

空調用熱交換器の熱伝達特性

Heat Transfer Characteristics of Heat Exchanger for Air Conditioner

埋 橋 英 夫*
Hideo Uzuhashi

要 旨

空調機に使用される熱交換器のうち特に空気中で使用するフィン付熱交換器について、種々の諸元を与えた場合に熱伝達率、通風抵抗、管内流通抵抗などがいかにして求められるかを明らかにし、その結果をもとにした計算値が装置に組み込まれている凝縮器の実測性能と一致することを確認した。

1. 緒 言

空調機に使用されるフィン付熱交換器とは2種類の流体(冷媒と空気あるいは流水と空気)をパイプ壁をはさんで熱交換を行なわせる際に流体と壁面との熱交換を良好にするために伝熱面積を増す目的でパイプにフィン設けたものである。この種の熱交換器を機能的に大別するとパッケージ形空調機、ルームクーラ、カークーラ、コンデンシングユニットなどのように熱交換器配管内に冷媒を通し、冷媒凝縮器または冷媒蒸発器として使用しているものと、ファミリークーラのように冷水を通したり、ルームヒートのように温水を通すものに大別できる。また構造により分類するとクロスフィン形式、フィンチューブ形式、アルミ鉚着(ろうちやく)形式などに類別できる。これらの熱交換器を設計する場合、外部流体である空気と内部流体である冷媒、冷水、温水との間の熱の伝達を阻害する下記のような種々の因子を考慮する必要がある。

- (1) 空気とフィンとの熱伝達
- (2) パイプとフィンの接触熱抵抗
- (3) パイプと冷媒、流水との熱伝達
- (4) 空気側の通風抵抗
- (5) 冷媒、流水の管内流通抵抗
- (6) 送風機との組合せ特性

本報告はすでに筆者が報告した各種のデータを基礎に、各因子の熱伝達特性に及ぼす影響を検討し、容易に熱交換器の設計を行なえるようにしたものである。

2. フィン付熱交換器の構造

現在一般に使用されている空調機用のフィン付熱交換器の種類用途寸法範囲は表1に示すとおりである。クロスフィン熱交換器は薄い金属フィンを一定の間隔でパイプにそう入した構造であり、フィンとパイプ表面がよく接触するようにフィンを圧入するか、またはフィンそう入後パイプを拡張している。フィンチューブ形熱交換器は厚肉のパイプを転造して円形フィンをパイプと一体に形成したものであり、ほとんどのものはフィンが連続してスパイラル状になっている。アルミ鉚着形熱交換器は薄い帯状のアルミ母材に融点の低いアルミ鉚材を被覆して波形にしたものを扁平(へんぺい)なアルミパイプと交互にサンドウィッチ状に組み立て加熱した槽に浸漬して鉚材を溶融して鉚着させたものである。

3. 記号の説明

以下の計算式に使用する記号は次に示すとおりである。

- δ_p : パイプの肉厚 (m)
- δ_f : フィンの板厚 (m)
- D_0 : フィン外径または平均フィン外径 $= (P_1 + P_2) / 2$ (m)

* 日立製作所栃木工場

表1 フィン付熱交換器の種類用途仕様 (単位 mm)

種 類		クロスフィン形	フィンチューブ形	アルミ鉚着形
空 調 機 用 途		パッケージ、 ルームクーラ カークーラ、 ファミリークーラ ファンコイル ユニット	ファンコイル ユニット コンデンシング ユニット	カークーラ
仕 様	フィン材質	アルミ、銅、鉄ほか	銅、アルミ、ほか	アルミ
	パイプ材質	銅、アルミ、ほか	銅、アルミ、ほか	アルミ
	フィンピッチ P_f	2~5	2~5	1.5~3
	フィン板厚 δ_f	0.2~1.0	0.3~1.0	0.1~0.3
	パイプ直径 d_0	9~16	9~25	4~7
	パイプ肉厚 δ_p	0.5~2.0	1.0~2.0	0.5~0.8
	パイプ段ピッチ P_1	20~40	20~50	10~17
	パイプ列ピッチ P_2	15~50	20~50	—
	平均フィン外径 D_0	18~50	22~50	6~10
	パイプ配列	千鳥形、基盤目形	千鳥形、基盤目形	—

- P_1 : パイプ段ピッチ (m)
- P_2 : パイプ列ピッチ (m)
- P_f : フィンピッチ (m)
- d_0 : パイプ外径またはフィン根本外径 (m)
- d_i : パイプ内径 (m)
- d_f : 拡張前のフィンの穴径 (m)
- L : フィンの高さ $= (D_0 - d_0) / 2$ (m)
- l : パイプ長さ (m)
- R : 曲管の曲率半径 (cm)
- A : 伝熱面積 (m²)
- A_0 : 空気側伝熱面積 (m²)
- A_i : 管内伝熱面積 (m²)
- F_f : 空気自由通過断面積 (m²)
- t_{a1} : 熱交換器入口の空気温度 (°C)
- t_{a2} : 熱交換器ガス域入口空気温度 (°C)
- t_{a3} : 熱交換器ガス域出口空気温度 (°C)
- t_p : フィン根本温度 (°C)
- θ_t : 空気と管内流体との平均温度差 (°C)
- θ_p : フィン根本温度と平均空気温度との差 (°C)
- V : 流体流速 (m/s)
- V_f : 前面風速 (m/s)
- V_{max} : フィン間最大風速 (m/s)
- M : 風量 (m³/min)
- G : 流量 (kg/h)
- G_a : 自由通過断面積当たり空気流量 $= M_f / 60 F_f$ (kg/m²s)
- γ : 熱交換器入口空気比重量 (kg/m³)
- γ_g : ガス冷媒の比重量 (kg/m³)
- r_L : 液冷媒の比重量 (kg/m³)
- r_w : 水の比重量 (kg/m³)
- Q : 熱交換量 (kcal/h)
- λ : 流体の熱伝導率 (kcal/m h °C)

- λ_p : パイプ材料の熱伝導率 (kcal/mh°C)
 λ_f : フィン材料の熱伝導率 (kcal/mh°C)
 k : 熱貫流率 (kcal/m²h°C)
 a_a : 空気側相当熱伝達率 (kcal/m²h°C)
 α_R : 飽和域冷媒蒸発凝縮伝達率 (kcal/m²h°C)
 α_i : 管内流体熱伝達率または管内単相流冷媒熱伝達率 (kcal/m²h°C)
 α_w : フィン表面が一様に濡れている場合の相当熱伝達率 (kcal/m²h°C)
 q : 熱密度 (kcal/m²h)
 R : フィンとパイプの接触熱抵抗 (m²h°C/kcal)
 ΔP : 流通抵抗 (mmAq または kg/m²)
 x_{a1} : 熱交換器入口の空気の絶対湿度 (kg/kg)
 x_s : フィン根本温度に対する空気の飽和絶対湿度 (kg/kg)
 ν : 流体の動粘性係数 (m²/s)
 η : 液冷媒の粘性係数 (kg/ms)
 μ : 空気の粘性係数 (kg/ms)
 f : 摩擦係数
 平滑直管 $f=0.04$
 平滑曲管 $f=0.1286 R^{-0.87}$
 n : パイプ列数
 N_0 : パイプ長さ1mm当たりのフィン枚数 (枚/mm)
 N_1 : アルミ鋸着形熱交換器の通路段数
 x : 冷媒の乾き度
 ϕ : フィンとパイプの接触率 (%)
 A : 係数 $=8f/\pi^2 g \gamma_g$
 B : 係数 $=8f(1/\pi^2 g \gamma_g - 1/\pi^2 g \gamma_L)$
 m : 定数 $=1.8$
 g : 重力の加速度 (m/s²)

4. 熱交換特性

一般に熱交換器の熱交換量は(1)式で与えられその熱交換能力の良否は熱貫流率で決定される。

$$Q=kA\theta_t \dots\dots\dots (1)$$

この熱貫流率 k は伝熱管の内面を伝熱面積に考えるか、空気側の伝熱面積に考えるかにより数値が異なってくるが、普通は熱伝達率 α の小さいほうの面を基準にとることが多く、次の(2)式のように表わすことができる。

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_a} + R + \frac{A_0}{A_i} \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{A_0}{A_i} \frac{1}{\alpha_i} \dots\dots\dots (2)$$

上記のように熱交換器は空気側の熱伝達率、管内流体の熱伝達率、フィンとパイプの接触熱抵抗、空気側伝熱面積と管内伝熱面積との面積比などそれぞれの因子を熱交換器の機能および構造別に明らかにすることができれば、その性能をあらかじめ決定することができ必要形状が求められる。それぞれの因子の詳細な検討結果は次に述べるとおりである。

4.1 空気側熱伝達率

フィンと流通空気との間の熱伝達は空気の粘性によってフィンの表面に生ずる境界層の大小に左右される。そこで熱伝達率を向上するために風速を増してこの層を薄くしたり、フィンに角度をつけたたり、凹凸あるいは切欠きを設けてこの層を乱す方法がとられる。普通文献に見られる熱伝達率は次の(3)式で示されるように、フィン全面がフィン根本と同じ温度で分布しているとしたときの相当熱伝達率 α_a が使用されている^{(1)~(3)}。

$$Q=\alpha_a A_0 \theta_p \dots\dots\dots (3)$$

そこで空気側熱伝達率はこの相当熱伝達率 α_a で表わすことに

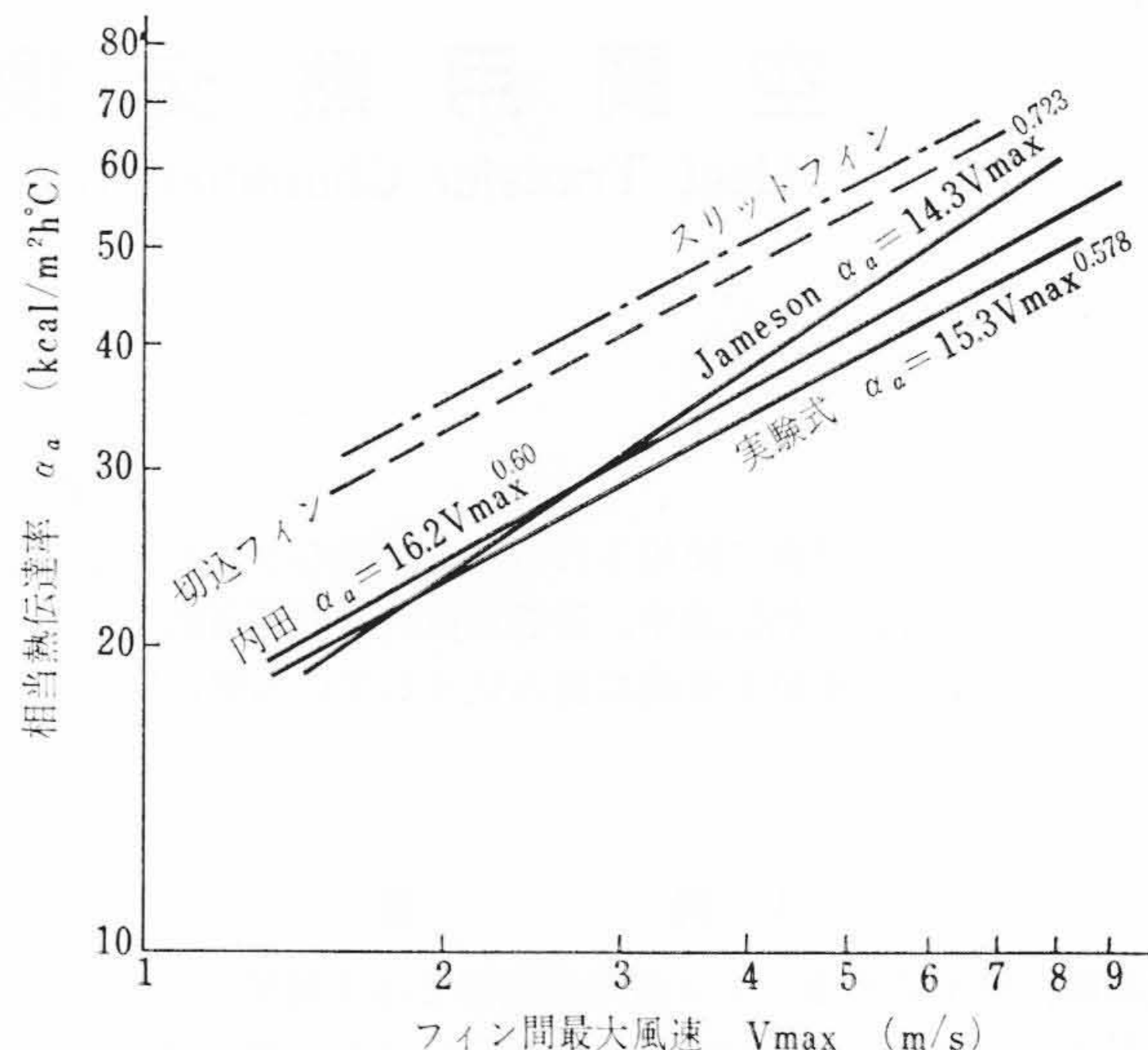


図1 相当熱伝達率の比較

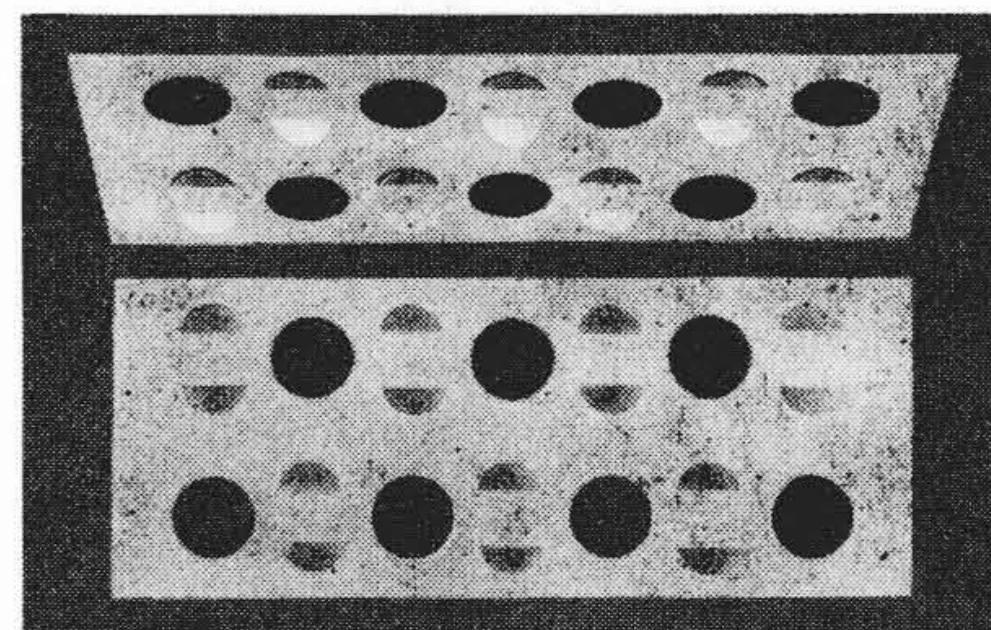


図2 切込みフィン

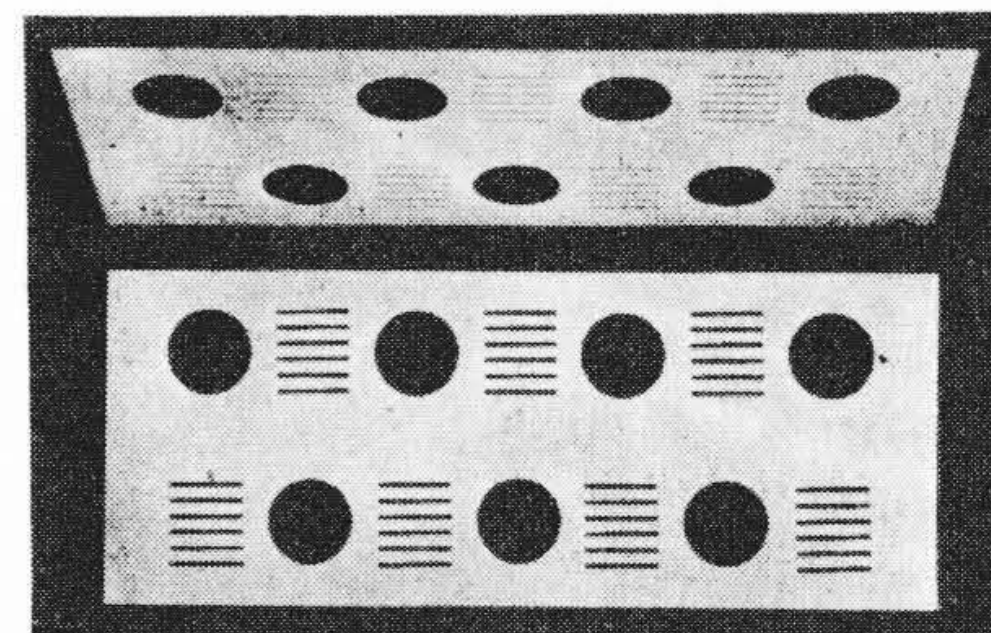


図3 スリットフィン

する。

4.1.1 クロスフィン形交換器

従来任意の寸法の熱交換器の大きさを決定しようとする場合には、その相当熱伝達率 α_a がフィンの板厚、材質、パイプ径、パイプピッチなどによりすべて変化するので、その熱交換器と同一寸法のものの熱伝達率を知っていなければならない不便があった。そこで筆者らは適当な近似を行なって各寸法と風速との関係として次のような実験式を得た⁽⁴⁾。

$$\alpha_a = \frac{15.5 V_{\max}^{0.578}}{1 + \frac{2L^2}{3\lambda_f \delta_f} \sqrt{\frac{D_0}{d_0}} 15.5 V_{\max}^{0.578}} \dots\dots\dots (4)$$

ここに、 $V_{\max}$: フィン間最大風速 (m/s)
 $= P_f P_1 / (P_f - \delta_f) (P_1 - d_0)$

この実験式を同一条件において Jameson⁽³⁾、内田⁽⁵⁾ 氏らの実験式と比較してみると図1のようにほぼ同一の値を示している。図の中で破線あるいは一点鎖線で示してあるのは図2あるいは図3のようなフィンに切り込みまたはスリットをつけて境界層を乱し熱伝達率の増加をもくろんだもので熱伝達率はストレートフィンに比較して13~15% 向上している。(4)式および図1はフィン表面が乾燥しているときの相当熱伝達率を示したものであるが、

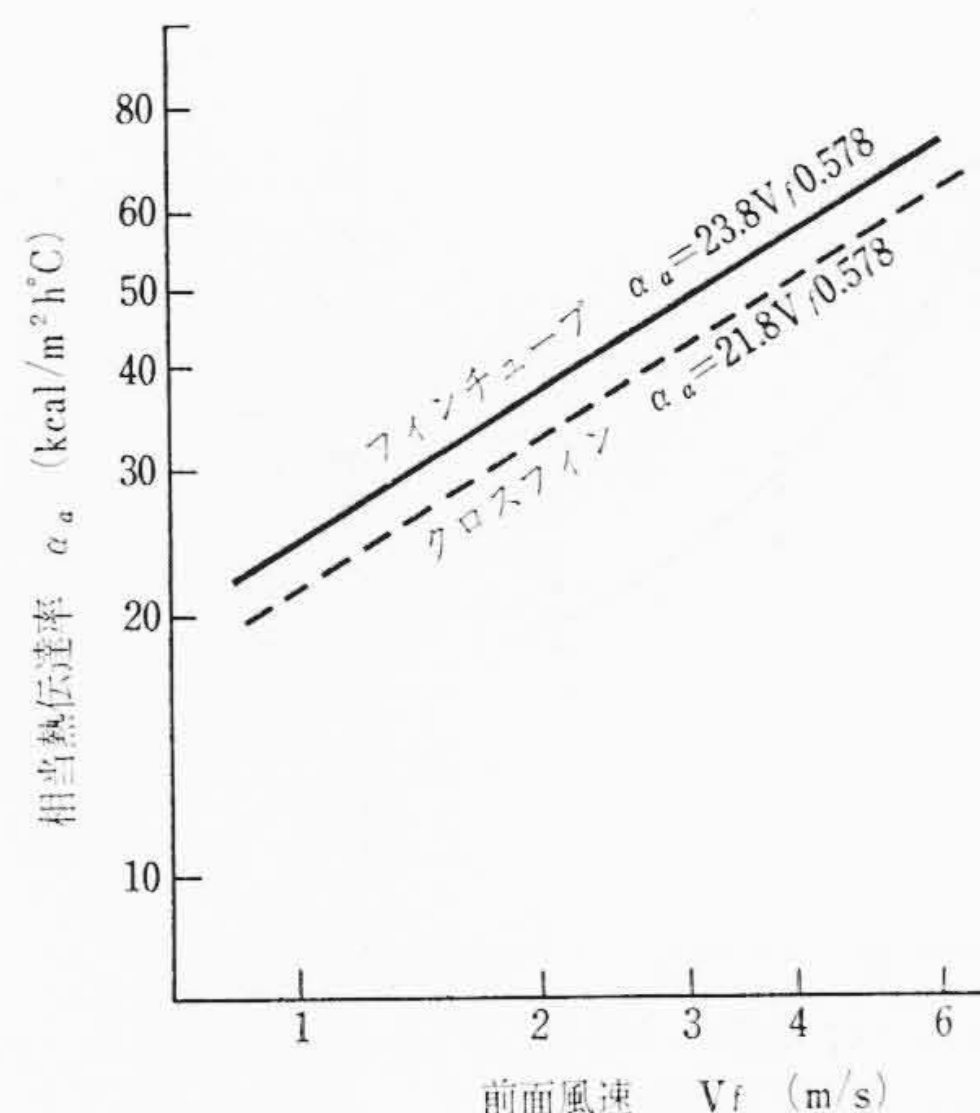


図4 フィンチューブの相当熱伝達率

パッケージ形空調機、ルームクーラ、カークーラなどの冷媒蒸発器、ファミリークーラなどの冷水熱交換器はその表面温度が空気の水蒸気飽和温度以下であるので全面に結露して除湿作用を行っている。この場合の相当熱伝達率は顕熱分のほかに潜熱分が加わり次式で与えられる。

$$\alpha_w = \alpha_a \left(1 + 2,420 \frac{x_{a1} - x_s}{t_{a1} - t_s} \right) \quad (5)$$

4.1.2 フィンチューブ形熱交換器

空調機用にフィン付熱交換器を使用する場合には管内流体の熱伝達率が空気側の熱伝達率よりはるかに大きいので、パイプの内面積に対してフィンの伝熱面積はできるだけ大きいことが望ましい。しかし従来から一般に使用されていたフィンチューブ形熱交換器はフィンピッチが大きいのでフィン枚数が少なく、また絞り出し量が少ないのでフィンの高さを大きくできない欠点があった。そこでフィンの高さが大きくフィンピッチの小さなフィンチューブの開発を古河電機工業株式会社に依頼した。その結果従来からルームクーラ用として使用していたクロスフィン形熱交換器とフィン寸法、パイプ寸法がほぼ同等のものを開発できた⁽⁶⁾。実験より求めた相当熱伝達率 α_a と風速の関係は図4および(6)式に示すとおりである。

$$\alpha_a = 23.8 V_f^{0.578} \quad (6)$$

図中破線で示したものは同一フィン寸法を有するクロスフィン形熱交換器の相当熱伝達率でありフィンチューブのほうが16%すぐれている。この理由はフィンがスパイラル状になっているので気流がフィンと平行に流れずに境界層を乱しているためと考えられる。またフィンチューブのパイプ直径、フィン外径、フィンピッチ、パイプピッチなどが変化したときの相当熱伝達率 α_a は次の式から求められることが判明した。

$$\alpha_a = 176 \left(\frac{d_0}{P_1} \right) \frac{V_{\max}^{0.578}}{(N_0 D_0)^{0.5}} \quad (7)$$

4.1.3 アルミ鋳着形熱交換器

アルミ鋳着形熱交換器は小形軽量のうえ、熱貫流率 k がクロスフィン形式、フィンチューブ形式に比較して2倍以上の性能を有している。たとえば住友精密工業株式会社に依頼して製作したカークーラ用アルミ鋳着形冷媒凝縮器は従来のクロスフィン形冷媒凝縮器に比較して同一風量、同一放熱量の場合、重量が1/3、材料費が1/5に低減でき、凝縮器占有体積当たりの伝熱面積が1.7倍という値が得られた⁽⁷⁾。この理由はフィンの板厚が薄いのでフィンピッチを小さくでき伝熱面積を大きくとれること、フィンとパイプの接触熱抵抗が無視できること、フィン効率がクロスフィン形式やフィンチューブ形式より高いことなどのためである。

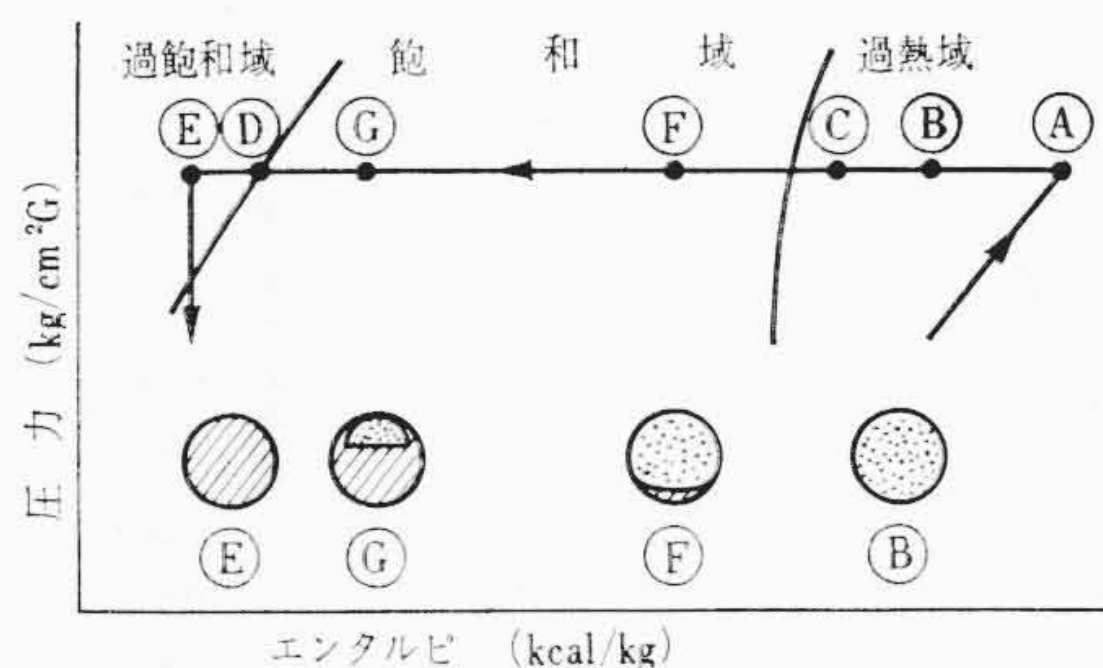


図5 冷媒凝縮状態図

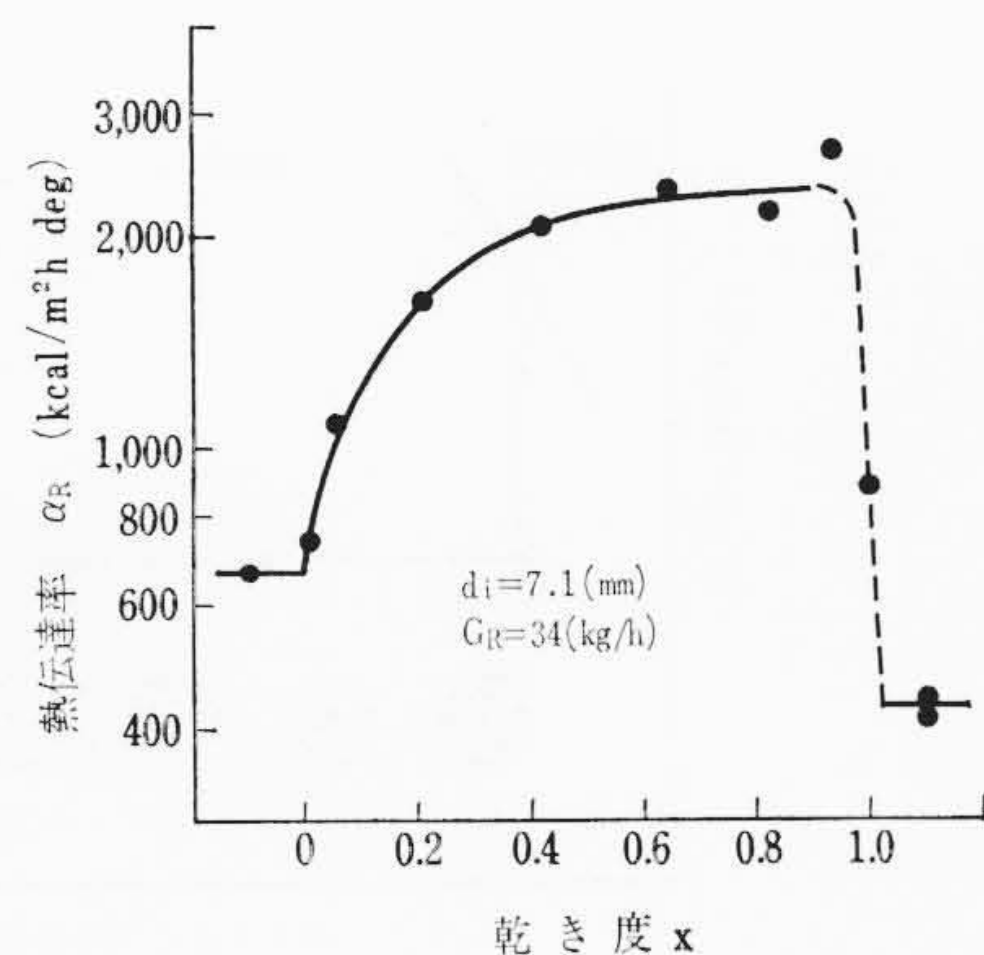


図6 乾き度と熱伝達率

筆者らがフィンピッチ 1.5 mm, フィン高さ 6.3 mm および 8.9 mm, フィン板厚 0.15 mm のモデル熱交換器について相当熱伝達率 α_a を求めた結果(8)式のとおりであった。

$$\alpha_a = 25.1 G_a^{0.75} \quad (8)$$

なお空気側のフィンには1枚の薄板を波形にしたもののほかに、波形にしたうえに切り込みをつけてのこぎり状にして乱流を生ぜしめるようにしたものがある。このものは切り込みをつけないものよりさらに15%前後相当熱伝達率が向上する。

4.2 管内側熱伝達率

4.2.1 冷媒凝縮熱伝達率

現在一般に使用されている冷媒は R-11, R-12, R-22 などである。これらのガス冷媒が圧縮機から凝縮器にはいり、凝縮されて液化するまでの冷媒の状態はパイプ形状、太さによって若干変わるが水平管内での実測によれば図5のように変化している。凝縮器の水平パイプの各段には液化冷媒がたまっておりその量は液化冷媒の粘性、自重、ガス冷媒の流速により決定される。冷媒が凝縮器内を通過する間に、パイプ全長をガス域、飽和域、液域の各領域が占める割合はそれぞれ15~25%, 70~80%, 0~10%程度である。冷媒がガス域または液域のように単相流の場合の管内熱伝達率は次の(9)式のようによく知られた実験式があり、筆者らもこれを確認している⁽⁸⁾⁽⁹⁾。

$$\alpha_i = 0.023 \left(\frac{\lambda}{d_i} \right) \left(\frac{V d_i}{\nu} \right)^{0.8} P_r^{0.4} \quad (9)$$

また冷媒が飽和域の2相流状態にある場合には、乾き度 x と凝縮熱伝達率 α_R との関係は図6ようになる。この平均値を求め冷媒流量、冷媒物性値との関係で整理すると次のような実験式で示された⁽¹⁰⁾、

$$\alpha_R = 0.0005 \left(\frac{4G}{\eta \pi d_i} \right)^{0.75} \left(\frac{\lambda^3 \gamma g}{\eta^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

一般の空冷式凝縮器のように冷媒の凝縮温度が50°C前後ならば R-12, R-22 の飽和域平均凝縮熱伝達率は次のようになる。

$$\text{R-12} \quad \alpha_R = 7.15 \times 10^{-2} \frac{G^{0.75}}{d_i^{1.5}} \quad (11)$$

$$\text{R-22} \quad \alpha_R = 9.29 \times 10^{-2} \frac{G^{0.75}}{d_i^{1.5}} \quad (12)$$

4.2.2 冷媒蒸発熱伝達率

蒸発器内に膨張した冷媒がはいり蒸発を開始すると冷媒の流れは図7ようになる。すなわち最初はフラッシュガスと大粒の液滴の混合流であるが次第に重くて表面張力の大きい液冷媒が管内壁に付着し中心を蒸発したガス冷媒が流れる環状流となり、さらに乾き度が1に近くなるとガスの流速が急激に増加して壁面から液冷媒がハク離したりする。これが管の内径が大きかったり、冷媒流量が非常に少ないと図5の凝縮の場合と同じように管底に

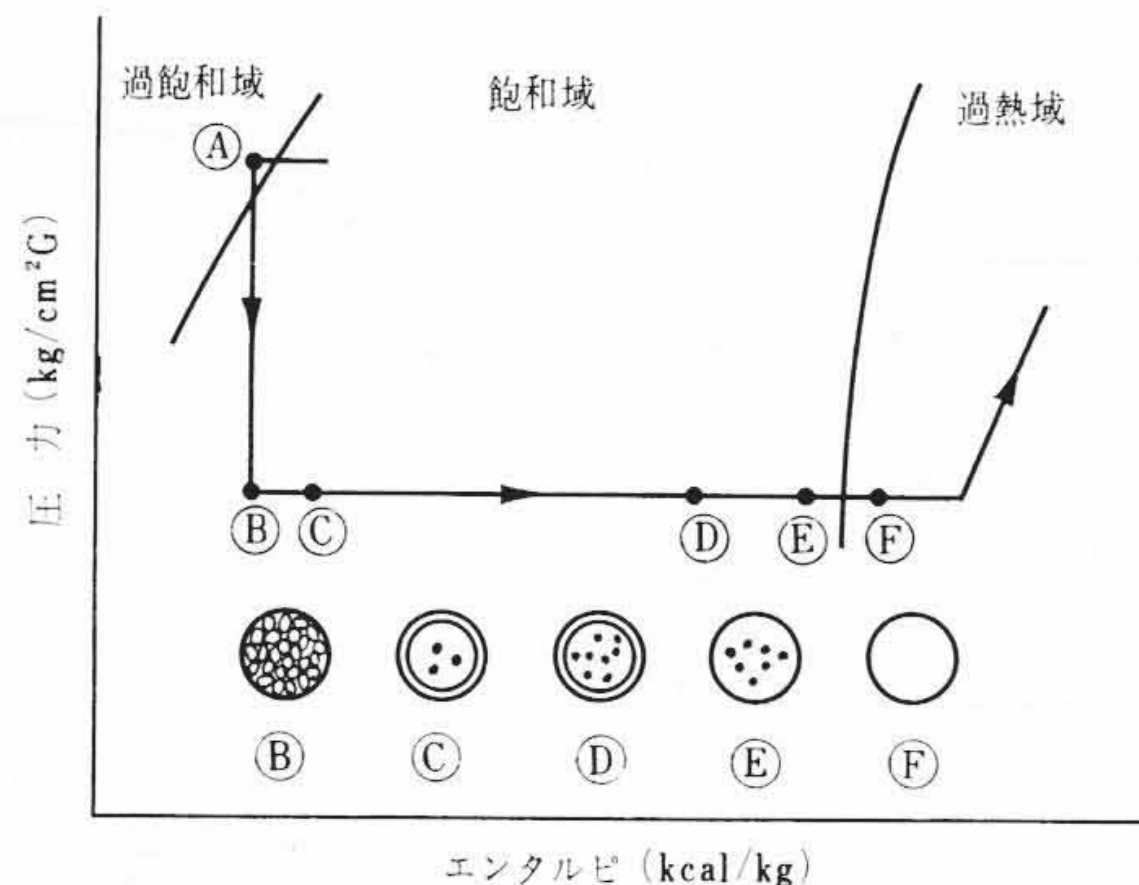


図7 冷媒蒸発状態図

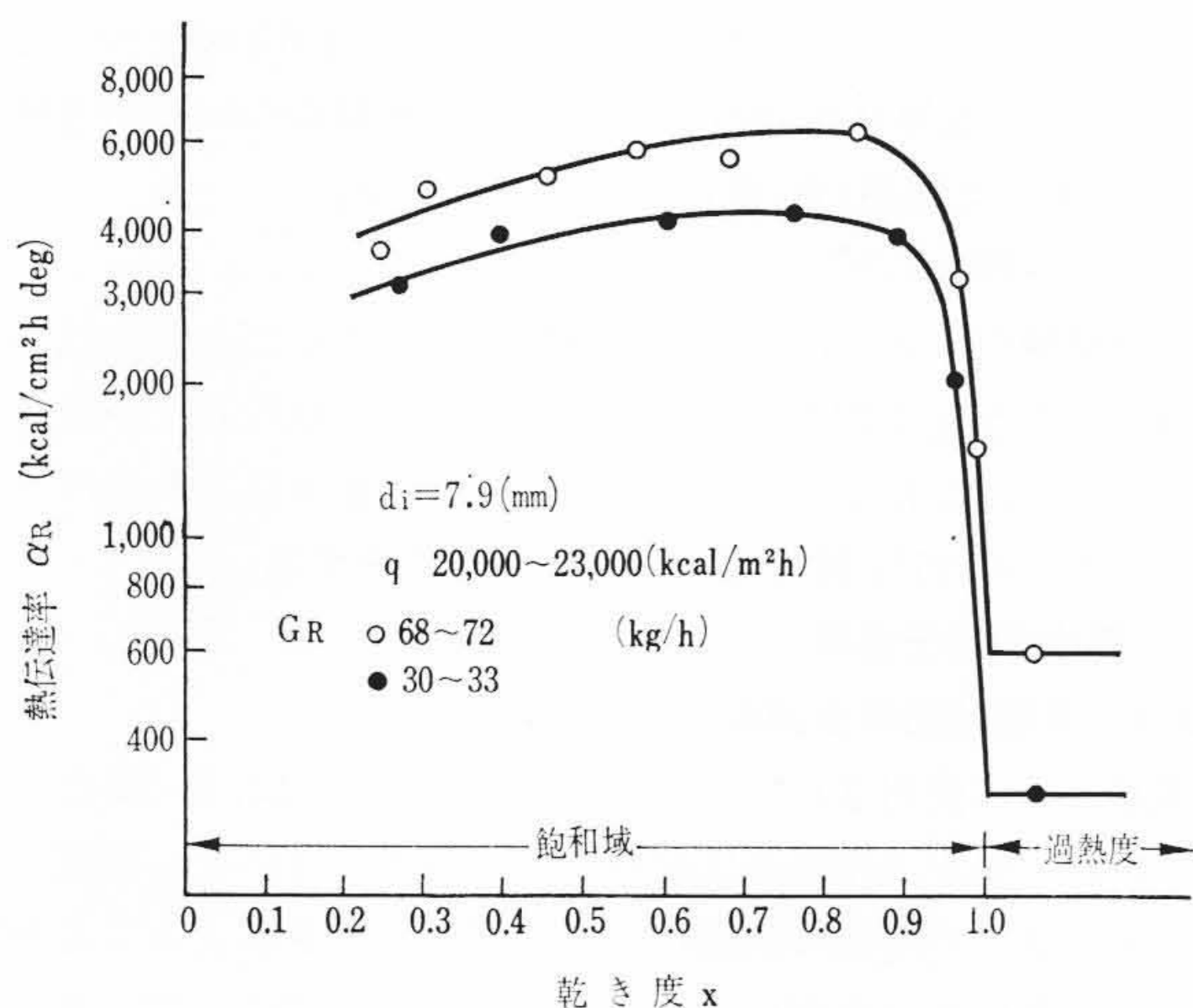


図8 乾き度と熱伝達率

液冷媒がたまって流れる層状流となる。図7のような冷媒の流れの場合に冷媒の乾き度 x と蒸発熱伝達率 α_R との関係は図8のようになる。乾き度 $0.2 < x < 0.9$ の範囲でこの平均値を求め熱密度と冷媒流量との関係で整理すると一般の空調機の蒸発器の冷媒蒸発温度である 5°C 前後において次の(13), (14)式のような実験式が得られた⁽⁹⁾。

$$\text{R-12} \quad \alpha_R = 0.181 \frac{q^{0.6} G^{0.3}}{d_i^{0.6}} \dots\dots\dots (13)$$

$$\text{R-22} \quad \alpha_R = 0.227 \frac{q^{0.6} G^{0.3}}{d_i^{0.6}} \dots\dots\dots (14)$$

なお乾き度が $x \leq 0.2$ および $0.9 \leq x$ の領域における飽和域熱伝達率はそれぞれ液冷媒、ガス冷媒の熱伝達率との算術平均を求めればよい。

4.2.3 流水熱伝達率

市販されている引抜成形の平滑管の内部を冷水または温水が流れるときの熱伝達率は(9)式で計算してよい。フィンチューブは製造のとき絞り出し作業があるため管内壁にでこぼこのひだが生ずる。このひだがある場合の流水熱伝達率は次のように示される⁽⁶⁾。

$$\alpha_i = 0.046 \left(\frac{\lambda}{d_i} \right) \left(\frac{V d_i}{\nu} \right)^{0.8} P_r^{0.4} \dots\dots\dots (15)$$

これは平滑管の2倍である。

4.3 フィンとパイプの接触熱抵抗

熱貫流率を示す(2)式の第3項は熱がパイプの管を通過するときの熱抵抗を示すものであるが、パイプの肉厚 δ_p が極端に大きくなるとかぎり熱貫流率 k に対してはほとんど無視できる値である。これに対して第2項のフィンとパイプの接触熱抵抗 R は k に与える影

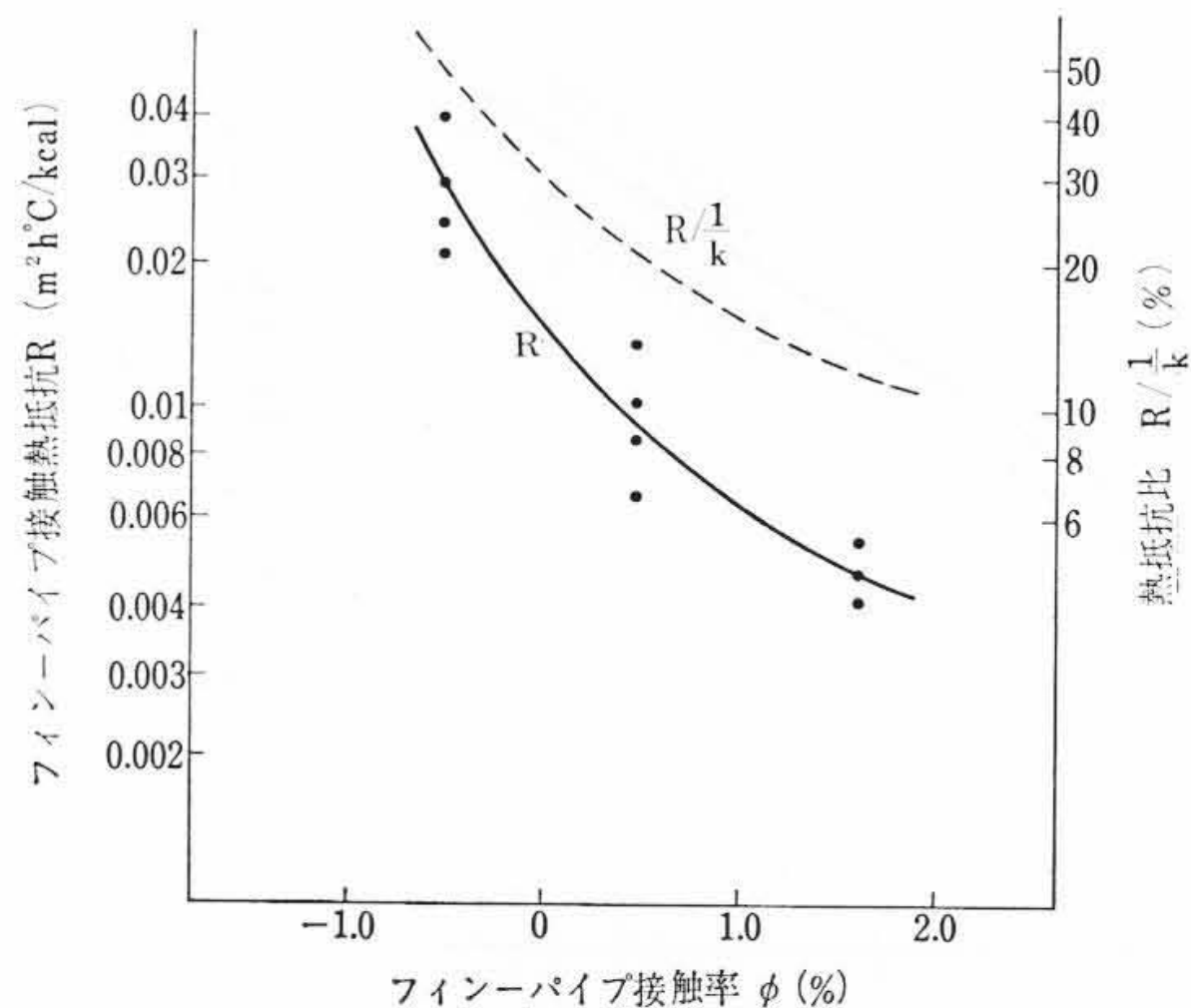


図9 接触率と接触熱抵抗

響が顕著である。フィンチューブ形熱交換器のようにフィンとパイプが一体のものや、アルミ鉚着形熱交換器のように鉚付けされている場合には接触熱抵抗はゼロであるがクロスフィン形熱交換器のようにフィンがパイプにそう入圧接されているだけの場合には、その間げきの大小、または正味接触面積の大小により熱の通過度合は大きく変化する。この理由はパイプとフィンとの間げきに存在する空気の熱伝導率が金属の約 $1/5,000$ と著るしく小さいためである。筆者が直径9mmの銅パイプと板厚0.2mmのアルミフィンの組合せでパイプの接触率と接触熱抵抗との関係を求めた結果図9のようになった。ここで接触率 ϕ は次式(16)のように定義したものである。

$$\phi = \frac{d_0 - d_f}{d_f} \times 100 \dots\dots\dots (16)$$

図中の破線は全熱抵抗 $1/k$ に占める接触熱抵抗 R の割合を示したものである。この結果よりフィンとパイプの接触熱抵抗 R は接触率 ϕ が小さくなると急激に増加することがわかる。接触率 $\phi < 0$ の場合は理論上はフィンとパイプは離れていることになるが実際には若干接触しているところもあるためパイプとフィンとの間に熱の移動は保持される。また銅パイプとアルミフィンの組合せはなじみが悪いいため、銅パイプと銅フィンの組合せより9%、アルミパイプとアルミフィンの組合せより14%それぞれ接触熱抵抗が大きいことがわかっている⁽¹¹⁾。

5. 空気の通風抵抗と配管内の流通抵抗

強制対流により空気との熱交換を行なうフィン付熱交換器は送風機からみると通風抵抗の一つである。送風機の風圧-風量特性は一義的に決定されているから通風抵抗の大小は送風機の風量を変化させ結局熱交換器を通過する風速も変化するから熱交換性能に影響を及ぼすことになる。また熱交換器管内の冷媒流通抵抗が大きいと圧縮機の冷媒吐出圧力が高くなったり、冷媒吸込圧力が低くなったりするので圧縮機の容積効率が低下し冷媒流量が減少し冷却能力が低下することになる。また管内を水が流れる熱交換器においてはその流通抵抗が大きいと水循環ポンプの性能に影響を及ぼし所定水量が得られなくなって熱交換性能を低下させることになる。これらの因子を明確にしておけばその性能をあらかじめ決定することができる。そこで熱交換器の機能および構造別に空気の通風抵抗、管内の冷媒、流水などの流通抵抗を検討し次のような結果を得た。

5.1 空気の通風抵抗

5.1.1 クロスフィン形熱交換器

パイプ配列が千鳥形および基盤目形のクロスフィン形熱交換器の寸法諸元を与えた場合の通風抵抗を計算する実験式として次の(17), (18)式を得ている⁽⁴⁾。

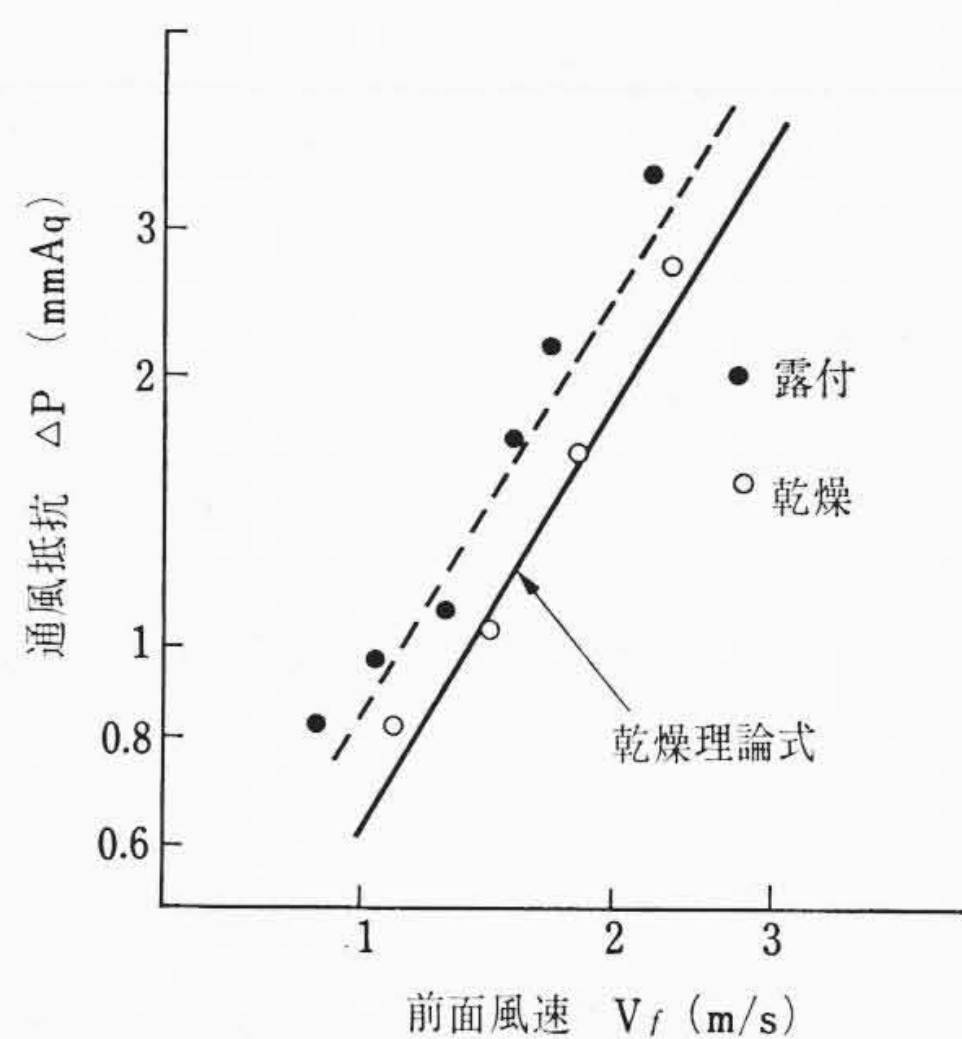


図 10 蒸発器通風抵抗 (フィンピッチ 2 mm)

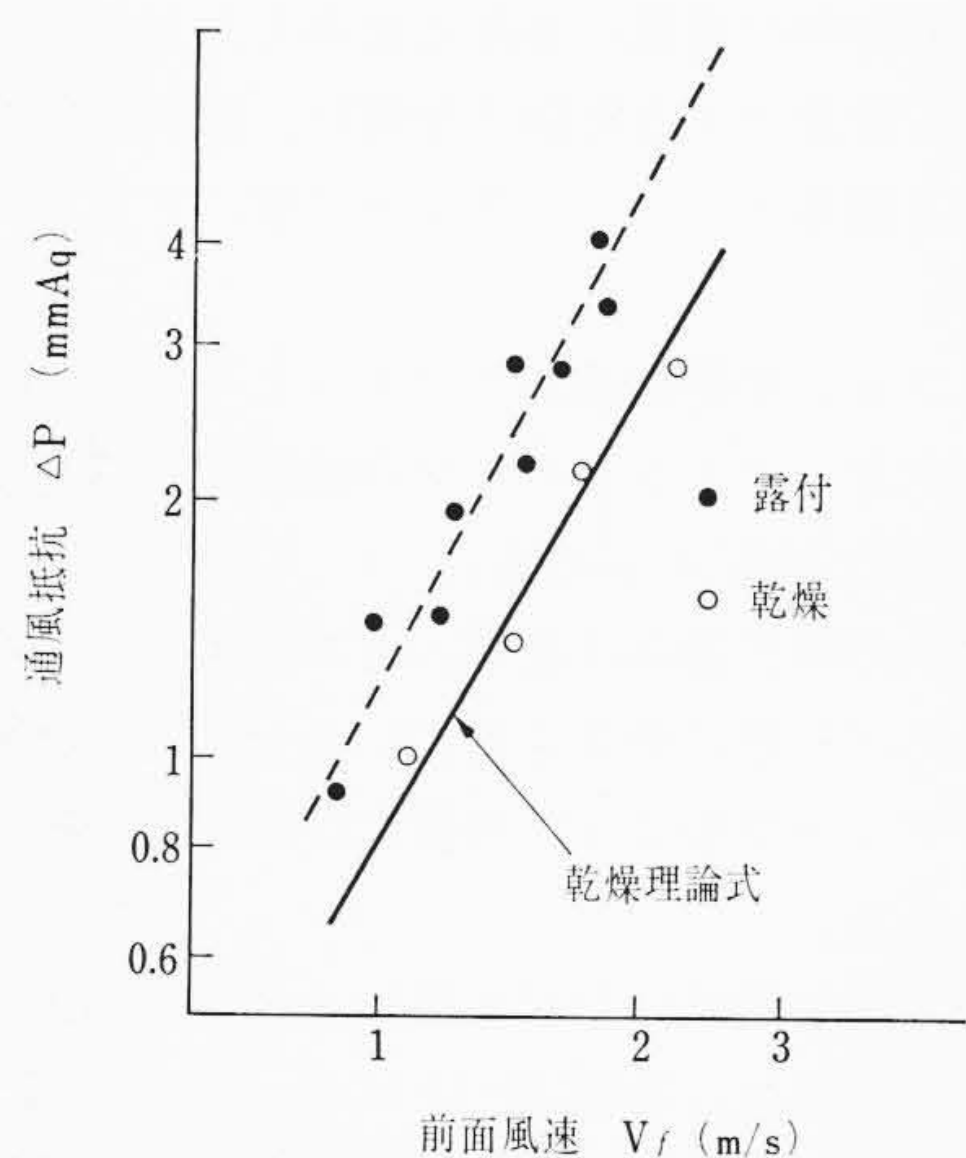


図 11 蒸発器通風抵抗 (フィンピッチ 1.7 mm)

千鳥形配列

$$\Delta P = 3.23 \times 10^{-4} n \frac{\left[\frac{2}{P_f} \left(P_2 - \frac{\pi d_0^2}{4} \right) + \frac{\pi d_0}{P_1} \right]^{1.30}}{P_2^{0.30}} \times \left[\frac{P_f P_1}{(P_f - \delta_f)(P_1 - d_0)} \right] V_f^{1.70} \quad (17)$$

基盤目形配列

$$\Delta P = 2.94 \times 10^{-4} n \frac{\left[\frac{2}{P_f} \left(P_2 - \frac{\pi d_0^2}{4} \right) + \frac{\pi d_0}{P_1} \right]^{1.30}}{P_2^{0.30}} \times \frac{P_f P_1}{(P_f - \delta_f)(P_1 - d_0)} V_f^{1.70} \quad (18)$$

通風抵抗 Δp が相当熱伝達率 α_a と異なる点は、後者がフィンピッチの影響を受けないのに対し前者は非常に受けることである。これは蒸発器のフィン表面に露が付着した場合はさらに顕著となり、ルームクーラの蒸発器についてフィンピッチを 2 mm と 1.7 mm として湿度 50% の空気を通したときの結果は図 10 および図 11 のように通風抵抗が増加することがわかる。

5.1.2 フィンチューブ形熱交換器

フィンチューブはフィンが連続してスパイラル状になっているので風の流れをフィンが曲げるように作用する。したがって相当熱伝達率も大きいが通風抵抗もまた大きくなる。図 4 と同じ寸法のフィンチューブについて通風抵抗を測定したところ次のような実験式が得られた⁽⁶⁾。

$$\Delta P = 0.3 n V_f^{1.7} \quad (19)$$

またフィンおよびパイプ寸法が変わったときの通風抵抗の計算式として次のような実験式を導いた。

$$\Delta P = 0.332 n \frac{(N_0 D_0)^{0.5} d_0^{1.7}}{P_1^2} V_{\max}^{1.7} \quad (20)$$

5.1.3 アルミ鋸着形熱交換器

アルミ鋸着形熱交換器の通風抵抗は一般にクロスフィン形式やフィンチューブ形式より大きい。これはフィンの高さが低く、またパイプ部分が多いので風の自由通過断面積を少なくしているためである。通風抵抗は実験によって次のように計算できることがわかっている⁽⁷⁾。

$$\Delta P = \left[f \frac{2(D_1 + D_2)}{D_1 D_2} \frac{L_b}{\gamma} + \frac{149.1}{\gamma} \right] \frac{G_a^2}{2g} \quad (21)$$

$$f = 1.18 \left(\frac{G_a}{\mu} \frac{2 D_1 D_2}{D_1 + D_2} \right)^{-0.578} \quad (22)$$

5.2 管内流通抵抗

5.2.1 管内流水抵抗

管内を流れる温水または冷水の流通抵抗を求める計算式はいろいろあるが市販の引抜成形平滑管について実験した結果次のとおりであった。

$$\text{直管} \quad \Delta P = 0.04 \frac{8 G^2}{\pi^2 g \gamma_w} \frac{l}{d_i^5} \quad (23)$$

$$\text{曲管} \quad \Delta P = 0.1286 R^{-0.87} \frac{8 G^2}{\pi^2 g \gamma_w} \frac{l}{d_i^5} \quad (24)$$

管内の熱伝達率を向上させる目的で管径を細くして流速を速くしようとする、流水抵抗は管内径の 5 乗に反比例して急激に増加するので注意をしなければならない。パイプ内壁にひだのあるフィンチューブの流水抵抗は次のようになった⁽⁶⁾。

$$\Delta P = 0.3 l V^2 \quad (25)$$

5.2.2 管内冷媒流通抵抗

管内の冷媒がガスまた液の場合は (23)、(24) 式の比重量 γ を置きかえるだけで計算できるが冷媒が凝縮または蒸発している飽和域においては流通抵抗は流れの状況により若干異なる。そこで乾き度 x の関数として次の式が成立すると考えた。

$$\Delta P = [A - B(1-x)^m] \frac{G^2 l}{d_i^5} \quad (26)$$

この式は $x=1$ (ガス) のときは (23) 式においてガス冷媒の流通抵抗と同じになり $x=0$ (液) のときは (23) 式において液冷媒の流通抵抗と同じになることを示している。定数 m は 2 相流の形態により若干異なるが $m=1.8$ のときほぼ実測値と一致することがわかった⁽¹²⁾。また冷媒が凝縮する場合より蒸発する場合のほうが流通抵抗は 5~10% 大きい。

6. 計算例 (ルームクーラ用凝縮器の検討)

これまで表 1 に示したような空調機用フィン付熱交換器についてその伝熱特性式をあきらかにしてきたが、ここでクロスフィン熱交換器をルームクーラ用凝縮器として使用した場合を例にとり計算値と実測値が一致するかどうか確認をすることにした。

6.1 ルームクーラ特性

JIS に定められた平衡式室形熱量計により標準状態 (100 V 50 Hz, 室内側 27°C 50% RH, 室外側 35°C 40% RH) におけるルームクーラ特性を測定した結果表 2 のとおりであった。また圧力平衡式風量測定法によりルームクーラ組込状態の凝縮器風量を測定したところ風量 M は 10 m³/min (室温 35°C) であった。これより凝縮器の前面風速 V_f は 1.16 m/s となる。

6.2 計算

計算は次の方法で行なった。

- (1) 測定した冷房能力から冷媒循環量を計算し、冷媒側熱伝達を求める。
- (2) 空気側の熱伝達率を計算し、ガス域、飽和域の熱貫流率を求める。(液域は実測の結果ほとんど無視できるほど少なかった。)

表2 ルームクーラ特性

項 目			単 位	測定値	項 目		単 位	測定値	
ル ー ム ク ー ラ 性 能	総 合 入 力		W	1,010	蒸 発 器	吸 込 管 温 度		℃	18.5
	総 合 電 流		A	12.1		入 口 管 温 度		℃	9.5
	圧 縮 機 入 力		W	931		中 間 管 温 度		℃	9.0
	圧 縮 機 電 流		A	11.2		出 口 管 温 度		℃	14.5
	送 風 機 入 力		W	79		除 湿 水 量		cc/min	7.8
	送 風 機 電 流		A	0.9	凝 縮 器	入 口 冷 媒 温 度		℃	81.0
	圧 縮 機	吐 出 圧 力	kg/cm ² G	20.2		中 間 冷 媒 温 度		℃	52.0
		吸 込 圧 力	kg/cm ² G	5.3		出 口 冷 媒 温 度		℃	48.5
		吐 出 管 温 度	℃	91.0		冷 媒 圧 縮 力 降 下		kg/cm ²	0.40
熱 量 計	加 熱 器 入 力		W	925	フ ァ ン モ ー タ 入 力		W	50	
	加 熱 器 熱 量		kcal/h	795	フ ァ ン モ ー タ 熱 量		kcal/h	43	
	加 湿 器 入 力		W	672	中 央 壁 漏 れ 熱 量		kcal/h	191	
	加 湿 器 熱 量		kcal/h	578	冷 房 能 力		kcal/h	1,617	

(3) ガス域と飽和域の比率 ϕ , ガス域放熱量 Q_g , を温度, 圧力の実測値から計算し熱伝達から計算した値と比較する。

計算の詳細は次のとおりである。

冷媒循環量 $G=Q_c/\Delta i=47.50$ (kg/h), 0.01320 (kg/s)

ガス域冷媒熱伝達率 $\alpha_g=0.023(\lambda_g/d_i)(V_g d_i/\nu_g)^{0.8} P_r^{0.4}$
 $=402$ (kcal/m²h℃)

飽和域冷媒熱伝達率 $\alpha_R=9.29 \times 10^{-2} G^{0.75}/d_i^{1.5}$
 $=2,395$ (kcal/m²h℃)

空気側乾き熱伝達率 $\alpha_a=15.5[P_f P_1 V_f/(P_f-\delta_f)(P_1-d_0)]^{0.578}/$
 $[1+10.3\sqrt{D_0}(P_f P_1 V_f)^{0.578}/\lambda_f \delta_f \sqrt{d_0}]$
 $\times [P_f P_1 V_f/(P_f-\delta_f)(P_1 d_0)]^{0.578}$
 $=23.0$ (kcal/m²h℃)

空気湿り熱伝達率 $\alpha_w=\alpha_a(1+Q_2/Q_1)=27.7$ (kcal/m²h℃)

ガス域熱貫流率 $k_g=1/[1/\alpha_w+A_0/A_i \alpha_g+R]$
 $=12.0$ (kcal/m²h℃)

飽和域熱貫流率 $k_R=1/[1/\alpha_w+A_0/A_i \alpha_R+R]$
 $=22.2$ (kcal/m²h℃)

ガス域飽和域比率 $\phi=[Q_R-Q_2-60 M \gamma c_p(t_R-Q_2/$
 $k_R A_0-t_{a1})(1-e^{-k_R A_0/60 M \gamma c_p})]/$
 $[60 M \gamma c_p(t_R-Q_2/k_R A_0-t_{a1})$
 $\times (e^{-k_R A_0/60 M \gamma c_p}-e^{-(1-\frac{1}{n})k_R A_0/60 M \gamma c_p})$
 $-Q_2/n]=0.51$

ガス域入口空気温度 $t_{a2}=e^{-(1-\frac{1}{n})k_R A_0/60 M \gamma c_p}[(t_R-Q_2/k_R A_0)$
 $(e^{(1-\frac{1}{n})k_R A_0/60 M \gamma c_p}-1)+t_{a1}]$
 $=43.8$ (℃)

ガス域出口空気温度 $t_{a3}=[G c_g(t_{g1}-t_R)-\phi Q_2/n]/60 M \gamma c_p$
 $+e^{-(1-\frac{1}{n})k_R A_0/60 M \gamma c_p}[(t_R-Q_2/k_R A_0)$
 $(e^{(1-\frac{1}{n})k_R A_0/60 M \gamma c_p}-1)+t_{a1}]$
 $=45.3$ (℃)

ガス域熱量

熱伝達 $Q_g=k_g \phi A_0[(t_{g1}-t_{a3})-(t_R-t_{a2})]/$
 $n \log[(t_{g1}-t_{a3})/(t_R-t_{a2})]=296$ (kcal/h)

流量 $Q_g=G c_g(t_{g1}-t_R)=291$ (kcal/h)

冷媒流通抵抗 $\Delta P_R=0.14 \phi/P_1 d_i^5+7.15 \times 10^{-2}(n-\phi)/P_1 d_i^5$
 $+3.32 \times 10^{-2} \phi/P_1^{0.87} d_i^5+1.88$
 $\times 10^{-2}(n-\phi)/P_1^{0.87} d_i^5=0.368$ (kg/cm²)

表3 計算値と実測値の比較

項 目	単 位	計 算 値	実 測 値
ガス域分布率 ϕ		0.51 (8段目)	0.59 (9段目)
ガス域放熱量 Q_g	kcal/h	296	291
冷媒流通抵抗 ΔP	kg/cm ²	0.368	0.4

以上の計算結果と実測値と比較すると表3のようになり両者は非常によく一致した。

7. 結 言

空調機用熱交換器の熱伝達特性について検討したことを要約すると次のとおりである。

- (1) クロスフィン形熱交換器, フィンチューブ形熱交換器, アルミ鋸着形熱交換器の各諸元を与えたときの空気側相当熱伝達率を計算できる実験式を得た。熱伝達率の良好な順序はアルミ鋸着形, フィンチューブ形, クロスフィン形の順である。
- (2) クロスフィン形熱交換器のフィンとパイプの接触熱抵抗は非常に大きくフィンとパイプの接触率が2.0%のときでも全熱抵抗の10%を占める。
- (3) 平滑管内の熱伝達率は流水, ガス冷媒, 液冷媒のように単相流ならば一般に使用されている(9)式で計算してよい。フィンチューブのように内壁にひだがある場合は平滑管の2倍となる。
- (4) 管内を冷媒が凝縮しながら流れるときの熱伝達率を計算する実験式を得た。冷媒 R-12 は R-22 の約77%である。
- (5) 管内を冷媒が蒸発しながら流れるときの熱伝達率を計算する実験式を得た。冷媒 R-12 は R-22 の約80%である。
- (6) クロスフィン形熱交換器, フィンチューブ形熱交換器, アルミ鋸着形熱交換器の空気側通風抵抗を計算する実験式を得た。
- (7) 平滑管内の流通抵抗は単相流ならば一般に使用される(23)式で計算してよい。フィンチューブのように内壁にひだがある場合は平滑管の2倍となる。
- (8) 管内を冷媒がガス液混合で流れる場合の流通抵抗を計算する実験式を得た。
- (9) 得られた特性式を用いてルームクーラに使用されているクロスフィン形凝縮器の熱伝達特性を計算した結果実測値と一致していることを確認した。

参 考 文 献

- (1) D. Kern: Process Heat Transfer 554 (1950)
- (2) Kay & London: Compact Heat Exchanger 113 (1955)
- (3) S. Jameson: A. S. M. E. Trans. 67, 633 (1945)
- (4) 松村, 埋橋: 日立評論 44, 1228 (昭37-8)
- (5) 内田: 衛生工業協会誌 34-7, 32 (1960)
- (6) 細田, 埋橋, 伊藤: 日立評論 48, 1191 (昭41-10)
- (7) 松村, 埋橋: 日立評論 43, 1006 (昭36-8)
- (8) 松村, 埋橋: 日立評論 46, 977 (昭39-6)
- (9) 高橋, 細田, 埋橋: 日立評論 47, 1789 (昭40-11)
- (10) 高橋, 埋橋: 日本機械学会第722回講演会前刷集 (1964)
- (11) 松村, 埋橋: 日立評論 45, 886 (昭38-5)
- (12) 埋橋: 第5回日本伝熱シンポジウム講演論文集 145 (1968)