冷媒 R410A のアルミニウム製溝付管内の

凝縮・蒸発熱伝達および圧力損失*

飯 塚 祥 太** 地 下 大 輔*** 井 上 順 広***

Condensation / Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of R410A
inside Aluminum Microfin Tubes

By Shota IIZUKA, Daisuke JIGE and Norihiro INOUE

This study experimentally investigated heat transfer and pressure drop on condensation and evaporation flows of R410A inside horizontal aluminum microfin tubes at saturation temperatures of 35 °C and 10 °C for condensation and evaporation flows, respectively. The test microfin tubes had an outer diameter of 8 mm, helix angles of 0 and 20 degree, 36 fins, and fin heights of 0.3 mm. The effects of mass velocity, quality, and helix angle on the heat transfer and pressure drop characteristics for condensation and evaporation flows were investigated. Furthermore, the effect of heat flux on evaporation heat transfer coefficient was also investigated. The measured heat transfer coefficient and pressure drop on the condensation and evaporation flows were compared with the several previous correlations. The correlation of pressure drop for condensation and boiling flows was developed based on present data. The proposed correlation successfully predicted the experimental frictional pressure drop for condensation and boiling flows inside aluminum microfin tubes.

1. 緒言

船舶・海洋分野では、地球温暖化および原油価格再高騰の懸念から、船舶機関からの排熱や冷却水系統の低質熱源の更なる有効活用が望まれている。一方で、空調機器の熱交換器には、管内面に多数のらせん溝加工が施された内面らせん溝付管（以下、溝付管）が採用されている。この溝付管は圧力損失の増大に比して熱伝達率の増大が大きく、優れた伝熱促進効果が得られることから、空調用伝熱管として広く使用されている。従来、伝熱管には加工性に優れる銅製の溝付管が主に使用されており、これまでに銅製溝付管内の凝縮流および蒸発流に関する数多くの研究が報告されている。

これまでに、銅製溝付管内の凝縮流について、Goto ら¹⁾、米本・小山²⁾、井上ら³⁾、一瀬・井上⁴⁾が熱伝達率および圧力損失の予測式を提案している。また、銅製溝付管内の蒸発流については、森ら⁵⁾、Cavallini ら⁶⁾が熱伝達率の予測式を、木戸ら⁷⁾、Cavallini ら⁸⁾、久保田ら⁹⁾が圧力損失の予測式を提案している。このように銅製溝付管に関しては、数多くの研究が報告されており、管内面のらせん溝の最適形状についても様々な検討が行われている。

一方で、近年の銅素材価格の高騰に加えて、アルミ

ニウム製溝付管の加工技術の向上により、従来の銅製溝付管に代わり、安価で価格が安定しており、軽量なアルミニウム製溝付管への関心が高まりつつある。しかしながら、材質および加工法の相異から銅製溝付管と同形状の溝を加工することができないアルミニウム製溝付管については、最適溝形状に関する研究は少なく、熱交換器の熱的設計に必要な管内の凝縮・蒸発熱伝達特性は十分に明らかにされているとは言い難い。特に、アルミニウム製溝付管の場合には、その加工法により管内面にらせん溝加工を施すためのコストが問題視されており、凝縮・蒸発熱伝達特性に及ぼす管内面のらせん溝のリード角（ねじり角）の影響についての評価が求められている。

本研究では、冷媒 R410A を用いて、リード角の異なる 2 種類のアルミニウム製溝付管内での凝縮および蒸発熱伝達実験を行い、圧力損失および熱伝達特性を明らかにするとともに、それら特性に及ぼすリード角の影響について検討を行った。また、従来提案されている銅製溝付管の予測式との比較を行い、その適用性について検討を行うとともに、アルミニウム製溝付管に適用可能な新たな圧力損失の予測式を提案した。

使用記号

d	管径	m
Fr_V	フルード数, $Gx/\sqrt{gd\rho_V(\rho_L - \rho_V)}$	-

*原稿受付 平成 29 年 7 月 10 日。

**東京海洋大学大学院（江東区越中島 2-1-6）。

***正会員 東京海洋大学（江東区越中島 2-1-6）。

G	質量速度	$\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$
g	重力加速度	m/s^2
J_G	無次元蒸気速度	-
L	有効伝熱区間	m
P	圧力	Pa
Q	熱交換量	W
q	熱流束	W/m^2
T	温度	K
T_f	冷媒温度	K
T_i	管内壁面温度	K
T_w	管外壁面温度	K
x	乾き度	-
η	面積拡大率	-
h	フィン高さ	m
θ	リード角	deg
α	熱伝達率	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$
ΔP	差圧	Pa
ΔZ	差測定区間	m
λ	熱伝導率	$\text{W}/(\text{mK})$
μ	粘度	Pa s
ξ	ボイド率	-
ρ	密度	kg/m^3
Φ	二相流摩擦増倍係数	-
X_{tt}	Lockhart - Martinelli パラメータ	-

添字

Al	アルミニウム
cal	計算値
exp	実験値
o	管外
i	最大内径
eq	等価
L	液相
V	気相

2. 凝縮熱伝達率と圧力損失の測定

2.1 実験装置およびデータ整理方法

Fig.1 に実験装置の概略を示す。実験装置は蒸気圧縮式ヒートポンプサイクルである。実験装置は主に圧縮機、オイルセパレータ、プレコンデンサ、凝縮器、過冷却器、液溜め、流量計、膨張弁および蒸発器から構成される。凝縮実験の場合、テストセクション入口での湿り度はプレコンデンサにより調節した。テストセクション入口圧力および冷媒流量は、膨張弁の開度および流量調整バルブによって調整した。

Fig.2 に凝縮実験に用いたテストセクションの詳細を示す。テストセクションは二重管式対向流型熱交換

器であり、有効伝熱長さ 0.4m の 2 つのサブセクションから構成される。溝付管内を流れる冷媒は、環状部を流れる冷却水と熱交換することで凝縮される。伝熱管外壁面温度は、サブセクション中央位置の管上下に取り付けた T 型熱電対（検定精度±0.05 K）で測定した。環状部冷却水の温度はサブセクション前後に設けた混合器において白金測温抵抗体（検定精度±0.05 K）を用いて測定し、質量流量はコリオリ式質量流量計（測定精度±0.5 %）によって測定した。テストセクション出入口の冷媒圧力および差圧は、テストセクション出入口に設けた圧力測定タップにおいて、絶対圧計（測定精度±0.03kPa）および差圧計（測定精度±0.02 kPa）を用いて測定した。

Table 1 に試験伝熱管に用いた 2 種類のアルミニウム製溝付管（L0 管および L20 管）の仕様を示す。また、Fig.3 には L0 管および L20 管の断面図を示す。L0 管および L20 管のフィン高さはともに 0.3 mm で、リード角はそれぞれ 0°と 20°である。等価直径 d_{eq} は

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus for condensation mode.

Fig.2 Detail of test section.

Table 1 Details of test microfin tubes.

Test tube	L0	L20
Outer diameter d_o [mm]	8.1	7.9
Maximum I.D. d [mm]	6.8	6.7
Equivalent I.D. d_{eq} [mm]	6.4	6.3
Fin height h [mm]	0.3	0.3
Helix angle θ [°]	0	20
Number of fins N [-]	36	36
Surface enlargement ratio η [-]	1.9	1.8

溝付管と等しい流路断面積を持つ平滑管の内径である。

実験は R410A を用いて、凝縮温度 35 °C、質量速度 50～300 kg/(m²s) の範囲で行った。冷媒 R410A の物性値は REFPROP Ver. 9.0¹⁰⁾ から求めた。

凝縮熱伝達率 α は次式で求めた。

$$\alpha = \frac{Q}{\pi d_{eq} L \eta (T_r - T_{wi})} \quad (1)$$

ここに、 T_r は冷媒の圧力および比エンタルピーから算出したバルク温度、 T_{wi} は管内壁面温度であり、管外壁面温度 T_{wo} から管半径方向の熱伝導を考慮して次式で求めた。

$$T_{wi} = T_{wo} + \frac{Q}{2\pi\lambda_{Al}L} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) \quad (2)$$

ここに、 λ_{Al} はアルミニウム合金の熱伝導率であり、240 W/(mK) とした。摩擦圧力損失 ΔP_F は次式で求めた。

$$\Delta P_F = \Delta P_{mes} - \Delta P_m \quad (3)$$

ΔP_m は運動量変化に伴う圧力変化であり、次式に示す分離流モデルから求めた。

$$\Delta P_m = \Delta \left(\frac{G^2 x^2}{\xi \rho_v} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\xi) \rho_L} \right) \quad (4)$$

ここに、 ξ はボイド率であり、溝付管に対する Koyama ら¹¹⁾ の式から求めた。

2.2 凝縮熱伝達率

Fig.4 に Doretto et al.¹²⁾ が提案している溝付管に対する流動様式線図を示す。図中のシンボルは本報の実験条件（凝縮温度 35 °C、質量速度 $G = 50, 100, 200, 300$ kg/(m²s)）を、湿り度 0.1 刻みでプロットしたも

Fig. 3 Sectional views of test microfin tubes.

Fig. 4 Flow pattern map for microfin tube and plotted experimental data conditions.

のである。図より、流動様相は質量速度 50 および 100 kg/(m²s)、ならびに 200 kg/(m²s) の高湿り度域では波状分離流であり、質量速度 300 kg/(m²s) および 200 kg/(m²s) の湿り度 0.5 以下では環状流であると推測される。

Fig.5 に冷媒 R410A の凝縮温度 35 °C、質量速度 50～300 kg/(m²s) における熱伝達率を湿り度に対して示す。図より、L0 管の質量速度 50 kg/(m²s) を除き、L0 管および L20 管ともに熱伝達率は凝縮開始点で最大値を示し、湿り度の増加に伴い低下していることがわかる。これは、凝縮の進行に伴い凝縮液量が増加し、液膜熱抵抗が増大するためである。また、L0 管では質量速度 50 kg/(m²s) の全湿り度および 100 kg/(m²s) の高湿り度では質量速度 200 kg/(m²s) 以上と比べて低い熱伝達率を示しており、質量速度の影響がみられるの

Fig. 5 Condensation heat transfer coefficients.

に対して、L20 管については質量速度の影響はみられない。

L0 管および L20 管の熱伝達率を比較すると、L20 管の熱伝達率は L0 管に比して、質量速度 $50 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ では最大 3 倍程度、質量速度 $100 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ では最大で 2.5 倍程度高い値を示しており、管内蒸気流速の小さい低質量速度・高湿度域で、リード角の増大による高い伝熱促進効果がみられる。しかしながら、質量速度 $200 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ 以上ではリード角による熱伝達率の差異はみられない。Fig.3 に示したように、質量速度 $300 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ および $200 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ の低湿度域で流動様相は環状流であり、一方で低質量速度・高湿度域の場合には波状分離流であると推測される。この波状分離流領域で溝リード角が伝熱促進に有効であることを示している。

Fig.6 にこれまでに銅製溝付管に対して提案されている米本・小山²⁾、井上³⁾および一瀬・井上⁴⁾の熱伝達率の予測式と実験結果との比較を示す。予測式の適用範囲外である L0 管の質量速度 $50 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ については熱伝達率を過大に予測するものの、今回比較に用いた予測式の中では、米本・小山の式が良い相関を示す。

Fig.6 Comparison between experimental heat transfer coefficient and previous correlations.

2.3 凝縮流の摩擦圧力損失

Fig.7 に凝縮流の摩擦圧力損失を湿度に対して示す。図より、L20 管の摩擦圧力損失は L0 管に比べて +20~30 %程度高い値を示している。これは、リード角の増大に伴い流動損失が増大したためと考えられる。

Fig.8 に銅製溝付管に対してこれまでに提案されている米本・小山²⁾および井上³⁾の摩擦圧力損失の予測式と実験結果との比較を示す。図より、米本・小山の式で±30%で予測できているものの、管により予測値にばらつきがみられる。

3. 蒸発熱伝達率と圧力損失の測定

3.1 実験装置とデータ整理方法

Fig.9 に蒸発実験に用いた実験装置を示す。実験装置は、圧縮機、オイルセパレータ、凝縮器、過冷却器、液溜め、流量計、膨張弁、予熱器および蒸発器から構成される。テストセクション入口での乾き度は、予熱

Fig. 7 Frictional pressure drops of condensation flow.

Fig.8 Comparison between experimental pressure drop and previous correlations.

器により調節した。テストセクション入口圧力および冷媒流量は、膨張弁の開度および流量調整バルブによって調整した。

Fig.9 に蒸発実験に用いたテストセクションの詳細を示す。伝熱管は一定のピッチで螺旋状に巻きつけたニクロムリボンに交流電圧を印加することで絶縁シートを介して加熱される。管外壁面温度は管外壁面に T 型熱電対 (検定精度 ± 0.05 K) を所定の間隔で取り付けて測定した。テストセクション出入口の冷媒圧力および差圧はテストセクション出入口に設けた圧力測定タップにおいて、絶対圧計 (測定精度 ± 0.03 kPa) および差圧計 (測定精度 ± 0.01 kPa) を用いて測定した。

テストセクション入口の乾き度は、膨張弁前に設けた混合器で測定した過冷却状態の冷媒の圧力および混合平均温度から求めた比エンタルピ、プレヒーターでの投入熱量ならびに冷媒流量から算出した。テストセクション加熱部での交換熱量 Q は、加熱部での電圧値と電流値から求めた。

蒸発熱伝達率 α は次式で求めた。

$$\alpha = \frac{Q}{\pi d_{eq} L \eta (T_{wi} - T_r)} \quad (5)$$

管内壁温度 T_{wi} は式(2)の第 2 項の符号を反転させたものから算出した。摩擦圧力損失 ΔP_f は式(3)から算出した。なお、加速損失を算出する際に必要となるボイド率 ξ は近藤らの式¹³⁾から求めた。

試験伝熱管は凝縮実験に用いた 2 種類のアルミニウム製溝付管 (L0 管および L20 管) と同様である。実験は R410A を用いて、蒸発温度 10°C 、質量速度 $50 \sim 300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の範囲で行った。

3.2 蒸発熱伝達率

Fig.11 に蒸発温度 10°C 、質量速度 $100 \sim 300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ における熱伝達率を、熱流束をパラメータとして、乾き度に対して示す。図より、L0 管および L20 管ともに、乾き度が 0.6 以下で、いずれの質量速度条件でも、熱流束の増加に伴い熱伝達率は増大しており、この領域では核沸騰熱伝達支配であることがわかる。また、質量速度 $300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の熱流束 $5 \text{ kW}/\text{m}^2$ において、L0 管および L20 管ともに乾き度の増加に伴い緩やかに熱伝達率が増大している。これは、管内蒸気速度の増加による強制対流蒸発の影響によるものと考えられる。

L20 管の結果に着目すると、質量速度 $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の高乾き度域において、最も高い熱伝達率を示している。これは、強制対流蒸発の影響に加え、毛管力とせん断力により管頂部の溝部に伝熱に優れるメニスカス液膜が形成されることで、良好な熱伝達率を示したも

のと考えられる。一方、L0 管の場合、質量速度 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の熱流束 $10 \text{ kW}/\text{m}^2$ 、および $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の $20 \text{ kW}/\text{m}^2$ の条件では、乾き度の増加に伴い熱伝達率は緩やかに減少している。これは、熱流束が高い条件では管軸方向のねじれの無い L0 管の場合、管内溝による管頂部への液供給がなく、管頂部の伝熱面の一部が乾くことで熱伝達率が低下したためと考えられる。

L20 管と L0 管を比較すると、熱流束 $5 \text{ kW}/\text{m}^2$ での質量速度 200 および $300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件では、熱伝達率の差異は小さく、リード角の影響はみられない。一方、質量速度 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件では、リード角の大きい L20 管の熱伝達率は L0 管に比して、最大で 4 倍程度高い値を示している。これは、上述したように、L0 管では管頂部の伝熱面の一部が乾いているのに対して、L20 管では管内溝による管頂部への液供給により伝熱面の乾きが抑制されるとともに、伝熱に優れるメニスカス液膜が形成されるためと考えられる。また、熱流束 $20 \text{ kW}/\text{m}^2$ の結果に着目すると、L20 管は L0 管に比して高い値を示している。これは、リード角の大きい L20 管では管内溝による管頂部への液の供給により、高熱流束条件においても伝熱面の乾きが抑制されたためと考えられる。

Fig.12 に、従来提案されている Cavallini ら⁹⁾ および森ら¹⁰⁾ の熱伝達率の予測式と、実験値との比較を示す。ただし、L0 管の質量速度 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の管頂部の一部が乾いているおよびドライアウトしていると判断

Fig. 9 Schematic diagram of experimental apparatus for evaporation mode.

Fig.10 Detail of test section.

Fig.11 Evaporation heat transfer coefficients.

される結果については除いている。Cavallini らの予測式は、L0 管および L20 管の熱伝達率をわずかに過小に見積もる傾向にあるものの、良好な相関を示していることがわかる。また、森らの予測式は L0 管の熱伝達率をわずかに過大に見積もる傾向にあるものの、良好な相関を示している。以上の比較から、伝熱面に乾きが生じていない場合は、アルミニウム製溝付管についても従来銅製溝付管に対して提案されている予測式で熱伝達率を予測できていることがわかる。

3.3 蒸発流の摩擦圧力損失

Fig.13 に蒸発流の摩擦圧力損失を乾き度に対して示す。図より、摩擦圧力損失は質量速度および乾き度の増加に伴い増大することがわかる。これは、管内蒸気速度の増加に伴う蒸気せん断力の増大によるものである。また、いずれの質量速度、乾き度域において、L20 管の摩擦圧力損失は L0 管に比べて 30 %程度高い値を示している。これはリード角の増大により流動損失が増大したためである。

Fig.14 には、従来提案されている木戸ら⁷⁾、Cavallini

ら⁸⁾および久保田ら⁹⁾の圧力損失の予測式と実験結果との比較を示す。木戸らの式は、一部の実験値を過小に予測する傾向にあるものの、管による予測値のばらつきは小さいことからリード角の影響を考慮できていると考えられる。Cavallini らの式は L20 管については±30%以内で予測できているものの、リード角が適用範囲外である L0 管については摩擦圧力損失を過大に予測する傾向にある。久保田らの式は L0 管および L20 管ともに実験値を±30%以内で予測しているものの、リード角により予測値の傾向が異なり、リード角の影響を十分に考慮できていない。

4. 摩擦圧力損失の予測式の検討

これまでの比較から、従来の銅製溝付管に対して提案されている予測式ではリード角 0°までの溝の影響について十分に検討されていない。そこで、本実験結果に基づき、新たにアルミニウム製溝付管の凝縮流および蒸発流の摩擦圧力損失に関する予測式について検討を行った。

Fig.12 Comparison between experimental heat transfer and previous correlations.

管内二相流の摩擦圧力損失は、Lockhart-Martinelli パラメータ X_{tt} および二相流摩擦損失増倍係数 Φ を用いて、以下の式で整理される。

$$X_{tt} = [(1-x)/x]^{0.9} (\rho_v/\rho_L)^{0.5} (\mu_L/\mu_v)^{0.1} \quad (9)$$

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_F = \Phi_L^2 \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_L = \Phi_v^2 \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_v \quad (10)$$

ここに、 Φ_L および $(\Delta P/\Delta Z)_L$ は、液相成分のみが管内を満たして流れる場合の二相流摩擦損失増倍係数および摩擦圧力損失であり、 Φ_v および $(\Delta P/\Delta Z)_v$ は、気相成分のみが管内を満たして流れる場合の二相流摩擦損失増倍係数および摩擦圧力損失である。

木戸らは摩擦圧力損失に与える溝形状パラメータはリード角のみであると報告しており⁷⁾、次式に示す Φ_L を提案している。

$$\Phi_L = \left(1 + \frac{13}{X_{tt}} + \frac{1.5}{X_{tt}^2}\right) (1 + \tan \theta)^{0.6} \quad (11)$$

一方、久保田ら⁹⁾は流動様相により摩擦圧力損失特性が異なることに着目し、次式に示す重力補正項 F を用いて、波状流域での重力の影響を考慮している。

$$F = 1 - \exp(-1.39 Fr_v^{0.711}) \quad (12)$$

しかしながら、前述したように、木戸らの式および久保田らの式では本実験結果を適切に予測することができなかった。そこで、木戸らの式および久保田らの式

Fig.13 Frictional pressure drop of evaporation flow.

Fig.14 Comparison between experimental pressure drop and previous correlations.

の関数形を参考に、本実験結果から式中の係数および指数を見直した。以下に、新たに管内溝および流動様相を考慮して新たに提案した予測式を示す。

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_F = \Phi_L^2 \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_L = \Phi_L^2 \left[\frac{2 f_L G^2 (1-x)^2}{d_{eq} \rho_L} \right] \quad (13)$$

$$f_L = 0.046 [G(1-x) d_{eq} / \mu_L]^{-0.2} \quad (14)$$

$$\Phi_L = (1 + C F X_u^{-0.85}) (1 + \tan \theta)^{0.4} \quad (15)$$

$$C = 1.32 (\rho_L / \rho_V)^{0.45} \quad (16)$$

$$F = 1 - \exp(-2.02 Fr_V^{0.16}) \quad (17)$$

ここに、式(15)でリード角 θ の影響を、式(17)はフルード数 Fr_V を用いて質量速度の影響をそれぞれ考慮している。また、式(16)は凝縮流と蒸発流とで冷媒温度の違いによる冷媒物性値の違いを考慮するために新たに設けた係数である。

Fig.15 に、L0 管および L20 管について、提案した予測式と凝縮流および蒸発流の実験値との比較を示す。予測式(13)～(17)は L0 管および L20 管について凝縮・蒸発流によらず実験値を $\pm 20\%$ 以内で予測できており、摩擦圧力損失に及ぼすリード角の影響を十分に考慮できていることがわかる。

5. 結言

本研究では、冷媒 R410A のアルミニウム製溝付管内での凝縮および蒸発実験を行い、溝形状が熱伝達および圧力損失特性に及ぼす影響について実験的に明らかにした。

凝縮熱伝達特性に及ぼすリード角の影響は、低質量速度域で顕著であり、L20 管は L0 管に比して最大 3 倍程度の伝熱促進効果を示した。また、リード角の大きい L20 管の凝縮流の摩擦圧力損失は、L0 管に比べて 20～30 %程度高い値を示した。

蒸発熱伝達特性に及ぼすリード角の影響は、質量速度 100 kg/(m²s)、および質量速度 200 kg/(m²s)の熱流束 20 kW/m²の条件で顕著であり、L20 管は L0 管に比して良好な熱伝達率を示した。また、L20 管の蒸発流の摩擦圧力損失は L0 管に比べて 30 %程度高い値を示した。

アルミニウム製溝付管の凝縮流および蒸発流の実験結果に基づき、リード角、流動様相および冷媒物性の影響を考慮した摩擦圧力損失の予測式を新たに提案した。この予測式は凝縮流および蒸発流の摩擦圧力損失を $\pm 20\%$ 以内で予測可能である。

本研究の遂行にあたり、東京海洋大学大学院 広瀬正尚氏の協力を得るとともに、JSPS 科研費 JP25420861 の支援を頂いた。また、試験伝熱管については、三菱アルミニウム株式会社に提供頂いた。ここに記して謝意を示す。

Fig.15 Comparison between experimental data and calculated value of new correlations.

参考文献

- 1) M. Goto *et al*, Int. J Refrig., 26(2003), 410 - 416.
- 2) 米本龍一郎, 小山繁: 冷空論, 24(2), (2007), 139 - 148.
- 3) 井上順広 他 5 名: 銅と銅合金, 47(1), (2008), 583 - 586.
- 4) 一瀬純弥, 井上順広: 冷空論, 28(4), (2011), 469 - 478.
- 5) A. Cavallini *et al*, Eurotherm Seminar, 62, (1998), 222 - 231.
- 6) 森 他 4 名: 冷空講論, (2002), 547 - 550.
- 7) 木戸 他 3 名: 冷空論, 11(2), (1994), 43 - 54
- 8) A. Cavallini *et al*, Heat and Technology, 15(1), (1997), 3 - 10.
- 9) 久保田 他 2 名: 冷空論, 18(4), (2001), 393 - 401.
- 10) E.W. Lemmon, M.L. Huber and M.O. McLinden, NIST Standard Reference Database 23, REFPROP Ver. 9.0, (2010).
- 11) S. Koyama *et al*, The reports of Institute for advanced Material Study, Kyushu University, 15(1), (2001), 79-85.
- 12) A. Cavallini *et al*, Heat Transfer Engineering, 27(8), (2006), 31 - 38.
- 13) C. Kondou *et al*, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, (2008), 2321.