

縦板上凝縮熱伝達の促進 (熱伝達特性に及ぼす離散フィン長さの影響)

儲 仁才[†] 畠中 勉[†] 西尾 茂文[‡]

Enhancement of Condensation on a Vertical Plate (Effect of Dispersed Fin Length on Characteristic of Condensation)

Rencai CHU[†] Tsutomu HATANAKA[†] and Shigefumi NISHIO[‡]

Abstract

In previous study, the characteristic of the condensation heat transfer on the dispersed vertical surface were investigated experimentally for the application of the finned surface to the thermoelectric generator utilizing boiling and condensation as the electrodes of the thermoelectric module. A prediction model for this dispersed finned surface was proposed, based on Adamek-Webb model of the condensation on a finned tube. In this study, a condensation heat transfer experiment on a vertical dispersed finned surfaces using FC5312 was carried out, in order to enhance the condensation heat transfer coefficient by optimizing the fin size on a dispersed heat transfer surface. Experimental parameters were the fin width, thickness, height and the dispersed fin length. As the results, it was found from the experiment there was a dispersed fin length corresponding to the condensation at the maximum and its value was 1.75 mm. As the characteristic, the condensation changed from slowly increasing to rapidly increasing and then decreasing at a steep grade, with decreasing the dispersed fin length. In addition, the fin height did not affect this optimum dispersed fin length and the dispersed fin length affects the dependence of the condensation on different fin thickness. Further, the prediction values have a good agreement with the experimental data except the case of short dispersed fin length.

Key Words: Condensation, Heat transfer enhancement, Fin, Dispersed surface

記号

| | | | | | |
|-----------|-------------------------|-------------------------|--------|---------|----------------------|
| A | : 平滑面基準伝熱面積 | [m ²] | ρ | : 冷却水密度 | [kg/m ³] |
| b | : フィン溝幅 | [m] | 添字 | | |
| C_p | : 比熱 | [J/(kg·K)] | s | : 飽和 | |
| DT | : 伝熱温度差 ($T_s - T_w$) | [K] | w | : 壁面 | |
| h | : フィン高さ | [m] | in | : 冷却水入口 | |
| L | : 離散寸法 | [m] | out | : 冷却水出口 | |
| p | : フィンピッチ | [m] | | | |
| Q | : 伝熱量 | [W] | | | |
| t | : フィン厚み | [m] | | | |
| T | : 温度 | [K] | | | |
| \dot{V} | : 冷却水流量 | [m ³ /s] | | | |
| α | : 熱伝達率 | [W/(m ² ·K)] | | | |
| δ | : 横溝幅 | [m] | | | |

1 緒言

前報[1]では、相変化を利用した熱電発電システム用フィン一体型高温側電極を想定した離散化フィン付伝熱面の熱伝達特性について実験的に調べ、離散寸法に対する熱伝達の依存性は、フィン溝幅に支配

受付日: 2007年3月20日, 第44回日本伝熱シンポジウムより受付, 担当エディター: 瀧本 昭

[†] (株)小松製作所 研究本部 (〒254-8567 神奈川県平塚市 万田 1200)

[‡] 東京大学 生産技術研究所 (〒153-8505 東京都目黒区 駒場 4-6-1)

され、またフィン溝幅を一定にした場合、最大熱伝達をもたらす最適なフィン厚みが存在し、フィン溝幅が小さいほどこの最適効果が目立つようになることなどが分かった。また、分散フィン付面における凝縮熱伝達について新たに予測モデル[2]を提案し、それによる予測結果は、実験範囲において概ね一致することが確認された。

本研究では、これらの結果に基づき、分散化の極限であるピンフィンまでフィンを細かく分散化し、その熱伝達特性の変化を見極め、フィン寸法の最適化による熱伝達率の更なる向上を図る。

2 実験装置と方法

図1に凝縮チャンバ、冷却チャンバ、恒温槽で構成された実験装置を示した。プラグヒータの加熱により生成されたフロリナート蒸気は冷却チャンバで冷却された凝縮面に凝縮し、潜熱を放出する。凝縮実験に使用したフロリナート FC5312 は大気圧沸点 215 °Cである。凝縮面壁温は高くなるので、冷却媒体に沸点 200 °Cのガルデン (HT200) を使用した。ガルデンは恒温槽によって一定温度に維持される。大気圧下での凝縮熱伝達を実現するために凝縮チャンバを大気開放にし、開放口に設けた外付け凝縮器で余分な蒸気を回収した。凝縮面壁温 T_w は冷却チャンバ側から差し込んだ5本のシース熱電対、フロリナート蒸気温度は凝縮面近傍に設置したシース熱電対、ガルデンの温度上昇は出入口混合室に挿入した Pt100Ω の測温抵抗体により測定し、流量計測には株式会社サマトレディング製の微小流量計 (精度±1%) を用いた。伝熱量 Q はガルデンの流量と出入口温度差から算出し、凝縮熱伝達率 α は式(2)により求められる。

$$Q = \rho \cdot \dot{V} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (1)$$

$$\alpha = \frac{Q}{A(T_s - T_w)} \quad (2)$$

図2に、本実験で使用した分散凝縮面の寸法を示した。凝縮面は 58 mm×58 mm の正方形であり、縦に加工された矩形フィンの厚みと溝幅はそれぞれ t と b とし、フィンピッチ p は 0.4~1.0 mm、高さ h は 3 mm~5 mm、厚み t は 0.1 mm~0.5 mm であった。縦方向に 9.8 mm~1.225 mm のピッチで幅 $\delta = 0.7$ mm の横溝を切り出してフィン付凝縮面を分散化した。それにより図2に定義された分散フィン長さ L は 9.1 mm~0.525 mm となる。なお、連続面は $L = 58$ mm と見なす。

実験では、FC5312 液を沸騰まで加熱させ、2~3 時間程度脱気した後に、計測を行った。凝縮面壁温はガルデンの流量および温度により制御した。

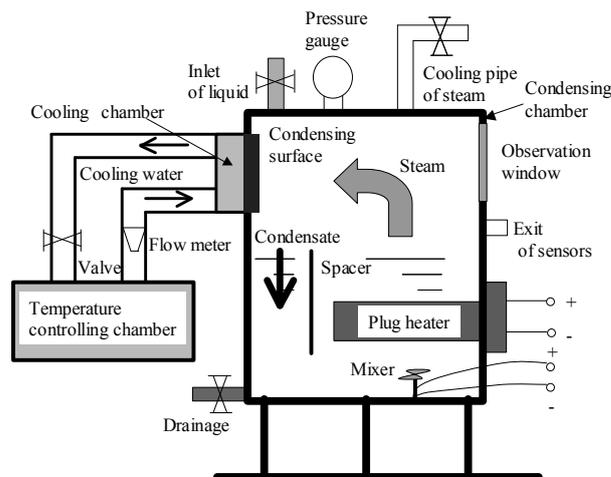


Fig. 1 Schematic diagram of experimental system.

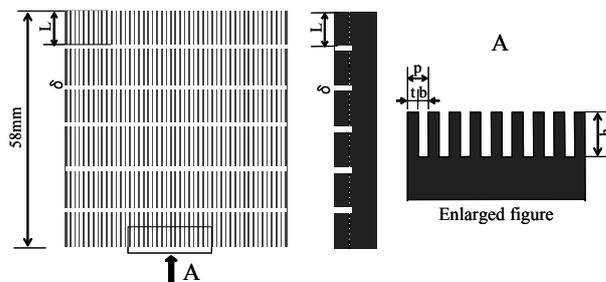


Fig. 2 Parameter of the dispersed surface.

3 実験結果および考察

まず、分散フィン付凝縮面における熱伝達特性の一例を図3に示した。 $p = 0.7$ mm, $t = 0.2$ mm, $h = 3$ mm で、パラメータは L である。比較のため、予測モデル[2]による計算結果とヌセルト解も併記した。図から分かるように平面に対して一桁以上伝熱促進効果が得られ、 L が小さいほど α が大きくなる傾向を示すが、伝熱温度差に対する依存性には特に大きな違いは見られない。実験では $L = 1.75$ mm の場合、最大 18000 W/m²K の熱伝達率が計測された。

なお、解析結果と比較すると、 $L = 58$ mm の場合は計算値と実測値とは精度良く一致する。 $L = 9.1$ mm, 4.2 mm と 1.75 mm の場合は、計算値が若干大きめであるが、実測値とは概ね一致する。しかし、 $L = 0.525$ mm の場合、実測の α は計算値より 3 割近く大きな値となる。本解析モデルは、端面における凝縮も修正項として計算に入れたが、基本的には二次元モデルである。 $L = 0.525$ mm の場合では、フィンの断面は $L 0.525$ mm× $t 0.2$ mm でピンフィンに近い形状となり、このような三次元性の高い構造では、モデルの限界が見え始める。文献[3][4]によれば、フィン先端の角部は局所的に極めて高い熱伝達性能を持

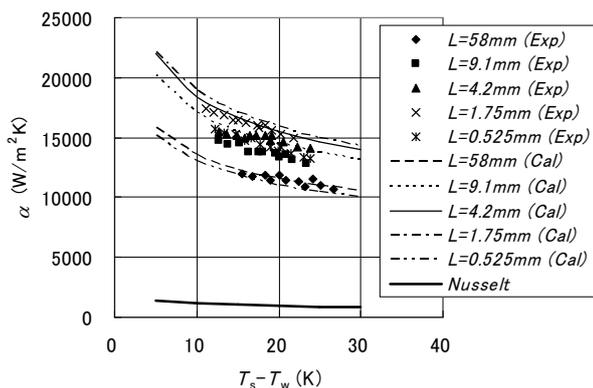


Fig. 3 Condensation characteristic on dispersed finned surface ($b = 0.5 \text{ mm}$, $t = 0.2 \text{ mm}$).

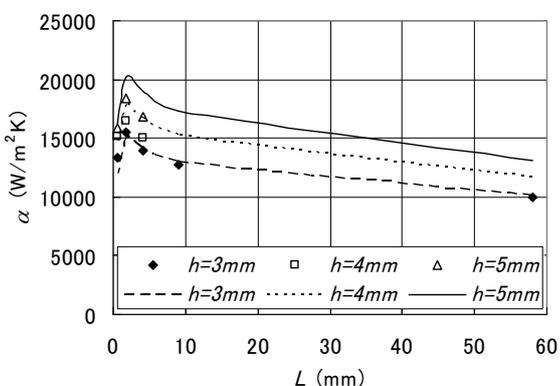
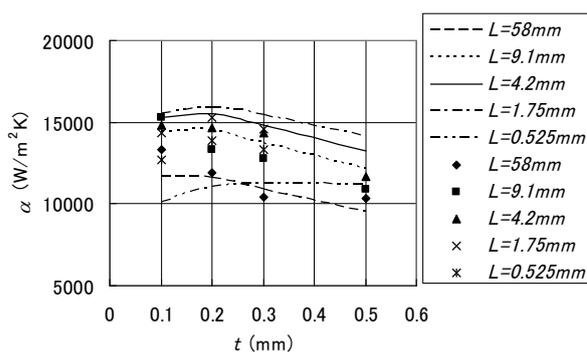


Fig. 4 Dependence of condensation on L .

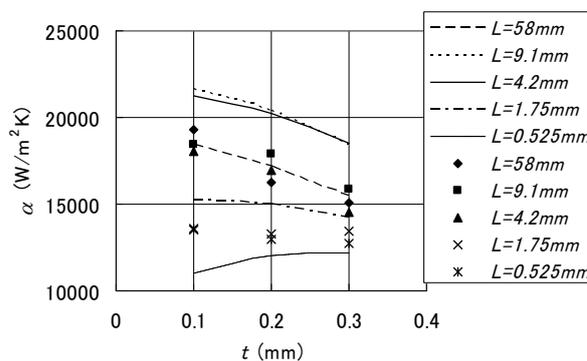
つ. 離散フィンの場合, フィン先端だけではなくフィンの高さ方向にもこのような角部は離散化と共に増えていく. フィン先端の角部による高い熱伝達性能は予測モデルには入れてあるが, 離散化に伴って増えていく高さ方向の角部による熱伝達は予測計算には入れていない, このような高さ方向の角部による熱伝達促進効果は伝熱面積の減少による熱伝達低減効果より顕著になったのではないかと考えられる.

図4に離散フィン寸法の熱伝達率への影響を示した. $t = 0.5 \text{ mm}$, $b = 0.5 \text{ mm}$, 伝熱温度差 $T_s - T_w = 15 \text{ K}$ で, パラメータは h であった. 図から分かるように L が小さくなるにつれ, α は最初の緩やかな上昇から急激な上昇へ変化し, 最大値を取った後に急降下に転じる. h による α の絶対値の差が見られるが, L に従う変化傾向の差は目立たなく, 共に $L = 1.75 \text{ mm}$ あたりで最大値を取る. 離散フィンは連続フィンとピンフィンの中にあり, この結果は, 縦方向に適切な長さを持つ離散フィンはピンフィンより高い性能を持つことを意味する. また, h に従う α の増加は, 飽和する傾向が見え始めている. ちなみに, フィンの離散化により5割ほどの熱伝達促進効果が得られた. モデル計算については, フィンが高くなるにつれ, 若干高く予測する傾向があるが, 概ね実測値と一致する.

図5に, フィン厚み t に従う熱伝達率の変化傾向に与える離散フィン長さ L の影響を示した. $h = 3 \text{ mm}$,



(a) $b = 0.5 \text{ mm}$



(b) $b = 0.3 \text{ mm}$

Fig. 5 Dependence of condensation on t with different L .

$T_s - T_w = 15 \text{ K}$ で, パラメータは L であった. 図(a)は $b = 0.5 \text{ mm}$ の結果を示す. 図(a)から分かるように L によって α の t に対する依存性が変化する. L が大きい場合, α は t の減少に従い, 増大し飽和するが, L が小さくなるにつれ, α は t の減少に従い, 最大値を取るようになる. 溝幅 b が一定の場合, t が小さくなるに従い, フィン密度が増え, 熱伝達率が上昇するが, フィン効率の低下によりこの熱伝達率の増加は飽和する傾向を示す. また, L が小さくなるにつれ, フィン端面の効果が目立つようになり, この場合, フィンを薄くすることはフィン効率の低下を招くだけでなくフィン端面の面積も小さくなるため, 正味の熱伝達性能が低下すると考えられる. ちなみに, $L = 1.75 \text{ mm} \sim 0.525 \text{ mm}$ の場合, $t = 0.2 \text{ mm}$ のあたりで最大値を取る. 図(b)は $b = 0.3 \text{ mm}$ の結果を示す. 大まかに言うと図(a)と類似した傾向を示すが, 程度は大分違う. L が大きい場合, α は t の減少に従い, 増大するが, 飽和傾向は図(a)に比べ, 目立たない. そして L が小さくなるにつれ, α の t に従う増加の飽和傾向はだんだん顕著になるが, 最大値を取るまで至っていない.

モデル解析については, 図(a)に示した $b = 0.5 \text{ mm}$ の実験結果は $L = 0.525 \text{ mm}$ を除き, 解析値と概ね一致するが, 図(b)に示した $b = 0.3 \text{ mm}$ の実験結果は連続面を除き, 15%前後大きく見積もる傾向がある.

4 まとめ

- (1) 最大熱伝達率に対応する離散フィン長さが存在する.
- (2) 熱伝達率のフィン厚みに対する依存性は離散フィン長さの影響を受ける.
- (3) $L=0.525$ mmを除き, 実測値は解析値と良好な一致を示した.

謝 辞

この研究は, 国プロジェクト「高効率熱電変換システムの開発」として METI と NEDO の補助により遂行されたので, ここで感謝する次第である.

参考文献

- [1] 儲ほか2名, “縦板上凝縮熱伝達の促進 (離散化伝熱面におけるフィン厚みの影響)”, *Thermal Science and Engineering*, **14-4** (2006), 103-106.
- [2] 儲ほか4名, “ローフィンによる縦板上凝縮熱伝達の促進 (離散化効果の予測について)”, 第41回日本伝熱シンポジウム講演論文集, Vol. II (2004), 411-412.
- [3] H. Honda and S. Nozu, A Prediction Method for Heat Transfer During Film Condensation On Horizontal Low Integral-Fin Tubes, *Transaction of the ASME, Journal of Heat Transfer*, **109-1** (1986), 218-225.
- [4] T. Adamek and R. L. Webb, “Prediction of film condensation on horizontal integral fin tubes”, *International Journal Heat and Mass Transfer*, **33-8** (1990), 1721-1735.