

代替冷媒用高性能内面溝付管HFタイプの開発

Development of HF-type High-Performance Multi-Grooved Tubes for Alternative Refrigerants

森 康敏*
Yasutoshi Mori

山本孝司*
Koji Yamamoto

住友哲也*
Tetsuya Sumitomo

橋爪利明*
Toshiaki Hashizume

概要 現在の冷凍空調器に使用されている冷媒は、オゾン破壊係数（ODP）がゼロであるR410A、R407C等の代替フロンが主流となりつつあり、これら代替フロンを使用した空調機の開発及び商品化が急速に進んでいる。また、トップランナー方式の導入により、空調機の高効率化、省エネ化は重要な課題となっている。本報では代替フロン用に開発したHFタイプ高性能内面溝付管の伝熱特性について明らかにした。

その結果、代替フロンR410A、及びR407Cで普及品に比べ伝熱性能を飛躍的に向上させることができ、特にR407Cの場合には、従来問題になっていたR22からの性能低下分以上に性能向上が行われ、普及品と比較すると約1.5倍近く性能向上が行われた。

またフィンがシャープなHFタイプ内面溝付管の溝底部にボトムテーパーを形成することにより、このようなフィンがシャープな形状でも良好な拡管を行うことができ、熱交換器としての性能向上を達成させることが可能であることがわかった。

1. はじめに

現在の冷凍空調機器に使用されている冷媒は、オゾン層破壊等の地球環境問題により従来から使用されてきたフロンR22に代わりオゾン破壊係数（ODP）がゼロであるR410A、R407C等の代替フロンが主流となりつつある。これら代替フロンを使用した空調機の開発及び商品化が急速に進んでいるが、R22を使用した空調機に比べ、効率が低下する傾向にある。

また地球温暖化防止京都議定書の合意を受けて、二酸化炭素（CO₂）発生量を抑制する「エネルギーの使用の合理化に関する法律」（省エネ法）の改正が行われ2004年以降の実施が予定されている。本改正法の特徴は、2010年のCO₂発生量を1990年水準に戻すために「トップランナー方式」を導入するというもので、各メーカーとも家電機器の高効率化及び省エネ化の開発が今後更に進むものと考えられる。

このようなルームエアコン、パッケージエアコンの高効率化及び省エネ化の方法として、空調機用の伝熱管として内面溝付管を使用する方法が現在広く普及し、その溝形状の改良による高性能化が進められている。

内面溝付管（当社商品名：古河マルチグルーブドチューブ、略FMGT®）は、管内に微細な溝を螺旋状に多数形成させた伝熱管であり、平滑管に比べて飛躍的に管内熱伝達率が向上するものである。

当社では以前フロンR22に対して深溝の高性能タイプ内面溝付管の提案を行ったが、代替フロンでのユーザーの求める性能としては十分とはいえなかった¹⁾。そこで溝形状の更なる最適化を行い、代替フロン用高性能内面溝付管HFタイプを開発した。

本報では新たに開発した高性能内面溝付管HFタイプの代替フロンR410A、R407Cに対する伝熱特性について報告する。

2. 供試管

高性能内面溝付管HFタイプの特徴は、図1に示すように溝を深く、山頂角をよりシャープにすることにより、伝熱性能を飛躍的に向上させたものである。更に従来このようなシャープなフィンでは、熱交換器への組み込み時の拡管工程でフィンが傾く等の問題を解決するためにフィンの根元にボトムテーパーを設け、熱交換器としての性能向上を達成させている。

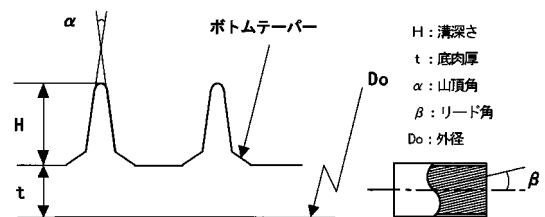


図1 HFタイプ
Multi-Grooved Tube HF-type

* メタル総合研究所 第一研究部 空調製品グループ

表1 供試管の寸法と断面形状写真
Specification of the tested tubes

No.	タイプ	外径 (mm)	底肉厚 (mm)	溝数	リード角 (度)	溝深さ (mm)	山頂角 (度)	断面形状写真
1	HFタイプ	6.35	0.25	45	13	0.24	15	
2	普及品		0.26	50	13	0.18	40	
3	HFタイプ	7.00	0.25	55	16	0.26	15	
4	従来高性能品		0.25	50	13	0.24	30	
5	普及品		0.27	60	18	0.15	56	
6	HFタイプ	9.53	0.29	64	16	0.27	15	
7	普及品		0.28	60	18	0.15	56	

表1に今回使用した供試管の寸法と断面形状を示す。供試管の外径は、エアコンで主に使われている外径6.35, 7.0, 9.53 mmとし、高性能内面溝付管HFタイプと比較用供試管としてR22用の普及品、そして外径7 mmでは前回報告したR22用高性能溝付管とした¹⁾。これらの供試管について、以下の方法で管内伝熱特性について測定を行った。

3. 実験方法

今回の実験で使用した実験装置のフローシートを図2に示す。また表2に実験条件を示す。

実験装置は一般の空調機と同様に全体が冷凍サイクルにより構成されている。テストセクションは二重管式熱交換器になっており、供試管はその内管に取り付けられる。そして供試管内に冷媒を流し、外側シェルとの間にその冷媒と対向流に水を流し、伝熱管有効長4 mで熱交換を行わせる。その供試管の冷媒の入口出口条件は表2に示すように空調機の熱交換器入口条件と同一の条件となるように水温を調整したあとに測定を行う。今回の実験条件は、供試管の入口出口冷媒飽和温度の平均が、凝縮実験時に48℃、蒸発実験時に5℃とした。そして、得られた結果をもとに、表3に示すような方法で伝熱管の管内伝熱特性を示す管内熱伝達率を算出する。

また管内圧力損失は、供試管の入口、出口の圧力差として求められる。

また代替フロンは混合冷媒であるためにその組成比は各条件で一定ではない。このために実験中に圧縮機出口部の冷媒採取部で冷媒を採取し、ガスクロマトグラフにより冷媒組成比を測定しながら実験を行った。

代替フロンのHFC類は、従来のR22用の冷凍機油と添溶性がないために、エステル系の冷凍機油を使用した。

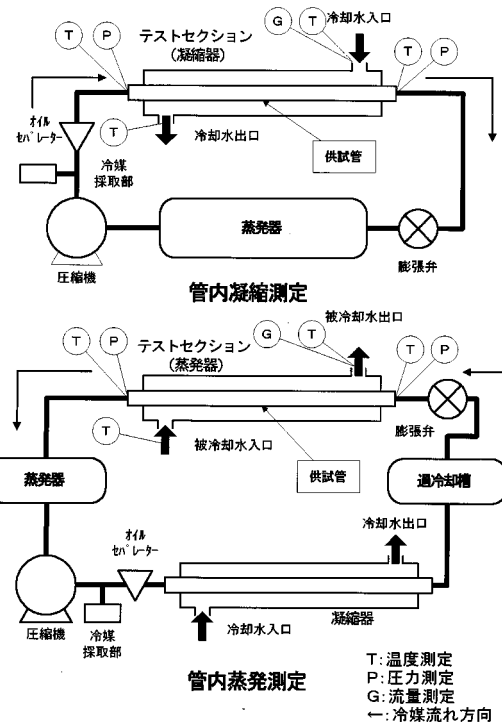


図2 測定装置のフローシート
Flow sheet of experimental apparatus

表2 実験条件
Test conditions

凝 縮		蒸 発	
冷媒平均飽和温度	48	冷媒平均飽和温度	5
冷媒入口過熱度	35	冷媒入口乾き度	0.21
冷媒出口過冷却度	5	冷媒出口過熱度	1
伝熱管有効長さ	4 m	伝熱管有効長	4 m
使用冷媒	R410A (R32/R125 50/50 wt%) R407C (R32/R125/R134a 23/25/52 wt%)		
使用冷凍機油	エステル系油		

表3 管内熱伝達率の算出方法
Method for calculating the inside heat transfer coefficient

1. 交換熱量 (kW)

$$Q = G \cdot C_p \cdot |t_{w1} - t_{w2}|$$

2. 対数平均温度差 ()

・凝縮時

$$t_m = \frac{(t_{s1} - t_{w2}) - (t_{s2} - t_{w1})}{\ln \frac{t_{s1} - t_{w2}}{t_{s2} - t_{w1}}}$$

・蒸発時

$$t_m = \frac{(t_{w1} - t_{s2}) - (t_{w2} - t_{s1})}{\ln \frac{t_{w1} - t_{s2}}{t_{w2} - t_{s1}}}$$

3. 管外熱伝達率 (kW/m²K)

$$o = 0.02 (k/D_e) (D/d)^{0.53} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3}$$

4. 管内熱伝達率 (kW/m²K)

$$i = \frac{1}{\frac{A \cdot t_m}{Q} + \frac{1}{o}}$$

5. 冷媒流速 (kg/m²s)

$$V_f = \frac{Q}{\Delta h \cdot F}$$

- G : 冷却水流量 (kg/s)
- C_p : 冷却水比熱 (kJ/kgK)
- t_{w1} : 冷却水入口温度 ()
- t_{w2} : 冷却水出口温度 ()
- t_{s1} : 冷媒入口飽和温度 ()
- t_{s2} : 冷媒出口飽和温度 ()
- D_e : 環状部相当直径 (m)
- k : 冷却水熱伝導率 (kW/mK)
- D : シェル内径 (m)
- d : 供試管外径 (m)
- Re : 冷却水レイノルズ数
- Pr : 冷却水プラントル数
- A : 供試管外表面積 (m²)
- F : 供試管内流路面積 (m²)
- Δh : 冷媒エンタルピ差 (kJ/kg)

4. 伝熱性能実験結果

4.1 外径7 mmでのHFタイプの管内伝熱特性

4.1.1 管内凝縮熱伝達率

外径7 mm伝熱管において、図3に代替フロンR410A時の管内凝縮熱伝達率を示し、図4には代替フロンR407C時の管内凝縮熱伝達率を示す。また同図上にはフロンR22での普及品の測定結果も示した。

普及品において、R410Aの熱伝達性能はR22とほぼ同等性能であった。これに対してR407Cの場合、R22よりも性能低下する傾向にあった。これは冷媒の特性の差によるものであり、R410Aの場合、擬似共沸混合冷媒であるために単一冷媒のような挙動を示すに対して、R407Cは非共沸混合冷媒であるために、凝縮時の液膜内に濃度境界層が発生し、熱伝達特性を妨げると言われている。

HFタイプ及び従来高性能品の深溝形状は、両冷媒で普及品に対して性能が向上する傾向にあったが、特にHFタイプの性能向上は優れており、普及品と比較すると約1.5倍の性能向上が見られる。特に従来問題になっていた冷媒をR22からR407Cに変更した場合に起こる性能低下にも有効であり、R22の普及品の性能に比べても、1.3倍の性能向上が図られている。

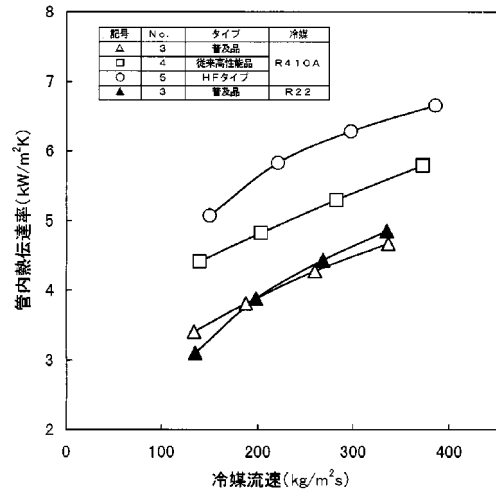


図3 代替フロンR410Aにおける外径7 mm伝熱管の管内凝縮熱伝達率

Inside condensing heat transfer coefficient of 7 mm Multi-Grooved Tubes with R410A

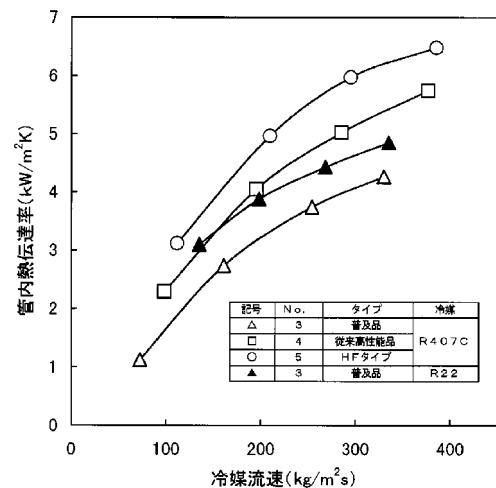


図4 代替フロンR407Cにおける外径7 mm伝熱管の管内凝縮熱伝達率

Inside condensing heat transfer coefficient of 7 mm Multi-Grooved Tubes with R407C

HFタイプの凝縮性能向上の要因としては、山頂角を15°と小さくし、シャープな形状とすることで、溝を深くしても十分な溝底幅を確保でき、凝縮時の液膜が溝底部分でも十分薄くなり、性能が向上したものと考えられる。

4.1.2 管内蒸発熱伝達率

外径7 mm伝熱管において、図5に代替フロンR410A時の管内蒸発熱伝達率を示し、図6には代替フロンR407C時の管内蒸発熱伝達率を示す。また同図上にはフロンR22での普及品の測定結果も示した。

普及品において、R410Aの熱伝達性能はR22よりも向上する傾向にあった。これに対してR407Cの場合、R22よりも大きく性能低下する傾向にあった。この傾向は凝縮熱伝達率とほぼ同様であり、原因としては冷媒の特性によると考えられる。

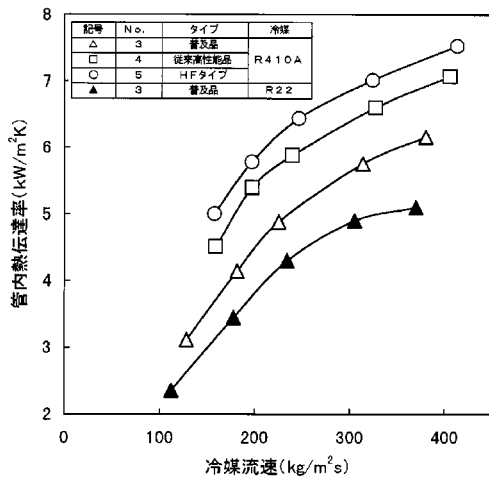


図5 代替フロンR410Aにおける外径7 mm 伝熱管の管内蒸発熱伝達率
Inside evaporating heat transfer coefficient of 7 mm Multi-Grooved Tubes with R410A

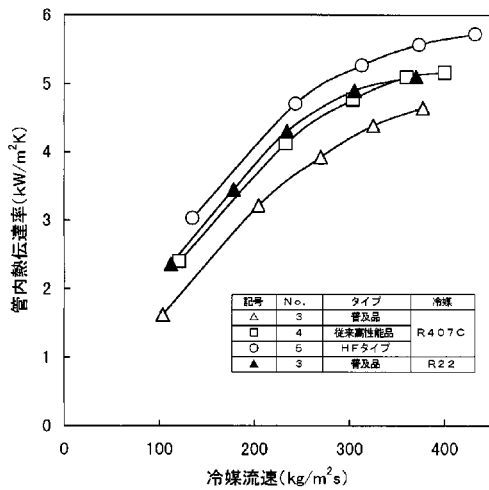


図6 代替フロンR407Cにおける外径7 mm 伝熱管の管内蒸発熱伝達率
Inside evaporating heat transfer coefficient of 7 mm Multi-Grooved Tubes with R407C

HFタイプは、蒸発性能においても他の供試管にくらべ優れた伝熱性能を示しており、R410Aでは1.4倍、R407Cでは約1.3倍の性能向上が行われ、凝縮同様に冷媒をR22からR407Cに変更した場合に起こる性能低下以上に性能が向上している。

これによりHFタイプが代替フロンの凝縮、蒸発両方の条件において有効であることがわかった。

4.1.3 管内圧力損失

外径7 mm 伝熱管において、図7, 8に凝縮時の代替フロンR410Aでの管内凝縮圧力損失と代替フロンR407Cでの管内凝縮圧力損失を示す。また図9, 10に蒸発時の代替フロンR410Aでの管内蒸発圧力損失、及び代替フロンR407Cでの圧力損失を示す。またそれぞれ同図上にはフロンR22での普及品の測定結果も示した。

管内圧力損失は、R410Aの場合にはR22よりも低下する傾向にあり、R407Cの場合にはR22よりも増加する傾向にあった。これは冷媒の特性による傾向と考えられる¹⁾。

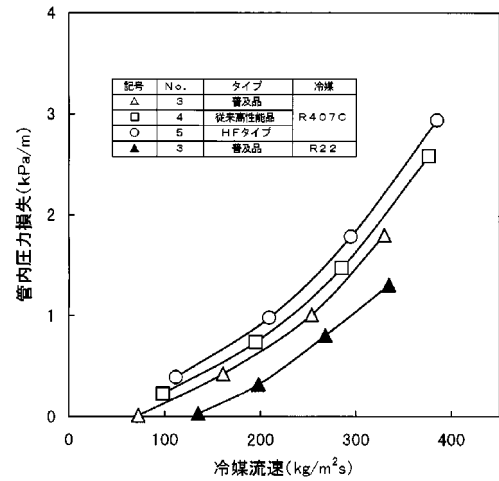


図8 代替フロンR407Cにおける外径7 mm 伝熱管の管内凝縮圧力損失
Inside condensing pressure loss of 7 mm Multi-Grooved Tubes with R407C

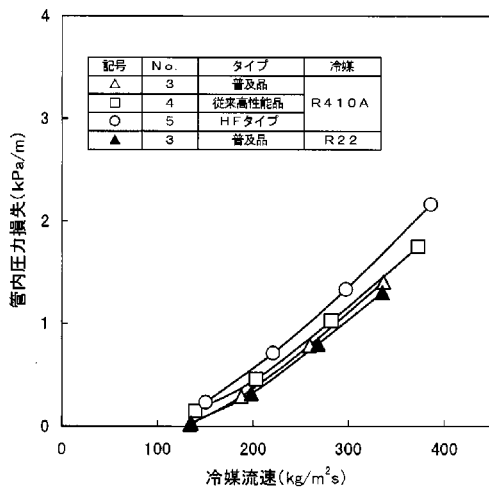


図7 代替フロンR410Aにおける外径7 mm 伝熱管の管内凝縮圧力損失
Inside condensing pressure loss of 7 mm Multi-Grooved Tubes with R410A

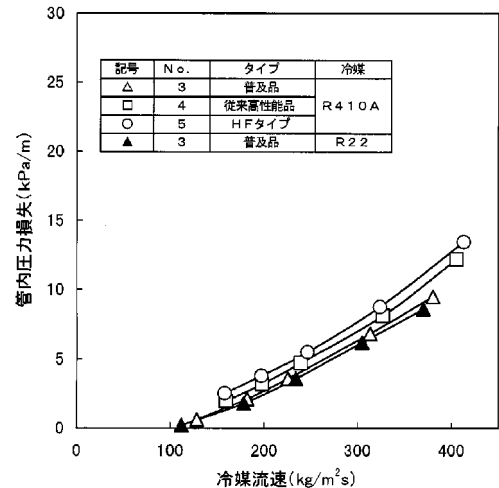


図9 代替フロンR410Aにおける外径7 mm 伝熱管の管内蒸発圧力損失
Inside evaporating pressure loss of 7 mm Multi-Grooved Tubes with R410A

HFタイプの圧力損失は、溝が深くなっているために普及品に比べ、凝縮時、蒸発時ともに増加する傾向があったが、伝熱性能向上率に対して小さいと考えられる。

4.2 各管径によるHFタイプの管内凝縮熱伝達率

図11にR410Aにおける外径6.35～9.53 mmのHFタイプの管内凝縮熱伝達率を示す。

外径6.35～9.53 mmにおいてもHFタイプは優れた伝熱性能を示している。各外径においてHFタイプ及び普及品の寸法が完全な相似形でないために性能向上率にばらつきがあるが、約1.3～1.4倍の性能向上が明らかである。

これらの結果よりHFタイプは、管径に関わりなく従来管より飛躍的に性能が向上することがわかった。

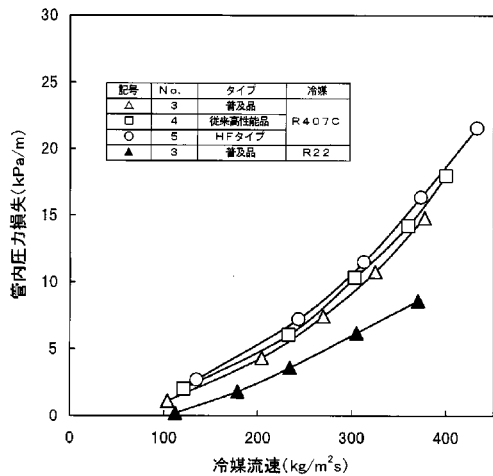


図10 代替フロンR407Cにおける外径7 mm伝熱管の管内蒸発圧力損失
Inside evaporating pressure loss of 7 mm Multi-Grooved Tubes with R407C

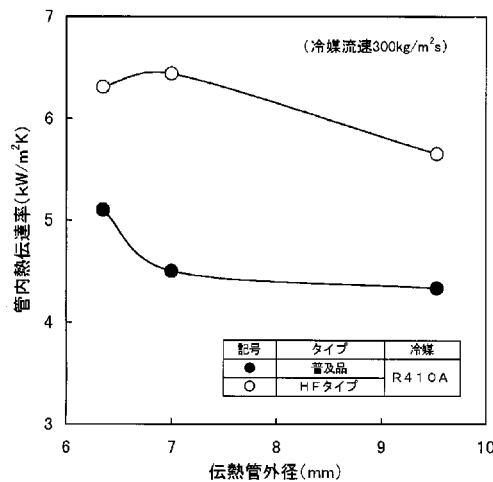


図11 各管径によるHFタイプ内面溝付管の管内凝縮熱伝達率
Effect of diameter on inside condensing heat transfer coefficient of HF-Type

5. HFタイプ内面溝付管の拡張性能

熱交換器を製作する場合、図12のように伝熱管内部に拡張プラグを挿入し、管外径を押し広げてアルミフィンと密着させる工程が必要になる。HFタイプのように内面フィンがシャープな場合、伝熱管内に形成された溝が拡張プラグによってつぶれるという問題がある。

写真1に拡張前後の断面形状を示す。普及品では山頂角が大きいために、拡張によりフィン先端が0.01 mm程度つぶれるのみで問題は無い。しかし、HFタイプでボトムテーパが無い場合、フィンがシャープなために傾く傾向があり、伝熱管とアルミフィンとの密着性が低下し熱交換器としての性能が低下することが考えられる。これに対して、本開発のHFタイプにボトムテーパを付けた場合ではフィンが傾くことなく、フィン

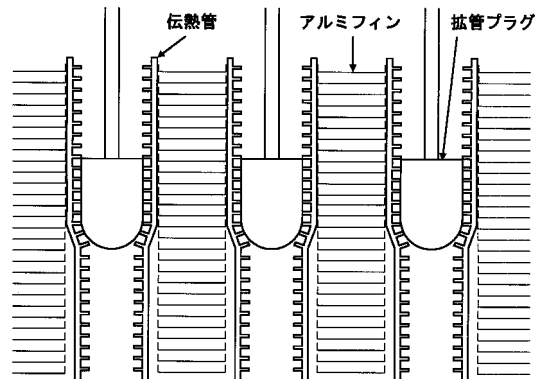


図12 溝付管の拡張工程
Expansion of Multi-Grooved Tubes

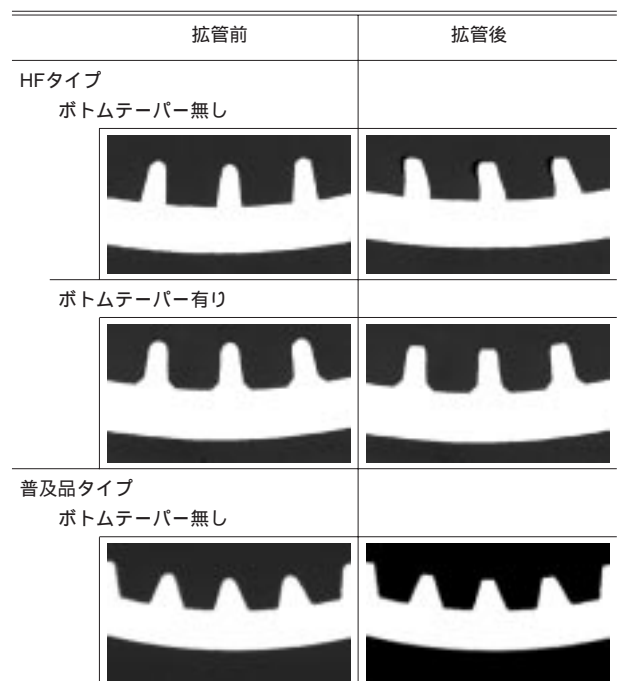


写真1 HFタイプ内面溝付管の拡張前後の断面形状
Effect of expansion on HF-Type

先端のつぶれも0.01 mm程度で良好に拡管されている。なお、ボトムテーパの有り無しで伝熱性能の差は見られなかった。(ボトムテーパは当社特許No.2726480)

6. まとめ

現在の冷凍空調器に使用されている冷媒は、オゾン破壊係数(ODP)がゼロであるR410A、R407C等の代替フロンが主流となりつつあり、これら代替フロンを使用した空調機の開発及び商品化が急速に進んでいる。また、トップランナー方式の導入により、空調機の高効率化、省エネ化は重要な課題となっている。本報では代替フロン用に開発したHFタイプ高性能内面溝付管の伝熱特性について明らかにした。

その結果、代替フロンR410A、及びR407Cで普及品に比べ伝熱性能を飛躍的に向上させることができ、特にR407Cの場合には、従来問題になっていたR22からの性能低下分以上に性能が向上し、普及品と比較すると約1.5倍近く性能が向上した。

またフィンがシャープなHFタイプ内面溝付管の溝底部にボトムテーパを形成することにより、このようにシャープなフィン形状でも良好な拡管を行うことができ、熱交換器としての性能向上を達成させることが可能であることがわかった。今後、熱交換器の高効率化に必要な小径管の開発をはじめ、より高性能な伝熱管の開発を進めていく必要がある。

参考文献

- 1) 山本, 橋爪, 住友; 古河電工時報99, 23, (1996)