

科学研究費助成事業 研究成果報告書

平成 28 年 6 月 3 日現在

機関番号：13301

研究種目：基盤研究(C) (一般)

研究期間：2013～2015

課題番号：25420154

研究課題名(和文) 微細翼型チューブを利用したヒートポンプ用高性能気液熱交換器の開発

研究課題名(英文) Development of high performance gas-liquid heat exchanger for heat pump using micro airfoil-shaped tubes

研究代表者

大西 元 (Hajime, Onishi)

金沢大学・機械工学系・助教

研究者番号：80334762

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 4,000,000円

研究成果の概要(和文)：本研究では、微細翼型チューブ熱交換器の気相側伝熱性能のさらなる向上と翼型チューブ内冷媒側伝熱性能の向上を目的とする。そこで、スリット付き拡張前後縁部を有する翼型チューブ熱交換器の気相側伝熱性能を数値解析的に検討し、熱交換器としての高性能化を図った。また、翼型チューブ内の冷媒の熱伝達特性の向上を目指し、まずは蒸発部と凝縮部を有するループ式ミニチャンネル内の仮想的にポンプ駆動された冷媒の熱流動について検討を行い、相変化伝熱に関する基礎特性を数値解析的に確認した。その結果、熱交換器の高性能化に繋がる指針を得た。

研究成果の概要(英文)：The objectives of this study are further improvement of air-side heat transfer performance of the micro airfoil-shaped tube heat exchanger and enhancement of refrigerant-side heat transfer performance in the airfoil-shaped tube. Therefore, numerical simulation was performed on pressure drop and heat transfer performance of a heat exchanger using airfoil-shaped tubes having extended leading and trailing edge section with slits. Moreover, the developed phase change simulation was applied to investigate the heat transfer characteristics of refrigerant in a pump-driven looped minichannel having heating and cooling sections. The results revealed important guideline for developing high performance heat exchanger.

研究分野：熱工学

キーワード：熱交換器 翼型チューブ 熱伝達 気液二相流 相変化 冷凍空調 ヒートポンプ

1. 研究開始当初の背景

熱交換器には、エアコン、自動車、発電所などといった多岐にわたる用途があり、近年の省エネルギー化対策やエネルギーの有効利用という面における熱交換器の果たす役割は大きい。そのため、過去に多くの研究者により、チューブ形状やフィン形状を変更したり、フィン上に渦発生体を設置したりするなどの試みが行われてきた。しかし、それらの改良を行うことにより形状が複雑となり、熱伝達が促進されるとともに圧力損失の増大を招いているのも事実である。そのため、熱交換器の高性能化について考える際には、圧力損失の低減を図りつつ、熱伝達を向上させるというトレードオフ問題を解決する必要がある。

そこで、本研究を開始する前段階では、フィン付せずチューブのみで熱交換を行うフィンレス熱交換器を提案し、実験と数値解析により伝熱性能の評価を行ってきた。特に、チューブを翼型にすることで、伝熱面積をある程度確保しつつ、流線形状により圧力損失増大の抑制を図る検討を行った。そして、この検討により、フラットチューブの場合と比較して、チューブ配置を密にすることで良い性能を示すことが分かった。ただし、ヒートポンプの高性能化という観点では、熱交換器のより高い伝熱性能が求められる。また、翼型チューブを検討する上では、内部の冷媒側伝熱性能を検討する必要がある。一般に、冷媒流路の細径化に伴って圧力損失は増大するが、各チューブをヘッダを介し並列につなぐと圧力損失を低減できる。しかし、冷媒分配特性を踏まえた細径流路内の流動様相、凝縮・蒸発伝熱特性およびこれらの相関については、ほとんど明らかにされていない。

2. 研究の目的

本研究では、高性能なコンパクトヒートポンプ技術の確立を目指し、微細翼型チューブ周りの気相側伝熱性能のさらなる向上と翼型チューブ内冷媒側伝熱性能の向上を目的とする。そこで、(1)翼型チューブの前後縁部を拡張した形状を提案し、体積当たりの性能が最も良かった形状について拡張部にスリット加工を施すことで伝熱促進を図る。そして、その熱交換器の気相側伝熱性能を数値解析的に検討し、熱交換器としての高性能化の指針を得ることを目的とする。また、(2)翼型チューブ内の冷媒の熱流動特性の把握をするため、まずはポンプ駆動による蒸発部と凝縮部を有するループ式ミニチャンネル内の冷媒の熱流動について検討を行う。その際、圧力差のある仮想境界を設けることでポンプ駆動による1方向循環流を実現している。そして、ミニチャンネル内の冷媒の流動、相変化伝熱に関する基礎特性を確認することを目的とする。

3. 研究の方法

(1) 翼型チューブの気相側伝熱性能向上

本研究で提案するスリット付き拡張前後縁部を有する翼型チューブ熱交換器の要素である前後縁部を拡張したNACA63-010翼型チューブ周りの系に対する熱流動解析をANSYS FLUENTを用いて行った。基礎方程式は、非圧縮性流体に対する連続の式、Navier-Stokes式およびエネルギー式である。基礎方程式の離散化法として有限体積法を用いた。また方程式の差分化にあたり、拡散項には2次精度中心差分、対流項には3次精度の風上差分(QUICK法)、圧力項の補正にはSIMPLEを用いた。

図1に計算領域を示す。空気は入口から一様な速度 U_{in} 、温度 T_{in} で流入、出口から自由流出し、 y 方向に周期境界条件を設定した。また、チューブ及び拡張部の壁面は一定温度 T_w の等温条件を適用した。また、翼型チューブは長さを L とし、最大翼厚(幅) $0.1L$ 、拡張部厚さ $\delta/L = 0.01$ で、流れ方向に2列の千鳥配列とした。また、熱交換器の幾何形状は、チューブ段ピッチ $P_T/L = 0.25$ 、チューブ列ピッチ $P_L/L = 0.5$ とした。さらに、チューブ長さ L と入口速度 U_{in} に基づくレイノルズ数 $Re_L = 1000 - 3000$ と変化させた。

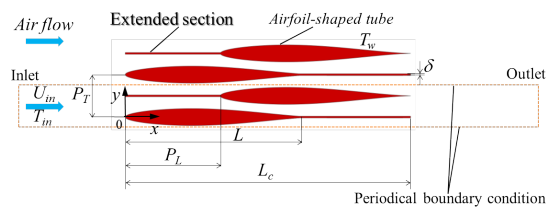
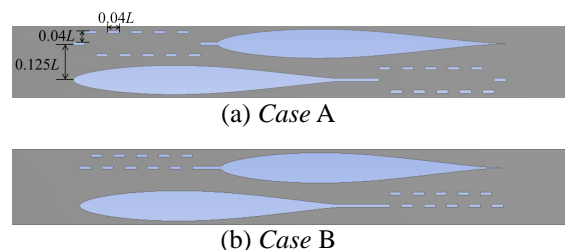


図1 翼型チューブの計算領域

本研究ではスリット加工の設け方、長さ、高さによる影響について検討するため、図2(a) - (g)の7つの形状について計算を行った。基本的には、 x 方向のある長さごとにスリット加工し、元の位置から y の正または負方向にずらす形状である。図2(a)のCase Aを基準として、図2(b), (c)はスリットの高さ、長さを固定し、スリットの配置を変更した形状のCase B, Case Cである。図2(d), (e)はスリットの配置、高さを固定し、スリットの長さを変更した形状のCase D, Case Eである。図2(f), (g)はスリットの配置、スリットの長さを固定し、スリットの高さを変更した形状のCase F, Case Gである。



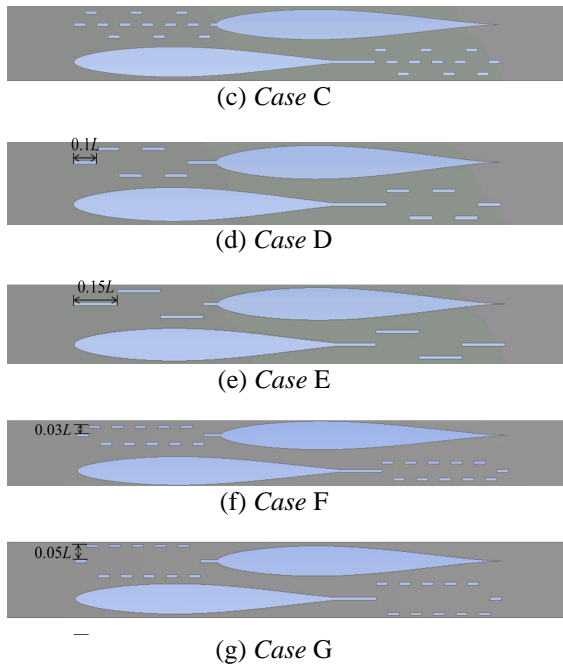


図2 スリット部の幾何形状

(2) 翼型チューブ内ミニチャンネルにおける冷媒の相変化伝熱基礎特性

OpenFOAM を拡張し、翼型チューブ内ミニチャンネルの冷媒の相変化を伴う熱流動をVOF法を用いて解析した。計算領域及び境界条件を図3に示す。2次元矩形ミニチャンネルを想定しており、チャンネル幅を D とする。蒸発部は等温加熱条件で過熱度 ΔT_{sat} は1Kとした。また、凝縮部は等温冷却条件でサブクール度 ΔT_{sub} も1Kとした。蒸発部、凝縮部の伝熱面積は、それぞれ $18D$ 、 $34D$ であり、その面積比は1:1.89である。図における赤実線はポンプ駆動のために設けた仮想境界である。具体的には、同一の面に二つの境界を作り、圧力以外の変数には周期境界条件を適用している。圧力の境界条件として、仮想境界に圧力差をつけることでポンプとしての駆動力を実現している。この圧力差をパラメータとして、 $\Delta P = 1000, 3000\text{Pa}$ の2ケースについて解析した。さらに、比較のためにそれぞれについて相変化しない場合の熱流動も計算している。

気泡プラグと液体スラグ位置について、実際の冷媒充填における配置を模擬することが困難であることを踏まえ、ランダムに配置している。今回のケースにおいて、液体充填率は45.5%としている。

使用した流体は仮想冷媒であり、飽和温度は T_{sat} とし、壁面における接触角は 45° とした。さらに、重力の影響を無視するために、重力加速度は 0m/s^2 とした。タイムステップ Δt については、時間刻み補正法を使用し、局所最大CFL数が0.3を超えないように自動的にタイムステップを計算している。また、最大タイムステップは局所フーリエ数が1以下になるように設定している。

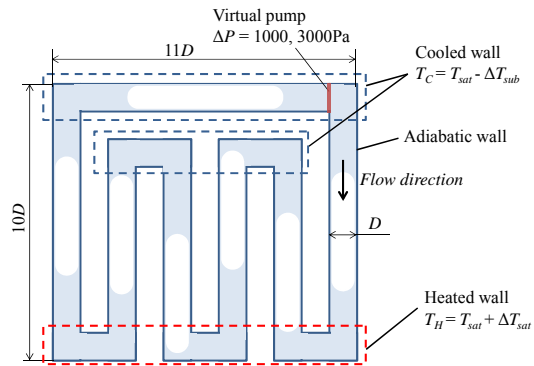
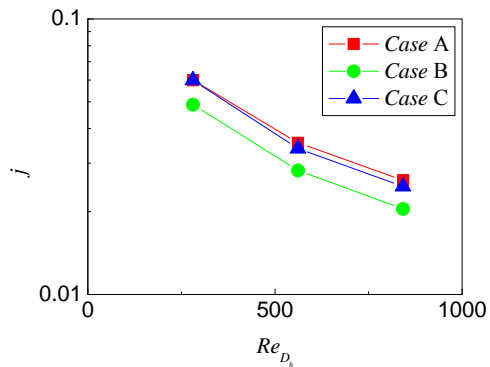


図3 冷媒用ミニチャンネルの計算領域

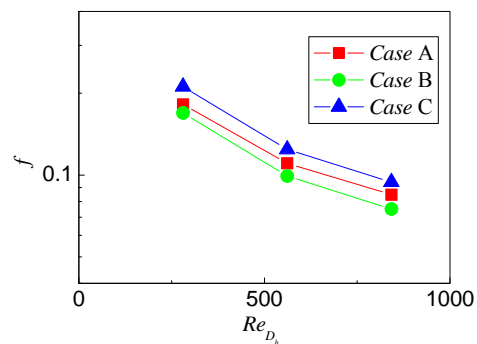
4. 研究成果

(1) 翼型チューブの気相側伝熱性能向上

図4(a), (b)に $Re_L = 1000 - 3000$ の条件におけるCase A - Case Cの熱伝達及び圧力損失の計算結果を示す。(a)の熱伝達について見ると、Case A, Case Cがほぼ同じ値となっており、Case Bの値がやや小さい値を取っていることが分かる。一方で、(b)の圧力損失はCase Cが最大値、Case Bが最小値を取っていることが分かる。また、図5に各形状の $Re_L = 2000$ の条件での温度場を示す。これより、Case Bはスリットが片側しかないことでチューブとスリットの間隙を流体が主に通り抜けていることが分かり、熱伝達があまり促進されていないが、その分圧力損失の増大が抑えられていると考えられる。また、Case Aに比べ、Case Cはスリット同士の間隙が狭くなっていることにより、圧力損失が大きくなっていると考えられる。



(a) 熱伝達



(b) 圧力損失

図4 スリット配置の影響

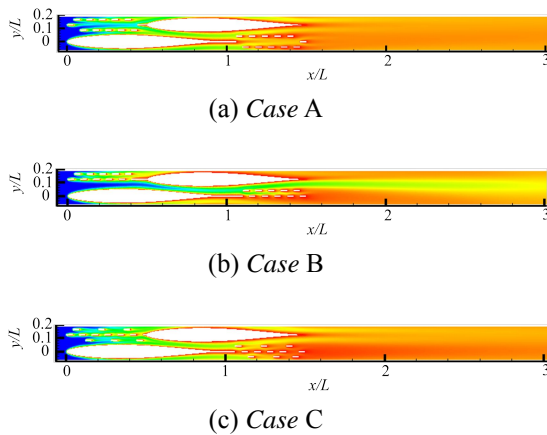
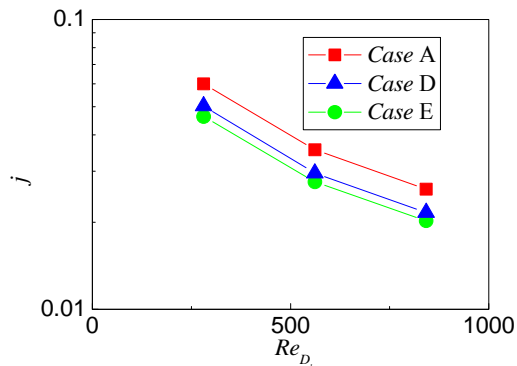
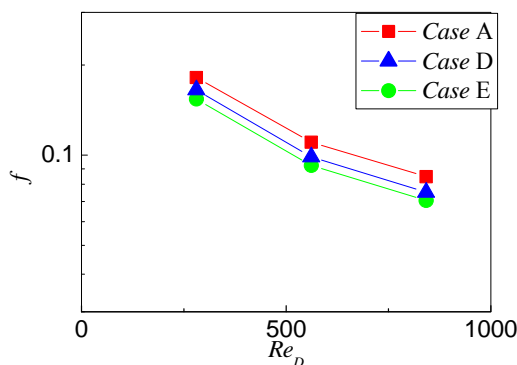


図 5 温度分布($Re_L=2000$).

図 6(a), (b)に $Re_L=1000-3000$ の条件における Case A, Case D, Case E の熱伝達及び圧力損失の計算結果を示す．スリット長さは Case A が $0.04L$, Case D が $0.1L$, Case E が $0.15L$ となっている．図から，熱伝達，圧力損失ともにスリット長さが短いほど大きい値を示していることが分かる．これは，スリット長さが短いと前縁効果をもたらすスリットの数が多くなり，熱伝達を促進することができるが，流れの抵抗が大きくなり圧力損失も増大するためである．



(a) 熱伝達



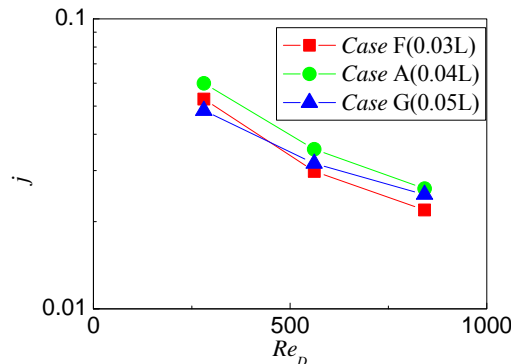
(b) 圧力損失

図 6 スリット長さの影響

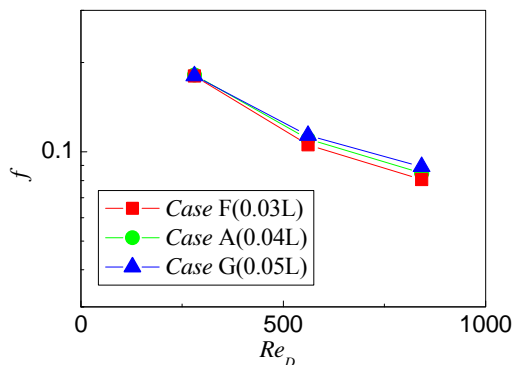
図 7(a), (b)に $Re_L=1000-3000$ の条件における Case A, Case F, Case G の熱伝達及び圧力損失の計算結果を示す．スリット高さは

Case A が $0.04L$, Case F が $0.03L$, Case G が $0.05L$ となっている．(a)の熱伝達について見ると，Case A が最も良い性能を示している．一方で，Case G は $Re_L=1000$ の時は最小値を取るが， $Re_L=2000, 3000$ では Case F よりも高い値となっている．これについて考察するため，図 8 に Case G の $Re_L=1000-3000$ の条件における温度場を示す．図より， $Re_L=1000$ の場合には，チューブとスリットの間隔が狭いことにより，空気が流れにくくなり，熱伝達の悪い部分が確認できる．一方で， $Re_L=2000, 3000$ の場合には，流速が大ききことでチューブとスリットの間も空気が通り抜け，Case F の場合よりも熱伝達が促進されたと考えられる．

また，図 7(b)の圧力損失について見ると， Re_L が大きくなるにつれ，スリット高さが高くチューブとスリットとの間隔が狭いほど圧力損失が多少増大するという結果になっている．すなわち，スリット同士の間隔のみならず，チューブとスリットの間隔により伝熱性能が影響されることが分かる．

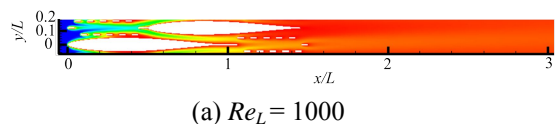


(a) 熱伝達

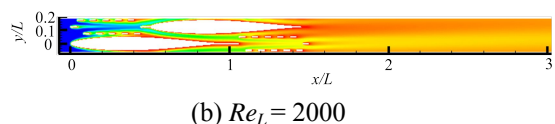


(b) 圧力損失

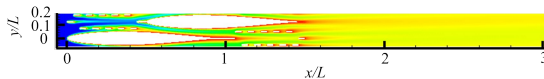
図 7 スリット高さの影響



(a) $Re_L=1000$



(b) $Re_L=2000$



(c) $Re_L = 3000$

図8 $Re_L = 1000 - 3000$ における Case G の温度分布

図9に Case A - Case G の単位体積当たりのファン動力 P_p/V [W/m^3]と単位体積・単位温度差当たりの熱交換量 $Q/V\Delta T_{LM}$ [W/m^3K]の関係を示す。また、性能向上を比較するため、これまでに得られたスリット加工なしの形状の結果も併せて示す。図より、同一ファン動力で比較すると、スリット加工を施さない場合に比べてスリット加工をしている場合はすべて性能が向上している。すなわち、拡張部にスリットを設けることの有効性が示されている。特に、Case A が体積当たりの性能をかなり向上できているので、良好な形状といえる。

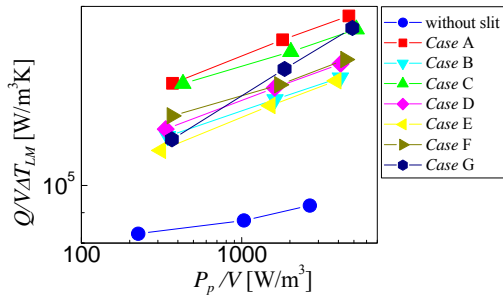


図9 体積当たりの伝熱性能

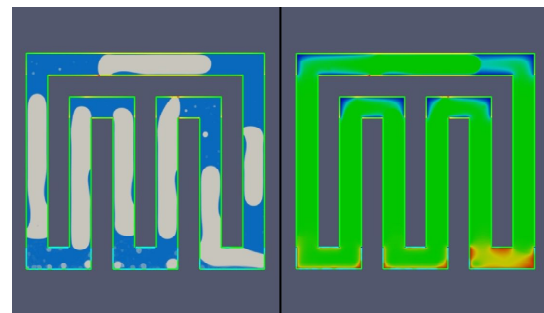
(2) 翼型チューブ内ミニチャンネルにおける冷媒の相変化伝熱基礎特性

図10に、(a) $\Delta P = 1000Pa$ と (b) $\Delta P = 3000Pa$ の場合における計算結果として、 $t = 1.0s$ の気液分布を左側、温度分布を右側に配置したものを示す。まず、(a)に示す $\Delta P = 1000Pa$ の場合の気液分布では、圧力差により時計回りの一方向循環流が生じている。蒸発部について見ると、加熱壁面より小さな気泡核が発生している様子が見られる。また、この気泡核は時間経過に伴って成長し、他の気泡核や蒸気プラグと合体している。凝縮部においては、凝縮し気泡プラグ長さが短くなっている様子が確認できている。また、(b)の $\Delta P = 3000Pa$ の場合の気液分布より、(a)に示す $\Delta P = 1000Pa$ の場合と比較し、より高速な時計回りの一方向循環流が生じている。プラグ形状については、 $\Delta P = 1000Pa$ の場合と比較すると、 $\Delta P = 3000Pa$ の場合ではよりシャープで細長い形状をしている。また、それに伴い、気泡プラグ周りの液膜はより厚くなっている。これによって、凝縮部においては膜状凝縮になっていると考えられる。

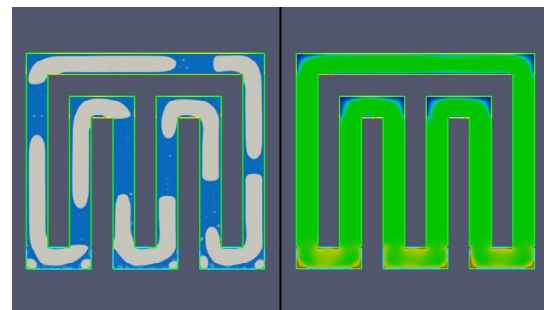
次に、(a)の右側の温度分布より、凝縮部において蒸気プラグ内はほぼ飽和温度に保たれていることが確認できる。これは、凝縮部

では蒸気の凝縮によって潜熱を放出するためであり、相変化現象を捉えられている。また、液体は凝縮部において相変化しないために、壁面に熱を奪われて温度が低下している様子も確認できる。また、蒸発部において液体は壁面で若干の過熱度を持つものの、ほぼ飽和温度に保たれている様子が見られる。これは、蒸発部では液体の沸騰・蒸発によって潜熱を吸収するためであり、ここでも相変化現象を捉えられている。また、蒸気は蒸発部において相変化しないために、壁面からの熱で過熱されている様子が確認できる。ここで、液体が若干の過熱度を持つのは、閉じた系内の質量保存を成立させるために蒸発に使えなかった熱量は顕熱として溜め込ますという本研究のモデリングのせいである。このモデリングの妥当性については今後実験により検証すべきであるが、流体の密度変化がなく体積保存された系において、加熱量と冷却量のバランスの崩れによる熱量の差が流体の顕熱変化として作用することに物理的飛躍はないと考えている。

また、(b)の右側の凝縮部の温度分布より、 $\Delta P = 1000Pa$ の場合では液体の存在する壁面へ熱を受け渡していたのに対して、 $\Delta P = 3000Pa$ の場合では凝縮部全体について飽和温度が保たれている様子が確認できる。これは、気泡プラグの凝縮による潜熱の放出に加え、流動速度が大きいと、液体が冷やされる前に凝縮部を通過するためと考えられる。また、 $\Delta P = 3000Pa$ の場合では蒸発部においては蒸気は相変化しないために、壁面からの熱を受けて過熱されている様子が確認できる。液体の過熱状態が見られるのは、 $\Delta P = 1000Pa$ の場合と同様の理由であると考えられる。



(a) $\Delta P = 1000Pa$ ($t = 1.0s$)



(b) $\Delta P = 3000Pa$ ($t = 1.0s$)

図10 気液分布(左)と温度分布(右)の計算結果。

表1にそれぞれの圧力差条件における加熱壁と冷却壁の時間平均熱流束を示す。また、冷媒が相変化しない場合のそれも示す。表より、どちらの圧力差条件についても蒸発部側の熱流束の方が高いことが分かる。これは、凝縮部側の壁面近傍では、相変化することのできない液体が存在することが多いためであると考えられる。一方で、蒸発部側の壁面近傍では、液体が存在することが多く活発に相変化が行われている。そして、蒸発による潜熱の吸収によって壁面における温度勾配が大きくなり、熱伝達がより高くなったと考えられる。

また、相変化がある場合には相変化がない場合よりも常に熱流束が高いことが確認できる。一方で、 $\Delta P = 3000\text{Pa}$ の場合では1.2倍程度で、 $\Delta P = 1000\text{Pa}$ の場合よりも相変化による影響が小さい結果となっている。これは、流動速度が大きくなるとプラグ形状がよりシャープになることで液膜の厚さが増え、凝縮部において厚い液膜が熱抵抗となり、凝縮熱伝達があまり促進しなかったからであると考えられる。すなわち、相変化を伴う熱伝達では、流速の増大が必ずしも伝熱促進に繋がるわけではないことが示唆される。

表1 時間平均熱流束

ΔP	section	q_w (with phase change)	q_w (without phase change)
1000Pa	Cooled wall	263W/m ²	142W/m ²
	Heated wall	390W/m ²	224W/m ²
3000Pa	Cooled wall	251W/m ²	194W/m ²
	Heated wall	336W/m ²	281W/m ²

5. 主な発表論文等

(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

[雑誌論文](計1件)

大西 元, 御堂翔太, 多田幸生, 瀧本 昭, 冷凍機用フィンレスフラットチューブ熱交換器の着霜下の伝熱性能に関する実験的検討, 日本冷凍空調学会論文集, 査読有, Vol.31, No.2, pp.187-198, 2014
DOI:10.11322/tjsrae.31.187

[学会発表](計9件)

大西 元, 島本貴裕, 多田幸生, 空調用フィンレスフラットチューブ熱交換器のチューブ配列が着霜下の伝熱性能に及ぼす影響, 第53回日本伝熱シンポジウム, 大阪府立国際会議場(大阪府・大阪市), 2016年5月26日

Hajime Onishi, Katsuya Sawairi, Yukio Tada, NUMERICAL STUDY ON HEAT TRANSPORT CHARACTERISTICS IN OSCILLATING HEAT PIPE UNDER SMALL TEMPERATURE DIFFERENCE, First Pacific Rim Thermal Engineering Conference, Hawaii's Big

Island (USA), 2016年3月14日

坂林浩次, 大西 元, 多田幸生, 自励振動型ヒートパイプ内蔵フィンの高性能化に関する研究, 日本機械学会熱工学コンファレンス2015, 大阪大学(大阪府・吹田市), 2015年10月24日

島本貴裕, 大西 元, 多田幸生, 空調用フィンレスフラットチューブ熱交換器の着霜下の伝熱性能に関する実験的研究, 2015年度日本冷凍空調学会年次大会, 早稲田大学(東京都・新宿区), 2015年10月21日

澤入克哉, 大西 元, 多田幸生, 自励振動型ヒートパイプ内の熱輸送特性に関する数値解析, 日本機械学会熱工学コンファレンス2014, 芝浦工業大学(東京都・江東区), 2014年11月9日

大西 元, 山本章博, 多田幸生, 瀧本 昭, 拡張前後縁部を有する翼型チューブ熱交換器の伝熱性能に与えるスリット幅の影響, 2014年度日本冷凍空調学会年次大会, 佐賀大学(佐賀県・佐賀市), 2014年9月12日

H. Onishi, A. Yamamoto, Y. Tada and A. Takimoto, Heat Transfer Performance of Finless Heat Exchanger using Airfoil-shaped Tubes with Extended Leading or Trailing Edge Section, 15th International Heat Transfer Conference, Kyoto (Japan), 2014年8月15日

山本章博, 大西 元, 多田幸生, 瀧本 昭, スリット付き拡張前後縁部を有する翼型チューブによる高性能熱交換器の開発, 2013年度日本冷凍空調学会年次大会, 東海大学(東京都・港区), 2013年9月12日

H. Onishi, M. Kawamura, Y. Tada and A. Takimoto, Numerical Analysis on Heat Transfer Characteristics of Looped Minichannel using Phase-change VOF Method, 11th International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels, Sapporo (Japan), 2013年6月18日

6. 研究組織

(1)研究代表者

大西 元 (ONISHI HAJIME)

金沢大学・機械工学系・助教

研究者番号: 80334762

(2)研究分担者

多田 幸生 (TADA YUKIO)

金沢大学・機械工学系・准教授

研究者番号: 20179708