低流量域における給湯用コルゲート管内の単相熱伝達および圧力損失 Single-Phase Heat Transfer and Pressure Drop inside Corrugated Tubes for Hot-Water Supply Systems in Low Flow-Rate Region

○正 井上 順広 (東京海洋大)

渡邊 和英 (東京海洋大院)

正 地下 大輔 (東京海洋大)

正 高橋 宏行 (コベルコマテリアル銅管)

Norihiro Inoue, Kazuhide Watanabe, Daisuke Jige and Hiroyuki Takahashi

Tokyo University of Marine Science and Technology, 2-1-6 Etchujima, Koto-ku, Tokyo 135-8533

Kobelco & Materials Copper Tubes, LTD., Hatano Plant, 65 Hirasawa, Hadano-city, Kanagawa, 257-0015

In this study, we investigated means to improve the heat transfer performance on the water side of heat exchangers in hot-water supply systems. And we experimentally verified the pressure drop and the heat transfer in single-phase flow using a smooth tube, a helical-grooved tube, and corrugated tubes with six different corrugation shapes and outside tube diameters of 12.7 mm. The effects of the difference in corrugation pitch and corrugation depth on pressure drop and heat transfer in low flow-rate region were reported and those results clarified the optimum corrugated design.

Key Words: Corrugated Tubes, Low Flow-Rate Region, Single Phase, Heat Transfer, Pressure Drop, Severity factor

1. はじめに

本報ではコルゲート管による給湯水側の伝熱性能向上を目的に、外径 12.7mm の溝形状の異なる 6 種類のコルゲート管、平滑管および内面溝付管を用いて、給湯器の実用流量範囲である低流量域の単相流熱伝達および圧力損失の実験を行った結果について報告する。

2. 実験装置⁽¹⁾および実験方法

実験は、給湯側および加熱側ともに実験流体として水を用いた（以下、給湯水および加熱水と記す）。給湯水は、恒温循環装置によって入口温度 20℃一定で伝熱管に供給されている。一方、加熱側は恒温循環装置によって伝熱管が設置されている加熱水タンクを 37℃または 42℃一定に保ち、伝熱管を等温加熱している。給湯水温度は伝熱管出入口混合器で白金測温抵抗体により測定し、管壁温度は温度変化にともなう電気抵抗値変化にて測定した。圧力損失は、伝熱管の両端に設けた圧力タップ間で適切な精度で測定するために差圧変換器を 50 kPa, 10 kPa または 1 kPa に切り替えて測定した。実験に使用したコルゲート管の詳細を表 1 に示す。

3. 実験結果および考察

3.1 溝ピッチ・溝深さが摩擦係数に及ぼす影響

図 1(a)は溝深さが 0.9 mm で溝ピッチの異なる CT4 ($p_c=6$ mm), CT3 ($p_c=8$ mm) および CT5 ($p_c=20$ mm) の Re_i 数に対する摩擦係数 f_i を示している。低 Re_i 数域では CT4 および CT3 は発達した層流の理論式と同様の傾向を示し、層流から乱流へ遷移する Re_i 数は溝ピッチの大きい CT3 が溝

ピッチの小さい CT4 より低い Re_i 数で遷移を開始している。溝ピッチが極端に大きい CT5 については、低 Re_i 数域において層流から乱流へ遷移する際に他のコルゲート管のように極端な摩擦係数 f_i の低下がなく、乱流へ滑らかに遷移する傾向を示した。

(a) Effect of corrugation pitch.

(b) Effect of corrugation depth.

Fig.1 Friction factor against Reynolds number.

Table 1 Details of test tubes.

	Outside diameter d_o [mm]	Inside diameter d_i [mm]	Wall thickness δ [mm]	Groove height h_g [mm]	Vertical angle of groove γ [deg.]	Helix angle θ [deg.]	Number of grooves n [-]	Corrugation depth h_c [mm]	Corrugation pitch p_c [mm]	Severity factor $\phi \times 10^3$ [-]
ST	○	10.92	0.89	—	—	—	—	—	—	—
HT	□	11.02	0.84	0.5	22	30	16	—	—	—
CT1	⊗	12.7	11.5	0.60	—	83	1	0.5	4	6.58
CT2	▣					76		0.5	8	2.76
CT3	◇					75		0.9	8	10.6
CT4	△					79		0.9	6	13.4
CT5	⊙					54		0.9	20	3.85
CT6	■					77		0.3	8	0.818

Fig.2 Transition Reynolds numbers against x .

(a) Effect of corrugation pitch.

(b) Effect of corrugation depth.

Fig.3 Nusselt number against Reynolds number.

(a) Increase rate of friction factor.

(b) Enhanced rate of Nusselt number.

Fig.4 Increase rate of friction factor and Nusselt number against Reynolds number.

Fig.5 B_m against severity factor $\phi \times 10^3$.

図 1(b)は溝ピッチが 8 mm で溝深さの異なる CT6 ($h_c=0.3$ mm), CT2 ($h_c=0.5$ mm) および CT3 ($h_c=0.9$ mm) の Re_i 数に対する摩擦係数 f_i を示している。低 Re_i 数域で溝深さが大きいほど、より低い Re_i 数で層流から乱流へ移行していることがわかる。

3.2 層流からの遷移開始レイノルズ数

前節で溝ピッチおよび溝深さの相違による摩擦係数 f_i への影響について検討したが、溝ピッチが極端に大きく特異な傾向を示した CT5 を除き、層流から乱流へ遷移を開始する Re_i 数は溝深さおよび溝ピッチが大きいほど、より小さな Re_i 数で層流から乱流へ遷移を開始している。図 2 に f_i が極小値を示した Re_i 数と溝深さと管径の比 h_c/d_i および溝ピッチと管径の比 p_c/d_i の積との関係を示す。図より、CT5 を除くコルゲート管は層流から遷移を開始する Re_i 数は溝深さと溝ピッチによって変化していることがわかる。そこで、本結果を用いて種々の溝形状のコルゲート管の層流からの遷移開始 Re_i 数を予測することが可能な次式を求めた。

$$x = (h_c/d_i)(p_c/d_i) \quad (1)$$

$$Re_i = -2.393 \times 10^4 x + 2414 \quad (0 < x < 0.07) \quad (2)$$

3.3 溝ピッチ・溝深さが熱伝達率に及ぼす影響

図 3(a)は溝深さが 0.9 mm で溝ピッチの異なる CT4 ($p_c=6$ mm), CT3 ($p_c=8$ mm) および CT5 ($p_c=20$ mm) の Re_i 数に対する Nu_i 数を示している。低 Re_i 数域では CT3 ($p_c=8$ mm) および CT5 ($p_c=20$ mm) が Re_i 数 1000 以上までは同程度の値を示しているが、CT3 は 1000 付近で大きく Nu_i 数が低下している。しかし、CT5 にはその前後の Re_i 数で大きな Nu_i 数の低下は認められない。

図 3(b)は溝ピッチが 8 mm で溝深さの異なる CT6 ($h_c=0.3$ mm), CT2 ($h_c=0.5$ mm) および CT3 ($h_c=0.9$ mm) の Re_i 数に対する Nu_i 数を示している。 Re_i 数約 2000 以下では溝深さの小さい CT6 および CT2 は層流傾向を示しているのに対し、溝深さの大きい CT3 はおよそ Re_i 数 900 付近から層流傾向から遷移している。そのため、 $1000 < Re_i < 2000$ では CT3 の Nu_i 数は CT2 および CT6 よりも最大で 3.7 倍程度大きい値を示している。

3.4 低流量域における最適な溝形状

給湯器の実用上の流量域である低 Re_i 数域におけるコルゲート管の溝形状が圧力損失および熱伝達率に与える影響を総合的に検討した。基準値として各 Re_i 数における平滑管 ST の摩擦係数 $f_{i,ST}$ およびヌセルト数 $Nu_{i,ST}$ とした。

図 4(a)および(b)に内面溝付管 HT と各コルゲート管 CT の摩擦係数 $f_{i(HT,CT)}$ の増加率およびヌセルト数 $Nu_{i(HT,CT)}$ の増加率をそれぞれ示す。図より、 Re_i 数 2000 以下において溝深さの大きい CT3, CT4 および CT5 は摩擦係数およびヌセルト数の増加率は増加傾向にあり、HT および他の CT は摩擦係数およびヌセルト数の増加率は変動することなく、一定値である。また、 Re_i 数 2000~5000 では、摩擦係数の増加率は HT および各コルゲート管いずれも Re_i 数の増加とともに増加するが、ヌセルト数の増加率は Re_i 数によらず一定もしくは低下する傾向を示している。

図 5 に各コルゲート管の Re_i 数 2000 以下における次式から求まる係数 B の平均値 B_m と severity factor⁽²⁾ の関係を示す。

$$B = \{Nu_{i(HT,CT)}/Nu_{i,ST}\} / \{f_{i(HT,CT)}/f_{i,ST}\} \quad (3)$$

Severity factor の増加にともない B_m が小さい値を示している。 B_m 値が最も大きい値を示している CT6 は、図 4(b)から熱伝達率の増加はほぼなく、ST の熱伝達率と同程度である。また、図 4(a)の摩擦係数は ST とほぼ同程度であることから、 B_m 値が大きな値となっている。以上のことから、低 Re_i 数域においては急激な伝熱性能の低下が生じず伝熱促進効果があり、圧力損失の増加率が比較的小さな CT5 が最適な溝形状であると考えられる。

4. まとめ

管径が同一な溝形状の異なる 6 種類のコルゲート管、平滑管および内面溝付管を用いて低流量域の単相流熱伝達および圧力損失の実験を行い、最適な溝形状等を明確にした。

参考文献

- (1)渡邊他 4 名, 冷凍空調 2013 年次大会講演, (2013), A314.
- (2)Hido E.M. et al., J. Chem. Eng. Jpn., 27(5), (1994), 632.