交換器は第2図に示すように平板のフィンに細いパイプをそう入圧着、またはろう付けした形状をしている。そしてパイプ内の冷媒の熱伝達率に比較して空気側のその値は1/20~1/50も小さいので空気側は伝熱面積が多くなるように多数のフィンを並列に位置させ、所定の熱交換を効率よく行なわせる構造になっている。冷媒と管内壁、管外壁とフィン、フィンと気流の各熱伝達過程において加工上の影響を受けるのはパイプとフィンとの接触の程度であるが、現在市場に出ている大部分のものはパイプを押し広げたものかフィンを圧入したも

* 日立製作所栃木工場



第1図 凝 縮 器 側 外 観



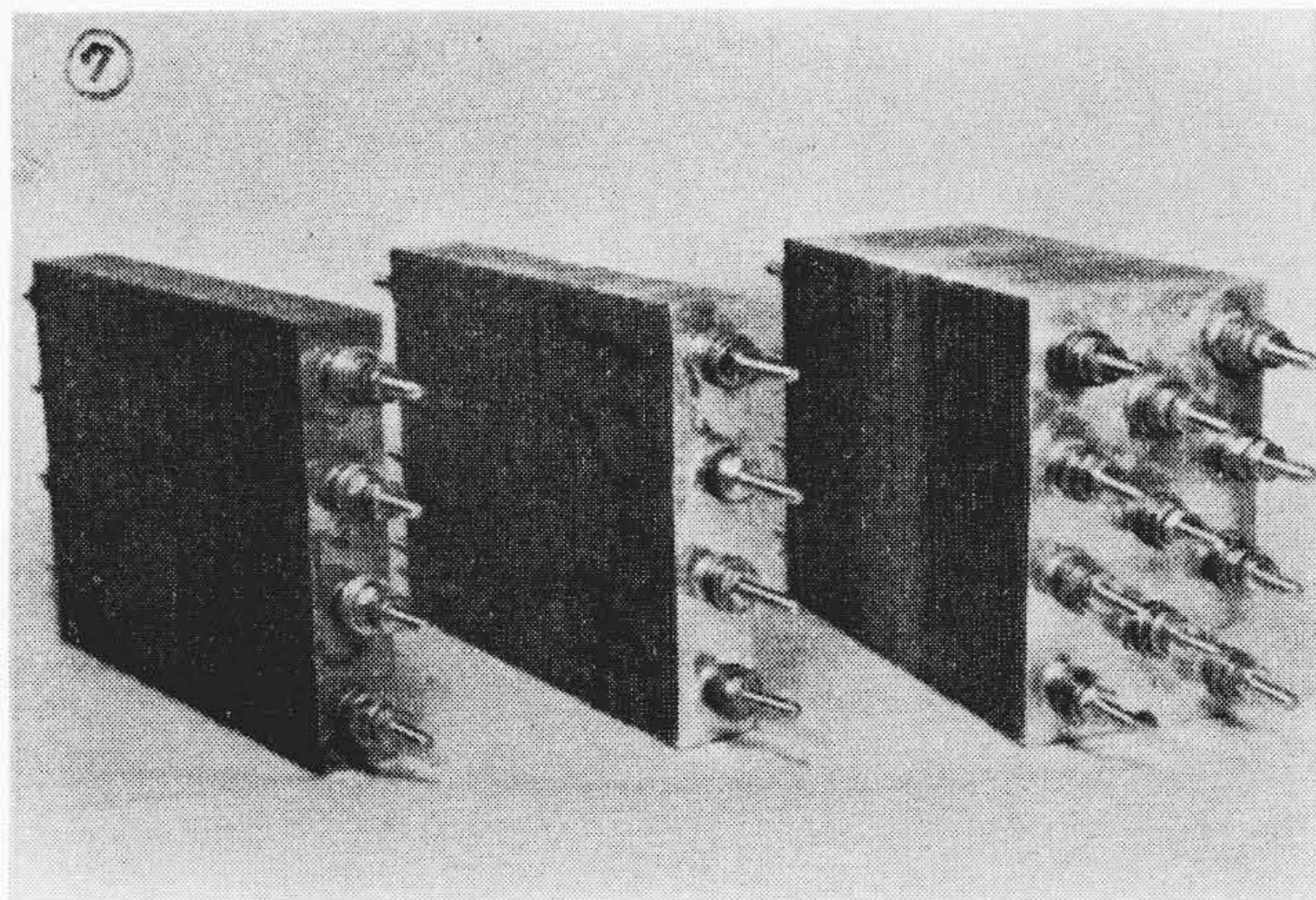
第2図 フ ィ ン 形 熱 交 換 器

ので、フィンとパイプが一体のもの、あるいはろう付してあるものは少ない。

本報告においては、空気側の放熱特性を研究することに主眼をおいてモデル放熱器を製作した。その外観を第3図に示し、第1表に供試品の寸法範囲を掲げた。また、その寸法記号を第4図に示す。

3. 空気側放熱特性

第2図に示すように、平行フィンに直角にパイプがそう入されている場合に、フィンの間を流れる気流は、パイプおよびそれを囲んでいるフィンの影響を受ける。そして熱伝達率および空気の流通抵抗はその気流の状態に多分の影響を受けるが、その度合はパイプ単独の場合⁽¹⁾とフィンのみの場合⁽²⁾とで異なる。その両者を合わせ持



第3図 モデル放熱器

つフィン付パイプの場合の空気側放熱特性を示す実験式は若干あるが⁽³⁾⁽⁴⁾多くはフィン寸法が定まったものの値である⁽⁵⁾⁽⁶⁾。本報告では実用的な値をうるために、普通使用されている範囲の寸法仕様のものゝ熱伝達率、通風抵抗を実験的に求めた。

3.1 表面熱伝達率

熱交換を行なう際、次式が成立する。

$$Q = Q_f + Q_p \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに Q : 総放熱量 (kcal/h)

Q_f : フィンからの放熱量 (kcal/h)

Q_p : パイプからの放熱量 (kcal/h)

(1)式はまた次のように表わすことができる。

$$Q = \alpha_a (A_p + A_f) \theta_p \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$Q = \alpha (A_p + \phi A_f) \theta_p \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここに α_a : 相当熱伝達率 (kcal/m²h°C)

α : 表面熱伝達率 (kcal/m²h°C)

A_p : パイプ表面面積 (m²)

A_f : フィン表面面積 (m²)

ϕ : フィン効率

θ_p : フィン根元温度と平均空気温度との差 (°C)

実験的に根元温度差 θ_p より求めた相当熱伝達率 α_a (フィン全表面の温度が根元温度差で分布しているとしたときの値) は、フィン効率 ϕ の関数であり、フィン効率 ϕ はさらに表面熱伝達率 α の関数である。

いま適当な近似計算と仮定 ($\phi > 0.75$ および $\frac{A_p}{A_p + A_f} < 0.07$) を行なうとフィン効率 ϕ および表面熱伝達率 α はそれぞれ (4)、(5)式のようになる。

$$\phi = \frac{1}{1 + c\alpha} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\alpha = \frac{\alpha_a}{1 - c\alpha_a} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$c = \frac{2L^2 \sqrt{\frac{P}{d}}}{3\lambda s} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここに P : 平均パイプピッチ = $(P_1 + P_2)/2$ (m)

P_1 : パイプピッチ (m)

P_2 : パイプ列ピッチ (m)

L : フィン高さ = $(P - d)/2$ (m)

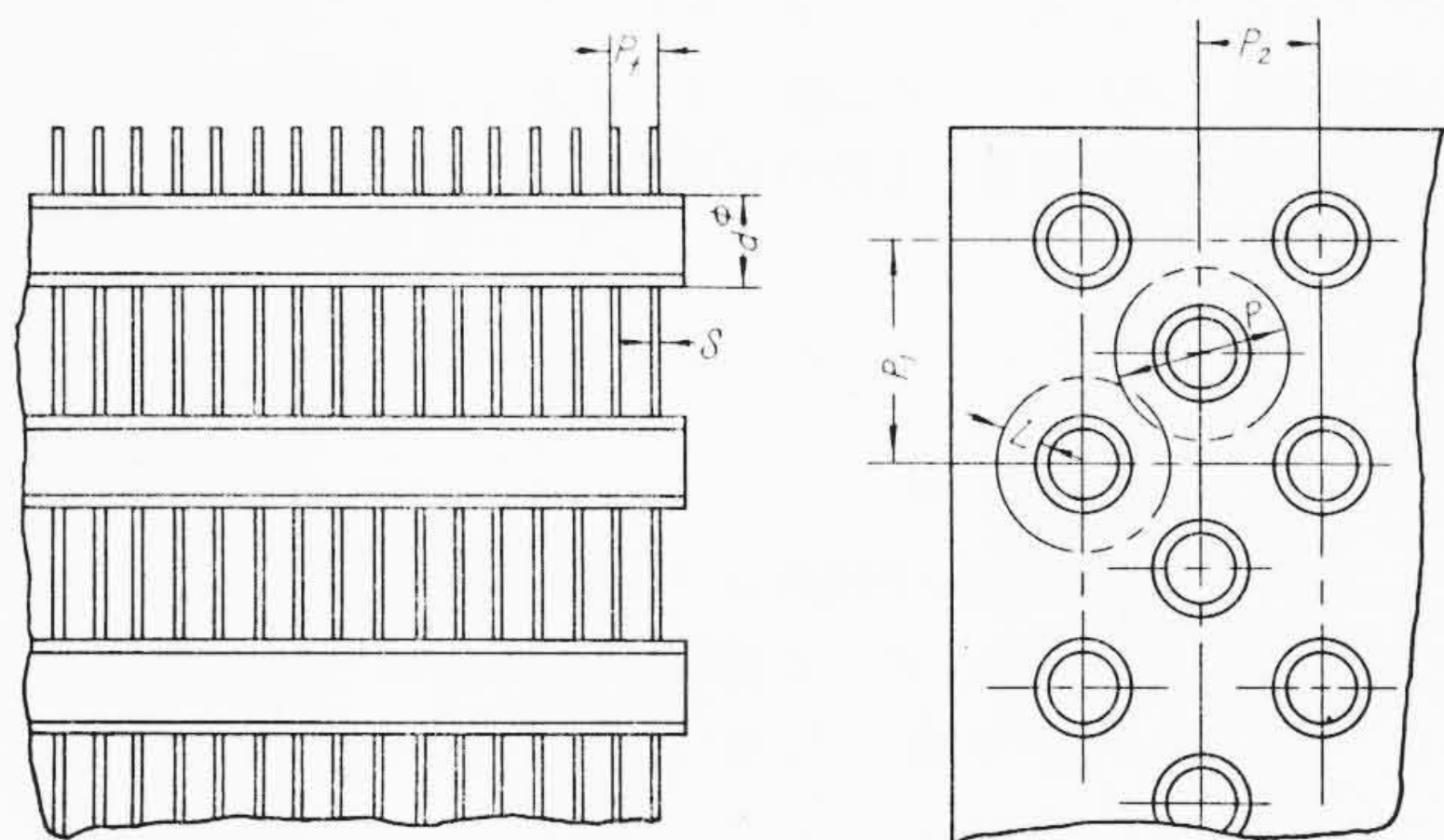
d : パイプ直径 (m)

λ : フィン材料の熱伝導率 (kcal/mh°C)

s : フィン材料の板厚 (m)

3.2 通風抵抗 (風損)

フィン形放熱器を設計する場合、熱伝達率とともに空気の流通抵抗を考慮しなければならない。強制通風によって熱伝達率を向上さ



第4図 寸法記号図

第1表 供試品寸法範囲

名 称	記 号	単 位	寸 法
フィン材質			Cup-1/2H, Alp-3/4H
パイプ材質			Cup-1/2H
フィンピッチ	P_f	mm	1 ~ 5
フィン板厚	s	mm	0.29 ~ 0.8
パイプ直径	d	mm	9.5 ~ 16
パイプピッチ	P_1	mm	20 ~ 30
パイプ列ピッチ	P_2	mm	10 ~ 50
パイプ列数	n		1 ~ 4
パイプ配列			千鳥形, 碁盤形
前面面積		mm ²	160×100

せようとするとき、風速を大にすれば、フィンの形状に従って通風抵抗も増大することはよく知られていることである。本報告ではフィン寸法を加味した関係式として次式のような摩擦係数 f を用いた⁽⁵⁾。

$$f = \frac{2g}{\gamma} \left(\frac{F}{A} \right) \left(\frac{JP}{V_{\max}^2} \right) \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$= \frac{2g}{n\gamma} \cdot \frac{(P_f - s)(P_1 - d)}{\left\{ \frac{2}{P_f} \left(P_2 - \frac{\pi d^2}{4P_1} \right) + \frac{\pi d}{P_1} \right\} P_f \cdot P_1} \cdot \frac{JP}{V_{\max}^2} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここに f : 摩擦係数

g : 重力加速度 (9.8 m/s²)

γ : 空気比重量 (1.10 kg/m³)

F : 空気自由通過断面積 (m²)

A : 全表面積 = $A_p + A_f$ (m²)

JP : 通風抵抗 (mmAq または kg/m²)

$V_{\max}$: フィン間最大速度 (m/s)

n : パイプ列数

P_f : フィンピッチ (m)

また風速を代表するレイノルズ数 Re は (9) 式で表わされる。

$$Re = \frac{4(P_f - s)(P_1 - d)P_2}{\left\{ \frac{2}{P_f} \left(P_2 - \frac{\pi d^2}{4P_1} \right) + \frac{\pi d}{P_1} \right\} P_f \cdot P_1} \cdot \frac{V_{\max}}{\nu} \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここに ν : 空気動粘性係数 (0.15×10⁻⁴ m²/s)

なお、熱交換器前面風速 V_f とフィン間最大風速 $V_{\max}$ との間には (10) 式の関係がある。

$$V_{\max} = \frac{P_f \cdot P_1}{(P_f - s)(P_1 - d)} V_f \quad \dots\dots\dots (10)$$

3.3 熱交換器の温度効率

すでに述べたように熱交換器を設計するとき、空気の流通抵抗すなわち送風機の性能を考慮しなければならない。熱交換器内を冷媒、空気が通過する際両者とも温度変化を生ずるが、特に凝縮冷媒のように、凝縮中ほとんど一定の温度を保ち、温度変化をする部分が少ない場合には空気の温度は通過してゆくうちに冷媒温度に近づき、単位面積の熱交換量は少なくなることが想像される。これらを

検討するために、風量および通風抵抗がある一定の値のとき放熱器の放熱効果を表わすものに温度効率 ε がある。温度効率は、理論的に可能な最大熱交換量と実際の交換熱量の比で表わし次式のように示される。

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \dots\dots\dots (11)$$

$$= \frac{t_{a2} - t_{a1}}{t_R - t_{a1}} \dots\dots\dots (12)$$

ここに Q : 実際の交換熱量 (kcal/h)

$Q_{\max}$: 理論上最大交換熱量 (kcal/h)

t_{a2} : 空気出口温度 (°C)

t_{a1} : 空気入口温度 (°C)

t_R : 凝縮冷媒温度 (一定とする) (°C)

冷凍サイクルにおいては、凝縮器の放熱量は圧縮機の容量が決めれば必然的に決まるものであり、あまり極端に伝熱面積を小さくしないかぎり凝縮温度 t_R が上下して放熱が遂行されるものである。したがって、いかにしたら熱交換量を大にすることができるかを問題とする一般の熱交換器とは多少異なる。しかし、冷媒の凝縮圧力が低いほど圧縮機の電流入力が小さくてすむので、入口空気と冷媒との温度差をいかにしたら小さくすることができるかという点においてはまったく同じである。結局

(i) 前面面積、前面風速が一定 (風量一定)。

(ii) 冷媒凝縮温度、空気入口温度が一定。

としたとき出口空気温度 t_{a2} が高い値を示すほど温度効率すなわち熱交換の性能が高いということになる。

空気のエンタルピ差による交換熱量 Q と、冷媒から通過空気に移動する熱量 Q とが相等しい関係から(12)式は次の(13)式のように書き替えることができる。

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{e^{\frac{1}{X}}} \dots\dots\dots (13)$$

$$X = \left[\frac{P_1}{\pi d \alpha_R} + \frac{1 + c\alpha}{\left\{ \frac{2}{P_f} \left(P_2 - \frac{\pi d^2}{4 P_1} \right) + \frac{\pi d}{P_1} \right\} \alpha} \right] \frac{V_f \cdot \gamma \cdot c_{pa} \cdot 60^2}{n} \dots\dots\dots (14)$$

ここに ε : 温度効率

α_R : 冷媒側熱伝達率 (kcal/m²h°C)

c_{pa} : 空気定圧比熱 (0.24 kcal/kg°C)

4. 実験結果とその検討

4.1 表面熱伝達率

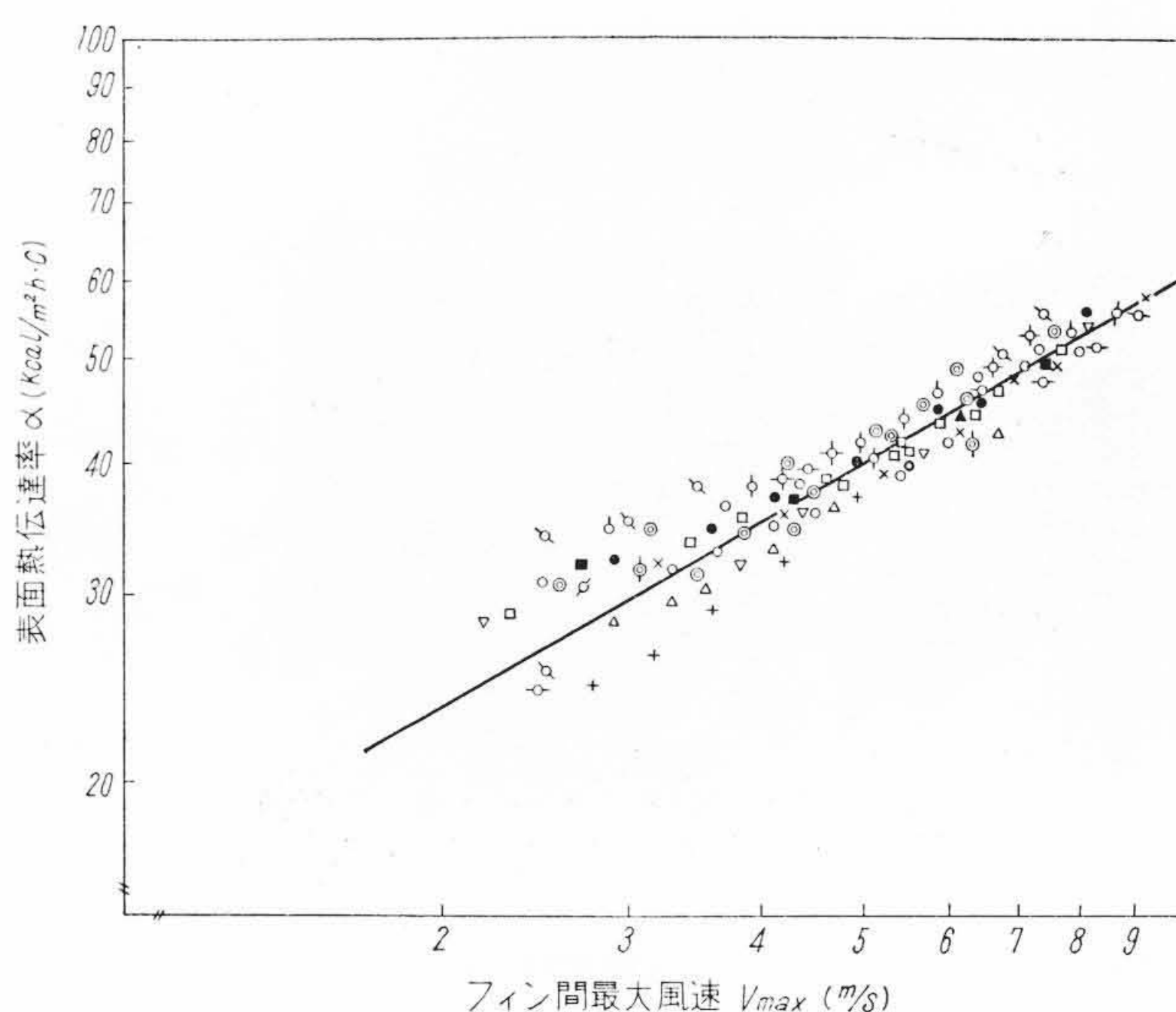
平行気流を発生する風洞内に第2図に示したモデル放熱器を設置し、種々の風速に対してパイプヒータの入力とパイプ表面温度および空気温度を測定した。この結果を(2)式で計算すると相当熱伝達率 α_a は、フィンまたはパイプの寸法が異なると変わってしまう。

普通文献に見られるこの種の熱交換器の熱伝達率というものはほとんどがこの相当熱伝達率 α_a を示すものである⁽³⁻⁶⁾。そして(2)(3)式に示されるように相当熱伝達率 α_a はフィン効率 ϕ の関数であるが、これを用いてフィン効率を算出するという矛盾もみられる。さきに示した近似式(5)式を用いて求めたフィン付パイプ熱交換器の表面熱伝達率 α は第5図のようになる。第5図より、第1表のフィン寸法範囲内においては実験誤差を考慮に入れて(15)式を用いることができた。

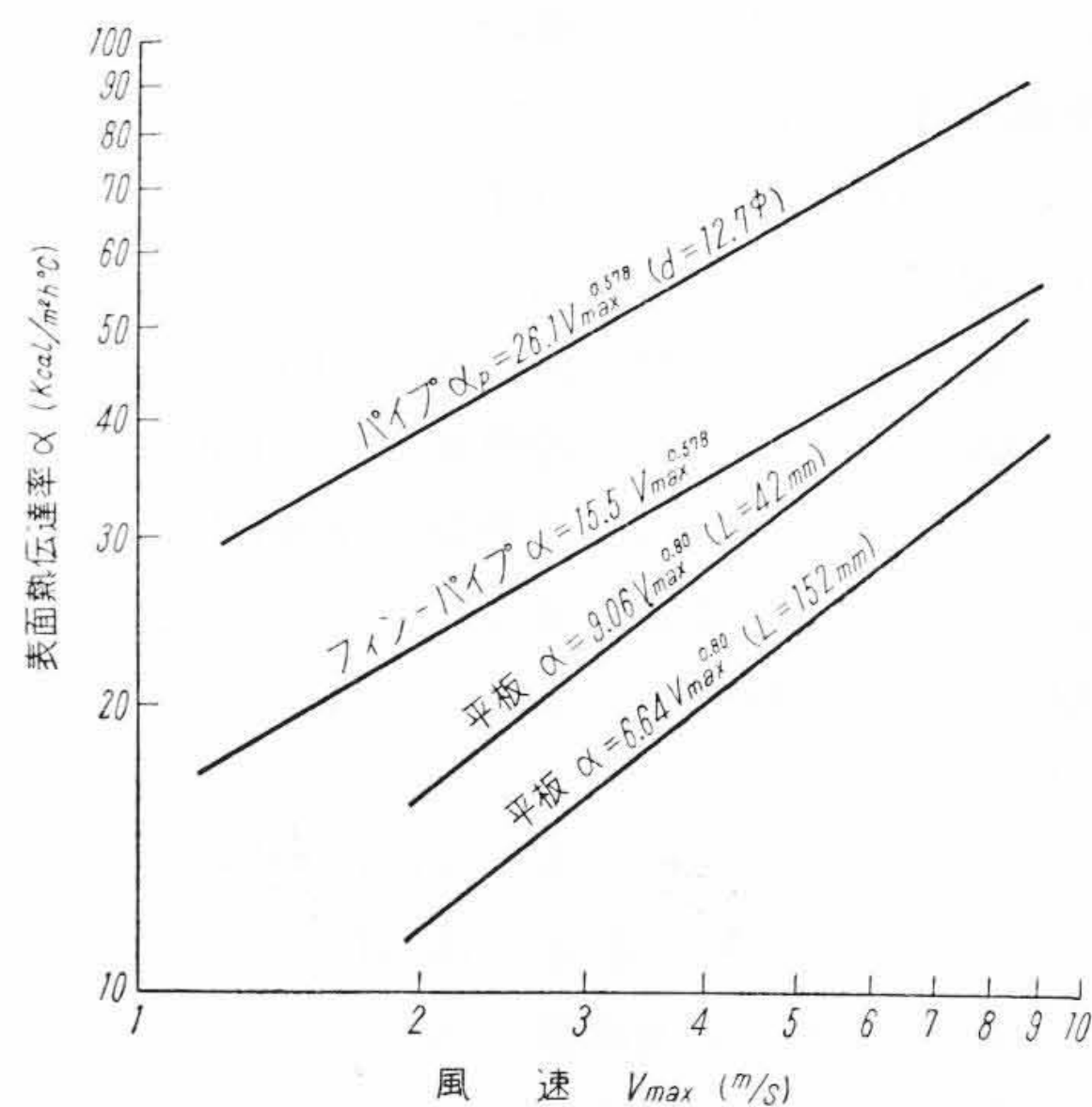
$$\alpha = 15.5 V_{\max}^{0.578} \dots\dots\dots (15)$$

すなわちフィンとパイプの組み合わせの表面熱伝達率は風速のみの関数として近似できる。筆者らが予備的に行なったパイプのみの場合および平板のみの場合のそれと比較すると第6図のように両者の中間に位置することがわかる。

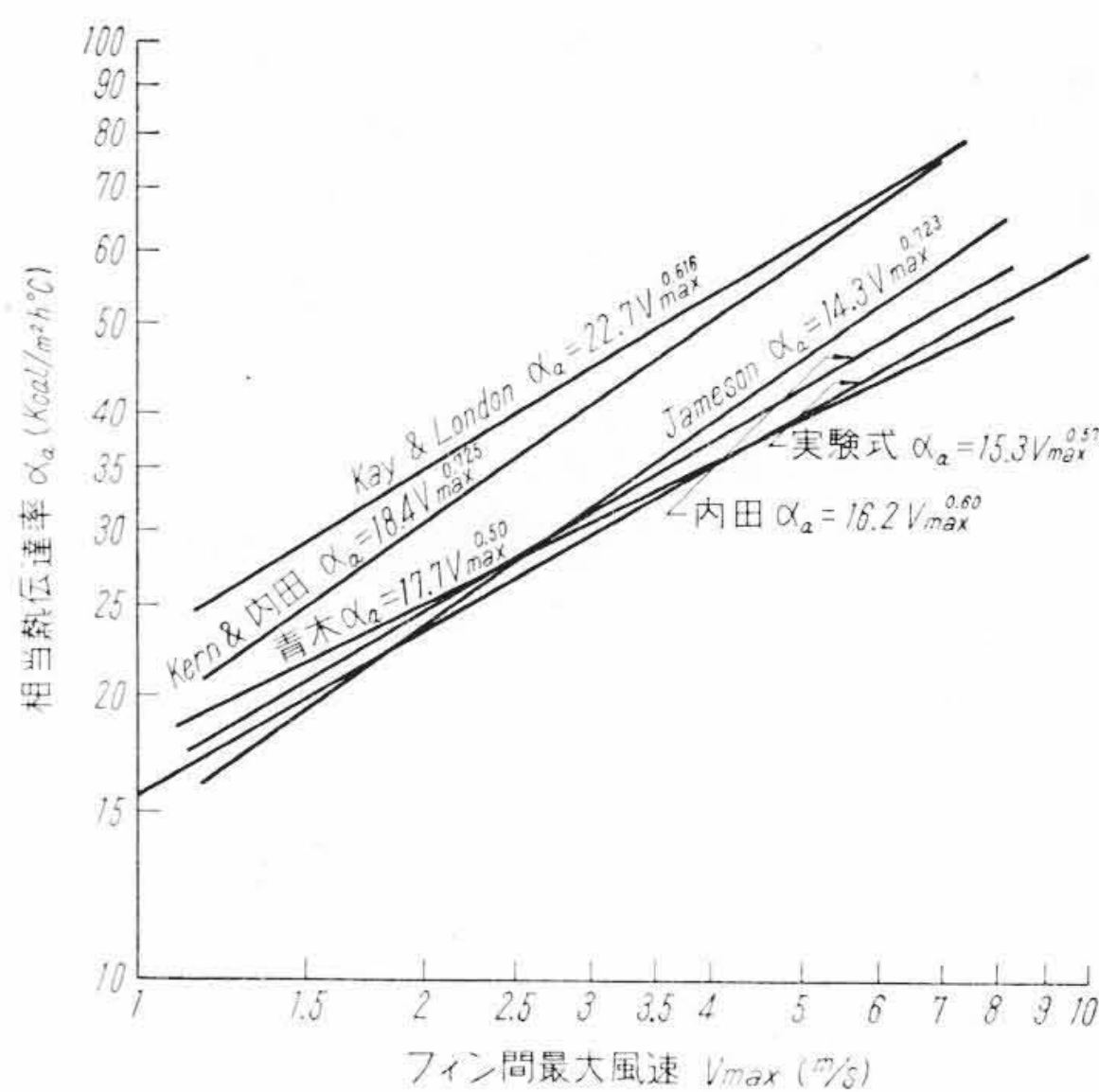
この表面熱伝達率 α を(5)式に代入すると相当熱伝達率 α_a は次



第5図 表面熱伝達率



第6図 表面熱伝達率の比較

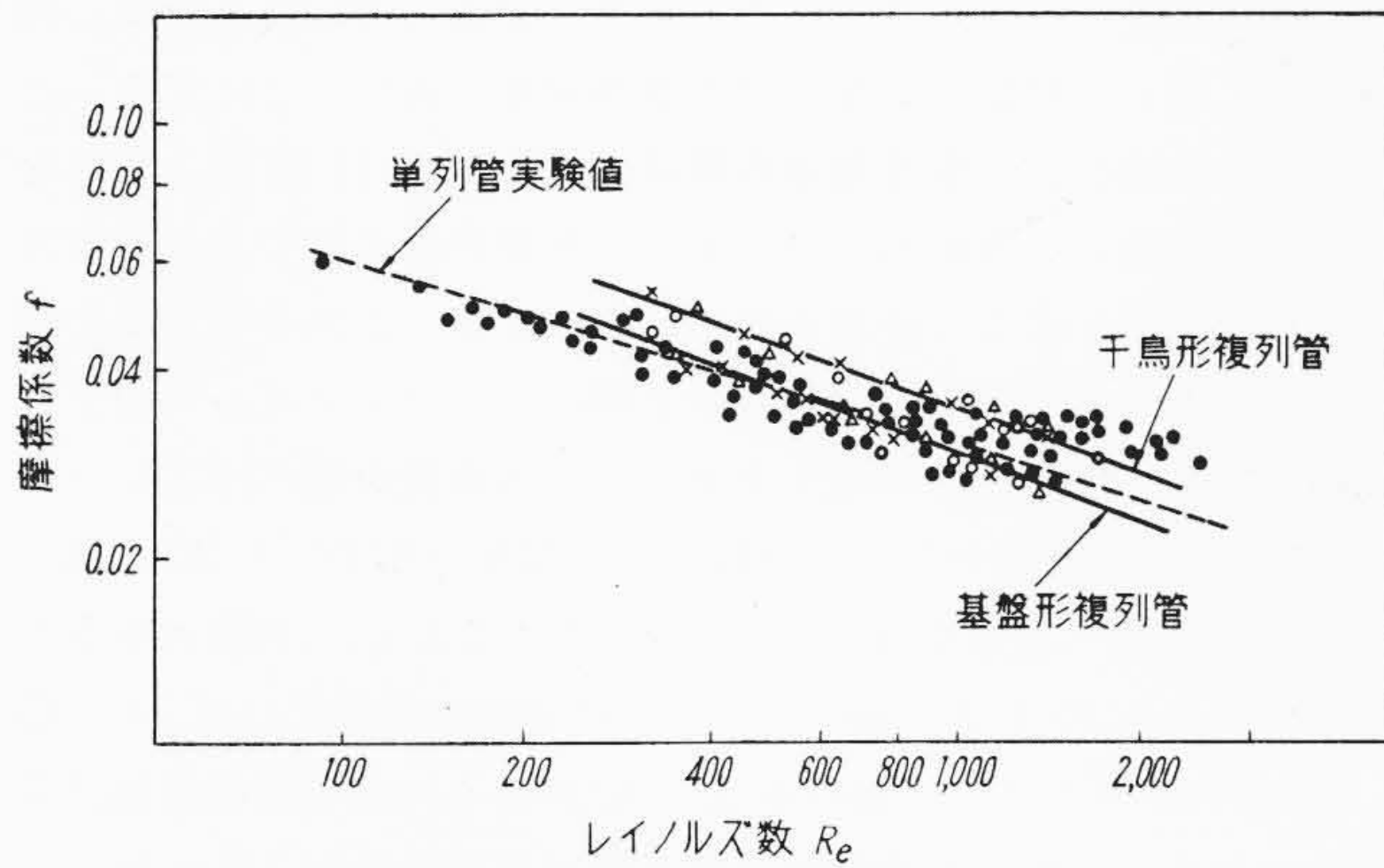


第7図 相当熱伝達の比較

式(16)のようになる。

$$\alpha_a = \frac{15.5 V_{\max}^{0.578}}{1 + \frac{2 L^2}{3 \lambda s} \sqrt{\frac{P}{d}} \cdot 15.5 V_{\max}^{0.578}} \dots\dots\dots (16)$$

この種の熱交換器について得られている他の相当熱伝達率 α_a を示す実験式と比較してみると第7図のようになる。これらの実験式中 Kays & London⁽⁵⁾を除いては Kern および 内田⁽³⁾, Jameson⁽⁶⁾, 内田⁽⁷⁾, 青木⁽⁸⁾ 氏らは相当直径が 0.026 m の熱交換器である (相当直径というのは風速および熱伝達率を無次元化するとき代表寸法



第8図 摩擦係数 f

として用いるもので、この種の熱交換器においては現在のところ個々の寸法の場合の熱伝達率を整理するのに使用されているにすぎない。実験式(15)を無次元化する相当直径の式は見つからないが実際の設計には(2)式と(16)式を用いて十分できることになる。

4.2 通風抵抗

通風抵抗 ΔP が相当熱伝達率 α_a と異なる最大の点は、フィンピッチの影響が後者に及ぼさないのに対し前者に非常に影響することである。しかしこれを(8)式と(9)式で整理すると第8図に示すようにフィンおよびパイプの寸法、風速などにより多少の差はあるがほぼ一定の関係をうるることができた。図中複列管基盤目形は単列管とほとんど一致し複列管千鳥形は約10%大きい値を示す。これよりフィン列の通風抵抗を表わす摩擦係数 f は $100 < Re < 1,000$ の範囲で次のようになる。

$$\text{千鳥形} \quad f = 0.281 Re^{-0.30} \dots\dots\dots (17)$$

$$\text{基盤形} \quad f = 0.256 Re^{-0.30} \dots\dots\dots (18)$$

第1表に掲げたフィン寸法範囲では熱交換器の前面風速 V_f が3 m/s以内のとき $Re \leq 1,000$ である。これより n 列配管のときの通風抵抗 ΔP は

千鳥形

$$\Delta P = 3.23 \times 10^{-4} n \frac{\left[\frac{2}{P_f} \left(P_2 - \frac{\pi d^2}{4 P_1} \right) + \frac{\pi d}{P_1} \right]^{1.30}}{P_2^{0.30}} \times \left[\frac{P_f \cdot P_1}{(P_f - s)(P_1 - d)} \right]^3 V_f^{1.70} \dots\dots\dots (19)$$

基盤形

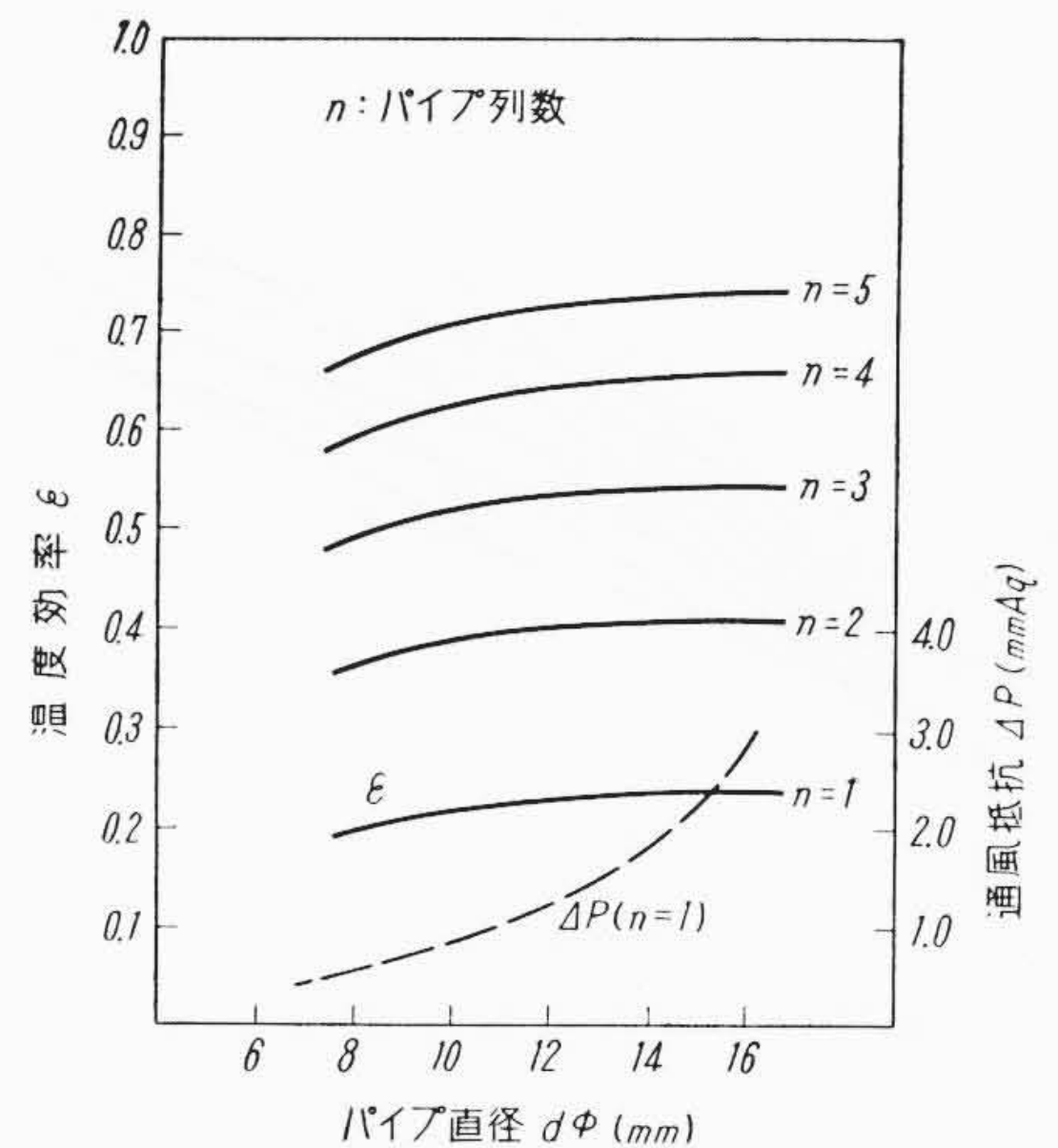
$$\Delta P = 2.94 \times 10^{-4} n \frac{\left[\frac{2}{P_f} \left(P_2 - \frac{\pi d^2}{4 P_1} \right) + \frac{\pi d}{P_1} \right]^{1.30}}{P_2^{0.30}} \times \left[\frac{P_f \cdot P_1}{(P_f - s)(P_1 - d)} \right]^3 V_f^{1.70} \dots\dots\dots (20)$$

で求めることができる。

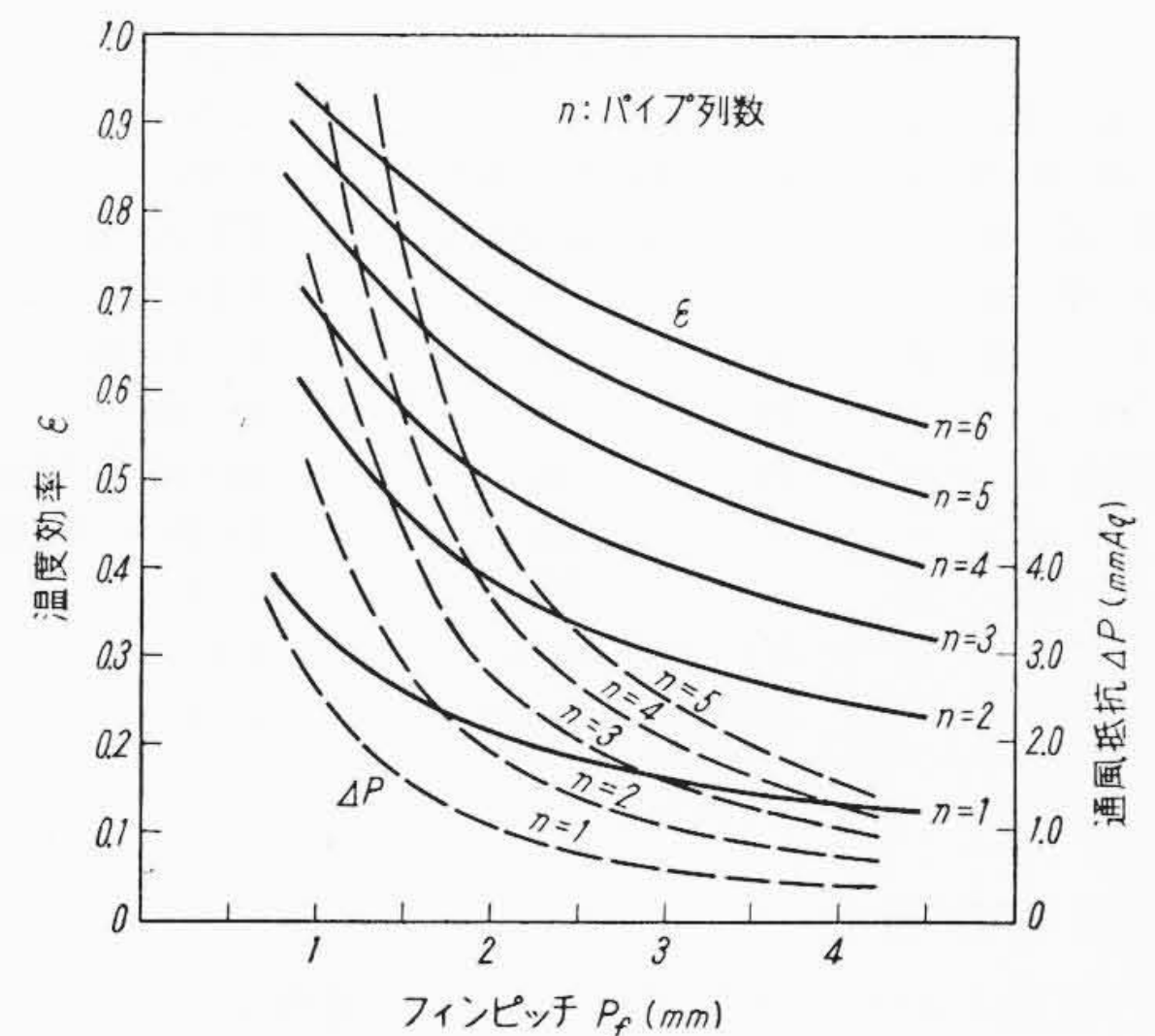
5. 考 察

すでにわかったように熱伝達率 α と通風抵抗 ΔP はともに風速によって変わる。実際問題として通風抵抗が最小で単位面積当りの放熱量が最大となるフィン寸法を選択しなければならない。また送風機の性能、熱交換器の体積、その材料費などが限定されたとき、熱交換率はどのようになるかが問題である。ここでは放熱効果に主として影響する要素がフィンピッチと管列数であるところから、第2表に掲げたようなルームクーラ凝縮器設計仕様を例にとり検討した。

放熱効果を理論のところ述べて温度効率の大小で表わすとすれば、その値は(14)式に(10)式および実験式(16)を代入して



第9図 パイプ直径との関係



第10図 フィンピッチ、パイプ列数との関係

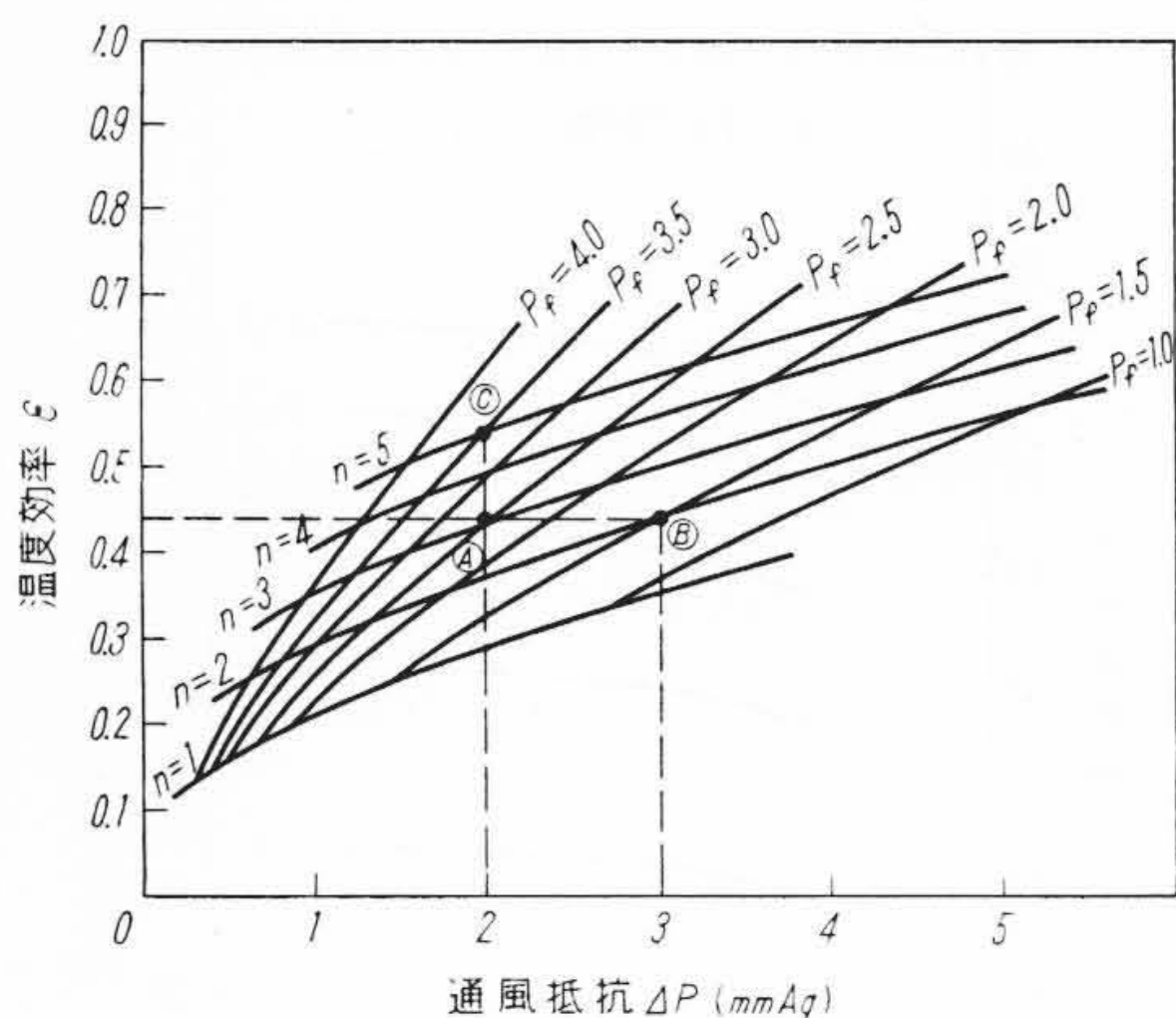
$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{e^{\frac{1}{X}}} \dots\dots\dots (21)$$

$$X = \left\{ \frac{P_1}{\pi d \alpha_R} + \frac{1 + \frac{2L^2}{3\lambda s} \sqrt{\frac{P}{d}} \times 15.5 \left\{ \frac{P_f \cdot P_1}{(P_f - s)(P_1 - d)} \right\}^{0.578} V_f^{0.578}}{15.5 \left\{ \frac{2}{P_f} \left(P_2 - \frac{\pi d^2}{4 P_1} \right) + \frac{\pi d}{P_1} \right\} \left\{ \frac{P_f \cdot P_1}{(P_f - s)(P_1 - d)} \right\}^{0.578} V_f^{0.578}} \right\} \times \frac{V_f \cdot \gamma \cdot c_{pa} \cdot 60^2}{n} \dots\dots\dots (22)$$

となる。

5.1 パイプ直径との関係

普通放熱量が大になるためには熱貫流率 K ((12)式において温度差を冷媒と空気との差にとったときの α_a に代わる常数)が大になることはもちろんであるが、パイプの内表面積も大きいほど良い。しかしあまりパイプの直径を大きくすると空気側の伝熱面積が減少しそのうえ、通風抵抗を増すことになる。放熱器の体積を一定(フィンピッチ2 mm, パイプピッチ25 mm, パイプ列ピッチ20 mm)としたときの温度効率 ε と通風抵抗 ΔP を計算すると第9図のようになる。直径が大きくなっても温度効率 ε はそれほど増加しないが通風抵抗 ΔP は急激に大きくなる(図中 ΔP は $n=1$ 列のときの値だけだが ΔP は n に比例するので増加割合は $n=1$ の曲線と同じく急激である)。第9図からパイプの直径はこのフィン寸法のとき9~13mmすなわち平均パイプピッチとパイプ直径との比 P/d が2.0~2.3の範囲にあるとき最も効果が大きいということが出来る。



第 11 図 通風抵抗と温度効率

第 2 表 比 較 仕 様

名 称	記 号	単 位	仕 様 値
空 気 比 熱	C_p	kcal/kg°C	0.24
空 気 比 重	γ	kg/m ³	1.10
冷 媒 側 熱 伝 達 率	d_R	kcal/m ² h°C	1,800
材 料 熱 伝 導 率	λ	kcal/mh°C	175 (Al-H)
フ ィ ン の 厚 さ	s	m	0.2×10^{-3}
パ イ プ の 直 径	d	m	$8 \sim 16 \times 10^{-3}$
パ イ プ の ピ ッ チ	P_1	m	25×10^{-3}
パ イ プ 列 の ピ ッ チ	P_2	m	$20 \times 10^{-3} \sim 50 \times 10^{-3}$
フ ィ ン の ピ ッ チ	P_f	m	$1 \times 10^{-3} \sim 6 \times 10^{-3}$
前 面 面 積		m ²	1×1
前 面 風 速	V_f	m/s	2.0
空 気 流 通 抵 抗	ΔP	mmAq	0~4

5.2 複列管の場合

送風機の性能がわかっていて同じ風量、通風抵抗のもとではどんなフィン寸法するとき熱交換率はどれくらいになるかを調べる場合第 10 図のような温度効率曲線を作成すると都合が良い(同図は前面風速 V_f が 2.0 m/s、パイプ直径 13 mm の場合である)。この図によれば、単位体積当りの放熱効果が最も大きくなるのは、送風機の出しうる最大風圧の点までフィンピッチを小にするときであり、風圧の大きい送風機を用いればいくらでも熱交換器は小形にできるのはもちろんである。しかしフィンピッチが 2 mm 以下になると温度効率の増加割合に比較して通風抵抗が急激に増加する。また通風抵抗は管の列数に比例するのに対し、温度効率のほうは列数を増してもし

だいに 1.0 に近づくからフィンのピッチが定まっているときは、同一材料費に対して列数が少ないほど放熱効果が良いことになる。これをさらに通風抵抗と温度効率の関係にすると 第 11 図 の よう になる。この図は新しい凝縮器を設計するとき便利なものである。すなわちある凝縮器が A 点で使用されているとする。これをさらに小形にしたいときは、パイプの列数 n を 2 列にし、フィンピッチ P_f を 1.5 mm にして 3 mmAq の風圧を出しうる送風機を選べばよい (B 点)。また同じ送風機を用いて冷媒の凝縮温度 (圧力) を 20% 低くしたい場合には、温度効率を 20% 高くすればよく、列数 n を 5 列にフィンピッチ P_f を 3.5 mm にした点の寸法で設計すればよい (C 点)。またパイプ、フィン材の単価を知ればそれらの点の原価計算も検討できる。これらの性能図は第 2 表で前面風速が 2.0 m/s、パイプ直径が 13 mm の場合だけのものであるが、送風機の性能曲線とともに多数の組み合わせによる検討が簡単であり、設計者の試行計算を少なくすることができるものである。

6. 結 言

以上、ルームクーラに使用する凝縮器についてフィンおよびパイプの寸法が放熱特性に及ぼす影響について簡単に記したが要約すると次のようになる。

- (1) この種の熱交換器において従来統一された熱伝達率の実験式がなかったが、近似計算により求めた表面熱伝達率を用いることにより任意のフィン寸法ときでも所要放熱面積を決定することができるようになった。
- (2) 同時に通風抵抗を知る実験式を得たので送風機の実機が容易になった。
- (3) 熱伝達率と通風抵抗がともに風速に比例するので最良の設計点を決めることは困難であるが、温度効率曲線を用いることにより種々の検討が合理的にできるようになった。

参 考 文 献

- (1) Mc Adams: Heat Transfer. 271 (1954)
- (2) A. Colburn: Eng Bull. Purdue University. No. 84 (1942)
- (3) 内田秀雄: 空気調整の基本計画, 206 (1955)
- (4) D. Kern: Process Heat Transfer. 554 (1950)
- (5) Kays & London: Compact Heat Exchanger. 113 (1955)
- (6) S. L. Jameson: A. S. M. E. Trans. 67, 633 (1945)
- (7) 内田秀雄: 衛生工業協会誌, 34-7, 32 (1960)
- (8) 青木成文: 冷凍, 20-96, 558 (昭和 29)

第 24 卷 日 立 第 8 号

目 次

- ・ 巻 頭 随 筆 十返千鶴子
- ・ 北空知の水田をかんがいする日立ポンプ
——北海道雨竜郡神竜土地改良区を訪ねて——
- ・ 1 台のミキサーがジュースにもスライサーにもコーヒーマイルにもなる万能ミキサー
- ・ 石炭荷役に活躍する新鋭小形採集機
- ・ 乾電池の常識を破った乾電池
- ・ 自動化する郵便業務
- ・ 最も経済的な発電計画を短時間で計算する日立 ELD
- ・ 新しい中形巻鉄心変圧器

- ・ 空気の汚れなら引き受けた
——エアクリーナの効果を見る——
- ・ 出 そ ろ っ た 道 路 建 設 機 械 の 新 鋭
- ・ 電 線 百 話 「老 人 病 の 診 断」
- ・ 新しい照明施設「東化電力株式会社仙台火力発電所の照明」
- ・ 明日への道標「100 kW の出力上昇試験を完了した日立教育訓練用原子炉 (HTR)」
- ・ 日 立 ハ イ ラ イ ト 「みんなが使っている日立乾電池」

発行所 日 立 評 論 社

取次店 株式会社 オーム社書店

東京都千代田区丸の内 1 丁目 4 番地
振替口座 東京 71824 番
東京都千代田区神田錦町 3 丁目 1 番地
振替口座 東京 20018 番