

ミスト冷却熱交換器に関する研究*

(第6報, 運転条件と機器形状の最適化)

林 勇二郎^{*1}, 滝 本 昭^{*1}
松 田 理^{*2}, 本 谷 克 実^{*3}

Study on Mist Cooling for Heat Exchangers

(6th Report, Design Optimization)

Yujiro HAYASHI, Akira TAKIMOTO,
Osamu MATSUDA, and Katsumi MOTOYA

In order to pursue a high performance mist-cooling heat exchanger, experimental and theoretical studies on mist cooling have been performed on a heated horizontal tube bundle in a vertical spray crossflow. The dependency of the heat transfer performance on the configuration of the heat exchanger has been clarified. A method for optimizing the heat exchanger design was presented.

Key Words: Thermal Engineering, Mist Cooling, Heat Exchanger, Heat Transfer Enhancement, Design Optimization

1. 緒 言

気流中に微小液滴を懸濁したミスト流による冷却は、中低位温度差を利用する空冷式熱交換器の高性能化における有力な手段の一つである。伝熱促進の要因は、壁面熱伝達が液膜蒸発支配となることにあり、そのためには、方向性をもつミスト流の液供給量を最小としたうえで、加熱面をいかに広範囲にかつ薄い液膜で覆うかが最大の課題となる。

著者らは、これまで気流と直交する単一円管を熱交換器の構成要素としてとらえ、ミスト流熱伝達の機構、運転条件の最適化、および微細表面構造をもつ高性能管の開発を進めてきた⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。さらに、前報⁽⁵⁾では、熱・流力的な管群効果に加え、各段管への液供給と壁面ぬれとの関連づけを中心に、管群ミスト冷却熱伝達の機構を実験的に追究した。特に、ワイヤ巻付け管で代表される表面構造を有する管群においては、低噴霧の条件でも上段管(1, 2段めの管)で広範囲に及ぶ壁面ぬ

れが可能であり、また、そこから速やかに離脱する液を受ける下段管(3, 4段めの管)の熱伝達率の立上りは早く、全体的に極めて良好なミスト冷却が達成されることが確認された。また、管群のミスト冷却熱伝達は単管に対して導入されたぬれパラメータ G^* と極めて高い相関があることが明らかとなった。このことは、運転条件と機器形状の最適化として追求されるミスト冷却熱交換器の高性能化に、 G^* が極めて有効なパラメータとなることを示唆する。

熱交換器の設計法は、各種ハンドブックや成書⁽⁶⁾に見ることができるが、ミスト冷却熱交換器(蒸発冷却器・凝縮器)に関するものとしては、大島ら⁽⁷⁾、Leidenfrostら⁽⁸⁾、Maclaine-crossら⁽⁹⁾、桑原ら⁽¹⁰⁾などによって報告されているにすぎない。しかも、それらはいずれも壁面ぬれに対して大胆な仮定のもとで伝熱性能を評価し、フィン付き管群やプレートフィン付き管群などの機器形状・寸法を特定した熱交換器に対して近似的な設計計算を行っているにすぎない。

本報は、ミスト冷却熱交換器の高性能化を目的としてきた本研究の最終版として、最大の熱交換量、最小の容積、さらに最小の流体輸送動力を設計思想として、ミスト冷却熱交換器の最適設計を機器構造と運転条件の最適化として追究したものである。なお、ここで対

* 昭和63年6月1日 第25回日本伝熱シンポジウムにおいて講演。原稿受付 昭和63年10月4日。

*¹ 正員、金沢大学工学部 (〒920 金沢市小立野2-40-20)。

*² 正員、石川工業高等専門学校 (〒929-03 石川県河北郡津幡町)。

*³ 准員、金沢大学大学院。

象とする系を鉛直下降噴霧流中のワイヤ巻付けの高性能管からなる千鳥配列管群としたが、これは前報⁽⁵⁾で実験的に明らかにされたように、主題にかなうミスト冷却熱交換器のプロトタイプとして有力な候補の一つであるからである。

記号

A_o : 全伝熱面積
 A_s : 熱交換器前面面積
 A_w : ぬれ面積
 C_p : 比熱
 d : 管直径
 En : 伝熱促進率
 f : 衝突補正係数
 G : 噴霧液滴質量速度
 G^* : 無次元ぬれパラメータ
 h : 熱伝達率
 j : 管群段数
 L : 管長さ
 L_H : 蒸発潜熱
 M_c : 管単位長さ当たりの液滴衝突捕集量
 M_e : // 蒸発量
 M_f : // 落下液量
 N : 管群段数
 Nu : ヌッセルト数
 n : 管群各段の管本数
 P_h : 管群列ピッチ
 P_v : 管群段ピッチ
 Pr : プラントル数
 ΔP : 圧力損失
 Q : 全放熱量
 Q_c : 管単位長さ当たりの対流伝熱量
 Q_L : // 蒸発潜熱輸送量
 Q_s : // 顕熱輸送量
 q : 局所熱流束
 Re_d : 円管直径を用いたレイノルズ数
 Re_p : 液滴直径を用いたレイノルズ数
 Sc : シュミット数
 Stk : ストークス数
 T : 温度
 U : 速度
 V : 熱交換器容積
 W_p : ポンプ動力
 λ : 熱伝導率
 ν : 動粘性係数
 ρ : 密度

ϕ : 前方よどみ点からの角度

ω : 蒸気質量分率

添字

g : 気体

l : 液体

opt: 最適値

w : 壁面

O : 単相流

∞ : 主流

$-$: 平均値

2. 伝熱特性についての解析

前報⁽⁵⁾で、ここで対象としている系をもつミスト冷却熱伝達の詳細が実験的に明らかにされた。しかし、これは管径やピッチなどの管群構造を特定したものであり、最適設計においては構造および運転条件に対して一般性をもった議論の展開が必要である。

以下、鉛直下降噴霧流中に置かれた管径 d 、列および段ピッチ $P_h \times P_v$ の 4 段 7 列千鳥配列の等熱流束加熱された高性能管群を対象に、気流からの液滴の衝突捕集および上段管からの離脱落下液の付着による管群上での液膜形成および熱伝達について、管群の各段管に対する平均的な取扱いのもとで解析する。

モデル化のポイントは以下の仮定に要約される。

(1) 各段管の対流熱および物質伝達率は、単相流のものと同じであり、両者にはルイスの関係が成立する。

(2) 管表面に形成される液膜の表面温度は管表面温度に等しい。

(3) 液滴群は気流中に懸濁し、液供給は管ピッチ $P_h/d \leq 2$ の場合には管群の上流側の 1, 2 段管のみに、管ピッチ $P_h/d > 2$ の場合にはそれ以外に下流側の 3, 4 段管までなされる (図 2)。

(4) 円管表面への液滴の衝突速度は、1 段管では主流速度で、2 段管以降では最小間げき流速となる。

(5) 管表面は液供給に見合った液膜ぬれが実現され、液供給量が管表面からの蒸発量を超えた場合には、管全面ぬれ状態となり、余剰の液が管下端より離脱落下する。

(6) 噴霧液滴および落下液の管表面への衝突による液の再飛散はない。

(7) 衝突液滴の温度は主流と同じであり、落下液の温度は管表面温度の平均値に等しい。

(8) 物性値は温度に対して一定であり、主流温度を代表値とする。

仮定(1), (2), (5), (7), (8)については、前報

までの単一円管での取扱いにおいても用いたものであり、それ以外については前報⁽⁵⁾の管群の実験結果〔(3)に関しては図6〕より妥当と考えられるものである。

以上の仮定のもとで、図1に示すように管群ミスト冷却における $j(=1, 2, 3, 4)$ 段めの管に対する熱・物質バランス式は次のようになる。まず、管単位長さ当たりの全放熱量 Q は対流伝熱量 Q_c 、衝突・落下液による顕熱輸送量 Q_s 、および液膜からの蒸発潜熱輸送量 Q_L とのバランスにより次式で与えられる。

$$Q(j) = Q_c(j) + Q_s(j) + Q_L(j) \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、式中の各項は仮定(1), (2), (7), (8)にもとづき

$$Q_c(j) = \bar{h}_0(j) \{ \bar{T}_w(j) - T_\infty \} A_w \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$Q_s(j) = M_c(j) C_{pL} \{ \bar{T}_w(j) - T_\infty \} + M_f(j-2) C_{pL} \{ \bar{T}_w(j) - \bar{T}_w(j-2) \} \quad \dots\dots (3)$$

$$Q_L(j) = M_e(j) L_H \quad \dots\dots\dots (4)$$

で表される。式(3), (4)中の $M_c(j)$, $M_e(j)$ および $M_f(j)$ はそれぞれ管単位長さ当たりの噴霧気流からの液滴衝突捕集量、液膜からの蒸発量、および管下端からの落下液量を表し、それらに対して次の物質バランス式が成立する。

$$M_c(j) + M_f(j-2) = M_e(j) + M_f(j) \quad \dots\dots\dots (5)$$

噴霧気流からの液滴衝突捕集量は、仮定(3), (4)のもとで前報⁽¹⁾で得られた衝突補正係数 f を導入し、図2に示されるように2種類の列ピッチをもつ管群に対して次のように与えられる。

$$[P_h/d \leq 2]$$

$$M_c(1) = d \int_0^{90} f G(1) \cos \phi d\phi \quad \dots\dots\dots (6\cdot a)$$

$$M_c(2) = P_h \{ G(1) - (1/P_h) M_c(1) \} \quad \dots\dots\dots (6\cdot b)$$

$$M_c(j) = 0 \quad (j \geq 3) \quad \dots\dots\dots (6\cdot c)$$

$$[P_h/d > 2]$$

$$M_c(j) = d \int_0^{90} f G(j) \cos \phi d\phi \quad (j=1, 2) \dots\dots\dots (6\cdot d)$$

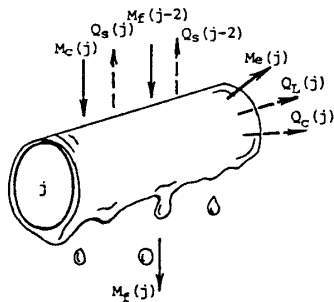


図1 熱・物質バランス

$$M_c(j) = G(j)d \quad (j \geq 3) \quad \dots\dots\dots (6\cdot e)$$

液膜からの蒸発量は仮定(1), (2)を用い次式で与えられる。

$$M_e(j) = \frac{\bar{h}_0(j)}{C_{pg}} \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^{2/3} (\omega_w - \omega_\infty) A_w \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで、

$$G(1) = G \quad \dots\dots\dots (8\cdot a)$$

$$G(2) = \frac{P_h}{P_h - d} \left\{ G - \frac{1}{P_h} M_c(1) \right\} \quad \dots\dots\dots (8\cdot b)$$

$$G(j) = G - \frac{1}{P_h} \sum_{i=1}^{j-1} M_c(i) \quad (j \geq 3) \quad \dots\dots\dots (8\cdot c)$$

$$f = .675 \left(\frac{Stk}{1 + .125 Re_p^{.72}} \right)^{0.2} \left\{ 1 - C \left(\frac{\phi}{90} \right)^{1.8} \right\} \quad (8\cdot d)$$

$$C = 5.78 \times 10^{-3} Re_p^{-1.55} Re_d^{1.11} \quad \dots\dots\dots (8\cdot e)$$

また、式(2), (7)中の A_w はぬれ面積、 $\bar{h}_0(j)$ は実験的に得られた前報⁽⁵⁾の式(3)で与えられる単相流管平均熱伝達率である。

解析は、初期値としての管群機器形状(管径、ピッチ、段数)および運転条件(流速、気流温度、加熱量、噴霧量)に対して管群の各段管の平均表面温度 $\bar{T}_w(j)$ 、落下液質量速度 $M_f(j)$ 、および式(9)で定義される管平均熱伝達率 $\bar{Nu}(j)$ を上段管から下流に向かって順次算出し、また得られた各段の値より管群平均熱伝達率を求めたものである。解法の手順としては、まず、1段管について式(6)より $M_c(1)$ を、また仮定した T_w' のもとで式(7)より $M_e(1)$ を求める。得られた $M_c(1)$ と $M_e(1)$ を物質バランス式(5)に代入し $M_f(1)$ を算出し、熱バランス式(1)~(4)より $\bar{T}_w(1)$ を求め、先に仮定した T_w' と一致するまで繰返し計算を行う。ただし、 $M_c(1) < M_e(1)$ の場合には、 $M_e(1) = M_c(1)$, $M_f(1) = 0$ として式(7)よりぬれ面積 A_w を算出し、熱バラ

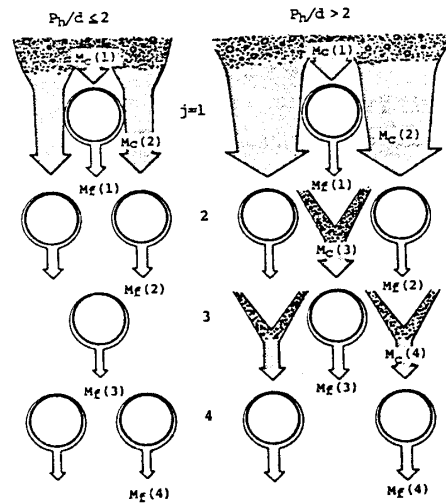


図2 管群ピッチと液供給

ンス式より $\overline{T_w}(1)$ を求める同様の計算を繰返す。最終的に求められた $\overline{T_w}(1)$, $M_c(1)$, $M_e(1)$ より $Q(1)$, $Q_c(1)$, $Q_s(1)$, $Q_L(1)$ を算出し、式(9)より $\overline{Nu}(1)$ を求め、次の下段管への計算に移る。

$$\overline{Nu}(j) = \frac{\overline{h}(j)d}{\lambda} = \frac{Q(j)}{\pi\lambda\{\overline{T_w}(j) - T_w\}} \dots\dots(9)$$

3. 実験結果との比較

各段に対する管平均熱伝達率の解析結果を前報のワイヤ巻付け管の実験結果と比較して図3に示す。いずれの段においても両者には若干のずれはあるが、傾向的には低噴霧域での液膜蒸発支配による急激な熱伝達率の増加から、高噴霧域で顕熱輸送支配による緩やかな増加をたどる、ミスト冷却の特性が良く現われている。各段の差異については、噴霧気流を直接受ける1、

2段管(1段管のエリミネータ効果、2段管への液滴の集中化)と小液滴がわずかに残存する気流と上段管からの落下液を受ける3、4段管では、供給液の量および質的な差異の影響がミスト冷却の効果に顕著に現れていることがわかる。すなわち、図3中の各記号の黒い塗りつぶしによって示す管表面のぬれ面積割合からわかるように、1、2段管の実験値は全噴霧域に対し全表面ぬれ状態を呈し、実験精度上多少ばらつきがあるものの平均的な取扱いによる理論値とほぼ一致している。それに対し、3、4段管では上段管からの間欠的・局所的な落下液供給のため、低噴霧域で乾き状態を呈し、理論値とのずれも大きいものとなっている。

管群全体の平均熱伝達率の結果を気流速度および管列ピッチをパラメータとしてそれぞれ図4(a), (b)に示す。流速が大きく列ピッチが小さいほど、单相流熱伝達率が大きいため、液膜からの蒸発量が増加することから熱伝達率は大きくなっている。また、列ピッチが大きい場合には、顕熱支配となる領域において噴霧量に対する熱伝達率の増加割合が大きくなる傾向を示す。これは、ピッチが大きいほど噴霧気流からの液

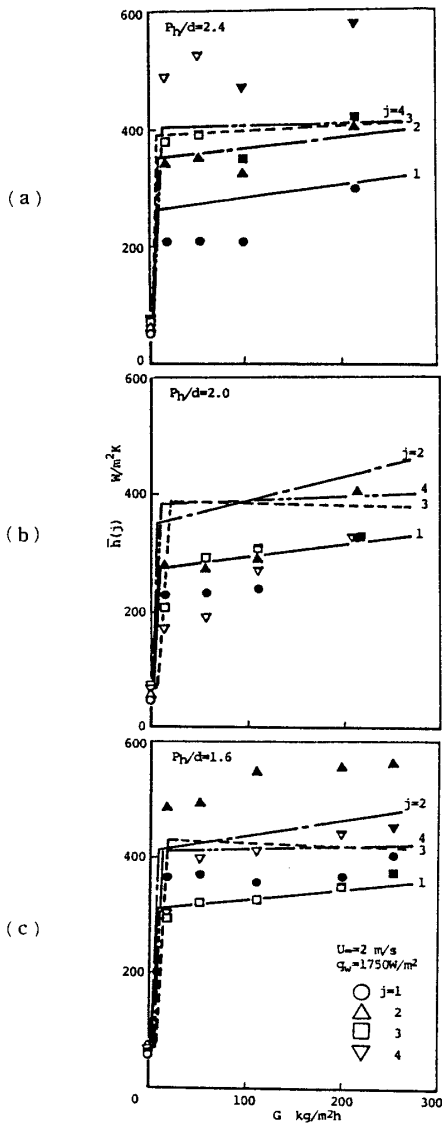


図3 熱交換器各段の管平均熱伝達率

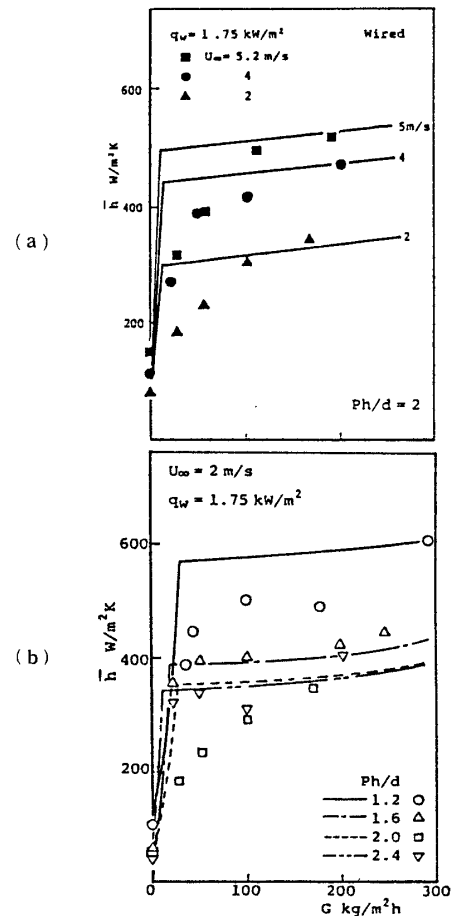


図4 管群平均熱伝達率

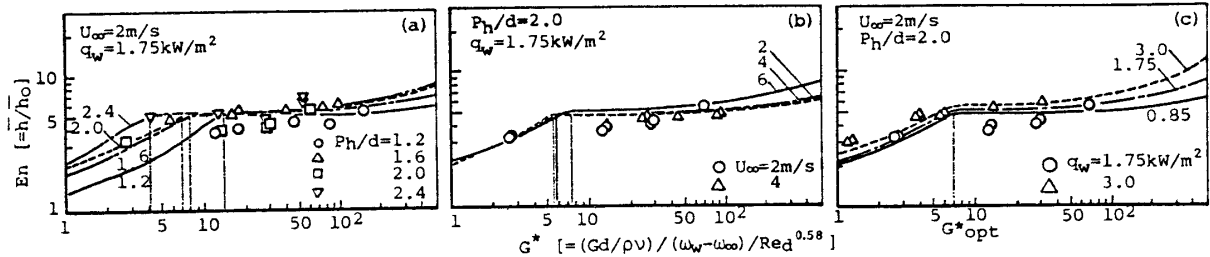


図5 伝熱促進率 \bar{h}/h_0 と G^* との関係

滴が各段管に衝突しやすくなり、噴霧量増加の効果が顕著になるためと考えられる。解析結果は必ずしも十分とは言えないが、実験値とほぼ一致しており、ここの解析の妥当性が明らかと言える。

次に、管群における伝熱促進率について、前報⁽⁵⁾においてミスト冷却熱伝達の関係を表すパラメータとしてその有効性が明らかにされた、 $G^* = [(Gd/\rho v)/(\omega_w - \omega_\infty)/Re_d^{0.58}]$ との関係で図5に示す。これより、顕熱支配から潜熱支配への移行点としての最適噴霧条件 (G^*_{opt}) およびその条件での伝熱性能が次のように求められる。

[最適条件]

$$En_{opt} = \frac{\bar{h}}{h_0} = 4.0 + 1.32 Re_d^{-0.49} \left(\frac{P_h}{d}\right)^{0.22} q_w^{0.47}$$

at G^*_{opt} (10)

$$G^*_{opt} = 114.2 \cdot Re_d^{-0.24} \left(\frac{P_h}{d}\right)^{-1.28}$$

..... (11)

$$\left(1.6 \leq \frac{P_h}{d} \leq 2.4, 1.2 \times 10^3 < Re_d < 6.5 \times 10^3, 800 < q_w < 3000 \text{ W/m}^2\right)$$

4. ミスト冷却熱交換器の最適設計

ミスト冷却熱交換器の設計法については、これまでいくつかの報告があるが、ここでは Bergles ら⁽¹¹⁾の単相流熱交換器に対する考え方をミスト流に拡張する手法をとる。具体的には、(1)伝熱面積、(2)圧力損失、(3)流量、(4)ポンプ動力、(5)熱負荷、(6)噴霧量からなる六つを制約条件とし、(1)最大熱交換量、(2)最小熱交換器容積、(3)最小流体輸送動力、(4)最小噴霧量(性状)を設計目標として追求する。以下に、一定の噴霧条件(滴径、分散)のもとで熱負荷を一定とし、噴霧量、ポンプ動力、熱交換器容積を最小とする最適設計例を示す。

図6に、ここでの設計の対象とする熱交換器モデルを示す。図6中に示すように、熱交換器の気流に対する前面面積 A_s 、熱交換器容積 V および全伝熱面積

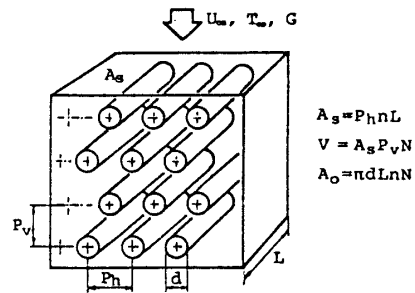


図6 熱交換器モデル

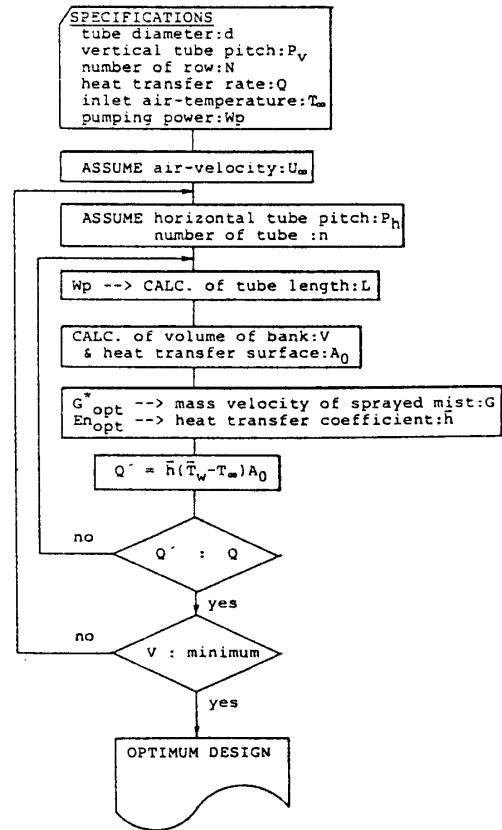


図7 最適設計のフローチャート

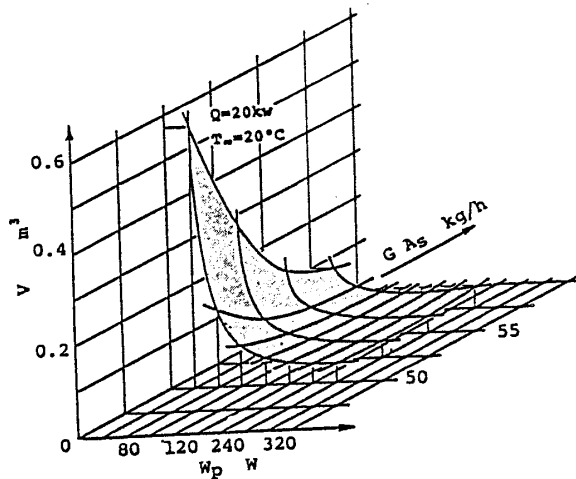


図8 熱交換器容積と噴霧量の関係

A_o が、熱交換器形状としての管径 d 、管ピッチ P_h 、 P_v 、段数 N 、各段の管本数 n および長さ L と関係づけて表される。

図7に最適設計法をフローチャートで示す。計算の手順は、まず、管径 d 、段ピッチ P_v および管群段数 N と、熱負荷 Q および気流温度 T_m の設計仕様、ならびにポンプ動力 W_p を初期値として与える。気流速度 U_m および列ピッチ P_h と各段の管本数 n を仮定し、ポンプ動力 $W_p [= U_m A_s \Delta P$: ここで ΔP は前報⁽⁵⁾での西川らの式(1)より与えられる]より管群各段管の長さ L が求められ、熱交換器形状が算出される。得られた機器形状に対して最適噴霧条件としての G^*_{opt} [式(11)]より噴霧量 G が、また En_{opt} [式(10)]より前報での单相流に対する平均熱伝達率の実験式(4)を用いてミスト冷却熱伝達率 \bar{h} が算出され、伝熱量 Q' が求められる。この値が仕様としての熱負荷 Q を満足するまで、機器形状 (P_h, n) を変化させ繰り返し計算を行い、さらに、熱交換器容積 V が最小となるまで気流速度を変化させ繰り返し計算がなされる。なお、ここでの設計法の適用範囲は導出された関係式にもとづき、次のとおりである。

- 管配列 : 千鳥配列
- 管径 : $d (=20 \text{ mm})$
- 管段数 : $N (=4)$
- 段ピッチ : $P_v/d (=2.0)$
- 列ピッチ : $P_h/d (=1.6 \sim 2.4)$
- 管群前面気流速度 : $U_m (=0.5 \sim 5.0 \text{ m/s})$
- 噴霧液滴質量速度 : $G (=0 \sim 250 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}))$
- 噴霧液滴性状 : $d_p [=85 \mu\text{m} (\text{ザウタ平均径})]$
- 加熱量 : $q_w (=0.8 \sim 3.0 \text{ kW}/\text{m}^2)$

気流温度 : 常温付近

図8に設計仕様例として交換熱量 $Q=20 \text{ kW}$ 、気流温度 $T_m=20^\circ\text{C}$ を与えた場合についての計算結果を、熱交換器容積 V と全噴霧質量速度 $G \cdot A_s$ およびポンプ動力 W_p との関係で示す。図8は、所要のポンプ動力および噴霧量に対する最小容積の熱交換器、所要の熱交換器容積およびポンプ動力に対する最小噴霧量、さらには、所要の熱交換器容積および噴霧量に対する最小ポンプ動力がそれぞれ決定されることを表す。すなわち、これより設計条件に対する最適すなわち最小噴霧量でかつコンパクトな熱交換器が設計される。なお、実用上では、 G^*_{opt} に対していくぶん安全率を考慮すること、および個々の状況に応じて噴霧条件やブローケージなどの問題の考慮も必要と言える。

5. 結 論

ミスト冷却熱交換器の高性能化を目的として、鉛直下降噴霧流中に置かれた等熱流束加熱された千鳥配列管群を対象に最適設計法が追究され、以下の結論を得た。

- (1) ミスト冷却熱交換器に対する伝熱特性が理論的に算出され、実験結果との比較によりその妥当性が示された。
- (2) 熱伝達の顕熱支配から潜熱支配への移行点としての最適噴霧条件が理論的に解析され、種々の熱交換器形状と運転条件に関する無次元一般特性式 (G^*_{opt}, En_{opt}) が導出された。
- (3) 交換熱量一定のもとで、いかに少ない噴霧量およびポンプ動力で熱交換器を小形化できるかを設計の基本思想とし、ミスト冷却熱交換器に対する最適設計法が示された。

文 献

- (1) 松田・滝本・林・ほか1名, 機論, 52-482, B(1986), 3545.
- (2) 林・滝本・松田, 機論, 52-482, B(1986), 3554.
- (3) 松田・滝本・林・機論, 54-506, B(1988), 2864.
- (4) 林・滝本・松田・ほか1名, 機論, 54-505, B(1988), 2617.
- (5) 林・滝本・松田・ほか1名, 機論, 55-517, B(1989).
- (6) 例えば, 中山, 熱交換技術入門, (1981), 77, オーム社.
- (7) 大島・ほか3名, 化学工学, 34-3(1970), 292.
- (8) Leidenfrost, W. and Koreniz, B., *Wärme Stoffübertrag.*, 12(1979), 5.
- (9) Maclaine-cross, I. L. and Banks, P. J., *Trans. ASME, J. Heat Trans.*, 103-3(1981), 578.
- (10) 桑原・ほか3名, 機論, 50-454, B(1984), 1549.
- (11) Bergles, A. E., ほか2名, *Proc. 5th Int. Heat Transf. Conf.*, 2(1974), 239.