

(論文)

新冷媒対応高性能軽量内面溝付銅管の開発

小関清憲*・佐伯主税*・肥後富夫*・小林利行**

*アルミ・銅カンパニー・秦野工場・銅管研究室 **技術開発本部・機械研究所

The Development of High Heat-transfer Performance and Lighter Weight Inner Grooved Copper Tubes for New Refrigerant's Applications

Kiyonori Ozeki・Chikara Saeki・Tomio Higo・Toshiyuki Kobayashi

The heat transfer enhancement of inner grooved copper tubes has been achieved mainly by increasing the fin height. However, this method results in heavier unit mass, reduced productivity, a shorter tool life, etc. Kobe Steel's newly developed high heat-transfer performance eliminates the previously-mentioned problems by using an inner grooved tube with extremely high lead angle fins. The new 65UM20 high lead angle inner grooved tubes, which are 10% lighter, have almost the same overall heat transfer performance as the heavier 55MV15 high fin inner grooved tubes.

まえがき = 近年、地球環境問題からオゾン層を破壊しない代替冷媒への移行と温暖化防止のための二酸化炭素排出量低減が、国際的に大きな課題とされている。

このうち、代替冷媒に関してはオゾン破壊係数“0”のHFC(Hydro Fluoro Carbon)系冷媒の採用が決定され、ルームエアコンはR410A^{注1)}、パッケージエアコンはR407C^{注2)}へと切り替えが進んでいる。

二酸化炭素排出量低減に関しては、工業生産での省エネルギーに加え、家電製品などの低消費電力化が強く求められており、なかでも、ルームエアコンは省エネルギー法(「エネルギーの使用の合理化に関する法律」)の改正にとともに、エネルギー消費効率の大幅向上が義務付けられている。

内面溝付銅管(以下、内面溝付管と略す)はルームエアコンの熱交換器用として広く使われており、省エネルギー化に大きく貢献してきたが、より一層の高性能化が期待されている。

これまで、内面溝付管はフィン高くすることにより高性能化が図られてきたが、単位質量の増加に加え、溝成形性の悪化・工具寿命の低下などによるコストアップ要因をとまなう問題があった。

ルームエアコンの最近の販売環境は厳しく、上記のようなコストアップが容認されるような状況ではなく、軽量で高性能な低コストの内面溝付管が強く要望されていた。

本稿では、これらの要望に対応するものとして開発した、高リード角と低フィン高さで構成した内面溝付管(以下、高リード溝付管と呼ぶ)の伝熱性能について紹介する。

1. 実験方法

1.1 供試管

内面溝付管の溝形状は第1図に示す諸元で構成され

脚注1) R410A: HFC冷媒のR32(Methylene Fluoride)とR125(Pentafluoroethane)を、それぞれ50重量%, 50重量%で混合した冷媒

脚注2) R407C: HFC冷媒のR32とR125およびR134a(Tetrafluoroethane)を、それぞれ23重量%, 25重量%, 52重量%混合した冷媒。

ている。供試管には第1表(単位質量も含む)に示すものを使用し、それぞれ以下のような特徴を有している。
65ML40: フィンの低い旧型の軽量内面溝付管(写真1)
55MV15: フィンの高い高性能内面溝付管(写真2)
65UL20: 65ML40を高リード化した内面溝付管(写真3)
65UM20: フィンの低い新開発の高リード溝付管(写真4)

1.2 伝熱性能評価方法

1.2.1 単管伝熱性能測定

実験に使用した装置の概略図を第2図に示す。供試管は水冷向流二重管式熱交換器を使用し、供試管が外管の中心に位置するように支持した。

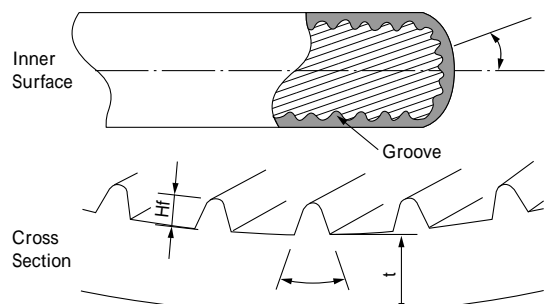
供試管内には新冷媒R410Aを、環状部には水を向流に流して熱交換をおこなわせ、伝熱量を測定した。

蒸発試験においては、供試管の冷媒入口乾き度、出口過熱度が所定の値になるように入口ヒータおよび水温を調節した。また、凝縮試験においても、供試管の冷媒入口温度、出口過冷却度が所定の値になるように入口ヒータおよび水温を調節した。出入口水温差から熱交換量を算出すると同時に、差圧計をもちいて供試管内の圧力差

第1表 供試管の溝形状

Table 1 Dimensions of test tubes

	N	Hf mm	deg. C	deg. C	S mm ² /cm	M g/m	N : Number of Grooves Hf : Fin Height deg. C : Lead Angle deg. C : Apex Angle S : Inner Surface Area M : Unit Mass
65ML40	65	0.10	15	40	292	52	
55MV15	55	0.25	15	15	443	61	
65UL20	65	0.10	30	20	334	52	
65UM20	65	0.15	30	20	389	55	



第1図 溝形状
Fig. 1 Groove shape

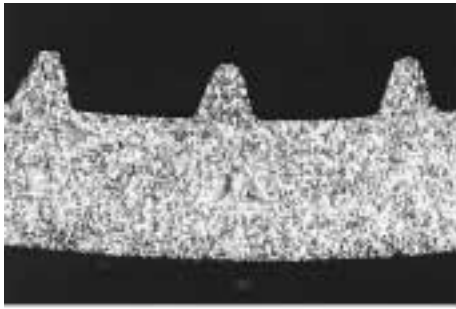


写真1 65ML40の断面写真
Photo 1 Corss section of 65ML40

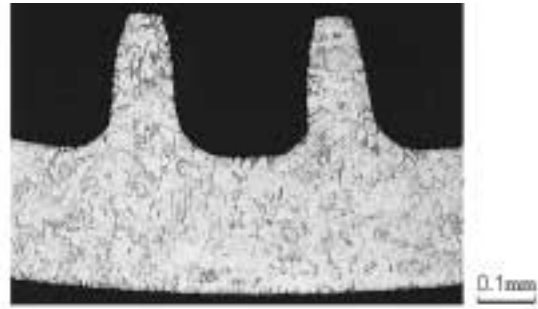


写真2 55MV15の断面写真
Photo 2 Corss section of 55MV15

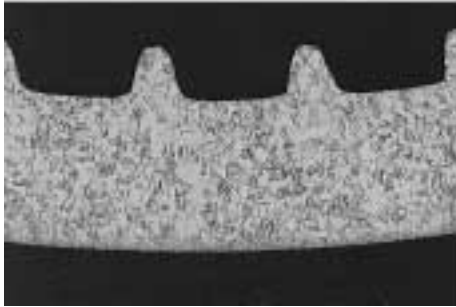


写真3 65UL20の断面写真
Photo 3 Corss section of 65UL20

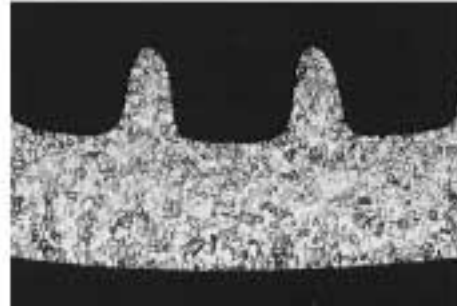
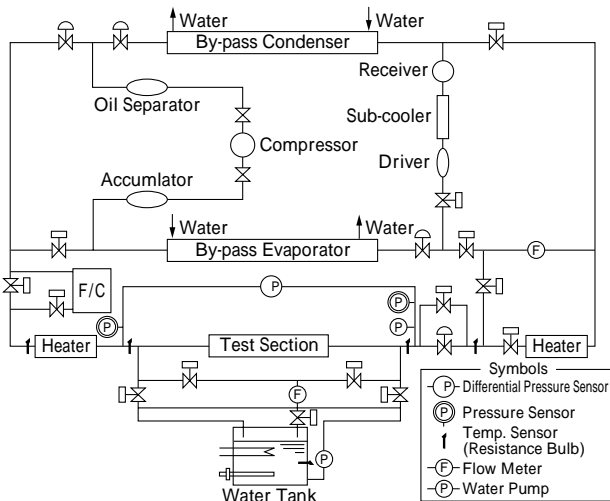


写真4 65UM20の断面写真
Photo 4 Corss section of 65UM20



第2図 単管伝熱性能測定装置
Fig. 2 Schematic diagram of test apparatus for single tube heat transfer performance

第2表 単管伝熱性能測定条件

Table 2 Test condition for single tube heat transfer performance

Evaporation		Condensation	
Refrigerant	R410A	Refrigerant	R410A
Evap. Temp. deg.C	7.5	Cond. Temp. deg.C	45
Inlet Quality	0.2	Inlet Temp. deg.C	70
Outlet Super Heat deg.C	5	Outlet Sub-Cool deg.C	5, 10
Heat Flux kW/m ²	14~29	Heat Flux kW/m ²	16~35
Water Velocity m/s	1.5	Water Velocity m/s	1.5

A_i : 供試管内表面積 m^2

T_m : 対数平均温度差

t_s : 蒸発温度または凝縮温度

T_i, T_o : 入口水温, 出口水温

Q : 熱交換量 W

Co : 供試管外表面の性状に起因する因子
(Wilson-Plot 法により算出)

ρ : 水の熱伝導率 W/mK

D_o : 供試管外径 m

d_i : 外管内径 m

D_e : 相当径 m

Re : 環状部のレイノルズ数

Pr : 環状部のプラントル数

1.2.2 局所伝熱性能測定

装置の概略図を第3図に、その試験部を第4図に示す。試験部は有効長500mmの単管伝熱性能測定装置と同様、二重管式熱交換器となっており、伝熱量から以下の各値を求めた。測定条件を第3表に示す。

総括熱伝達率 K_o :

$$K_o = Q / (A_o \cdot T_m) \quad (W/m^2K) \quad \dots \dots \dots (4)$$

供試管外水側熱伝達率 ρ

$$\rho = Co \left(\frac{d_i}{D_e} \right) \left(\frac{d_i}{D_o} \right)^{0.16} \cdot Nu_G \quad (W/m^2K) \quad \dots \dots \dots (5)$$

(Petukhov-Roizen の式³⁾)

も測定した。試験部の有効長は3mとした。

試験条件を第2表に示す。測定した熱交換量から以下に示す値を求めた。

総括熱伝達率 K_o :

$$K_o = Q / (A_o \cdot T_m) \quad (W/m^2K) \quad \dots \dots \dots (1)$$

$$T_m = \frac{|T_i - t_s| - |T_o - t_s|}{\ln(|T_i - t_s| - |T_o - t_s|)}$$

供試管外水側熱伝達率 ρ :

$$\rho = Co \left(\frac{d_i}{D_e} \right) \left(\frac{d_i}{D_o} \right)^{0.53} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/8} \quad (W/m^2K) \quad \dots \quad (2)$$

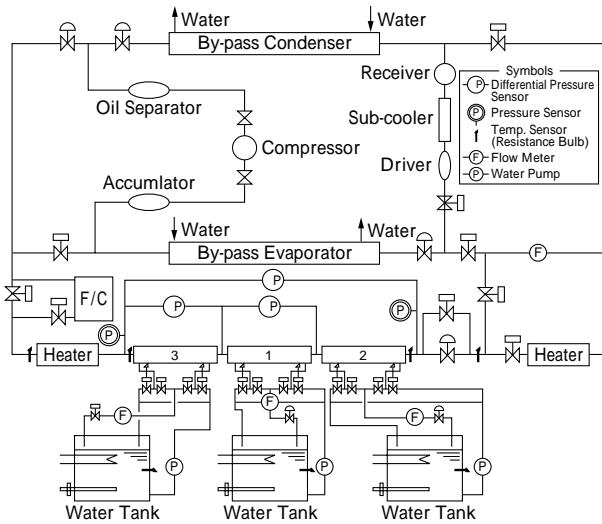
(Monrad-Pelton の式¹⁾²⁾)

供試管内冷媒側熱伝達率 i :

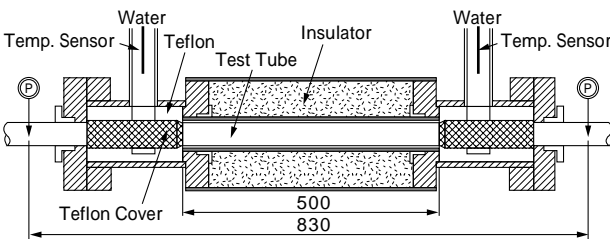
$$i = \frac{1}{1/K_o - 1/\rho} \left(\frac{A_o}{A_i} \right) \quad (W/m^2K) \quad \dots \dots \dots (3)$$

ここで、

A_o : 供試管外表面積 m^2



第3図 局所伝熱性能測定装置
Fig. 3 Schematic diagram of test apparatus for local heat transfer performance



第4図 試験部概略図
Fig. 4 Schematic drawing of local heat transfer test section

$$Nu_G = \frac{(f/2) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \sqrt{(f/2)} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (\text{Gnielinski の式}^4)$$

$$f = 0.079 / Re^{0.25} \quad (\text{Brasius の式})$$

供試管内冷媒側熱伝達率 i_i :

$$i_i = \frac{1}{1/K_o - 1/o} \cdot \left(\frac{A_o}{A_i} \right) \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad \dots \dots \dots (6)$$

試験部入口のクオリティ^{注3)}は、前段の熱交換器の伝熱量(水温)で、供試部出口のクオリティは供試部の水温で調節した。

2. 実験結果と考察

2.1 溝形状仕様と伝熱性能の関係

軽量でかつ高性能な内面溝付管の形状仕様を求めるに際し、これまでの単管伝熱性能データをもとに溝形状との相関関係について検証した。

新冷媒 R410A での管内蒸発・凝縮熱伝達率に対するリード角、内表面積の影響(相関)を第4表に示す。相関を算出するにあたっては、リード角、内表面積が相互作用しないようにデータを選択した(第5表)。蒸発熱伝達率は内表面積に、凝縮熱伝達率はリード角・内表面積に高い相関が認められた。

内表面積と単位質量の関係について、フィン高さを変化させた場合と溝数を変化させた場合とを比較した結果を第5図に示す。フィン高さ、溝数を増すと内表面積が増加するが、単位質量も同時に増加する。同じ内表面積

脚注3) 冷媒中に蒸気が占める質量割合。乾き度ともいう。

第3表 局所伝熱性能測定条件

Table 3 Test condition for local heat transfer performance

	Condensation	Evaporation
Refrigerant	R410A	R410A
Cond./Evap. Temp.	deg.C 45	7.5
Refrigerant Mass Flow Rate	kg/h 20	20
Heat Flux	W/m ² 7	10
Water Velocity	m/s 1.0	1.0

第4表 管内熱伝達率 i_i : に対するリード角、内表面積の影響(相関係数)

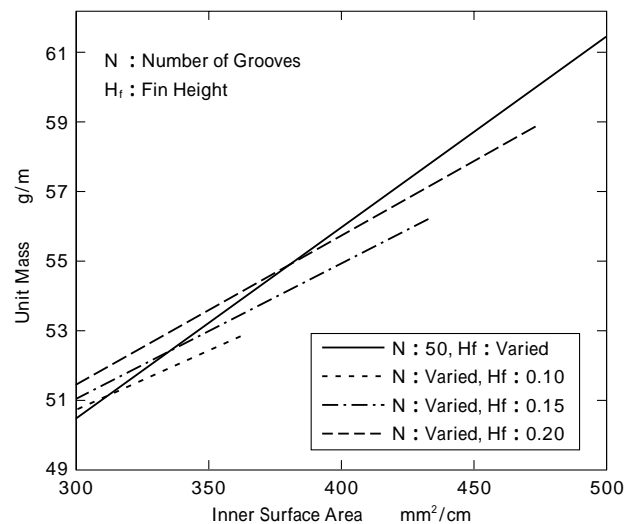
Table 4 Correlation coefficient of heat transfer performance with lead angle and inner surface area

	Lead Angle	Inner Surface Area
Evap. i_i	0.43	0.83
Cond. i_i	0.84	0.89

第5表 相関係数を算出する際にもちいた溝形状範囲

Table 5 Groove shape parameter range for calculation of correlation coefficient

	Lead Angle	Inner Surface Area
Number of Samples	16	12
Number of Grooves	50 ~ 70	50 ~ 70
Fin Height	mm 0.19 ~ 0.25	0.21 ~ 0.25
Lead Angle	deg. 0 ~ 25	13 ~ 18
Inner Surface Area	390 ~ 410	320 ~ 440



第5図 内表面積と単位質量の関係

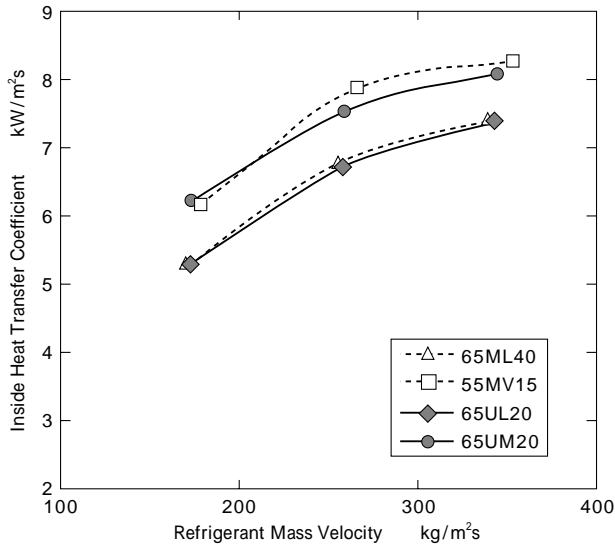
Fig. 5 Relationship between inner surface area and unit mass

積で比較した場合、溝数を多くした場合(多溝化)のほうがフィンを高くした場合よりも単位質量を軽減できる範囲がある。たとえば、内表面積 400mm²/cm の箇所と比較すると、溝数 50 に固定し(N: 50)、フィン高さを高くした場合の単位質量は約 56g/m、フィン高さを 0.15 mm に固定し(Hf: 0.15)、溝数を多くしていった場合の単位質量は 55g/m で、後者のほうが約 1g/m 軽い。また、フィン高さを抑制(低フィン化)することは、工具(溝付プラグ)寿命の向上にもつながる。

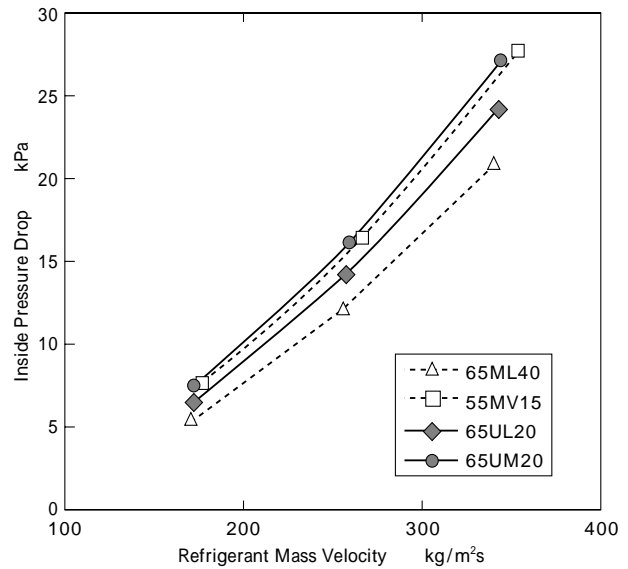
2.2 単管伝熱性能測定結果

第6図に蒸発熱伝達率、第7図に凝縮熱伝達率、第8図に蒸発圧力損失を示す。

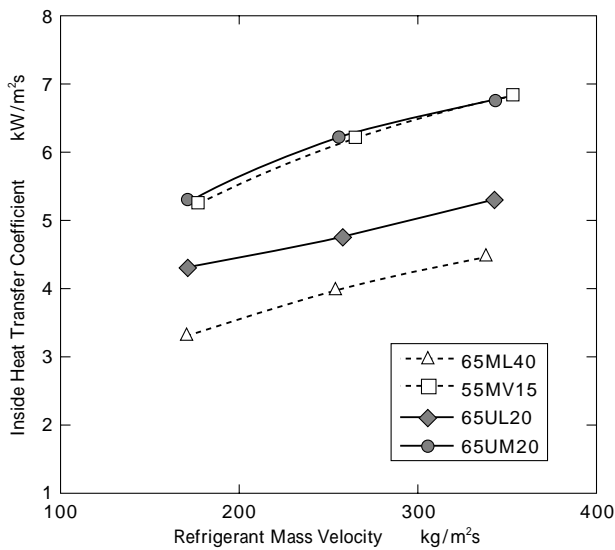
蒸発熱伝達率においては、65UL20 は 65ML40 と同等、65UM20 は 55MV15 に比較して、低冷媒質量速度で 6%



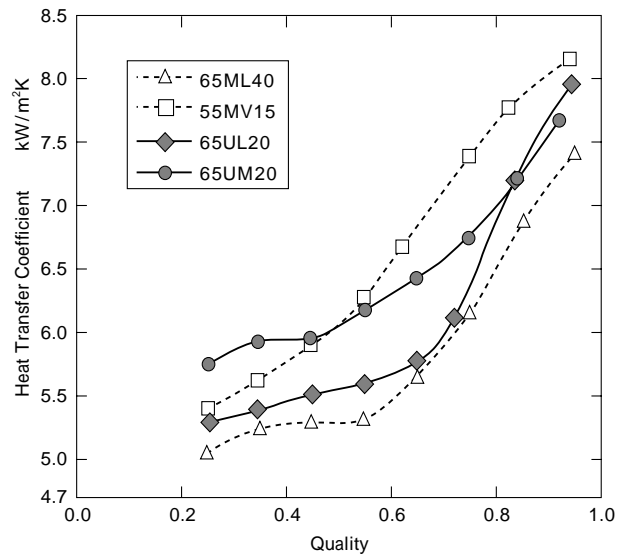
第6図 管内蒸発熱伝達率
Fig. 6 Inside heat transfer coefficient at evaporation



第8図 管内蒸発圧力損失
Fig. 8 Inside pressure drop at evaporation



第7図 管内凝縮熱伝達率
Fig. 7 Inside heat transfer coefficient at condensation



第9図 局所蒸発熱伝達率
Fig. 9 Local heat transfer coefficient at evaporation

上回り、中・高質量速度では2~3%低い値となった。

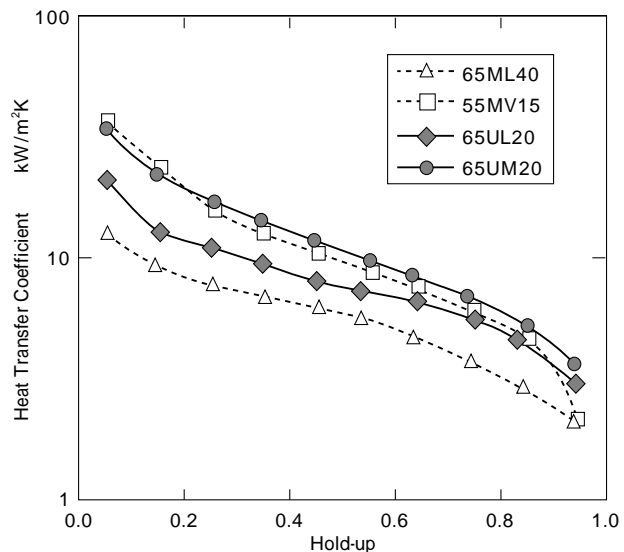
凝縮熱伝達率では、65UL20は65ML40よりも18~33%高い値を示し、65UM20は55MV15とほぼ同等の値を示した。

圧力損失では、65UL20は65ML40よりも13~19%増加、65UM20は55MV15よりも若干増加した(3~4%)。

2.3 局所伝熱性能測定結果

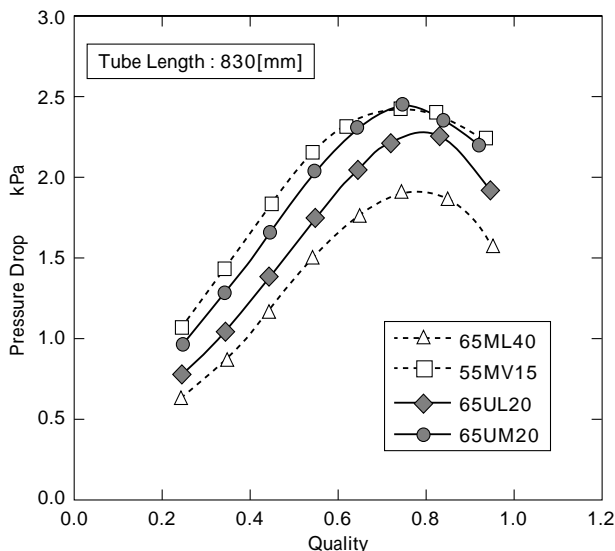
第9図に局所蒸発熱伝達率、第10図に局所凝縮熱伝達率、第11図に局所蒸発圧力損失を示す。

蒸発熱伝達率においては、65UL20と65ML40は全クオリティ領域において略同等の値を示した。65UM20は低クオリティ域で55MV15を最大6%上回ったが、中・高クオリティ域では逆に55MV15が65UM20を最大6%上回った。平均^{注4)}では65UM20が55MV15よりも若干低い値(-4%)となった。



第10図 局所凝縮熱伝達率
Fig. 10 Local heat transfer coefficient at condensation

脚注4) 局所熱伝達率をホールドアップ(あるいはクオリティ全範囲)で台形積分して、ホールドアップ全範囲(あるいはクオリティ全範囲)で除した値



第11図 局所蒸発圧力損失
Fig. 11 Local pressure drop at evaporation

凝縮熱伝達率においては、65UL20が65ML40に比較して27~63%高い値を示し、とくに高ホールドアップ^{注5)}の領域において高い値を示した。平均では49%^{注6)}高い値となった。65UM20は低ホールドアップ域において、55MV15よりも最大5%低い値を示したものの、中・高ホールドアップでは65UM20が10~15%高い値を示した。平均では65UM20が55MV15よりも若干高い値(+5%)となった。

蒸発圧力損失では、すべての供試管とも、クオリティ0.75付近で最大値を示した。圧力損失の総和^{注7)}を比較すると、65UL20は65ML40よりも19%大きい値を示し、65UM20は55MV15よりも4%小さい値を示した。

2.4 考察

65UM20は55MV15よりもフィン高さが0.10mm低

脚注5) 冷媒中に液が占める質量割合。

脚注6) この性能向上割合は2相域における値。凝縮運転時の熱交換器では単相域が、かなりの割合を占めるため、実際の性能向上割合は縮小する。

脚注7) 各クオリティにおける圧力損失を積算した値。0.5m×8点=4mの長さの供試管の圧力損失に相当する。

く、単位質量が10%軽いにもかかわらず、蒸発・凝縮ともに同等性能を示した。65UM20は多溝化によって内表面積の減少を抑えているが、55MV15に対して、なお12%差異があり、これを高リード化が補ったと考えられる。

リード角を大きくすることで、管内上部で凝縮した液冷媒が溝斜面に沿って管内底部に移動しやすく、また、管内底部を流れる凝縮液が管内上部に上昇しにくくなり、管内上部を常に乾いた伝熱面とすることにより、凝縮熱伝達率が向上したと考えられる。

高リード化によって、蒸発時は低クオリティ域、凝縮時は高クオリティ域での熱伝達率が、とくに向上したことから、液相の多い領域の熱伝達率が向上していることも判明した。従来、環状流であった流れが、高リード化によって管内上部が乾いた状態となり、熱伝達率に大きな差異が現れたものと考えられる。

蒸発圧力損失の増加は、高リード化による管軸方向断面(冷媒流動方向)での溝数の増加が主因と見られる。

むすび=高リード化、多溝化、低フィンを組み合わせることで、ハイフィン同等の性能と軽量化(10%減)を両立する新冷媒対応内面溝付銅管を開発した。

今後も引き続き、高リード化と他形状因子の組み合わせにより最適形状を追求するとともに、過冷却領域での伝熱性能を把握し、クオリティに応じた最適な溝形状を探索して、さらなる熱交換器の高性能化に貢献したい。

参考文献

- 1) 小関清憲ほか：第40回伸銅技術研究会講演会講演概要集(2000) p.27.
- 2) 藤田重文ほか：化学工学便覧(1968) p.219. 丸善.
- 3) C. C. Monrad et al: Trans. A. I. Ch. E., Vol.38(1942) p.593.
- 4) 木内 学ほか：熱計算ハンドブック(1988) p.Gd1, 日本エネルギー協会マネジメントセンター.