

## 熱交換器の性能解析における対数平均温度差法の一般化

宇多村 元昭<sup>†</sup> ニキチン コンスタンチン<sup>†</sup> 加藤 恭義<sup>†</sup>Generalization of Logarithmic Mean Temperature Difference Method  
for Heat Exchanger Performance AnalysisMotoaki UTAMURA<sup>†</sup>, Konstantin NIKITIN<sup>†</sup> and Yasuyoshi KATO<sup>†</sup>

## Abstract

A generalized mean temperature difference (GMTD) method for heat exchangers is proposed. In the analysis of the performance of heat exchangers logarithmic temperature difference (LMTD) method has been widely used. This method, however, limits its application to those heating media with constant physical property. In turn GMTD method allows analysis with physical property distributed in an entire heat exchanger. Temperature profiles of the heat exchanger taken as function of heat load in place of axial position, mean temperature difference is evaluated numerically. It is mathematically demonstrated that LMTD method is an extremity of the GMTD method in the case of constant physical property. The GMTD method is applied to a hot water supplier with supercritical carbon dioxide as a heating media which is attracting attention as energy saving tactics. The hot water supplier operates under the condition of pseudo critical point of carbon dioxide where specific heat behaves anomaly. Incorporating GMTD method averaged overall heat transfer coefficient and subsequently formula of local Nusselt number are successfully derived for microchannel heat exchanger while formal application of LMTD method is found to give poor results i.e. two times less value with a larger error. This proves the validity of GMTD method.

**Key Words:** *Logarithmic mean temperature difference method, Generalized mean temperature difference method, Overall heat transfer coefficient, Super critical carbon dioxide, Heat exchanger, Nusselt number*

## 記号

$A$	: 伝熱面積	[m <sup>2</sup> ]	$K$	: $= mCp$	[W/K]
$a$	: 熱交換器単位長さ当たりの 伝熱面積	[m]	$L$	: 熱交換器長さ	[m]
$AOHTC$	: 平均総括熱伝達率	[W/m <sup>2</sup> K]	$LMTD$	: 対数平均温度差 $\Delta T_{LMTD}$ (式(9))	[K]
$C^*$	: 熱コンダクタンス( $=A_iU_i$ )	[W/K]	$MCHE$	: マイクロチャンネル熱交換器	
$Cp$	: 比熱	[J/kgK]	$m$	: 質量流量	[kg/s]
$D_h$	: 水力等価直径	[m]	$N$	: サーマルユニット数( $NTU$ )	[m]
$f$	: 圧力損失係数	[-]	$Nu$	: ヌッセルト数( $=\alpha D_h/\lambda$ )	[-]
$G$	: 質量流束	[kg/ m <sup>2</sup> s]	$OHTC$	: 総括熱伝達率	[W/m <sup>2</sup> K]
$GMTD$	: 一般化平均温度差 $\Delta \bar{T}$ (式 (14),(18))	[K]	$\Delta P$	: 圧力損失	[Pa]
$h$	: 比エンタルピ	[J/kg]	$Pr$	: プラントル数	[-]
			$Q$	: 熱負荷	[W]
			$Re$	: レイノルズ数( $=G D_h/\mu$ )	[-]

受付日: 2007年3月10日, 第44回日本伝熱シンポジウムより受付, 担当エディター: 稲葉 英男

<sup>†</sup> 東京工業大学 (〒156-8552 東京都目黒区大岡山 2-12-1)

- $s$  : 流路チャンネル数 [-]
- $T$  : 温度 [K]
- $\Delta T$  : 高温流体と低温流体間の温度差 [K]
- $\Delta t$  : 流路壁厚さ [m]
- $U$  : 総括熱伝達率 [ $W/m^2K$ ]
- $W$  : 質量流量 [kg/s]
- $x$  : 熱交換器長手方向位置 [m]
- $\alpha$  : 熱伝達率 [ $W/m^2K$ ]
- $\lambda$  : 熱伝導率 [ $W/mK$ ]
- $\mu$  : 粘性係数 [ $Pa \cdot s$ ]
- $\rho$  : 流体密度 [ $kg/m^3$ ]
- $\Delta$  : 変数の増分 [-]
- 添字**
- $i$  : 入り口, または流体の指定, 1(高温流体側), 2(低温流体側)
- $o$  : 出口
- 1 : 高温側, ヌッセルト数実験式における未定定数
- 2 : 低温側, 圧力損失係数の実験式における未定定数
- $m$  : 計算熱要素内の値

1 緒言

熱交換器のコンパクト化と効率向上はあらゆるエネルギーシステムのコスト低減のために重要である。例えば、ヒートポンプ、冷凍サイクルあるいは住居、産業用、自動車や加工プロセス産業における排熱回収システムなどがある。コンパクト性を測る指標に Colburn の  $j$  ファクターがある。

$$j = \frac{D_h}{4L} Pr^{2/3} N \tag{1}$$

ここで、 $N=NTU$  であり、熱媒体 1 と 2 が  $K_1 \leq K_2$  の関係にある場合には、 $N$  は対数平均温度差  $\Delta T_{LMTD}$  を用いて次式で定義している。

$$N = (T_i^1 - T_o^1) / \Delta T_{LMTD} \tag{2}$$

このように、熱交換器の容積を検討するうえで対数平均温度差法[1]は重要な概念である。しかし、対数平均温度差法(LMTD)の適用は、熱媒体の物性値が器内で一定とみなせる場合に限られる。一方、ターボ機械技術の進展により、近年省エネルギー機器に超臨界二酸化炭素を媒体とする熱サイクル[2]の導入が普及している。例えば、電気加熱の家庭用給湯器

などである。その理由は、 $CO_2$  が毒性の無い自然冷媒であることのほかに、熱サイクルに含まれるヒートポンプサイクルで高い成績係数(COP)を有しているからである。

高い COP を確保するために、 $CO_2$  は圧縮仕事を低減するうえで有利な擬臨界点を通過して状態変化する。擬臨界点近傍では比熱ほかの物性値が大きく変化し、LMTD が使えない。本研究の目的は、物性値が器内で一定でない場合にも適用できる一般化平均温度差法(Generalized Mean Temperature Difference Method, GMTD)を提唱し、超臨界  $CO_2$  と水を媒体とする給湯器に適用して、その有効性を明らかにすることにある。

2 理論

2.1 対数平均温度の導出と限界

Fig. 1 に示す向流型熱交換器における流体温度の分布は次式に従う。

$$m_1 C p_1(x) \frac{dT_1}{dx} = -a_1 U_1(x)(T_1 - T_2) \tag{3}$$

$$m_2 C p_2(x) \frac{dT_2}{dx} = -a_2 U_2(x)(T_1 - T_2)$$

ここで、

$$a_1 U_1(x) = a_2 U_2(x) = c(x)$$

$$a_i = A_i / L$$

平行流の場合には  $m_2$  を  $-m_2$  で置換する。式(3)から次式が得られる。

$$K_1(x) K_2(x) \frac{d\Delta T}{dx} = c(x)(K_1(x) - K_2(x)) \Delta T(x) \tag{4}$$

ここで、

$$\Delta T(x) = T_1(x) - T_2(x)$$

$$K_i(x) = m_i C p_i(x)$$

式(4)を積分して、

$$\Delta T = \Delta T_i e^{\int \gamma(x) dx} \tag{5}$$

$$\gamma(x) = c(x) \left( \frac{1}{K_2(x)} - \frac{1}{K_1(x)} \right)$$

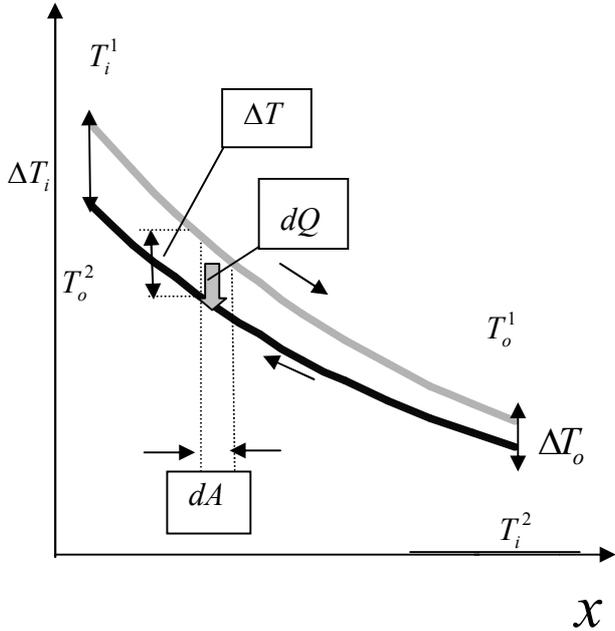


Fig. 1 Fluid temperatures in a counter-flow heat exchanger.

ここで、流体温度差  $\Delta T$  の添え字  $i, o$  はそれぞれ流体 1 (高温側) の入口、出口での両流体間の温度差を示す。また、両流体間で交換する熱量が等しい条件を流体の出入り口条件で表すと

$$Q_0 = K_1(0)T_1^i - K_1(L)T_1^o = K_2(0)T_2^o - K_2(L)T_2^i \quad (6)$$

いま、物性値が関与する係数が一定とすると、上式は

$$Q_0 = K_1(T_1^i - T_1^o) = K_2(T_2^o - T_2^i) \quad (7)$$

$$\Delta T_o - \Delta T_i = Q_0 \left( \frac{1}{K_2} - \frac{1}{K_1} \right) = \frac{\gamma Q_0}{c}$$

この場合には、式(7)を用いて式(5)を解析的に積分出来て、次式を得る。

$$\Delta T = \Delta T_i e^{\gamma x}$$

$$\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i} = \gamma L = \frac{C^*}{Q_0} (\Delta T_o - \Delta T_i) \quad (8)$$

ここで、 $C^*$  は熱交換器全体の熱コンダクタンスで

$$C^* = cL = A_i U_i \text{ である。}$$

対数平均温度差  $\Delta T_{LMTD}$  は

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}} \quad (9)$$

であるから、式(8),(9)より最終的に次式を得る。

$$Q_0 = A_i U_i \Delta T_{LMTD} = C^* \Delta T_{LMTD} \quad (10)$$

式(10)は、総熱交換量を伝熱面積、総括熱伝達率および対数平均温度差と関係づけている。しかし、物性値に空間分布がある場合は式(5)を解析的に積分できない。

### 2.2 流体温度差の熱負荷の関数としての記述

既出の Fig. 1 に示す器内の微小伝熱要素  $x \sim x + dx$  では次式が成立する。

$$dQ = U_i dA_i \Delta T$$

$$dA_i = \frac{A_i}{L} dx \quad (11)$$

式(8)を式(11)に代入し積分すると、

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{\Delta T - \Delta T_i}{\Delta T_o - \Delta T_i} \quad (12)$$

これより、物性値が一定の場合の流体温度差は、入り口からその位置までの熱負荷と線形の関係にあることがわかる。一方、式(8)のように独立変数を距離にとれば指数関数になる。

### 2.3 流体物性が変化する場合の一般化平均温度差

式(11)を積分型に直して、

$$\int_0^{Q_0} \frac{dQ}{\Delta T(Q)} = \int_0^{A_i} U_i dA_i \quad (13)$$

ここで、一般化平均温度差  $\Delta \bar{T}$  と平均総括熱伝達率  $\bar{U}_i$  を次式で定義する。

$$\frac{1}{\Delta \bar{T}} \equiv \frac{1}{Q_0} \int_0^{Q_0} \frac{dQ}{\Delta T(Q)}$$

$$\bar{U}_i \equiv \frac{1}{A_i} \int_0^{A_i} U_i dA_i \quad (14)$$

式(13),(14)から,

$$Q_0 = A_i \bar{U}_i \Delta \bar{T} = \bar{C}^* \Delta \bar{T} \quad (15)$$

式(15)は, 対数平均温度差法で用いる式(10)と同一形式である. 式(15)より,  $Q_0, \Delta \bar{T}$  が分かれば平均コンダクタンス  $\bar{C}^*$  がもとなり, さらに伝熱面積  $A_i$  が既知なら平均総括熱伝達率  $\bar{U}_i$  が, また  $\bar{U}_i$  が別途計算可能なら  $A_i$  が求まる.

この結果既出の式(2)は次のように修正される.

$$N = (T_i^1 - T_o^1) / \Delta \bar{T} \quad (2)'$$

式(14)の第一式は, 熱負荷と流体の入り口条件(設計条件)が与えられれば数値計算できる. さらに, 後述するように所与条件の実現可能性を検討できる点に価値がある. この式(14)に式(12)を代入して解析的に置換積分すると,

$$\begin{aligned} \frac{1}{\Delta \bar{T}} &= \frac{1}{Q_0} \int_{\Delta T_i}^{\Delta T_o} \frac{Q_0}{\Delta T_o - \Delta T_i} \frac{d\Delta T}{\Delta T} \\ &= \frac{\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}}{\Delta T_o - \Delta T_i} = \frac{1}{\Delta T_{LMTD}} \end{aligned} \quad (16)$$

を得る. すなわち, 物性値が一定の場合には, 一般化平均温度差  $\Delta \bar{T}$  は厳密に対数平均温度差  $\Delta T_{LMTD}$  に一致する.

### 3 熱負荷積分

#### 3.1 計算手順

諸量  $Q_0, T_i^1, T_i^2, m_1, m_2, P_i^1, P_i^2$  が与えられているものとする. 両流体の器内温度と温度差は以下のように計算できる.  $Q_0$  が分かっている. 低温側媒体の出口温度が求まる.  $Q_0$  を  $M$  個の等負荷の計算要素  $q$  に分割し, 高温媒体の入り口から計算を開始する. 要素内の熱バランスから, 要素他端の比エンタルピが求まる. このエンタルピと圧力を PROPATH[3] に入力して, 温度を含む熱力学状態諸量を計算する.  $j$  番要素の右端格子点は  $j+1$  番要素の左端格子点に一致するから, 漸次計算を進めることができる. 温度積分(式(14))は次式で近似する.

$$\int_0^{Q_0} \frac{dQ}{\Delta T(Q)} = \sum_{j=1}^M 2q / (\Delta T_j + \Delta T_{j+1}) \quad (17)$$

よって,

$$\Delta \bar{T} = M / \sum_{j=1}^M 2 / (\Delta T_j + \Delta T_{j+1}) \quad (18)$$

### 3.2 計算例

#### 3.2.1 物性値が一定の場合

Fig. 2 は,  $\Delta T_i = 28, \Delta T_o = 9, Q_0 = 4.6$  kW の場合に, 式(12)により計算した流体温度差の分布を示す. 対数平均温度差(式(9))は 16.7 K であり, ピンチポイントは熱交換器の低温側流体入り口部に存在している.

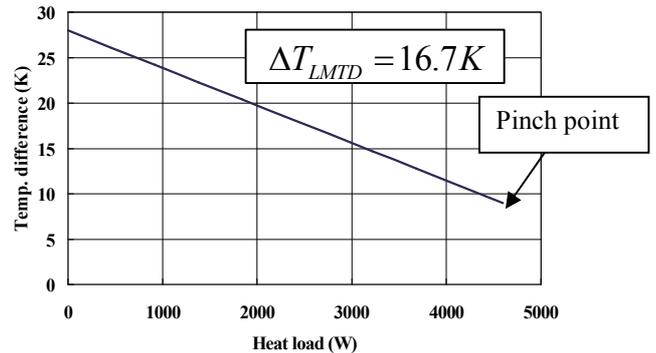


Fig. 2 Temperature difference profile under constant physical property.

#### 3.2.2 物性値が分布する場合

Fig. 3 は超臨界二酸化炭素の物性値の温度依存性を示す. 物性値は PROPATH[3] で計算した. パラメータは圧力であり, 状態図に示したこの熱交換器の運転範囲の上下端の圧力に対応している. 二酸化炭素の臨界条件は, 圧力 7.4 MPa, 温度 303 K である. 比熱とプラントル数に擬臨界点で極大値が見られる. これを熱媒とする熱交換器内の温度範囲が 10 °C ~ 120 °C の場合, 器内でもこのような大きな分布が存在する. 圧力が 11~12 MPa のときの擬臨界温度は約 60 °C 付近にある.

熱媒体に, 常圧の水を低温側, 擬臨界点近傍にある二酸化炭素を高温側とする給湯器の運転を考え, 上記と同じ熱負荷と流体出入り口温度条件での特性を検討する. Fig. 4 は, 器内の熱媒の温度分布を熱負荷に対して示している. 計算は 3.1 節の手順に従った. 二酸化炭素の温度分布には変曲点が現われている.

また, Fig. 5 は両流体の温度差の分布を示している. Fig. 2 と異なりピンチポイントは熱交換器の端ではなく, 中間に現われる. その理由は, そこでの状態が, 比熱が異常に高い二酸化炭素の擬臨界点に

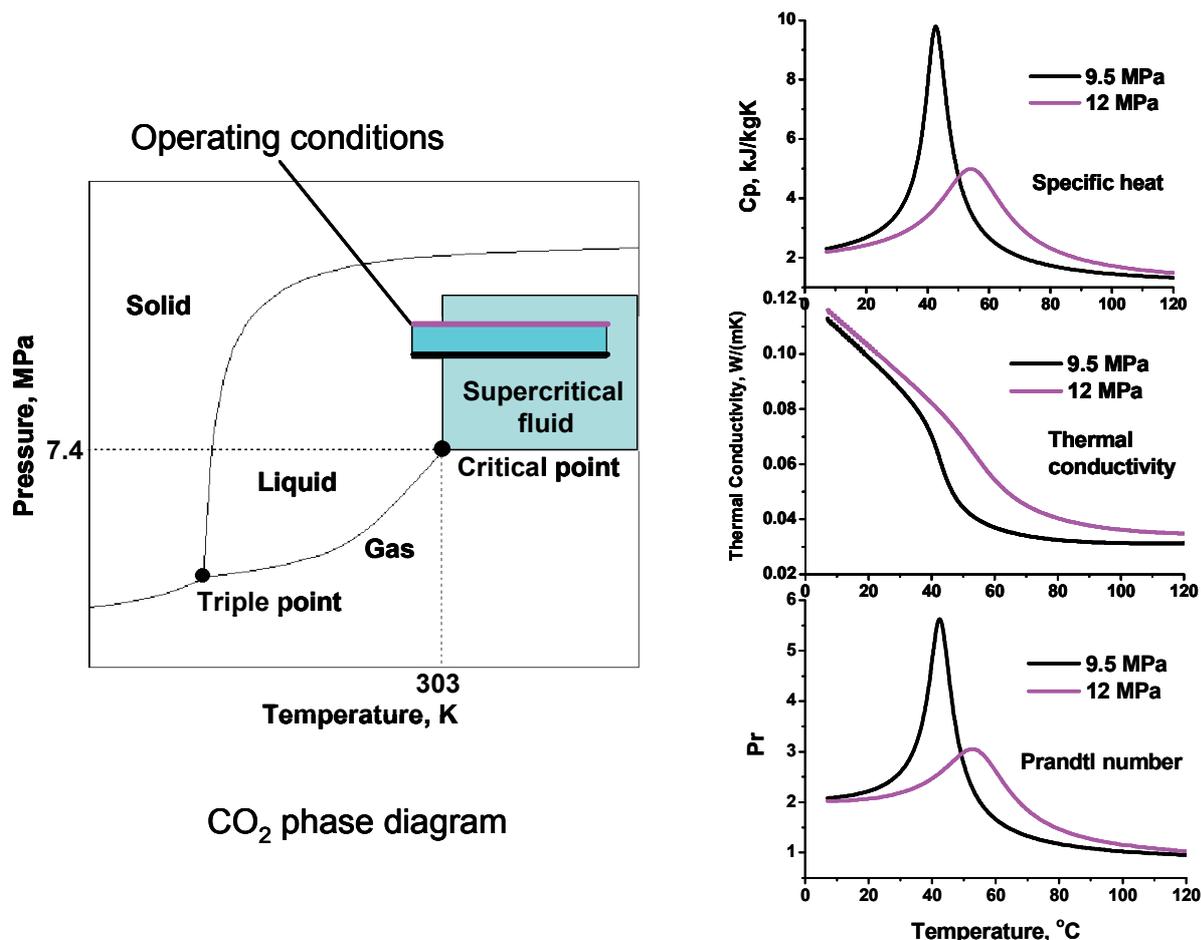


Fig. 3 Behavior of physical property of carbon dioxide in pseudo critical state.

対応し、流体の温度変化が緩慢になることによる。Fig. 5 の運転圧力が 11.5 MPa であることを考えるとピンチポイントでの状態が擬臨界点に対応していることがわかる。

一般化平均温度差(GMTD)を式(17)により計算すると、 $\Delta\bar{T}=9.6$  K であり、 $\Delta T_{LMTD}=16.7$  K の 58% である。これより、所要熱コンダクタンス  $\bar{C}^*$  の器内平均値は 480 W/K であり、逆に 72%(=1/0.58) 大きい。このように、物性値が器内で変化する場合、本手法による伝熱諸量の予測値は対数平均温度差法によるものと大きく異なることがわかる。

### 3.2.3 熱交換の容量制限

Fig. 6 に示すようにピンチポイントが器内に現われる場合、温度差  $\Delta T$  が負になるような出入口条件が計算上存在するが、そのような熱交換器は実現不可能である。この条件を予測するうえで、熱負荷を用いた流体の温度分布表示法は強力なツールである。Fig. 6 から両流体の片方の端における出入口

温度条件を与えると、最大熱負荷を計算できる。例えば、左端の条件(83 °C, 65 °C)を指定すると、実現可能な最大熱負荷は流体温度差がゼロになる点すなわち約 1500 W であり、これを実現する右端の温度条件(54 °C)が求まる。同様に、右端の条件(30 °C, 17 °C)を与えると、最大熱負荷は流体温度差がゼロになる条件から 2420 W (=6020-3600) であり、これを実現する左端の温度条件は、36 °C であることが分かる。

## 4 実験

### 4.1 実験方法

給湯器用の高性能熱交換器の開発を目的として、ミリチャンネル熱交換器を試作し、実験した。Fig. 7 に供試体を示す。熱媒に超臨界二酸化炭素を用いたので、耐圧性と低圧損を考慮し、純銅薄板にフォトエッチングで mm オーダーの S 字フィン流路を形成した。流路形状の詳細は文献[4]に詳述している。

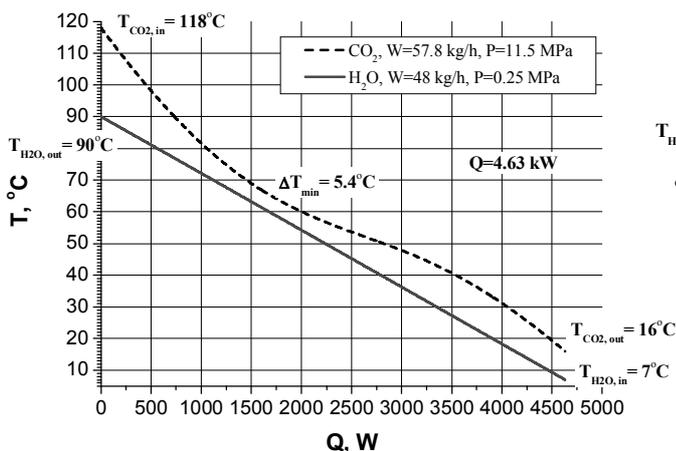


Fig. 4 Temperature profile in heat exchanger with distributed physical property.

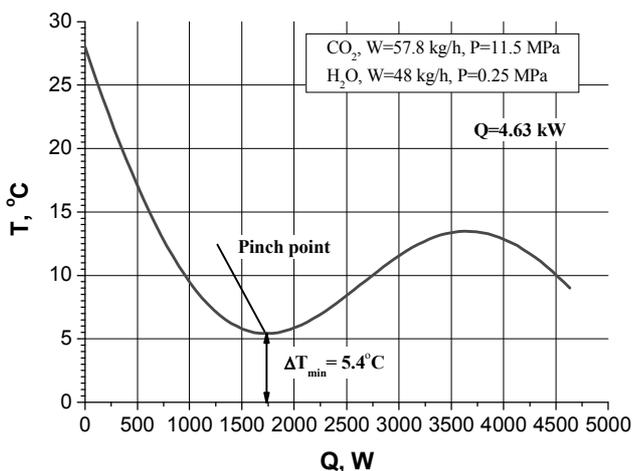


Fig. 5 Temperature difference profile reduced from Fig. 4.

水流路板を二枚の二酸化炭素流路板で挟み拡散接合で一体成形した。流体の流れは対向流とした。

Fig. 8 に試験ループを示す。供試体は試験部に挿入され、流体の出入口温度と器内流体温度、流量、圧力を測定する。運転は、両流体の入り口温度と水流量を与え、水の出口温度が所定値になるように二酸化炭素の流量を制御した。試験部は断熱保温し、両流体の熱バランスの差を 3%以内に抑制した。また、試験部の圧力損失を測定した。

Table 1 は実験条件を示す。既出の Fig. 3 に示した運転範囲で 50 ケースの条件を選択した。物性値の状態変化によりレイノルズ数、プラントル数は、実験ケース間のみならず、器内において大きく変化して

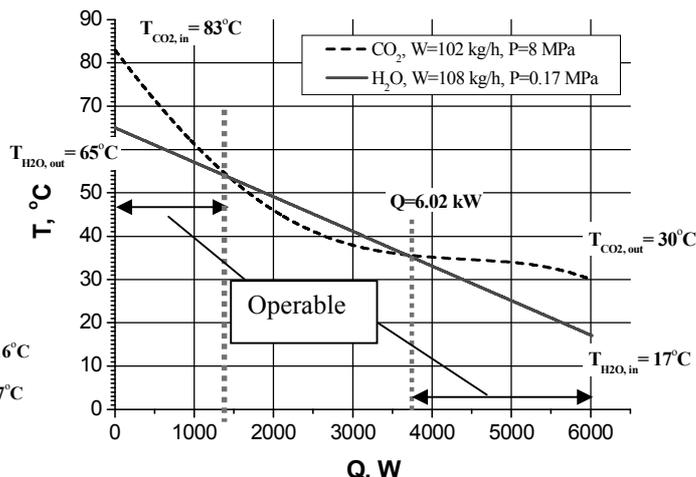


Fig. 6 Operability and heat exchange capability.

いる。このような体系で平均総括熱伝達率を実験的に求め、それを基に局所熱伝達率と圧力損失係数の実験式を求めた。

### 4.2 実験結果

式(9),(18)を用いて熱媒の出入り口温度と熱交換量の測定値から対数平均温度差  $\Delta T_{LMTD}$  と一般化平均温度差  $\Delta \bar{T}$  を求め比較した。Fig. 9 に結果を示す。本実験範囲では、例外なく  $\Delta \bar{T} < \Delta T_{LMTD}$  の関係にあるが両者の間には相関関係は認められない。式(15)から  $\Delta \bar{T}$  を用いて平均コンダクタンスの実験値  $C_{-exp}^*$  を求めた。その際、伝熱面積  $A$  は流体に接する壁面の総面積に選び、水力等価直径  $D_h$  は、流路形状が複雑なので、流路の空隙体積  $V$  と伝熱面積の比 ( $D_h \equiv 4V/A$ ) を用いて定義した。局所熱伝達率  $Nu$  の関数形には多項式近似  $Nu = C_1 \times Re^m Pr^n$  を仮定した。式(15)を介して  $C_{-exp}^*$  との比較から  $C_1, m, n$  を決定した。さらに両熱媒の流路が幾何学的に相似である点に着目して、未定数  $C_1, m, n$  は両流体で同じ値を持つと仮定した。一方、式(14)から平均総括熱伝達率を計算し最小二乗法で未定数を決定し局所ヌッセルト数として次式を得た。

$$Nu = 0.0473Re^{0.8}Pr^{0.6} \tag{19}$$

一方、同一データ群に対数平均温度差法(LMTD)を適用して熱コンダクタンスの実験値  $c_{-exp}^*$  を導出した場合には、実験式  $Nu = 0.0254Re^{0.8}Pr^{0.6}$  を得た。この場合、ヌッセルト数の予測値は、GMTD 法(式(19))

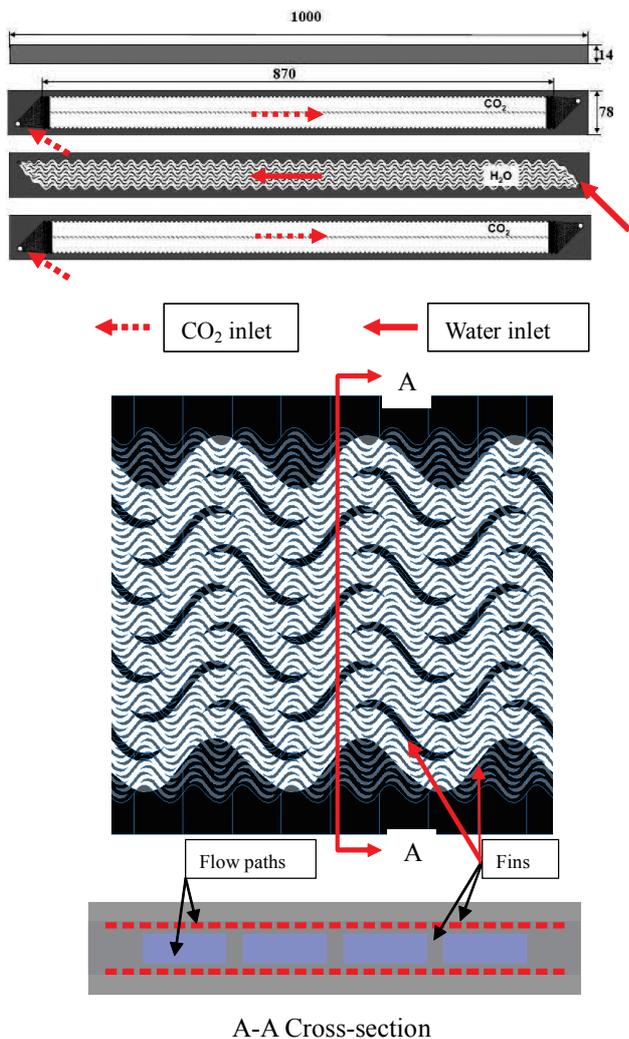


Fig. 7 Configuration of microchannel heat exchanger (Fin configurations, small = CO<sub>2</sub> side and large = H<sub>2</sub>O side).

の53%になる。二つの手法で得られた実験式の予測精度を求めた。結果を Fig. 10 に示す。GMTD 法を菱形、LMTD 法を正方形で示す。データのバラツキの標準偏差はそれぞれ 4%, 22%であった。これより、明らかに本方法(GMTD)が信頼性の高い結果を与えることが分かる。

### 4.3 諸量の熱交換器内分布

#### 4.3.1 器内温度分布の予測精度

流体の入り口温度と交換熱量の実験値を与え、3.1 節の計算手順に従い器内の流体温度を予測した。Fig. 11 は、熱電対による流体温度の空間分布の実測値と計算値との比較を示す。ここで、計算値の横座標は、

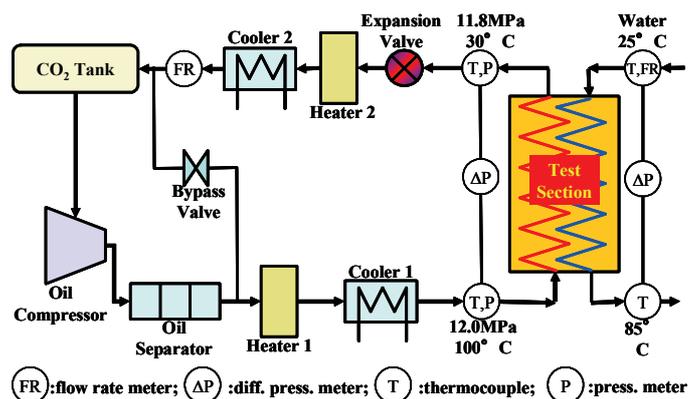


Fig. 8 Flow diagram of supercritical CO<sub>2</sub> experimental loop.

Table 1 Experimental conditions.

	CO <sub>2</sub> side		Water side		
	min	max	min	max	
Press. (MPa)	9.5	12.6	~0.25		
Flow rate(kg/h)	26.8	81.1	17.4	50.4	
Temp.(deg C)	inlet	99.2	120.4	4.3	27.6
	outlet	19.4	45.6	84.9	93.4
Heat load(W)	1604	4628	1604	4628	
Reynolds No.	Inlet	7351	19773	110	587
	Outlet	1832	9960	510	1627
Prandtl No.	Inlet	1.03	1.05	5.74	11.43
	Outlet	2.06	2.89	1.89	2.10

$$\text{式(11)から導ける関係式 } x = \frac{L}{a_i} \int_0^e \frac{dQ}{U_i \Delta T} \text{ に式(19)}$$

を代入して求めた。点が実測値、実線が計算値を示す。良い一致が得られている。これより、式(19)が熱交換器内部での局所的な物理量の予測にも使えることと、一般化平均温度差法(GMTD)の有効性を再確認できた。

#### 4.3.2 熱伝達率、総括熱伝達率の分布

Fig. 12 は典型的な実験条件下での熱伝達率の分布を示す。式(19)を用いた。黒が二酸化炭素側、青が水側の局所熱伝達率、ピンクが水側伝熱面積基準、緑が二酸化炭素側の伝熱面積基準の総括熱伝達率をそれぞれ示す。ピーク位置に擬臨界点が存在している。

#### 4.4 圧力損失特性

物性値に分布がある場合の熱交換器の圧力損失評価法を述べる。ここでも、独立変数を長さ  $x$  から熱

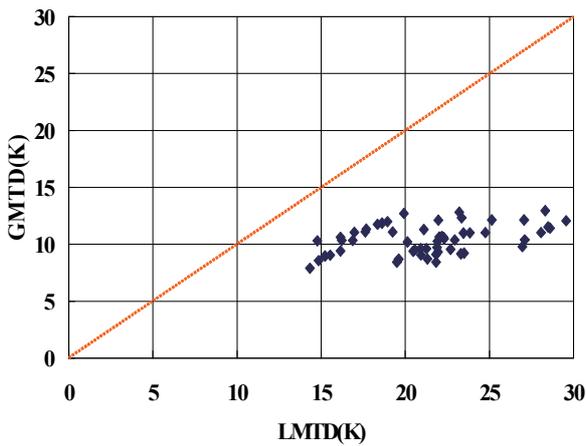


Fig. 9 Comparison of GMTD and LMTD.

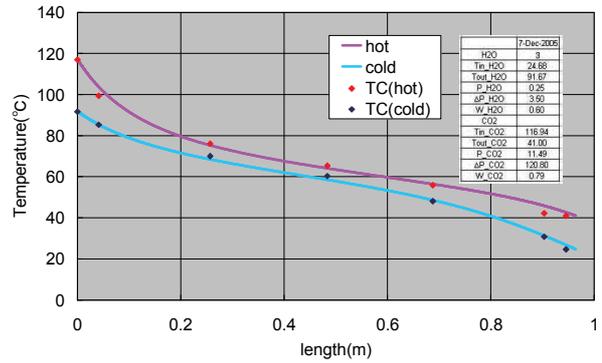


Fig. 11 Predicted and measured temperature profile in M CHE.

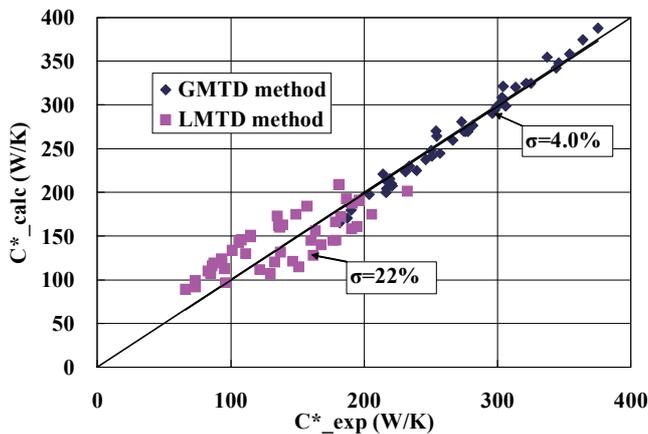


Fig. 10 Heat conductance by two methods.

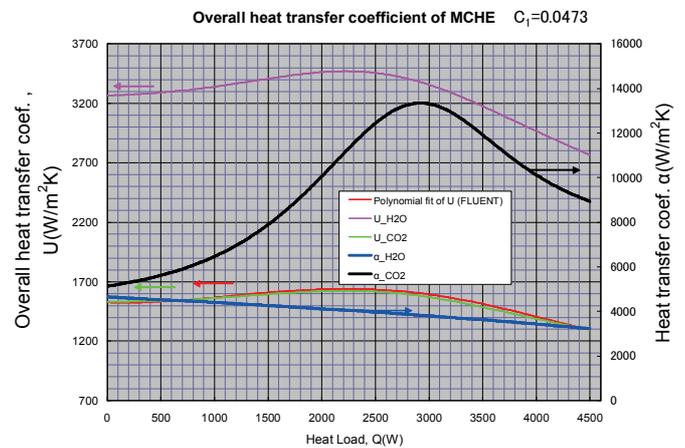


Fig. 12 Calculated profile of OHTC and HTC in MCHE.

負荷  $Q$  に置換することにより，圧力損失分の絶対圧力減少を補正して，圧力とエンタルピから伝熱要素の温度を計算した．式(20)で局所熱コンダクタンス  $c$  の計算に式(19)を用いている．

$$\Delta P = \int_0^L \varphi dx = \int_0^{Q_0} \varphi \frac{dx}{dQ} dQ = \int_0^{Q_0} \varphi \frac{dQ}{c \Delta T} \quad (20)$$

$$\varphi \equiv fG^2 / 2\rho D_h$$

式(20)において，圧力損失係数  $f$  を  $f = C_2 Re^{-\kappa}$  と仮定して未定定数  $C_2$ ， $\kappa$  を実験値から決定した．すなわち，実験ケースごとに右辺の積分を実行し，左辺を実測値で置換し最小二乗法を適用した．この結果，局所圧力損失係数として次式を得た．

$$f = 2.34 Re^{-0.25} \quad (21)$$

一方，簡便さを指向して， $f, Re$  に伝熱面積で重み付けした平均値を用いて熱交換器全体にわたる平均圧力損失を求めると  $\Delta P = \bar{f} L G^2 / 2\rho D_h$ ， $\bar{f} = 2.23 \bar{R} e^{-0.25}$  を得る．

Fig. 13 に両者の結果を示す．黒は局所圧力損失係数(式(20),(21))を用いた場合，赤は平均圧力損失係数を用いた場合の圧力損失の予測精度を示す．明らかに熱負荷積分による本方法の精度が高く，両者の予測誤差には4倍の相違が存在する．この理由は，Fig. 14 に示すように，熱交換器内で密度と粘性係数が大きな非線形性を示すことによる．以上より，物性値に分布が有る場合には，伝熱特性のみならず，圧力損失特性の評価においても，平均物性を用いた単純

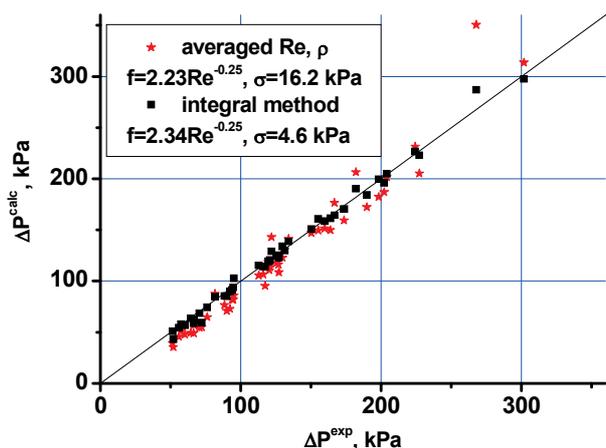


Fig. 13 Comparison of calculation with experiment.

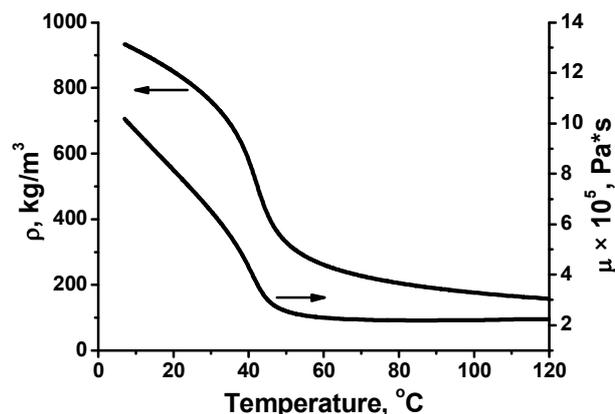


Fig. 14 Profiles of density and dynamic viscosity of CO<sub>2</sub>.

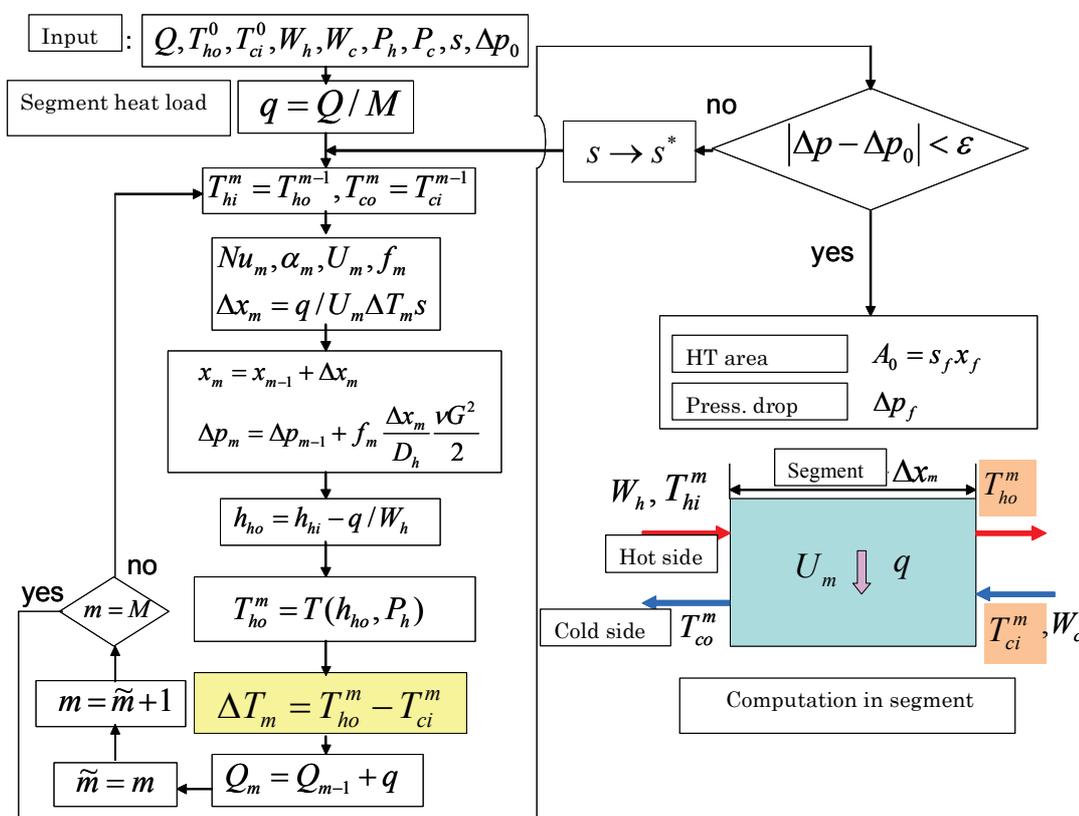


Fig. 15 Design flow diagram for heat exchangers with distributed physical properties.

な推定には大きな誤差が現れ、式(20),(21)による厳密な評価が必要であることが示された。

## 5 熱負荷積分による熱交換器の設計手法

### 5.1 設計フロー

両流体の入り口温度、流量、圧力と要求熱負荷な

らびに許容圧力損失が与えられている時に熱交換器の長さ、所要伝熱面積ならびに体積を計算するフローを明らかにした。Fig. 15に設計フローを示す。右下に示す伝熱要素の交換熱量 $q$ と、左端の両流体の温度が既知であれば、熱バランスから要素の右端の温度が求まり、平均温度と圧力を用いてPROPATH[3]から物性値と平均流体温度差 $\Delta T_m$ さら

に式(19)から熱伝達率と総括熱伝達率  $U_m$  を計算できる。

これらの値から、式(11)によりこの熱要素の長さ  $\Delta x_m$  と圧力損失を求めることができる。同じ計算を高温流体の入り口から順次実施し、圧力損失の総和をとり、許容値と比較して過不足がある場合には、流路断面積(チャンネル数  $s$ )を変更して収束するまで再計算する。これにより、熱交換器の所要長さ  $L$ 、伝熱面積  $A$ 、流体温度分布などが求まる。熱要素内で圧力損失分の静圧減少の影響も考慮する。

## 5.2 従来の数値計算手法との相違

従来は、通常の「対数平均温度差」が代表温度差として表すことが困難な場合、例えば流体が液体から気体に相変化する際に、数値解析的に熱交換器を空間分割して熱移動計算する手法がとられてきた。この手法では、伝熱面積の初期推定値を与えて所要の熱負荷が得られるまで伝熱面積を再推定して収束計算する。すなわち、物理量は座標の関数であった。これに対し、本手法では物理量を熱負荷空間での関数とみなし、所要の熱負荷まで熱負荷で定積分するので、所要熱負荷は保存され収束計算が不要である。伝熱面積は個々の熱要素ごとに計算し、これを積算して全体の伝熱面積とするので、これも収束計算が不要であり上記の事例では相ごとに必要な伝熱面積が直接求まる利点がある。この手法は、物理量の分布の有無に拘わらず適用できるので汎用性がある。

## 5.3 対数平均温度差法との関連性

式(9),(10)で定義される対数平均温度差法は、流体の出入り口温度条件が分かっている場合に、伝熱面積や実験データから総括熱伝達率を簡便に算出する手法であるが、その適用は物性値が一定とみなせる場合に限られる。本稿で提唱する一般化平均温度差法でも、式(10)と同型の式(15)に帰着するので、同じく簡便な手法と言える。しかし、流体の熱物性が一定でない場合にも適用可能なので、対数平均温度差法の拡張になっていると言える。すなわち、流体の出入り口温度が分かれば、交換熱量が直ちに求まるので、熱交換器の伝熱面積や総括熱伝達率を使わずに、式(14)の熱負荷積分により一般化平均温度差 GMTD を算出できる。これを用いて評価される伝熱係数は、伝熱面積で平均化した総括熱伝達率である。

## 6 結論

熱交換器の性能評価の精度向上を目的として、流体の熱物性に分布がある場合にも適用可能な一般化平均温度差法 (Generalized Mean Temperature Difference Method, GMTD 法)を提唱した。GMTD は、物性値が一定の場合に、よく知られた対数平均温度差(LMTD)と厳密に一致することを証明し、GMTD 法が LMTD 法の自然な拡張になっていることを明らかにした。

性能解析において、従来の手法が物理量を伝熱面積(あるいは熱交換器の空間座標)の関数として記述するのに対して、それを熱負荷の関数として記述する新手法を開発した。本手法では、限界熱負荷の予測が容易である。一例として、ピンチポイントが器内に存在する場合の限界熱負荷と動作条件を明らかにした。熱交換器内で熱物性が大きな分布を有する超臨界二酸化炭素を熱媒に用いた給湯器の実験に GMTD 法を適用し、局所熱伝達率と局所圧力損失係数に関して予測精度が 5%以内の実験式を得た。今回の実験範囲では対数平均温度差(LMTD)は一般化平均温度差(GMTD)より 1.5 倍から 2 倍大きく両者に相関は見られなかった。一方、対数平均温度差法を用いて得られた実験式の予測精度は 20%であり、GMTD 法の有効性を明らかにした。さらに、熱交換器物性値に分布がある場合の熱交換器の設計手法を明らかにした。本手法では物理量を熱負荷の関数とみなすので、熱交換器の長さを直接導出できるという特徴がある。

## 謝辞

本論文の一部は、経済産業省からの交付金を原資とし実施する「エネルギー使用合理化技術戦略的開発」事業の一つとして、NEDO 技術開発機構との受託研究契約に基づいて、東京工業大学が実施した 17 年度の成果である。

## 参考文献

- [1] Hesselgreaves, J. E., Compact Heat Exchangers, Selection, Design and Operation (2001), 1-2, Pergamon.
- [2] Tsuzuki, N. *et al.*, "High performance printed circuit heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, **27** (2007), 1702-1707.

- [3] 伊藤 他, PROPAT:流体の熱物性値プログラム・パッケージ (1997), コロナ社.
- [4] Utamura, M. *et al.*, “Empirical correlations for thermal-hydraulic characteristics of compact heat exchangers with microchannels”, *Proc. 5th Korea-Japan Symposium on Nuclear Thermal Hydraulics and Safety*, N001 (2006), 26-29.