

二重管型熱交換器における内管内流体の熱伝達係数の算出法について：内管内が乱流で、環状部が層流の場合

桃木, 悟
長崎大学工学部

兪, 堅
九州大学大学院総合理工学研究科博士課程

小山, 繁
九州大学機能物質科学研究所

藤井, 哲
九州大学機能物質科学研究所

<https://doi.org/10.15017/6616>

出版情報：九州大学機能物質科学研究所報告. 6 (2), pp.109-114, 1993-03-20. 九州大学機能物質科学研究所
バージョン：
権利関係：

二重管型熱交換器における内管内流体の 熱伝達係数の算出法について (内管内が乱流で、環状部が層流の場合)

桃 木 悟*・俞 堅**・小 山 繁・藤 井 哲

**On the Evaluation of the Heat Transfer Coefficient
inside the Inner Tube of a Double Tube Heat Exchanger
(In the case of turbulent flow inside the inner tube and laminar flow in the annulus)**

Satoru MOMOKI*, Jian YU**, Shigeru KOYAMA
and Tetsu FUJII

Experimental studies of evaporation and condensation of refrigerants inside a tube have often been carried out using a double-tube heat exchanger, where the refrigerant flows inside the inner tube and the water flows countercurrently in the surrounding annulus. To consider a method of measuring the heat transfer coefficient of refrigerants inside the inner tube, the heat transfer characteristics of a double-tube counterflow heat exchanger were calculated in the case of fully developed turbulent single phase flow inside the inner tube and developing laminar single phase flow in the annulus. Based on the calculation results, following two kinds of heat transfer coefficients, which can be measured experimentally, were obtained.

$$\alpha_{R1} = q_w / (T_{wi}|_{z/L=0.5} - T_R)$$
$$\alpha_{R2} = q_w / (T_{wim} - T_R)$$

where q_w is the average wall heat flux, $T_{wi}|_{z/L=0.5}$ is the inner wall temperature at the central position of the tube length L , T_R is the reference refrigerant temperature, and T_{wim} is the inner wall temperature averaged over the tube length. The values of α_{R1} are 5 to 23 % higher than the values of heat transfer coefficient, given as a parameter in the calculation, due to the axial change of heat transfer characteristics in the annulus, while the values of α_{R2} are nearly equal to the values in the calculation. To eliminate the influence of the heat transfer characteristics in the annulus, the measurement of α_{R2} is recommended. If α_{R1} is measured, a correction function should be preliminarily determined.

受理日 平成4年12月16日

* 長崎大学工学部講師

** 九州大学大学院総合理工学研究科博士課程

1. 諸 言

著者らは円管内の冷媒の蒸発・凝縮熱伝達に関する実験的研究を伝達管の外側を熱源水が流れる二重管型の熱交換器を用いて行っている。このような実験装置では厳密な意味での局所熱伝達係数の測定は不可能であるので、環状部を適当な長さの区間に仕切り、その区間の測定伝熱量から求めた平均熱伝達係数をその区間中央位置における局所熱伝達係数と定義している。ところが、実験装置の特性を確認するために、冷媒 HCFC22 の液単相の管内強制対流熱伝達の実験を行い、上述の局所熱伝達係数を求めたところ、従来用いられている Dittus-Boelter¹⁾ や Gnielinski²⁾ の式に対して高い値が得られた。また、Dittus-Boelter の式では熱伝達係数はレイノルズ数の0.8乗に比例するが、測定結果は0.89乗に比例した。これらのことは、環状部を流れる流体の助走区間の熱伝達特性の影響によるためと考えられる。

本報では、二重管型向流式熱交換器に関して、内管内を流体が単相乱流で流れ、環状部を流体が層流で流れる場合について、それぞれの熱伝達係数を与えて、熱交換の数値解析を行い、内管内流体の局所熱伝達係数を実験的に求める際のその定義について考察する。

記 号

A	: 伝熱面積 [m ²]
C_p	: 定圧比熱 [J/(kg·K)]
D	: 外管内径 [m]
d_h	: 環状部の水力相当直径, 式(11) [m]
d_i	: 内管内径 [m]
d_o	: 内管外径 [m]
G	: 質量速度 [kg/(m ² ·s)]
L	: 試験区間の管軸方向長さ [m]
Nu	: 内管内壁面のヌセルト数 = $\alpha_R d_i / \lambda$
Nu_{dh}	: 内管外壁面のヌセルト数 = $\alpha_S d_h / \lambda$
Pr	: プラントル数
Q	: 熱交換量 [W]
q	: 熱流束 [W/m ²]
Re_{di}	: 内管内径で定義したレイノルズ数 = $G d_i / \mu$
Re_{dh}	: 水力相当直径で定義したレイノルズ数 = $G d_h / \mu$
T	: 温度 [K]
W	: 質量流量 [kg/s]
z	: 冷媒入口からの距離 [m]
z^*	: 熱源水入口からの距離 [m]

\bar{z}	: グレツ数の逆数, 式(10)
α	: 熱伝達係数 [W/(m ² ·K)]
Δz	: 差分要素の管軸方向長さ [m]
λ	: 熱伝達率 [W/(m·K)]

上付き添字

(k) : 試験区間入口 (冷媒) より k 番目の差分要素

下付き添字

G	: Gnielinski の式
in	: 試験熱交換器入口
out	: 試験熱交換器出口
R	: 冷媒
S	: 熱源水
W	: 内管
Wi	: 内管内表面
Wo	: 内外外表面
1	: 式(1)で定義した
2	: 式(12)で定義した

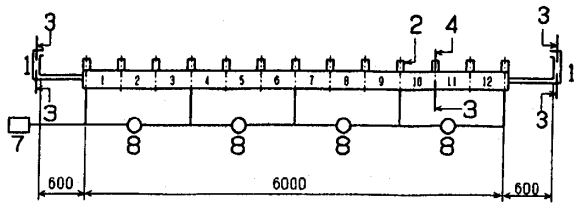
2. 液単相強制対流熱伝達の実験

実験装置はポンプによるフロン系冷媒用強制循環テストループである (詳細は文献³⁾ 参照)。

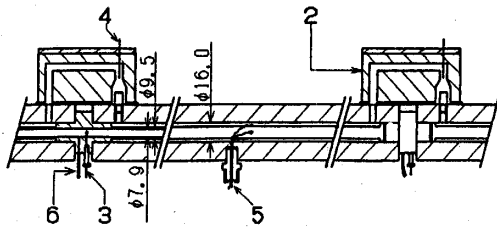
図1に試験熱交換器の詳細を示す。試験熱交換器は全長6mの二重管型の熱交換器で、冷媒が内管(伝熱管)内を流れ、熱源水が内管と外管の間の環状部を冷媒と逆向きに流れる。内管は内径7.9mm、外径9.5mmの銅製の平滑管、外管は内径16mmのポリカーボネイト製のブロックである。管軸方向の局所熱伝達係数を求めるため、環状部は長は0.5m(有効伝熱長さ0.46m)の12個の試験区間に分割されている。実験では、試験熱交換器出入口における冷媒の混合平均温度、各試験区間の出入口における熱源水の混合平均温度および冷媒の温度、各試験区間における内管外表面温度、冷媒の質量流量および熱源水の体積流量を測定する。さらに、試験区間の入口および出口における冷媒の混合平均温度 T_{Rin} および T_{Rout} を試験熱交換器入口の混合室におけるエンタルピと熱源水の温度降下より求める熱交換量に基づいて算出する。内管内表面温度は、半径方向の一次元定常熱伝導の式に測定した内管外表面温度及び熱交換量を代入して求める。

局所熱伝達係数 α_{R1} は次式で定義する。

$$\alpha_{R1} = \frac{W_s C_{ps} (T_{Sin} - T_{Sout})}{\pi d_i L \left(T_{Wi} \Big|_{z/L=0.5} - \frac{T_{Rin} + T_{Rout}}{2} \right)} \quad (1)$$



(a) 試験熱交換器概略図



(b) 試験区間

- 1 Mixing chamber(Refrigerant)
- 2 Mixing chamber(Heating water)
- 3 Thermocouple(Refrigerant)
- 4 Thermocouple(Heating water)
- 5 Thermocouple(Tube surface)
- 6 Pressure measuring port
- 7 Absolute pressure transducer
- 8 Differential pressure transducer

図1. 試験熱交換器

ここに、 W_s , Cp_s , T_s , T_R および T_{wi} は、それぞれ、熱源水の質量流量、熱源水の定圧比熱、熱源水の混合平均温度、冷媒の混合平均温度および内管内表面温度である。 d_i および L はそれぞれ内管内径、試験区間の有効伝熱長さである。また、添字の in, out および $z/L = 0.5$ は、それぞれ、試験区間の入口、出口および中央を示す。なお、温度および流量の測定誤差より概算した熱伝達係数 α_{ri} の測定誤差は約11%である。

図2は熱伝達係数 α_{ri} の測定値から算出した $Nu/Pr^{0.4}$ をレイノルズ数 Re_{di} に対して示したものである。測定値は、 $\pm 10\%$ 以内の差異で次式で近似できる。

$$Nu_i = 0.0116 Re_{di}^{0.89} Pr^{0.4} \quad (2)$$

上式(実線)は、Dittus-Boelter¹⁾の式(一点鎖線)に比して約15~30%、Gnielinski²⁾の式(二点鎖線)に比して約15~25%高い値を示している。なお、式(2)の Re_{di} の指数は0.89であるのに対して、Dittus-Boelterの式およびGnielinskiの式の Re_{di} の指数はそれぞれ0.8および約0.86である。

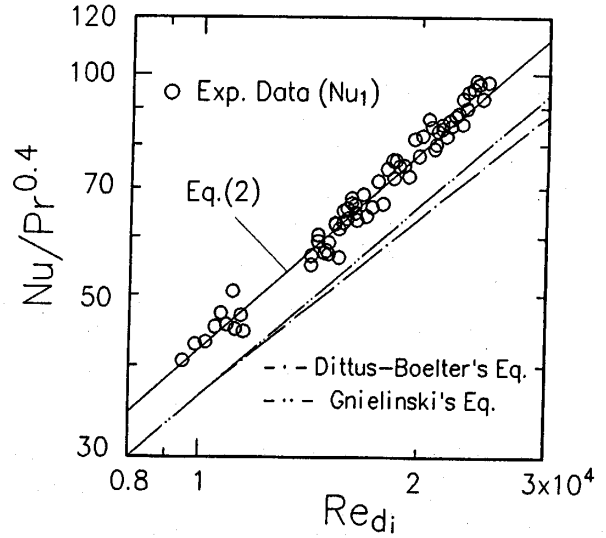


図2. 実験結果

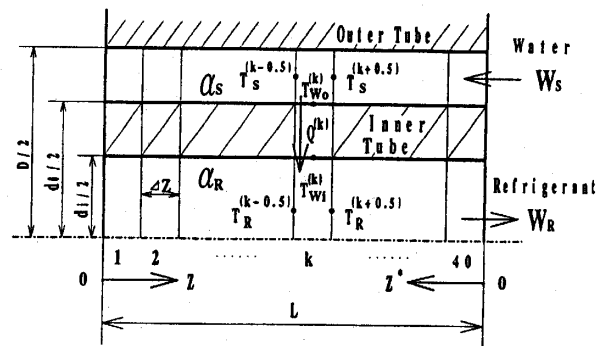


図3. 物理モデル

3. 物理モデルおよび計算方法

図3は、図1(b)に示した試験区間の物理モデルを示す。内管内を冷媒が液単相で発達した乱流の状態の流れ(質量流量 W_R)、環状部を熱源水が層流で発達しながら冷媒と逆向きに流れる(質量流量 W_s)。冷媒の入口からの距離を z 、熱源水の入口からの距離を z^* で表す。冷媒、内管、熱源水いずれの温度も管周方向に一様であり、冷媒側の局所熱伝達係数 α_R は一定であると仮定する。冷媒、熱源水、内管いずれも管軸方向に対して幅 $\Delta z = 0.46/40 = 0.0115\text{m}$ の40個の差分要素に分割する。冷媒入口から k 番目の要素における熱収支は次の諸式で表せる。

$$Q^{(k)} = W_s Cp_s (T_s^{(k+0.5)} - T_s^{(k-0.5)}) \quad (3)$$

$$Q^{(k)} = \pi d_o \Delta z \alpha_s^{(k)} \left(\frac{T_s^{(k+0.5)} + T_s^{(k-0.5)}}{2} - T_{w_o}^{(k)} \right) \quad (4)$$

$$Q^{(k)} = \frac{2 \pi \lambda_w \Delta z}{\ln(d_o/d_i)} (T_{w_o}^{(k)} - T_{w_i}^{(k)}) \quad (5)$$

$$Q^{(k)} = \pi d_i \Delta z \alpha_R \left(T_{w_i}^{(k)} - \frac{T_R^{(k+0.5)} + T_R^{(k-0.5)}}{2} \right) \quad (6)$$

$$Q^{(k)} = W_R C p_R (T_R^{(k+0.5)} - T_R^{(k-0.5)}) \quad (7)$$

したがって、 W_R 、 W_S 、 α_R 、 $T_s^{(k-0.5)}$ および $T_R^{(k-0.5)}$ が与えられると、その他の変数 $Q^{(k)}$ 、 $T_s^{(k+0.5)}$ 、 $T_{w_o}^{(k)}$ 、 $T_{w_i}^{(k)}$ および $T_R^{(k+0.5)}$ を求めることができる。

環状流路における層流助走区間の熱伝達に関しては、Heatonら⁴⁾がプラントル数 Pr が0.7と10の場合について数値計算を行っている。図4は、彼らの計算結果を熱源水の流れ方向に対して示す。 z^* が0に近い領域を除くと、 $Pr = 0.7$ と $Pr = 10$ の両方の計算結果は一致している。そこで、彼らの計算結果を次式で近似した。

$$Nu_{dh} = 6.11 + \frac{0.0186}{\bar{z} + 0.000328} \quad (8)$$

ここに、

$$Nu_{dh} = \frac{\alpha_s d_h}{\lambda} \quad (9)$$

$$\bar{z} = \frac{z^*/d_h}{Re_{dh} Pr} \quad (10)$$

$$d_h = D - d_o \quad (11)$$

本研究では式(8)を用いて環状部の熱源水の局所熱伝達係数を α_s を求める。

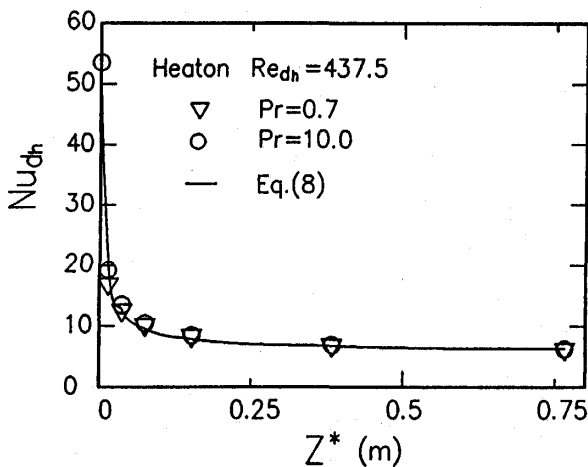


図4. 環状部の層流熱伝達特性

計算の手順を以下に述べる。

1. 冷媒の入口温度 $T_{Rin} = T_R^{(1-0.5)}$ および流量 W_R 、熱源水の出口温度 $T_{Sin} = T_s^{(1-0.5)}$ および流量 W_S を与える。
2. 冷媒側の局所熱伝達係数 α_R を与える。なお、本研究では、HCFC22 の物性値と流量を用いて Gnielinski の式より求めた値 α_{RG} を使用する。
3. 冷媒入口の差分要素 ($k = 1$) について次の計算を行う。
 - (a) 式(8)より熱源水側の局所熱伝達係数 $\alpha_s^{(k)}$ を計算する。
 - (b) 式(3)~(7)より、 $Q^{(k)}$ 、 $T_s^{(k+0.5)}$ 、 $T_{w_o}^{(k)}$ 、 $T_{w_i}^{(k)}$ および $T_R^{(k+0.5)}$ を計算する。
4. 次の要素について、すなわち k の値を一つ加えて、手順3.(a)および3.(b)の計算を行う。これを試験区間の出口 ($k = 40$) まで行う。

最終的に、得られた各種の値を基に、式(1)で定義される熱伝達係数 α_{R1} と次式で定義される熱伝達係数 α_{R2} を計算する。

$$\alpha_{R2} = \frac{W_S C p_S (T_{Sin} - T_{Sout})}{\pi d_i L \left(\frac{1}{L} \int_0^L T_w dz - \frac{T_{Rin} + T_{Rout}}{2} \right)} \quad (12)$$

上式による定義は図1(b)の実験装置で内管の電気抵抗が温度によって変化することを利用して伝熱面温度を測定する場合を想定している。

4. 計算結果および考察

図5(a)および(b)は、それぞれ冷媒の質量速度 G_R が220および1500kg/(m²s)の場合の熱源水温度 T_s 、内管温度 T_{w_o} 、 T_{w_i} 、冷媒温度 T_R および熱流束 q の計算結果を示す。内管の厚さは0.8mm と十分に薄いので、その外表面と内表面の温度差 $T_{w_o} - T_{w_i}$ は、無視できるほど小さい。図5(a)、(b)のいずれの場合も、熱源水の入り口付近の熱流束 q および伝熱面と冷媒の温度差 $T_{w_i} - T_R$ の値が、他の部分と比較して大きい。これは熱源水側の局所熱伝達係数 α_s が熱源水の入り口付近で急激に減少し、それ以降では一定値となることによる。また、この熱源水の入り口付近の熱流束の増大は、図5(b)の冷媒高流量の場合が顕著である。これは、次のように説明できる。図5(b)の場合、熱源水側の熱伝達係数は図5(a)の場合とはほぼ同じ値で、冷媒側の熱伝達係数は図5(a)の場合に比して大きい。したが

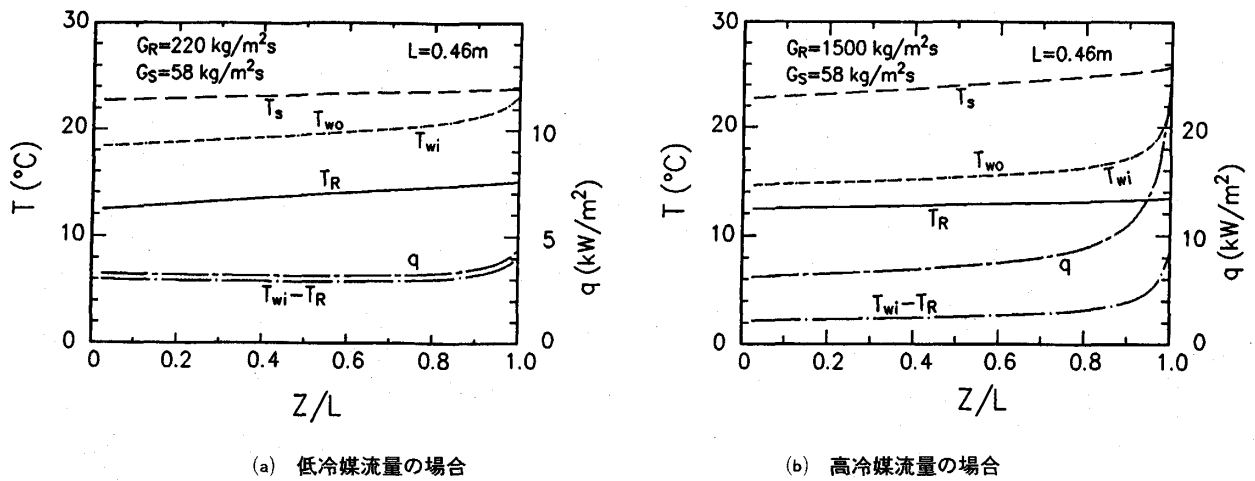


図5. 温度、熱流束の流れ方向に対する変化

って、図5(b)の場合には、図5(a)の場合に比して、熱交換量に及ぼす熱源水側の熱伝達特性の影響がより顕著に現れる。

図6は、式(1)および式(12)で定義した熱伝達係数 α_{R1} 、 α_{R2} と計算で与えた冷媒の局所熱伝達係数 α_{RG} の比を α_{RG} に対して示している。式(1)で定義される α_{R1} は、 α_{RG} が大きいほど α_{RG} よりも高い値を示し、本計算範囲では両者の差は最大23%である。それに対して式(12)で定義される α_{R2} と α_{RG} との差異は3%以下である。すなわち、図1(b)に示したような二重管型の熱交換器を用いた実験装置では電気抵抗法による伝熱面温度の測定が有利である。

図7は、冷媒の入口温度および流量と熱源水の出口温度および流量として図2の実験データと同一の値を与えた場合の計算によって求めた α_{R1} を $Nu/Pr^{0.4}$ 対 Re_{di} でプロットしたものである。二点鎖線は Gnielinski の式、実線は実験データの整理式(2)を表す。 α_{R1} の計算値は Re_{di} が大きくなるほど計算で用いた α_{RG} (二点鎖線) に対して高い値を示す。すなわち、式(1)で定義した熱伝達係数は、 Re_{di} が大きくなるほど環状部の熱源水の影響を受けて実際の局所熱伝達係数よりも高い値を示す。なお、 α_{R1} の計算値は式(2)に対して5~10%程度低い値を示す。この原因としては、実験データの測定精度、計算に用いた熱源水側および冷媒側の熱伝達係数の予測式の不確かさが考えられる。

以上の検討から、環状部の熱伝達係数の変化の影響により式(1)で定義した熱伝達係数は実際の熱伝達係数と異なることがわかった。そこで、式(1)で定義した熱伝達係数より実際の熱伝達係数を求めるために、図6

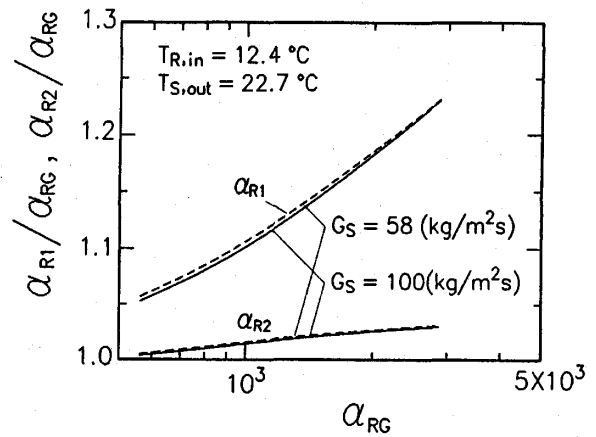


図6. α_{R1} および α_{R2} の α_{RG} に対する変化

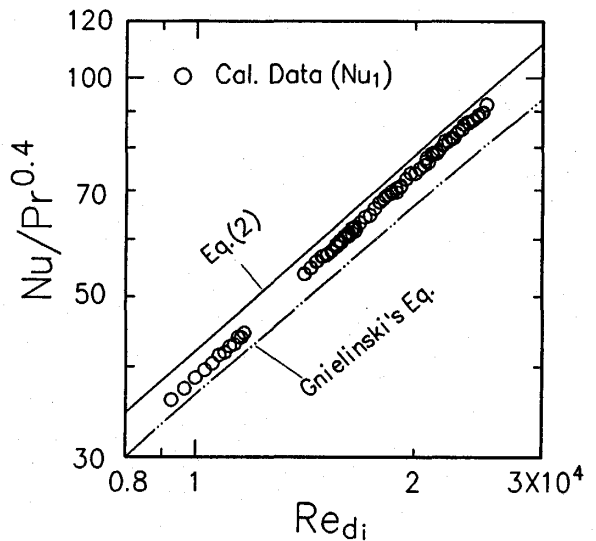


図7. Nu_1 に関する計算結果と Re_{di} の関係

に示す結果を最小二乗法近似し、次の補正式を作成した。

$$\frac{\alpha_R}{\alpha_{Ri}} = 1.0 - 1.17 \times 10^{-4} \alpha_{Ri} + 1.71 \times 10^{-8} \alpha_{Ri}^2 \quad (13)$$

図8は、式(13)で補正した熱伝達係数の測定値を $Nu/Pr^{0.4}$ 対 Re_{di} で示したものである。補正した測定値は補正前の測定値(図2参照)に比して Gnielinski の式の特性により近い傾向を示す。

5. 結 論

図1(a)に示した二重管型熱交換器の内管内を冷媒が液相単相流で、環状部を水が層流で流れる場合について、前者については Gnielinski の式、後者については式(8)を用いて、熱交換の数値計算を行った。得られた結果から式(1)及び式(2)を用いて内管内の局所熱伝達係数を算出し、初めに与えた Gnielinski の式による値と比較した。結論を要約すると次のようになる。

1. 式(1)で定義される熱伝達係数は、環状部の助走区間の熱伝達係数の影響のために、実際の熱伝達係数よりも高い値を示す。このことが、冷媒液単相の管内強制対流熱伝達の実験において、冷媒の熱伝達係数の測定値が従来の式より高い値を示した主な原因である。また、式(1)を用いる場合には、式(13)の補正を行う必要がある。
2. 式(12)で定義される熱伝達係数は実際の熱伝達係数とはほぼ等しい。即ち、管壁(内管)温度の代表値には管壁の体積平均温度を用いればよい。実験で

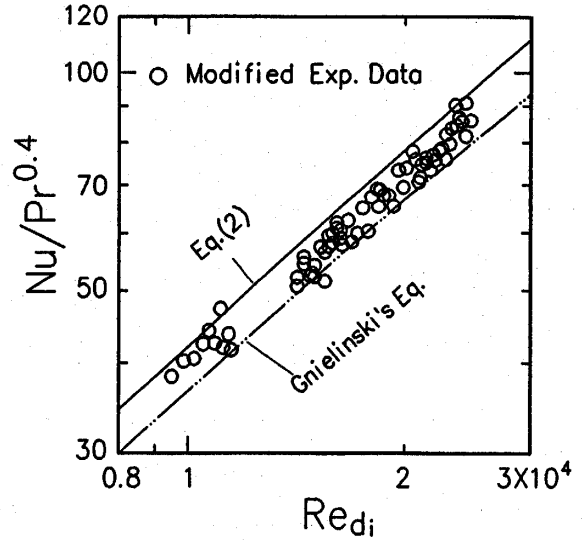


図8. 補正された局所熱伝達係数

電気抵抗法を用いれば、それを直接的に求めることができる。

文 献

- (1) Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., *Univ. Calif. Publs. Engng.*, 2, (1930), 443.
- (2) Gnielinski, V., *Int. Chem. Eng.*, 16-2, (1976), 359.
- (3) 高松 洋, 桃木 悟, 平岡 晋, 小山 繁, 藤井 哲, 日本冷凍協会論文集, 8-1, (1991), 77.
- (4) Heaton, H. S., Reynolds, W. C. and Kays, W. M., *Int. J. Heat Mass Transfer*, 7, (1964), 763.