

純冷媒のフィン付鉛直面上での膜状凝縮に関する近似解析

小山, 繁
九州大学機能物質科学研究所

兪, 堅
九州大学機能物質科学研究所

松元, 達也
九州大学大学院総合理工学研究科

<https://doi.org/10.15017/7859>

出版情報 : 九州大学機能物質科学研究所報告. 10 (2), pp.129-136, 1997-03-15. 九州大学機能物質科学研究所

バージョン :

権利関係 :

純冷媒のフィン付鉛直面上での膜状凝縮に関する近似解析

小山 繁・兪 堅・松元 達也*

An Approximate Solution for Film Condensation of Pure Refrigerant on a Finned Vertical Surface

Shigeru KOYAMA, Jian YU and Tatsuya MATSUMOTO

A numerical analysis for the laminar film condensation of pure refrigerant on a finned vertical surface is carried out to clarify the heat transfer characteristics of plate-fin condensers. The fin and liquid film shapes are simplified, and the governing equations of the liquid film and one-dimensional heat conduction equation in the fin are solved numerically using the finite difference method. Three dimensional distribution of the fin temperature and the distribution of liquid film thickness along vertical direction are obtained. The effects of fin shape parameters on heat transfer enhancement ratio and fin efficiency are examined. A dimensionless correlation equation for liquid film heat transfer is also proposed.

1. 結 言

最近、プレートフィン熱交換器は蒸気圧縮式ヒートポンプ用の高性能熱交換器として注目されている。しかし、相変化を伴う場合について、伝熱特性とフィン形状・寸法との関係についての詳細な研究はあまりなされていない。

そこで、本研究では、鉛直に設置されたプレートフィン凝縮器を取り上げ、その凝縮伝熱特性とフィン形状・寸法との基本的関係を明らかにするために、フィン形状と凝縮液膜形状を単純化し、フィン付鉛直面上での純冷媒の層流自由対流膜状凝縮に関する近似解析を行う。なお、フィン付鉛直面での層流膜状凝縮についてはこれまでに本田ら⁽¹⁾、Hirasawaら⁽²⁾、およびMoriら⁽³⁾が溝およびフィンの先端で表面張力により液膜が薄くなることおよびその底部において凝縮液が吸い込まれ液膜が厚くなることを考慮して解析を行っているが、彼らの取り扱っているフィン形状は異なるので、彼らの結果をプレートフィン凝縮器に直接適用することはできない。

記 号

Bo	: ボンド数, $(= g \rho_l r_0^2 / \sigma)$	[-]
c_p	: 定圧比熱	[J/(kg · K)]
g	: 重力加速度	[m/s ²]
Gal	: ガリレオ数, $(= g L^3 / \nu_l^2)$	[-]
h	: フィン高さ	[m]
L	: フィン長さ	[m]
Nu	: ヌセルト数, $(= \alpha L / \lambda_l)$	[-]
P	: 圧力	[Pa]
p	: フィンピッチ	[m]
Ph	: 相変化数, $(= c_{pl}(T_{sat} - T_{wb}) / \Delta h_{vl})$	[-]
Pr	: プラントル数, $(= \mu_l c_{pl} / \lambda_l)$	[-]
q	: 熱流束	[W/m ²]
r_0	: フィン接続部曲率半径	[m]
s	: 座標	[-]
T	: 温度	[K]
t	: フィン厚さ	[m]
u, v, w	: s, y および z 方向の流体速度	[m/s]
X, Y, y, z	: 座標	[-]

受理日 1996年11月29日

*九州大学大学院総合理工学研究科

ギリシャ文字

α	: 熱伝達係数	[W/(m ² ·K)]
δ	: 液膜厚さ	[m]
Δh_v	: 凝縮潜熱	[J/kg]
ε	: 面積拡大率	[-]
η	: 伝熱促進率	[-]
θ	: 角度	[rad]
λ	: 熱伝導率	[W/(m·K)]
μ	: 粘度	[Pa·s]
ρ	: 密度	[kg/m ³]
σ	: 表面張力	[N/m]
ν	: 動粘度	[m ² /s]
ϕ	: フィン効率	[-]

添字

b	: 基底部
cal	: 計算値
cor	: 整理式
l	: 流体
m	: 平均
sat	: 飽和
w	: フィン表面
I, II, III	: 領域

2. 近似解析方法

Fig. 1 に解析のために簡化したプレートフィンモデルを示す。 p はフィンピッチ、 h はフィン高さ、 t はフィン厚さ、 r_0 はフィン接続部曲率半径である。本図には示していないが、フィン長さを L とする (Fig. 2 参照)。また、Fig. 1 で示すようにフィン断面形状は上下および左右対称であり、本解析は斜線で示す領域のみについて行う。

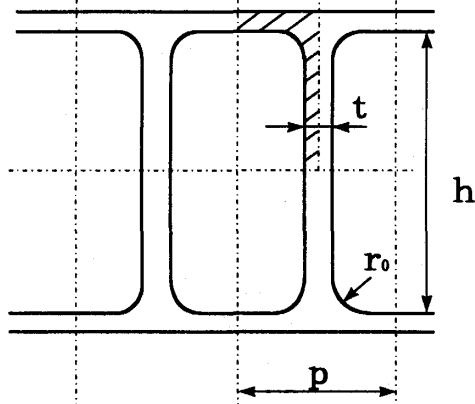


Fig. 1 Simplified model of refrigerant path in plate-fin condenser

Fig. 2 に本解析に用いる座標系およびフィン付鉛直面上の液膜モデルを示す。重力方向を z 座標、フィン表面水平方向を s 座標、液膜厚さ方向を y 座標とする。また、フィン内部においてフィン高さ方向の対称点から基底部に向けて X 座標、フィン厚さ方向の対称点からフィン表面に向けて Y 座標とする。フィン付鉛直面上での凝縮は層流自由対流膜状であるとし、その液膜形状を以下のように近似する。

- (1) 液膜を水平断面でフィン部 ($s=0 \sim s_1 (=h/2 - r_0)$): 領域 I), フィン接続部 ($s=s_1 \sim s_2 (=s_1 + \pi r_0/2)$): 領域 II), 基底部 ($s=s_2 \sim s_3 (=s_2 + p/2 - t/2 - r_0)$): 領域 III) の3つの領域に分ける。
- (2) δ_I, δ_{II} および δ_{III} で示す各領域の液膜厚さは、それぞれ水平方向に一定で鉛直方向にのみ変化する。
- (3) 領域 II の液膜表面の曲率半径はフィン接続部曲率半径 r_0 に等しいとする。
- (4) 表面張力による水平方向の凝縮液の吸い込み効果は、Fig. 3 に示すように藤井ら⁽⁴⁾と同様に領域 I と II の接続点、および領域 II と III の接続点において集中定数的に作用する。この場合も、領域 I, III で凝縮した液は鉛直方向に流下するとともに表面張力により領域 II へ吸い込まれる。

以上の仮定のもとに液膜に関する基礎式を導出すると以下ようになる。

(質量保存)

$$\frac{\partial u}{\partial s} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

(運動量保存)

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu_1} \frac{\partial P}{\partial s} \quad (2)$$

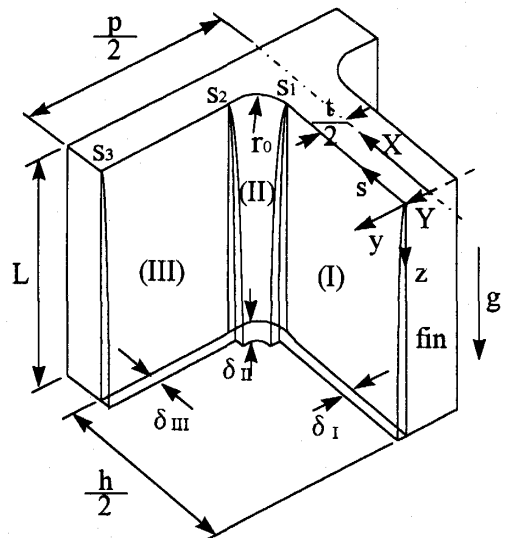


Fig. 2 Liquid film model on vertical plate and fin

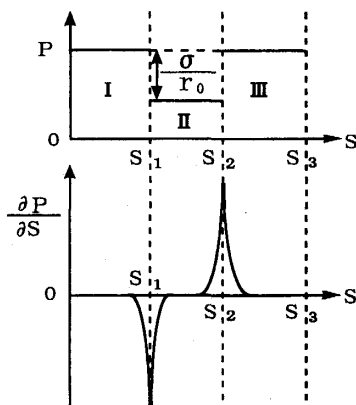


Fig.3 Model of pressure distribution in liquid film

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = -\frac{1}{\mu_1} \rho_l g \quad (3)$$

(エネルギー保存)

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (4)$$

(境界条件)

$$y=0: u=0, v=0, w=0, T=T_w \quad (5), (6), (7), (8)$$

$$y=\delta: \frac{\partial u}{\partial y} = 0, \frac{\partial w}{\partial y} = 0, T=T_{sat} \quad (9), (10), (11)$$

(液膜内圧力分布)

$$0 \leq s < s_1: \frac{\partial P}{\partial s} = 0 \quad (12)$$

$$s = s_1: \frac{\partial P}{\partial s} = -\frac{\sigma}{r_0} \quad (13)$$

$$s_1 < s < s_2: \frac{\partial P}{\partial s} = 0 \quad (14)$$

$$s = s_2: \frac{\partial P}{\partial s} = -\frac{\sigma}{r_0} \quad (15)$$

$$s_2 < s \leq s_3: \frac{\partial P}{\partial s} = 0 \quad (16)$$

運動量保存式(2)を境界条件(5)および(9)のもとに解くと水平方向速度分布 u が求まり、運動量保存式(3)を境界条件(7)および(10)のもとに解くと鉛直方向速度分布 w が求まる。エネルギー保存式(4)を境界条件(8)および(11)のもとに解くと温度分布 T が求まる。これらを質量保存式(1)に代入し、式(6)の境界条件のもとに y に関して $0 \sim \delta$ まで積分する。次に、その式を液膜内の圧力分布に関する式(12)~(16)を用いて s 方向に積分すると、液膜厚さ δ に関する以下の諸式が得られる。

(領域 I)

$$\frac{\partial \delta_I^3}{\partial z} = \frac{6\mu_1 \lambda_l}{\rho_l^2 g \Delta h_w s_1^2 \delta_I} \int_0^{s_1} \int_0^s (T_{sat} - T_w) ds ds - \frac{2\sigma}{\rho_l g s_1^2 r_0} \delta_I^3 \quad (17)$$

(領域 II)

$$\frac{\partial \delta_{II}^3}{\partial z} = \frac{6\mu_1 \lambda_l}{\rho_l^2 g \Delta h_w (s_2 - s_1)^2 \delta_{II}} \int_{s_1}^{s_2} \int_{s_1}^s (T_{sat} - T_w) ds ds + \frac{2\sigma}{\rho_l g (s_2 - s_1)^2 r_0} (\delta_I^3 + \delta_{III}^3) \quad (18)$$

(領域 III)

$$\frac{\partial \delta_{III}^3}{\partial z} = \frac{6\mu_1 \lambda_l}{\rho_l^2 g \Delta h_w (s_3 - s_2)^2 \delta_{III}} \int_{s_2}^{s_3} \int_{s_2}^s (T_{sat} - T_w) ds ds - \frac{2\sigma}{\rho_l g (s_3 - s_2)^2 r_0} \delta_{III}^3 \quad (19)$$

フィン内の熱伝導については、 X 方向の1次元と仮定し、 z 方向の熱伝導は考慮しない。液膜の三つの領域に対応したフィンおよび基底部の熱伝導の基礎式、境界条件および領域 I と領域 II の接続条件を以下に示す。

(領域 I)

$$\frac{\partial^2 T_w}{\partial X^2} + \frac{2\lambda_l (T_{sat} - T_w)}{t \lambda_w \delta_I} = 0 \quad (20)$$

(領域 II)

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\partial T_w}{\partial X} Y \right) + \frac{\lambda_l}{\lambda_w \delta_{II}} (T_{sat} - T_w) \frac{ds}{dX} = 0 \quad (21)$$

ここに、

$$X = s_1 + r_0 \sin \theta, \quad Y = \frac{t}{2} + r_0 - r_0 \cos \theta$$

ただし、 θ は以下のように定義している。

$$\theta = (s - s_1) / r_0$$

(領域 III)

$$T_w = T_{wb} \quad (22)$$

(境界条件)

$$X=0: \frac{\partial T_w}{\partial X} = 0 \quad (23)$$

$$X = \frac{h}{2} \left(\theta = \frac{\pi}{2} \right): T_w = T_{wb} \quad (24)$$

(領域 I と領域 II の接続条件)

$$X = s_1 \left(\theta = 0 \right): (T_w)_I = (T_w)_{II} \quad (25)$$

$$X = s_1 \left(\theta = 0 \right): \left(\frac{\partial T_w}{\partial X} \right)_I = \left(\frac{1}{r_0 \cos \theta} \frac{\partial T_w}{\partial \theta} \right)_{II} \quad (26)$$

3. 計算方法

本解析では、液膜の基礎式(17)、(18)および(19)を前進差分近似し、フィン内熱伝導の基礎式(20)および(21)を中心差分近似して数値計算を行った。計算手順は以下の通りである。

(1) フィン寸法、凝縮液の物性値および温度条件を

与える。なお、物性値は凝縮液の飽和温度 T_{sat} での値とする。

- (2) 凝縮開始点 $z=0$ の液膜厚さは 0 とし、 s 方向のフィン表面温度分布は $T_w = T_{wb}$ で一様とする。
- (3) 位置 $z+\delta z$ のフィン表面温度分布を位置 z でのフィン表面温度分布で近似する。
- (4) 位置 z における液膜厚さと位置 $z+\delta z$ におけるフィン表面温度分布を液膜の差分式に代入し、位置 $z+\delta z$ における各領域の液膜厚さを求める。
- (5) 手順(4)で求めた液膜厚さより各領域の熱伝達係数を求める。
- (6) 手順(5)で求めた各領域の熱伝達係数を用いてフィン内熱伝導の差分式を解き、位置 $z+\delta z$ でのフィン表面温度分布を求める。
- (7) 手順(4)で仮定したフィン表面温度分布と手順(6)で求めたフィン表面温度分布とが、ある収束半径内で一致するまでフィン表面温度分布を修正して手順(4)~(7)を繰り返す。フィン表面温度分布が収束すると位置 $z+\delta z$ の値を位置 z の値に置き換えて手順(3)に戻る。以上の計算を $z=L$ まで行う。

なお、手順(6)におけるフィン表面温度分布の計算の詳細は以下のようにした。

- (1) 領域 I, II の接続点のフィン表面温度を仮定し、条件式(23)および(25)のもとに領域 I の差分式を解き、条件式(24)および(25)のもとに領域 II の差分式を解き、 s 方向のフィン表面温度分布を求める。
- (2) 条件式(26)が、ある収束半径内で満足されるまで手順(1)~(2)を繰り返す。

以上の手順で求めた計算結果より、以下の諸式で定義した平均熱流束 q_{wm} 、伝熱促進率 η_m およびフィン効率 ϕ_m を計算する。

(平均熱流束)

$$q_{wm} = \frac{\int_0^L \int_0^{s_2} q_w ds dz}{L p/2} \quad (27)$$

(伝熱促進率)

$$\eta_m = \frac{q_{wm}}{\alpha_{Nu} (T_{sat} - T_{wb})} \quad (28)$$

ここに、 α_{Nu} はヌセルトの理論による平均熱伝達係数である。

(フィン効率)

$$\phi_m = \frac{\int_0^L \int_0^{s_2} q_w ds dz}{\int_0^L \int_0^{s_2} q_w^* ds dz} \quad (29)$$

ここに、 q_w^* はフィン表面温度が $T_w = T_{wb}$ で一定の場合のフィン表面局所熱流束である。

面積拡大率 ε は次のように表される。

(面積拡大率)

$$\varepsilon = \frac{p+h+r_0(\pi-4)-t}{p} \quad (30)$$

4. 計算結果

純冷媒 HCFC123 の飽和蒸気 (蒸気温度 $T_{sat}=298.15$ K) がアルミニウム製のフィン付鉛直面 (基底部温度 $T_{wb}=283.15$ K) 上で凝縮する場合について、フィン形状パラメータであるフィンピッチ p 、フィン高さ h 、フィン接続部曲率半径 r_0 、フィン厚さ t およびフィン長さ L を変えて計算した。以下、その結果について考察する。

Fig. 4 にフィン表面温度分布の例を示す。 z 方向に関して温度は凝縮開始点直後で急激に低下し、それ以後はほとんど変化しない。一方、 X 方向には、温度は領域 I で低下し、ほぼ T_{wb} に近い値となり、領域 II ではわずかに低下し、基底部接続点で T_{wb} となる。

Fig. 5 にフィン形状パラメータを変えた場合の領域 I, II および III における液膜厚さ δ の鉛直方向の分布を示す。Fig. 5(a), (b), (c) および (d) はそれぞれフィンピッチ ($p=1, 1.5, 3$ mm)、フィン高さ ($h=1, 3, 6.5$ mm)、フィン接続部曲率半径 ($r_0=0.2, 0.3, 0.4$ mm) およびフィン厚さ ($t=0.1, 0.2, 0.4$ mm) を変えた場合の結果である。いずれの図においても、領域 I および III の δ は凝縮開始点近傍を除けば z 方向にほとんど増加しないが、領域 II の δ は z 方向に著しく増加する。領域 II の δ の増加は、表面張力による領域 I および III からの凝縮液の流入によるものである。Fig. 5(a) においては、 p を大きくすると、領域

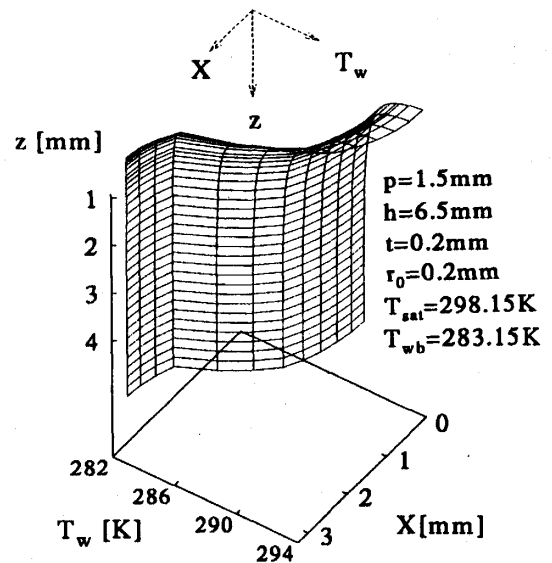


Fig.4 An example of fin temperature profile

IIおよびIIIの δ は厚くなるが、領域Iの δ はほとんど変化しないことがわかる。領域IIIの δ が厚くなるのは領域IIへの表面張力による凝縮液流入量が領域IIIでの凝縮量に対して相対的に小さくなることによる。また、領域IIの δ が厚くなるのは領域IIIからの凝縮液流入量が増えていることによる。領域Iの δ が変わらないのは p を変えてもフィン表面温度分布がほとんど変化しないためである。Fig. 5(b)においては、 h を高くすると、領域IおよびIIの δ は厚くなり、領域IIIの δ はほとんど変化しないことがわかる。領域Iの δ が h を高くすると厚くなる理由は領域IIへの凝縮液流入量が領域Iでの凝縮量に対して相対的に小さくなるからである。領域IIの δ が厚くなるのは領域Iからの凝縮液流入量が増えたためである。領域IIIの δ が変わらないのは基底部温度を T_{wb} で一定と仮定しているためである。Fig. 5(c)においては、 r_0 を小さくすると、領域IIの δ は増加し、領域IおよびIIIの δ はほとんど変化しないことがわかる。領域IIの δ が厚くなるのは、 r_0 を小さくすると凝縮液吸い込み効果が顕著に現れ、領域IおよびIIIからの吸い込み流量が大きくなるためである。Fig. 5(d)においては、 t を厚くすると、領域IIの δ は増加し、領域IおよびIIIの δ はほとんど変化しないことがわかる。領域IIの δ が厚くなるのは、 t が厚くなると領域Iでの凝縮量が増加し、結果として領域IからIIへの凝縮液の流入量が増加することによる。

Fig. 6はフィン形状パラメータを変えた場合の平均熱流束 q_{wm} とフィン長さ L の関係を示す。Fig. 6(a)~(d)中の太い実線、破線および一点鎖線はFig. 5(a)~(d)の計算結果に対応する。また、参考までに幅 $p/2$ 、長さ L の鉛直平板におけるヌセルトの理論による平均熱流束を細い実線で示す。いずれの図においても、 $L \cong 1\text{mm}$ までは q_{wm} は L の増加とともに急激に変化するが、 L が 1mm 以上となるとあまり変化しない。また、 q_{wm} への p および h の影響は大きく、 r_0 および t の影響は小さい。

Fig. 7はフィン形状パラメータを変えた場合の伝熱促進率 η_m とフィン長さ L の関係を示す。Fig. 7(a)~(d)中の太い実線、破線および一点鎖線はFig. 5(a)~(d)の計算結果に対応する。また、各図の細い実線、破線および一点鎖線はそれぞれ太い実線、破線および一点鎖線におけるフィン形状パラメータより計算した面積拡大率 ε を示す。いずれの図においても L が大きくなると η_m は大きくなる。ただし、Fig. 6に示したように L が長くなると q_{wm} が減少することに

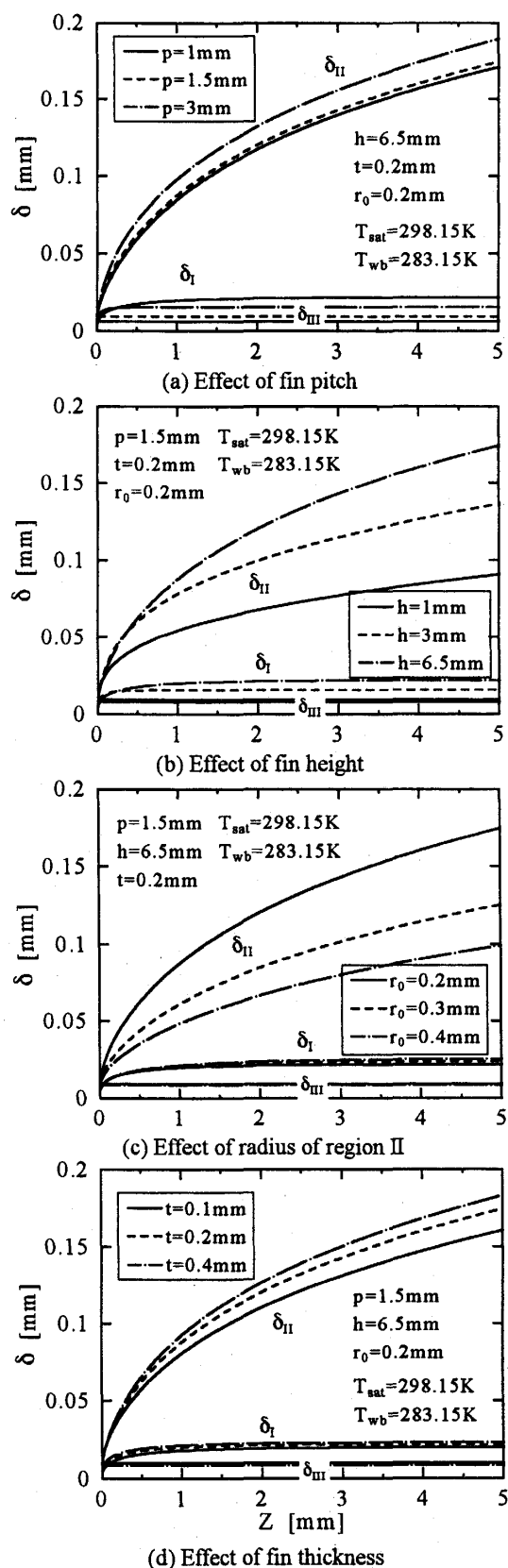
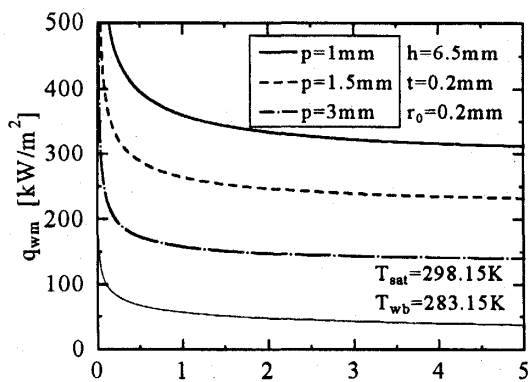
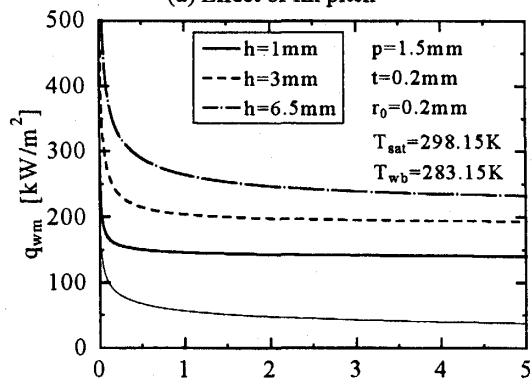


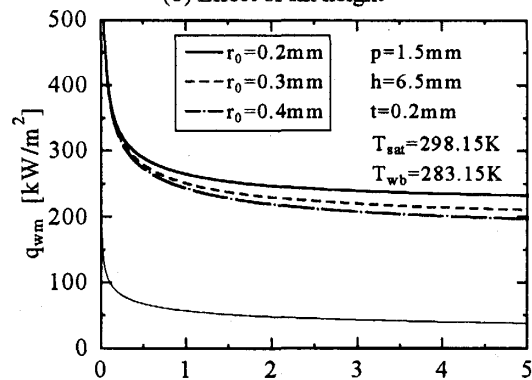
Fig. 5 Liquid film thickness



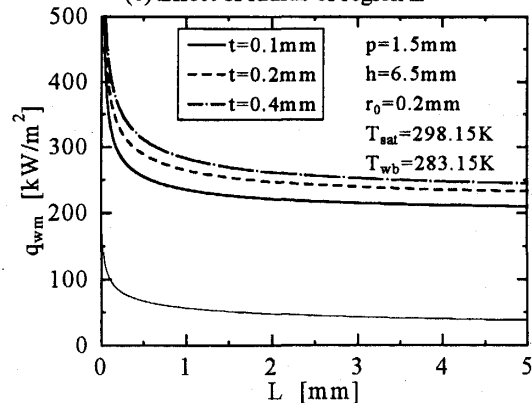
(a) Effect of fin pitch



(b) Effect of fin height

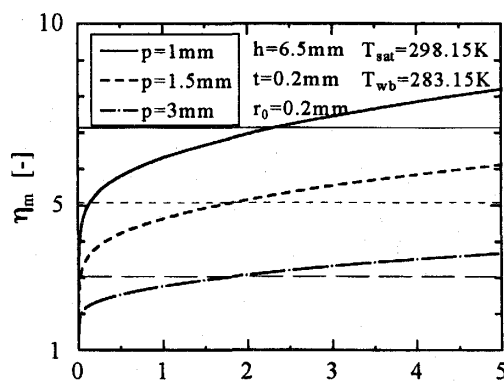


(c) Effect of radius of region II

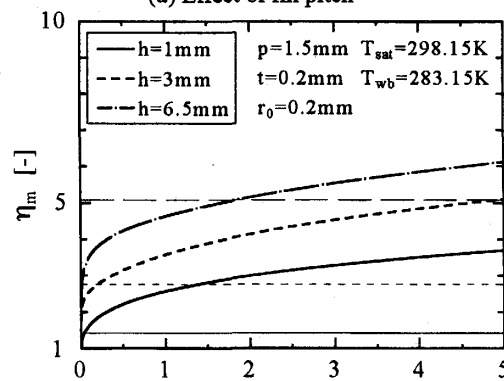


(d) Effect of fin thickness

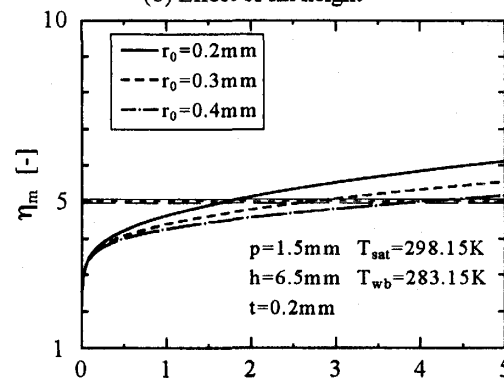
Fig.6 Average heat flux



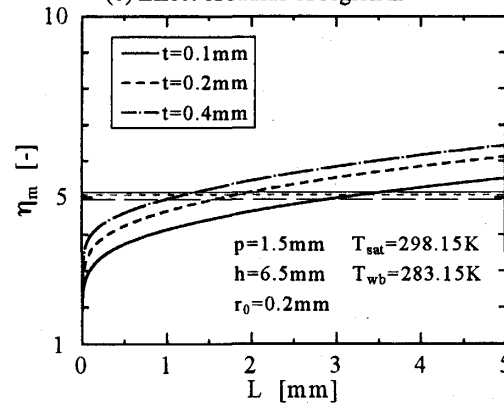
(a) Effect of fin pitch



(b) Effect of fin height



(c) Effect of radius of region II



(d) Effect of fin thickness

Fig.7 Enhancement ratio

注意が必要である。Fig. 7(a) においては、いずれの p の場合も L が約 2mm 以上となると η_m は ε 以上の値となることがわかる。Fig. 7(b) においては、 h が大きくなると、 η_m は大きくなり、 η_m が ε よりも大きくなる L は長くなることがわかる。Fig. 7(c) においては、 r_0 が小さくなると、 ε はほとんど変化しないが、 η_m は大きくなることがわかる。また、 η_m が ε よりも大きくなる L は短くなる。Fig. 7(d) においては、 t が厚くなると、 ε はほとんど変化しないが、 η_m は増加することがわかる。また、 η_m が ε よりも大きくなる L は短くなる。

Fig. 8 はフィン効率 ϕ_m とフィン長さ L の関係を示す。Fig. 8(a)~(d) 中の実線、破線および一点鎖線は Fig. 5(a)~(d) の計算結果に対応する。いずれの図においても ϕ_m は L が長くなると増加する。 ϕ_m は p および r_0 が変化してもあまり変わらないが、 h および t の影響を強く受ける。

5. 無次元整理式

フィン付鉛直面上の凝縮熱伝達係数の予測式を作成するために、純冷媒 HCFC123 および HFC134a について、冷媒蒸気温度を $T_{sat}=298.15$ K、基底部温度を $T_{wb}=283.15\sim 293.15$ K として、フィン形状パラメータを $p=1\sim 50$ mm, $h=1\sim 20$ mm, $L=1\sim 5$ mm, $t=0.1\sim 1$ mm, $r_0=0.15\sim 0.6$ mm の範囲で変えて計算を行った。そして、次式で定義した平均ヌセルト数 Nu_m を求めた。

$$Nu_m = \frac{\alpha_m L}{\lambda_f} = \frac{q_{wm} L}{(T_{sat} - T_{wb}) \lambda_f} \quad (31)$$

ここに、 α_m は平均熱伝達係数である。

次に、平均ヌセルト数 Nu_m を、次元解析を参考にして選択した以下の無次元数でまとめることを試みる。

$$Nu_m / Nu_{m0} - 1 = f \left(Bo, Ga_L, Pr, Ph, \frac{p}{r_0}, \frac{h}{r_0} \right) \quad (32)$$

ここに、上式中の無次元数は、以下のように定義される。

$$Bo = \frac{g \rho_l r_0^2}{\sigma}, \quad Ga_L = \frac{g L^3}{\nu_l^2}$$

$$Pr = \frac{\mu_l c_{pl}}{\lambda_f}, \quad Ph = \frac{c_{pl} (T_{sat} - T_{wb})}{\Delta h_{vl}}$$

また、 Nu_{m0} は鉛直平板におけるヌセルトの理論による平均ヌセルト数であり、次式で与えられる。

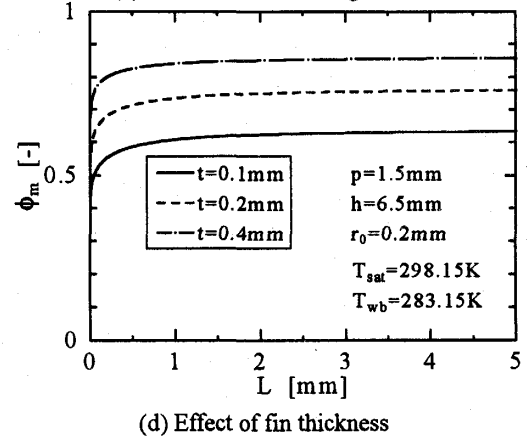
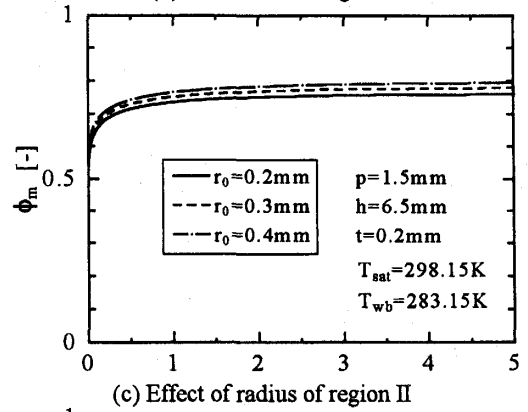
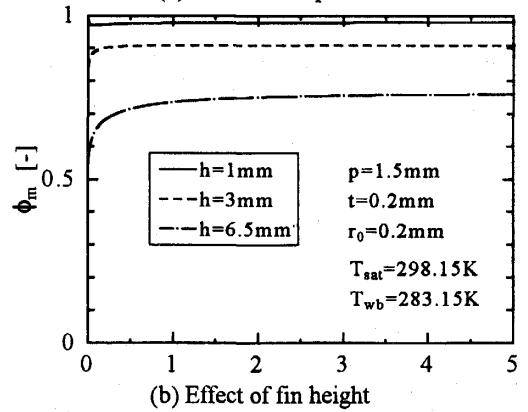
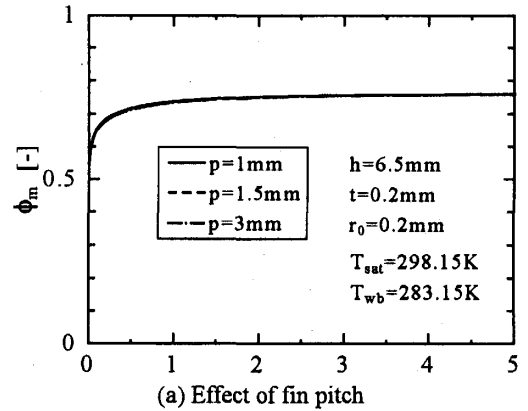


Fig. 8 Fin efficiency

$$Nu_{m0} = 0.943 \left(\frac{Ga_L Pr}{Ph} \right)^{0.25} \quad (33)$$

計算結果について平均ヌセルト数 Nu_m とそれぞれの無次元数との関係を調べて、以下の無次元整理式を作成した。

$$\frac{Nu_m}{Nu_{m0}} = \left[1 + Bo^{-0.5} \left(\frac{Ga_L Pr}{Ph} \right)^{0.07} Ph^{0.13} \left(\frac{p}{r_0} \right)^{-1.07} \left(\frac{h}{r_0} \right)^{0.3} \right] \quad (34)$$

Fig. 9 に数値計算により求めた平均ヌセルト数 $(Nu_m)_{cal}$ と整理式 (34) より求めた平均ヌセルト数 $(Nu_m)_{cor}$ との比較を示す。 $(Nu_m)_{cor}$ と $(Nu_m)_{cal}$ との差異は、M. D. で評価すると 3.3%、A. D. で評価すると 0.85% である。

$$M.D. = \frac{1}{n} \sum_1^n \left| \frac{(Nu_m)_{cor}}{(Nu_m)_{cal}} - 1 \right| = 3.3\%$$

$$A.D. = \frac{1}{n} \sum_1^n \left(\frac{(Nu_m)_{cor}}{(Nu_m)_{cal}} - 1 \right) = 0.85\%$$

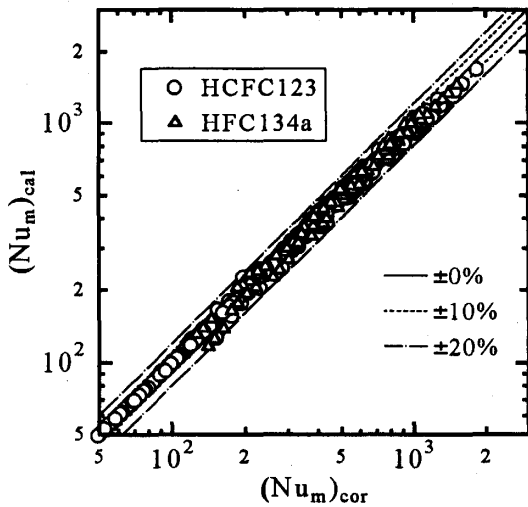


Fig.9 Comparison between $(Nu_m)_{cal}$ and $(Nu_m)_{cor}$

なお、式(34)は以下の各無次元数の範囲で適用できる。

$$2.2 \times 10^{-2} < Bo < 0.34, \quad 2.9 \times 10^{-2} < Ph < 0.16$$

$$6.3 \times 10^5 \leq Ga_L Pr \leq 1.6 \times 10^8,$$

$$2.5 < p/r_0 < 250, \quad 5 < h/r_0 < 100$$

6. 結 言

プレートフィン凝縮器の伝熱特性を解明するために、フィン付鉛直面上での純冷媒 HCFC123 および HFC134a の層流膜状凝縮の近似解析を試みた。そして、フィンピッチ、フィン高さ、フィン接続部曲率半径、フィン厚さおよびフィン長さのフィン形状パラメータが液膜厚さ、平均熱流束、伝熱促進率およびフィン効率に及ぼす影響を検討した。さらに、その結果からフィン付鉛直面の凝縮伝熱特性を予測するための無次元整理式を作成した。

なお、本解析においては、液膜を三つの領域に分けて、簡略化したモデルを用いたため、領域 II において液膜厚さと液表面の曲率半径がほぼ同じオーダーとなり、液膜が薄いと仮定が成立しない場合も生じた。従って、今後、連続液膜としてより厳密な解析を行う予定である。

文 献

- (1) 本田博司, 藤井哲, 日本機械学会論文集, 44-383 (1978), 2411-2419.
- (2) Hirasawa, S., Hijikata, K., Mori, Y. and Nakayama, W., Int. J. Heat Mass Transfer, 23 (1980), 1471-1478.
- (3) Mori, Y., Hijikata, K., Hirasawa, S. and Nakayama, W., Trans. ASME, J. Heat Transfer, 103-1 (1981), 96-102.
- (4) 藤井哲, 王維城, 小山繁, 清水洋一, 日本機械学会論文集(B編), 51-467 (1985), 2436-2441.