

(技術資料)

吸収式蒸発器用伝熱管「エンドクロス® 19山」の伝熱性能

Heat Transfer Performance of Enhanced Heat Transfer Endcross™ ECHT19fpi Tube for Absorption Chiller Evaporators



高橋宏行*
Hiroyuki Takahashi



佐伯主税*
Chikara Saeki

This paper presents the heat transfer performance of an enhanced heat transfer tube called Endcross ECHT19fpi. This new heat transfer tube was developed for falling film evaporators in absorption chillers. Three heat transfer tube types - 1) Endcross ECHT19fpi; 2) ECHT26fpi; 3) LFT19fpi (a 19fin/inch low-finned tube) - were compared under actual operating conditions in an absorption chiller unit. The overall heat transfer coefficient of the Endcross ECHT19fpi was approximately 30% higher than that of the ECHT26fpi and 130% higher than that of the LFT19fpi.

まえがき = 臭化リチウム (LiBr) 系の吸収式冷凍機は、冷媒にフロンを使用せず、水を使用した冷凍機である。本冷凍機の駆動源は、ガス、重油、高圧蒸気以外に排熱、太陽熱及び地熱などの熱エネルギーが利用可能であり、昨今地球環境汚染が深刻化するなかで、環境に優しい冷凍機として、世界的に注目されている。特に、エネルギー資源の乏しい日本を含めたアジア圏では、空調用として多用されており、当社は、大手メーカー各社に高性能伝熱管を納入して高いシェアを有している。

吸収式冷凍機は、吸収器、蒸発器、再生器及び凝縮器の4つの主要熱交換器にて構成されている。その中で、蒸発器は吸収器に次いで伝熱面積及び容積が大きく、吸収式冷凍機全体の効率に大きな影響を及ぼす。この蒸発器は、熱交換器内に水平に配置された伝熱管表面に冷媒を滴下または散布する流下液膜式熱交換器が採用されており、伝熱管外表面に冷媒液膜を形成して蒸発させ、伝熱管内の流体を冷却する。近年、省エネルギーニーズの高まりから、高効率機器の開発が進められ、伝熱管に対しても更なる高性能化が求められている。

当社は、蒸発器用伝熱管として高性能で軽量のエンドクロスチューブ26山 (ECHT26fpi)¹⁾を開発・販売して

きたが、更なる高性能化要求に応えるべく、内外面の形状改善を図り、エンドクロスチューブ19山 (ECHT19fpi)を開発した。本技術資料では、ECHT19fpiを当社吸収式伝熱性能試験装置で測定した流下液膜式蒸発伝熱性能と管内圧力損失について、ECHT26fpi及びローフィンチューブ19山 (LFT19fpi)と比較した結果を報告する。

1. ECHT19fpiの特徴

ECHT19fpiは、管外表面にピラミッド状の独立突起を多数有したもので、管軸長さ方向1インチあたり19山相当のピッチで螺旋状に設けられている。この独立突起により、管上方より滴下または散布される液冷媒の管軸方向への流動性が向上し、管全体を濡れ広がりやすく、また液冷媒が薄膜化する。一方、管内面には乱流効果を促進させるため、螺旋状のリブを設け、管内側伝熱係数の向上を図っている。

今回評価したECHT19fpi、比較材のECHT26fpiならびにLFT19fpiの形状寸法値を表1に、ECHT19fpiの外観、管軸平行断面ならびに管軸直角断面の写真を写真1~写真3に示す。

伝熱管の素材は、低りん脱酸銅管 (JIS H 3300 C1201TS-

表1 供試管形状寸法
Table 1 Test tubes geometry

Test tube name	Unenhanced section	Enhanced section					
	Outside x Wall thickness (mm)	Diameter over fins (mm)	Fin height (mm)	Average wall thickness (mm)	Inside diameter (mm)	Number of fin (fpi)	Inside
ECHT19fpi	16 x 0.70	15.95	0.40	0.50	14.15	19	25ridges, 43°, 0.25h
ECHT26fpi	16 x 0.65	15.78	0.26	0.57	14.12	26	8ridges, 43°, 0.18h
LFT19fpi	16 x 1.32	15.72	1.45	0.82	11.18	19	Smooth

*アルミ・銅カンパニー 桑野工場 銅管研究室

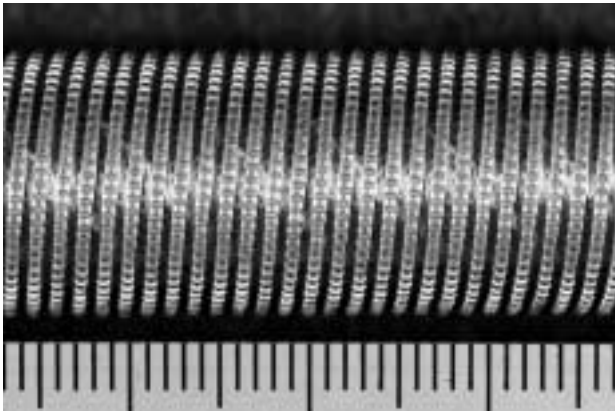


写真 1 ECHT19fpi の外観
Photo 1 Appearance of ECHT19fpi

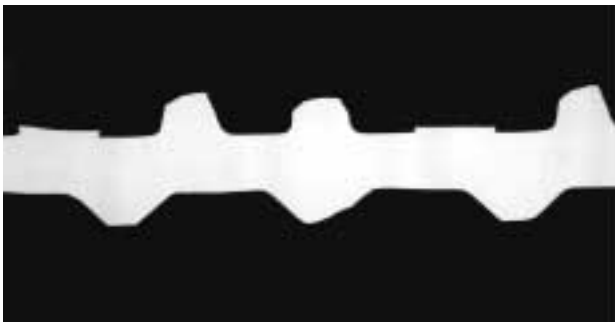


写真 2 ECHT19fpi の管軸平行断面
Photo 2 Cross-sectional view of ECHT19fpi
(Cut in longitudinal slice)



写真 3 ECHT19fpi の管軸直角断面
Photo 3 Cross-sectional view of ECHT19fpi
(Cut in round slice)

1/2H) を使用し、伝熱管加工後に低温焼鈍にて残留応力除去ならびに管内外面を加熱脱脂した。なお、エンドクロスチューブは、全て応力腐食割れ感受性を抑えるため、低温焼鈍を実施して納入している。

2. 試験装置

2.1 伝熱試験装置

吸収式伝熱性能試験装置の概略図を図 1 及び図 2 に示す。試験装置は、一重効用の吸収式冷温水機とほぼ同じサイクルとなっており、吸収器、蒸発器、再生器、凝縮器及び溶液熱交換器により構成されている。再生器では、吸収器より戻ってくる希溶液を電気ヒータにて加熱し、水蒸気を発生させるとともに、溶液を濃縮させる。濃縮された臭化リチウム溶液は、遠心型ポンプにより一定流量送り出され、溶液熱交換器を経由して吸収器に供給される。吸収器に供給される溶液温度は、溶液熱交換器に流す冷却水量を制御して温度を調節した。一方、再生器で発生した水蒸気は、凝縮器に供給され、凝縮器内に設置した伝熱管内を流れる冷却水と熱交換されて凝縮し、凝縮液は蒸発器に供給される。

蒸発器及び吸収器本体は、水平に伝熱管を設置し、管端部は伝熱管の交換を容易にするため Oリングにてシールする構造としている。また、熱交換器の両側面は、冷媒及び吸収液の流動が伝熱管の全面に渡って観察できるように、観察用窓を設けている。伝熱管の有効長は、蒸

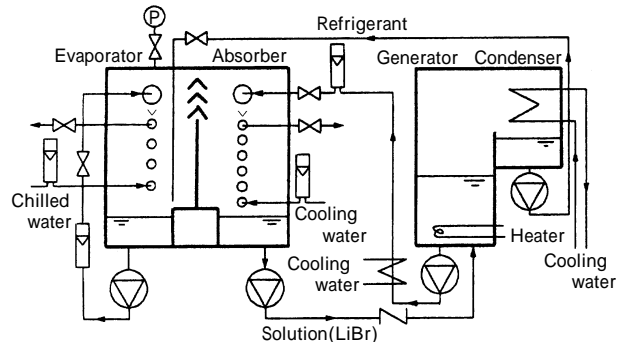


図 1 吸収式伝熱性能試験装置概略図
Fig. 1 Schematic diagram of heat transfer test apparatus

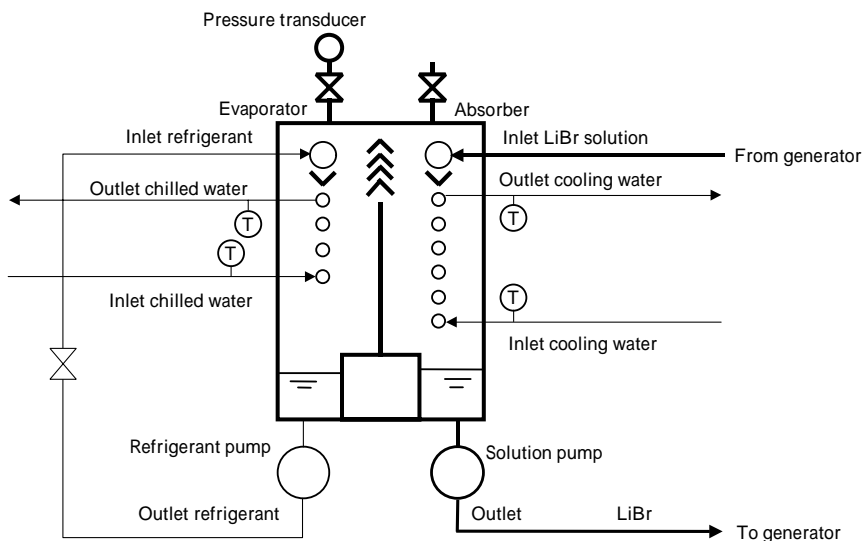


図 2 試験部概略図
Fig. 2 Schematic diagram of test section

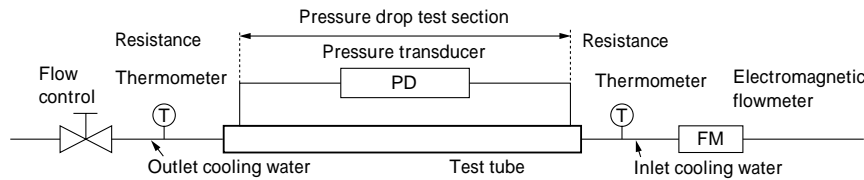


図3 圧力損失評価装置概略図
Fig. 3 Schematic diagram of pressure drop test apparatus

発器及び吸収器ともに1050mmであり、蒸発器の管配列は、1列4段で4本設置し、吸収器の管配列は、1列6段で6本設置した。また管内を通水する冷却水及び冷水の温度は、自動的に調節する機構としている。蒸発器の冷水は4パス、吸収器の冷却水は6パスにて各々一定流量を通水した。冷媒の散布は、散布トレーによる滴下式を採用した。散布トレーは伝熱管最上段の上方に設置し、蒸発器下部に貯めた冷媒をポンプにて散布トレーに供給し、滴下ピッチ10mmにて試験した。

蒸発圧力の測定は、ダイヤフラム型絶対圧力変換器を蒸発器上部に設置して測定した。冷水の出入口温度は、クォーツ温度計を出入口に各々設置して測定し、冷水流量は容積式流量計で測定した。また、冷媒散布量はコリオリ式質量流量計にて測定した。伝熱性能は、各測定器の信号をハイブリッドレコーダに取込んで数値変換した。

なお、管内側伝熱係数の算出は、フロン管外凝縮・沸騰試験装置を使用して算出した。試験装置の概要ならびに試験方法は、参考文献2)を参照いただきたい。

2.2 管内圧力損失評価装置

圧力損失評価装置の概略図を図3に示す。

評価に用いた供試管の両管端に、ドリルにて0.5mmの孔を各々4箇所空け、内バリを除去した後に、圧力取出し用継手のピエゾメータリング³⁾を取付け、それを差圧計に接続して差圧を測定する構造とした。供試管内は、冷却水タンク内に設けられた冷却コイルと電気ヒータにて一定温度に調節した冷却水を管内に通水した。

差圧の測定はダイヤフラム式圧力変換器にて測定し、冷却水の出入口温度は白金測温抵抗体を供試管端に各々設置して測定し、冷却水流量は電磁流量計にて測定した。

3. 評価方法

3.1 伝熱性能評価条件及び評価方法

試験条件は、実機での運転条件を考慮し、表2に示す

表2 伝熱性能評価条件
Table 2 Conditions of heat transfer test

Pressure in test chamber	0.8kPa
Refrigerant flow rate	0.75 to 1.50kg/m/min
Chilled water velocity*	1.5m/s
Temperature of outlet chilled water	7.0
Pieces of tube	1 row × 4 steps
Number of pass	4
Vertical tube pitch	24mm
Pitch among refrigerant drop	10mm
Tube length of the test section	1050mm

* Water velocity based on inside diameter of the enhanced section

条件で評価した。

伝熱性能試験方法は、蒸発器の伝熱管に一定流量の冷水を流し、冷水出口温度が評価条件になるように冷水入口水温を調節した。一方、吸収器の伝熱管には、入口温度を一定にした冷却水を流し、器内圧力が評価条件になるように冷却水流量を調節した。その後、定常状態になったことを確認した後、器内圧力、冷水流量及び出入口温度、冷媒散布流量を測定した。総括伝熱係数 K_0 及び管外側伝熱係数 h_0 は、下記にて算出した。

1) 冷水伝熱量 Q

冷水流量及び冷水出入口温度より、式(1)にて算出した。

$$Q = G_w \cdot C_p \cdot (T_{in} - T_{out}) \dots \dots \dots (1)$$

ここで、

- Q : 冷水伝熱量 (kW)
- G_w : 冷水流量 (kg/h)
- C_p : 冷水比熱 (kJ/kg/K)
- T_{in} : 冷水入口温度 ()
- T_{out} : 冷水出口温度 ()

である。

2) 対数平均温度差 $LMTD$

冷水出入口温度及び冷媒蒸発温度より、式(2)にて算出した。なお、冷媒蒸発温度 T_e は、蒸発圧力より予め蒸気表⁴⁾より作成した相関式を用いて換算した数値である。

$$LMTD = (T_{in} - T_{out}) / \ln\{(T_{in} - T_e) / (T_{out} - T_e)\} \dots \dots (2)$$

ここで、

- $LMTD$: 対数平均温度差 ()
- T_e : 冷媒蒸発温度 ()

である。

3) 管外表面積 A_0

管外表面積は、供試管突起部外径を基準とし、式(3)にて算出した。

$$A_0 = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N \dots \dots \dots (3)$$

ここで、

- A_0 : 供試管突起部外表面積 (m²)
- π : 円周率 (= 3.14156) (-)
- D_o : 供試管突起部外径 (m)
- L : 供試管伝熱 (m)
- N : 供試管本数 (piece)

である。

4) 総括伝熱係数 K_0 (外表面積基準)

前述の(1)~(3)式にて算出した数値を用いて、式(4)にて算出した。

$$K_0 = Q / (LMTD \cdot A_0) \dots \dots \dots (4)$$

ここで、

K_0 : 総括伝熱係数 (外表面積基準) (kW/m²K)

である。

5) 管内表面積 A_i

管内表面積は、供試管突起部最大内径を基準とし、式(5)にて算出した。

$$A_i = \pi \cdot D_{imax} \cdot L \cdot N \dots \dots \dots (5)$$

ここで、

- A_i : 供試管突起部内表面積 (m²)
- D_{imax} : 供試管突起部最大内径 (m)

である。

6) 管壁熱抵抗 R_w

管壁熱抵抗は、供試管突起部外径及び最大内径を基準とし、式(6)にて算出した。

$$R_w = \ln(D_o/D_{imax}) / (2 \pi \cdot k_{wall} \cdot L \cdot N) \dots \dots \dots (6)$$

ここで、

- R_w : 管壁熱抵抗 (mK/kW)
- k_{wall} : 管壁の熱伝導率 (kW/mK)

である。

7) 管外側伝熱係数 h_o

管外側伝熱係数は、式(7)を式(8)に変換して算出した。

$$1/K_0 = (A_o/A_i) \cdot (1/h_i) + 1/h_o + A_o \cdot R_w \dots \dots \dots (7)$$

$$h_o = 1 / [1/K_0 - (A_o/A_i) \cdot (1/h_i) - A_o/R_w] \dots \dots \dots (8)$$

ここで、

- h_i : 管内側伝熱係数 (kW/m²K)
- h_o : 管外側伝熱係数 (kW/m²K)

である。

8) 管内側伝熱係数 h_i

管内側伝熱係数は、Dittus-Boelter の式⁵⁾が適用されるものと仮定し、式(9)にて算出した。なお、Dittus-Boelter 係数 (DBC_i 値) は、予め Wilson plot 法⁶⁾にて算出した数値を用いた。また、レイノルズ数は供試管フィン加工部内径を代表長さとし、式(10)及び式(11)にて算出した。

$$h_i = DBC_i \cdot (k/D_{imax}) \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \dots \dots \dots (9)$$

$$Re = V_i \cdot D_{imax} / \nu \dots \dots \dots (10)$$

$$V_i = G_w / (3600 \cdot \pi \cdot D_{imax}^2 / 4) \dots \dots \dots (11)$$

ここで、

- DBC_i : Dittus-Boelter 係数 (-)
- k : 冷水の熱伝導率 (kW/mK)
- Re : レイノルズ数 (-)
- Pr : プラントル数 (-)
- V_i : 冷水流速 (m/s)
- ν : 冷水の動粘性係数 (m²/s)
- ρ : 冷水密度 (kg/m³)

である。

9) 冷媒散布量

冷媒散布量は、管両側を流れる冷媒量とし、式(12)にて算出した数値を使用した。

$$G_{ref} = G_w / L \dots \dots \dots (12)$$

ここで、

- G_{ref} : 冷媒散布量 (kg/m/min)
- G_w : 冷媒流量 (kg/min)

表3 圧力損失評価条件

Table 3 Conditions of pressure drop test

Water velocity**	1.0 to 3.0m/s
Temperature of inlet cooling water	25.0
Tube length of the test section	1 050mm

** Water velocity based on inside diameter of the enhanced section

である。

3.2 圧力損失評価条件及び評価方法

管内圧力損失の試験条件を、表3に示す。

評価は、供試管の管内に入口水温一定にした冷却水を流し、各冷却水流量での温度及び差圧が安定したことを確認した後に、差圧及び管内冷却水流量を測定し、管内圧力損失及び管摩擦係数を下記にて算出した。

1) 管摩擦係数 f_D

管摩擦係数の算出式は、Darcy-Weisbach の式(13)⁷⁾を用いた。測定値に基づいて、レイノルズ数に対する管摩擦係数を算出し、その数値を用いてm当たりの管内圧力損失値を、式(13)を変形した式(14)にて算出した。

$$f_D = (P/g) \cdot (D_{imax}/L) \cdot (2g/V_i^2) \cdot (1/\rho) \dots \dots (13)$$

$$P = f_D \cdot (L/D_{imax}) \cdot (V_i^2/2) \cdot \rho \dots \dots \dots (14)$$

ここで、

- f_D : 管摩擦係数 (-)
- P : 圧力損失 (Pa)
- D_{imax} : 供試管突起部最大内径 (m)
- L : 差圧有効長 (m)
- g : 重力の加速度 ($g = 9.80665$) (m/s²)
- V_i : 冷却水流速 (m/s)
- ρ : 冷却水密度 (kg/m³)

である。

4. 評価結果

4.1 管内ヌッセルト数及び管内圧力損失の評価

管内レイノルズ数 Re に対する管内ヌッセルト数 Nu_i ($Nu_i = h_i \cdot D_{imax} / k$) を図4に、供試管 DBC_i 値の計算結果を表4に示す。ECHT19fpiの管内ヌッセルト数は、管内面のリブ数が増えたことにより、ECHT26fpiと比較して約1.6倍、LFT19fpiと比較して約2.1倍に向上した。管

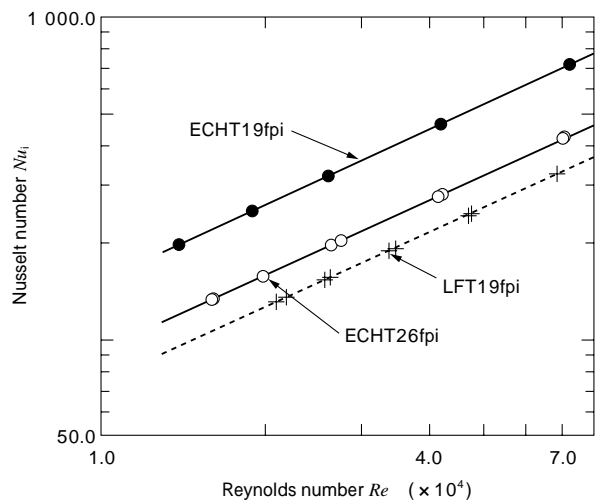


図4 レイノルズ数に対する管内ヌッセルト数
Fig. 4 Water-side Nusselt number vs. Reynolds number

表 4 供試管の Dittus-Boelter 係数
Table 4 Calculated Dittus-Boelter coefficient

Test tube	DBC_i coefficient
ECHT19fpi	0.04953
ECHT26fpi	0.03008
LFT19fpi	0.02384

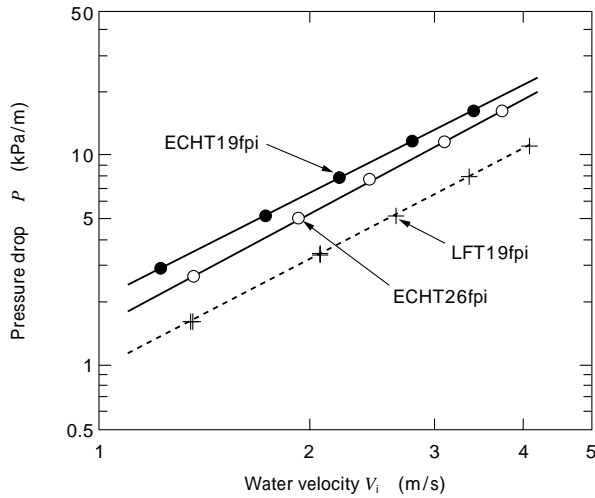


図 5 管内水流速に対する管内圧力損失
Fig. 5 Pressure drop vs. water velocity

内水流速に対する管内圧力損失を図 5 に示す。ECHT19fpi の管内圧力損失は、ECHT26fpi と比較して約 1.3 倍、LFT19fpi と比較して約 1.95 倍に増加した。ECHT19fpi の圧力損失は、管内ヌセルト数と同様に、管内面のリップ数が多いことにより ECHT26fpi よりも増加する傾向を示すが、圧力損失の増加率よりも、管内側伝熱係数の増加率の方が高い傾向を示した。管内レイノルズ数 Re に対する管摩擦係数を図 6 に示す。

4.2 総括伝熱係数の評価

冷媒散布量に対する総括伝熱係数を図 7 に示す。

ECHT19fpi は、LFT19fpi 及び ECHT26fpi と比較して大幅に性能向上し、ECHT19fpi の総括伝熱係数は ECHT26fpi と比較して約 1.3 倍、LFT19fpi と比較して約 2.3 倍（冷媒散布量 1.0kg/m/min 時）に向上した。

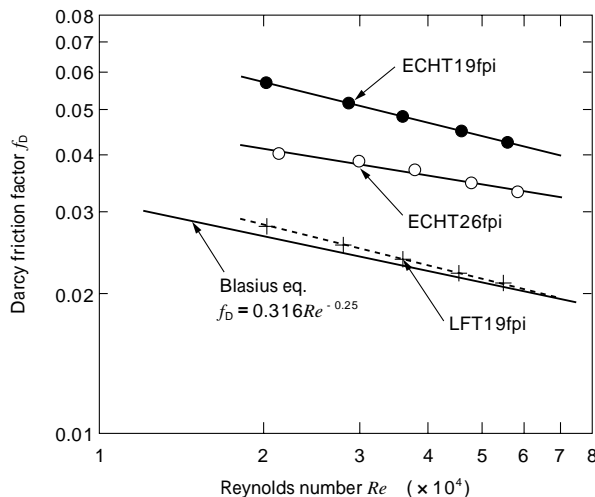


図 6 レイノルズ数に対する摩擦係数
Fig. 6 Darcy friction factor vs. Reynolds number

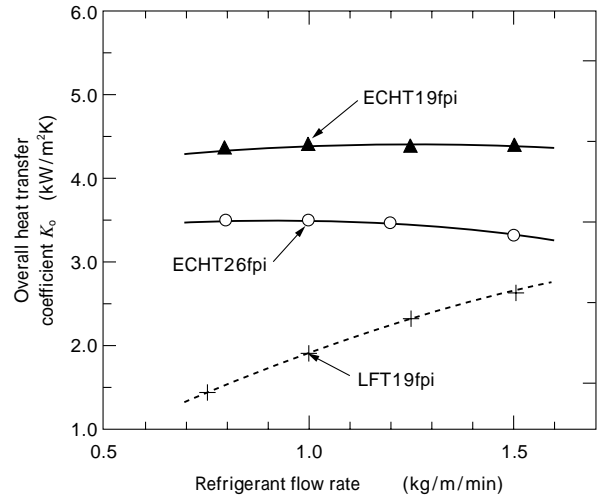


図 7 冷媒散布量に対する総括伝熱係数
Fig. 7 Overall heat transfer coefficient vs. refrigerant flow rate

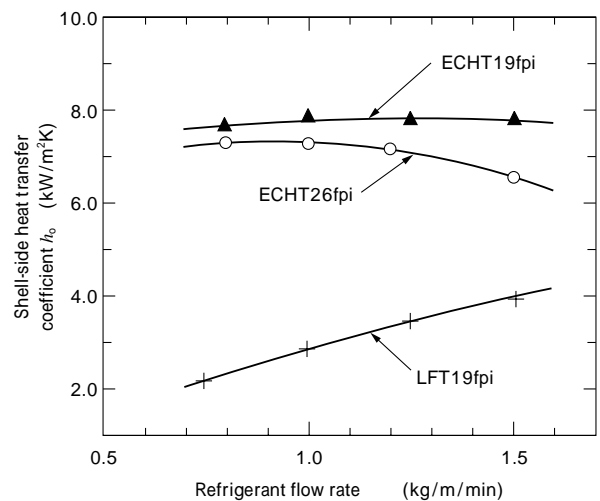


図 8 冷媒散布量に対する管外側伝熱係数
Fig. 8 Shell-side heat transfer coefficient vs. refrigerant flow rate

冷媒散布量の影響を評価した結果、ECHT26fpi は散布量が多くなると性能が低下する傾向を示したが、ECHT19fpi は散布量が多い場合でも性能低下がほとんどなく、冷媒散布量に影響されにくい傾向を示した。

4.3 管外側伝熱係数の評価

冷媒散布量に対する管外側伝熱係数を図 8 に示す。

ECHT19fpi の管外側伝熱係数は、ECHT26fpi と比較して約 1.1 倍、LFT19fpi と比較して約 2.8 倍（冷媒散布量 1.0kg/m/min 時）に向上した。

冷媒散布量の影響は、総括伝熱係数での傾向と同様に、ECHT26fpi は散布量が多いと性能が低下する傾向を示したが、ECHT19fpi は、散布量が多い場合でも性能低下がほとんどなかった。これは、管外の独立突起を少なくしたことにより、管軸方向への冷媒の流動性が向上して、濡れ広がり性が良くなり、また管円周方向への流動性も良くなって、突起先端部の液冷媒が突起間溝部の液冷媒に引寄せられ、液冷媒が伝熱管より早く離脱して薄膜化し、突起先端での蒸発が促進されたものと推察する。小林らの流動解析においても、19 山は 26 山と比較して蒸発量が大幅に向上することが報告されている⁸⁾。

むすび=今回、内外面の性能を改善した、エンドクロスチューブ ECHT19fpi を開発した。現在も更なる性能向上を図るため開発を進めている。また、蒸発器以外にも高性能の吸収器及び凝縮器用伝熱管を開発中であり、吸収式冷凍機の小型化を通じて産業界に貢献していきたい。

参 考 文 献

- 1) 高橋宏行ほか：伸銅技術研究会誌，Vol.38 (1999) p.263.
- 2) 高橋宏行ほか：伸銅技術研究会誌，Vol.40 (2001) p.223.
- 3) 国清行夫ほか：最新機械工学シリーズ6「水力学 改訂SI版」，(1993) p.165，森北出版．
- 4) (社)日本機械学会：伝熱工学資料，(1991) p.331.
- 5) 甲藤好郎ほか：伝熱学特論，(1984) p.43，養賢堂．
- 6) J. B. Huber et al.：ASHRAE Transaction, Vol.100, Part2(1994)，p.239.
- 7) 国清行夫ほか：最新機械工学シリーズ6「水力学 改訂SI版」，(1993) p.96，森北出版．
- 8) 小林利行ほか：第43回銅及び銅合金技術研究会講演概要集，(2003) p.29.