

冷媒R22の水平内面ら旋溝付鋼管内の蒸発圧力損失

東井上 真哉*1・桃木 悟*2・茂地 徹*3

Pressure Drop of Refrigerant R22 Inside a Horizontal Spirally Grooved Steel Tube

by

Shinya HIGASHIUE*1, Satoru MOMOKI*2 and Toru SHIGECHI*3

The experiment on the pressure drop of evaporating refrigerant R22 was performed using an internal grooved micro-finned steel tube. The test tube used in the present study was configured with 12 mm in the average inner diameter, 0.4 mm in fin height, 32 in the fin number and 15 degree in the helix angle and was made of STB-340-S-C steel. The measured pressure drop gradients showed 60~70% lower than that of R123 at high vapor quality conditions. The measured values were compared with some available correlations. Homogeneous model is also used in the comparison with the liquid viscosity as the two phase viscosity and with Carnavos equation to estimate the friction factor for the micro-fin tube. At low mass velocity condition, the values predicted by the homogeneous model were better agreement with the measured values than the other correlations. The Murata correlation predicted the measured values within $\pm 20\%$ at high mass velocity condition.

1 まえがき

管の内面ら旋状の溝を施した内面ら旋溝付管は、熱伝達が増大する割合に対して圧力損失の増大する割合が小さく、冷凍機や空調機の蒸発器や凝縮器に幅広く使用されている。フロン系冷媒を使用した銅製の内面ら旋溝付管内の蒸発圧力損失に関する研究はこれまで数多く行われているが⁽³⁾⁻⁽⁵⁾、蒸発圧力損失を予測する整理式は経験的な式がいくつか提案されているのみで、圧力や流量などの広範囲の運転条件に対して適用できる整理式は殆どない。

近年では地球温暖化の問題から自然冷媒が注目されており、アンモニアを対象とした鋼製の内面溝付管も製造されるようになった。しかし、鋼製の内面溝付管は溝加工の困難さから、フロン系冷媒を対象として製造された銅製の内面溝付管と比べて管径が約2倍程度大きくなる。また、溝の形状も比較的大きくなることから、これまで管径が小さい銅管に対して提案された蒸発圧力損失の予測式をそのまま管径の大きい内面ら旋溝付管に対してそのまま適用することはできない可能性がある。

既報⁽¹⁾では平均直径12mmの内面ら旋溝付管鋼管を使用して冷媒R123の蒸発圧力損失の実験結果と他の研究者らが提案した蒸発圧力損失の予測式から算出した計算値との比較検討した結果を報告した。本研究では、冷媒R123と比較して気液密度比(ρ_l/ρ_v)が小さくなる冷媒をR22を用いて管内蒸発圧力損失の実験を行い、得られた実験データと他の研究者が提案した幾つかの蒸発圧力損失の予測式から算出した計算値と比較検討を行ったので、その結果についての報告する。

主要記号

| | | |
|---------|----------|--------------------------|
| C_f | : 管摩擦係数 | [-] |
| d_i | : 平均内径 | [m] |
| d_h | : 水力相当直径 | [m] |
| dp/dz | : 圧力損失勾配 | [Pa/m] |
| G | : 質量速度 | [kg/(m ² ·s)] |
| P | : 絶対圧力 | [Pa] |
| Pr | : プラントル数 | [-] |
| Re | : レイノルズ数 | [-] |

平成16年10月21日受理

*1大学院生産科学研究科博士後期課程(Graduate Student, Graduate School of Science and Technology)

*2大学院生産科学研究科(Graduate School of Science and Technology)

*3機械システム工学科(Department of Mechanical Systems Engineering)

- x : クオリティ [-]
- β : リード角 [rad.]
- ρ : 密度 [kg/m³]
- 下付添字
- l : 液
- lo : 液单相流
- tp : 蒸発二相流
- v : 蒸気
- cal : 予測値

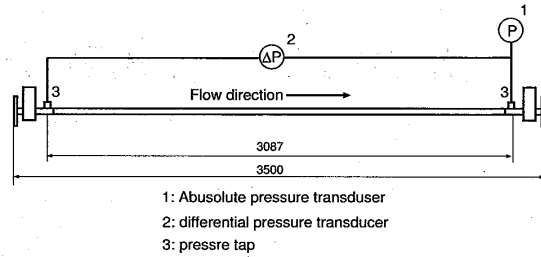


Fig. 1 Test section

2 実験方法

実験装置の詳細は既報⁽¹⁾で説明しているの、ここではテストセクションおよび実験で使用した内面ら旋溝付管の仕様について説明する。

Fig.1に示すテストセクションは全長3.5mで、循環テストループ内に水平に取り付けられており、外部への熱の放出を避けるため断熱材で覆われている。テストセクションの入口から207mmと位置3294mmの位置に圧力孔を設け、その区間の圧力差を測定するために測定範囲が±20kPaおよび±50kPaの歪ゲージ式の差圧計が取り付けられている。差圧計の誤差は両者ともに測定スパンの±0.1%である。また、テストセクション出口には測定範囲2MPaの歪ゲージ式の絶対圧力計が取り付けられており、管内の絶対圧力を測定する。絶対圧力計の誤差は測定スパンの±0.25%である。

本実験で使用した試験伝熱管をFig.1に示す。試験伝熱管の主な仕様は外径15mm、最大内径12.5mm、溝高さ0.4mm、フィン枚数32枚、リード角15°、材質はSTB-340-S-C鋼である。溝付管の平均内径 d_i はら旋溝付管の実流路断面と同じ断面積 A_c を有する平滑管の直径 $2\sqrt{A_c/\pi}$ として定義した。

実験はテストループ内に循環する冷媒の流量を所定の量に保ち、テストセクション手前に取り付けられている予熱器により乾き度を調節した。管内の流れが定常状態であることをペンレコーダにより確認したのち測定した。本実験の実験範囲をTable.1に示す。

Table. 1 Experimental condition

| | | |
|---------|--------------------------|-------------|
| 冷媒 | | R22 |
| 圧力 | [MPa] | 1.1 |
| 飽和温度 | [°C] | 27.0 |
| 流量 | [kg/(m ² ·s)] | 100,200,300 |
| 入口クオリティ | [-] | 0.2 ~ 0.8 |

3 実験結果

3.1 液单相流圧力損失

Fig.3は実験装置および測定機器の正確性を確認するため、管内に液冷媒のみを流した場合の圧力損失の

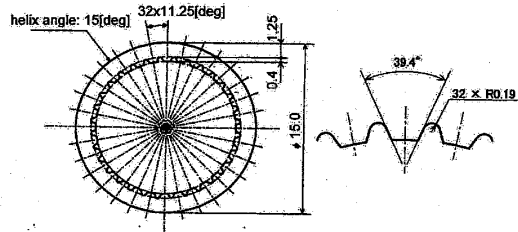


Fig. 2 Specification of of test tube

実験結果の代表例と次式に示す内面ら旋溝付管の单相流摩擦係数に対するCarnavos⁽²⁾の式から算出した圧力損失の計算値を示す。

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{2 C_f G^2}{d_i, \rho} \tag{1}$$

$$C_f = 0.046 Re^{-0.2} \left(\frac{d_i}{d_h}\right) (\sec \beta)^{0.75} \tag{2}$$

ここに、管摩擦係数 C_f を算出する際の d_i および d_h は内面ら旋溝付管の平均内径と水力相当直径、 β は溝付管のリード角をそれぞれ表す。なお、Carnavosの式の適応範囲は $10,000 < Re < 100,000$ 、 $0.7 < Pr < 30$ 、 $0 < \beta < 30$ である。Fig.3よりRe数が適用範囲以外の

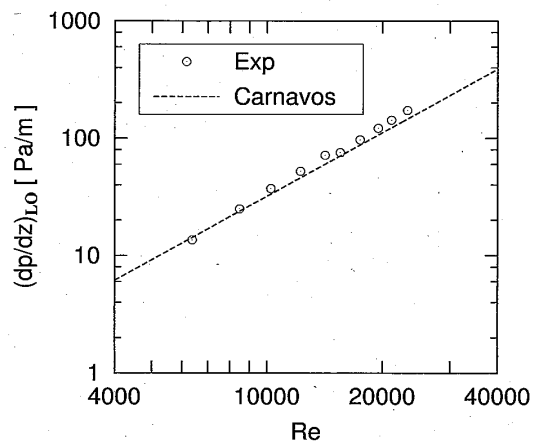


Fig. 3 Pressure drop gradients of liquid single phase vs. Reynolds number

データに対しても本実験データとCarnavosの式から計算した予測値とは良く一致し、実験装置および測定機器の正確性が確認できる。

3.2 蒸発圧力損失

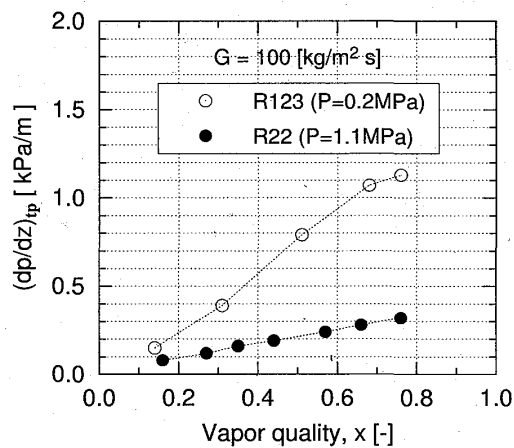
Fig.4は質量速度 $100\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ および $200\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ における冷媒R22の蒸発圧力損失の測定結果の代表例を示す。横軸はクオリティ、縦軸は圧力損失勾配を表す。また、圧力が 0.2MPa の条件で測定された冷媒R123の測定データ⁽¹⁾を比較のため○印で併記した。Fig.4(a)(b)に示した圧力損失勾配の測定値はR22とR123ともにクオリティの増大に伴って増大するが、これはクオリティの増大により、管内を流れる冷媒の速度が速くなるためである。また、質量速度が増大すると圧力損失勾配は増大する。

冷媒R22とR123の圧力損失勾配を比較すると、クオリティが 0.2 付近では質量速度によらずR22とR123との差は殆どないが、クオリティが増大するとともに両者の差は次第に広がる。そして、クオリティが 0.8 におけるR22の圧力損失勾配はR123に対して $60\sim 70\%$ 程度低い値を示す。この様にR22の圧力損失勾配がR123より低くなる理由は、R22の蒸気密度がR123と比べて非常に大きく、管内を流れる冷媒の速度はR22の方が遅くなるからである。参考のため管内の流れを均質流と考慮して質量速度 $200\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、クオリティ 0.5 における冷媒の平均速度を計算すると、R22では約 2.2m/s 、R123では約 8.2m/s となり、R22の平均速度はR123に対して約4倍程度小さくなる。

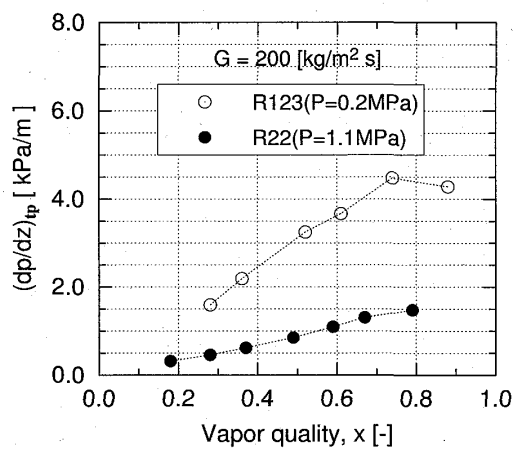
Fig.5は本実験で得た冷媒R22の圧力損失勾配の測定値と均質流モデルおよび内面ら旋溝付管に対して提案された圧力損失勾配の予測式から求めた計算値との比較を示す。

Fig.5(a)に均質流モデルで算出した予測値と実験データとの比較を示す。なお、均質流モデルにおける二相平均粘性係数は液の粘性係数を用い、液单相流の圧力損失の推算値はCarnavosの式を使用した。質量速度が $100\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ における予測値は実験データを非常に精度良く予測し、全クオリティ域で本実験データを $\pm 20\%$ の範囲で予測している。質量速度が $200\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ では圧力損失が小さい領域、つまり低クオリティ域では予測精度は良好であるが、クオリティが増大すると次第に実験データに対して低く見積もる傾向を示す。質量速度 $300\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ における予測値は全体的に実験データに対して低く、高クオリティ域では約 40% 低い値を示す。

村田の式⁽³⁾を用いて算出した圧力損失勾配の予測値と実験データの比較結果をFig.5(b)に示す。村田



(a) $G=100\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$



(b) $G=200\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

Fig. 4 Friction pressure drop vs vapor quality

は平均内径が約 10mm の内面ら溝付管を用いて圧力 0.2MPa における蒸発圧力損失の実験を行い、その実験データを基に圧力損失の予測式を作成している。村田の式による計算値は、質量速度が $100\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ の実験データに対しては約 40% 程度高く予測しており、質量速度が $200\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ および $300\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ では $\pm 20\%$ の範囲で予測する結果を示した。

Fig.5(c)は木戸ら⁽⁴⁾の式から算出した圧力損失勾配の予測値と実験データとの比較を示す。木戸らは圧力 0.49MPa における冷媒R22の蒸発熱伝達の実験で得た圧力損失の測定値から流体の加速による圧力損失の影響を差し引いて摩擦による圧力損失を求め、そのデータを基にリード角の影響を考慮した予測式を作成している。木戸らの式から算出した予測値は、すべての実験データに対して、低クオリティ域では約 60% 実験データを高く予測し、高クオリティ域では比較的良好的な予測精度を示す。

以上より、管径および質量速度が広範囲にわたって内面ら旋溝付管の蒸発圧力損失を予測する式は十分に

あるとは言えず、広範囲の運転条件で適用可能な予測式を作成するためには、管内の流動状態を十分に配慮する必要がある。管内蒸発流は低流量域では分離流となり、管頂側には粘性係数の小さい蒸気が、管底側には粘性係数の大きい液体が流れるため、摩擦による圧力損失は管底側がより支配的となる。一方、高流量、高クオリティ域における管内の流れは環状流となり、管内の表面全周が液冷媒で覆われることに加え、管内の中心部には高速の蒸気が流れることにより壁面近傍の液体の速度が増し、摩擦による圧力損失はより一層増大する。均質流モデルでは高流量域のデータに対して、村田の式では低流量域のデータに対して予測精度が悪いのは、それぞれの式が流動様式を判別するパラメータを含まないためであると考えられる。したがって、広い範囲で適用可能な内面ら旋回溝付管内の圧力損失の予測式を作成するには、まず、管内の流動特性を予測する必要があると考えられる。

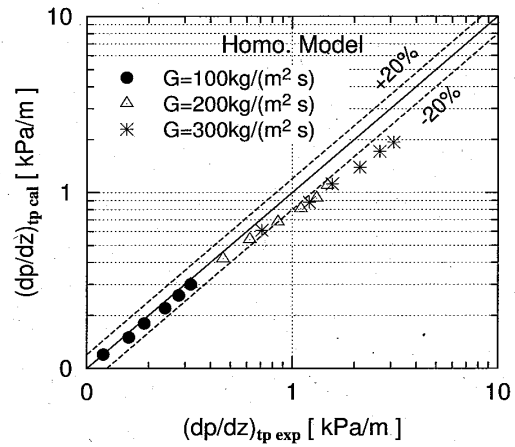
4 まとめ

本研究では、平均内径約12mmの内面ら旋溝付鋼管を用いて冷媒R22の液単相流圧力損失および蒸発圧力損失の実験を行い、以下のことを確認した。

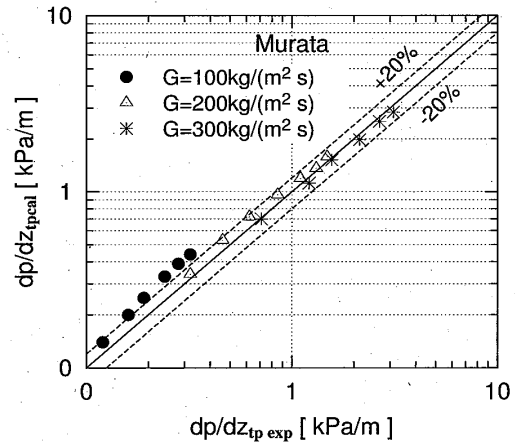
1. ら旋溝付管の液単相流圧力損失はCarnavosの式で非常に精度よく予測できる。
2. 冷媒R22の蒸発圧力損失は冷媒R123と比べて60~70%程度低くなる。
3. 二相粘性係数を液の粘性係数とし、液単相流の圧力損失をCarnavosの式を用いた均質流モデルの蒸発圧力損失の予測値は、低流量域の実験データに対しては±20%の範囲内で予測できる。一方、村田の式による予測値は高流量域では±20%の範囲内で予測できる。

参考文献

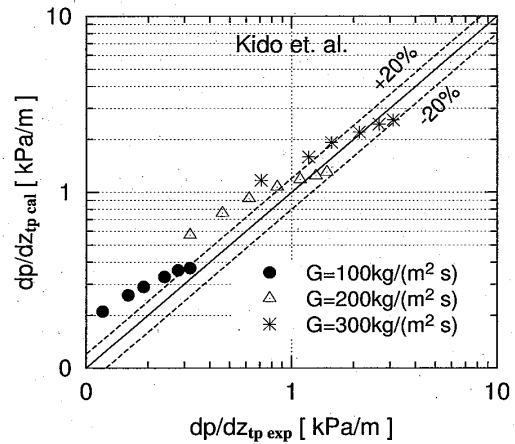
- (1) 東井上ら他2名,長崎大工学部研究報告, 34-62 (2003), pp.19-24
- (2) T.C.Carnavos, Heat transfer Engineering, 1-4 (1980), pp.31-37
- (3) 村田・橋詰, 機論, 61-589 (1995), pp.3282-3288
- (4) 木戸・他3名, 冷論, 11-2 (1994), pp.131-142
- (5) 久保田・内田・鹿園, 冷論, 18-2 (2001), pp.393-401
- (6) 木戸・上原, 冷論, 11-2 (1994), pp.143-153
- (7) 桃木他2名,第39回伝熱シンポジウム講演論文集, (2002), pp.671
- (8) 桃木他2名:日本機械学会熱工学講演論文集, (2002), pp.357
- (9) 日本機械学会編, 気液二相流技術ハンドブック, (1989), pp.60-72



(a) Homogeneous model



(b) Murata



(c) Kido et. al.

Fig. 5 Comparisons of values predicted by some available correlation with experimental data.