

# 超臨界二酸化炭素と潤滑油混合液の流動様式の数値シミュレーション

学生証番号: 47-096690 著者: 穴井 慎太郎 指導教員: 党 超 准教授  
修了 年月: 2011 年 3 月 専攻: 人間環境学

It has been reported that lubricating oil has a great influence in cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. In this study, numerical analysis of flow pattern of CO<sub>2</sub>-oil mixture in gas cooler and lubricating oil has influence in cooling heat transfer coefficient of supercritical carbon dioxide. Capture of lubricating oil interface. This simulation model is VOF (Volume Of Fluid) method. Compatibility of lubricants was found to have influence in cooling heat transfer. Flow regime changes due to oil's compatibility. Oil film formed along the tube wall disappears or the thickness decreases, which result to lower the heat thermal resistance of oil film, and the heat transfer coefficient depression becomes suppressed.

Key words: Carbon dioxide, Supercritical, Lubricant, Heat transfer coefficient, Numerical analysis

## 1 緒言

二酸化炭素(以下, CO<sub>2</sub>)ヒートポンプには大きな期待が寄せられており, 超臨界二酸化炭素の冷却熱伝達の研究は多くなされている<sup>1)</sup>. サイクル内にはその構造上, 圧縮機からのオイルが混入しており, 冷却熱伝達に多大なる影響を及ぼすことが先行研究でも報告されている<sup>2)</sup>. これは, 混入したオイルが管壁に付着することで熱抵抗となるためであると予測されている. 現状, サイクルに採用されているオイルは Polyalkylene glycol(以下, PAG)であるが, よりサイクルに適用したオイルの開発が期待されている. しかし, 様々なオイルについて, 実際にサイクルに投入して検討を行なうことは, コスト面, 環境面を考えるとあまり好ましくない. 近年, 半導体技術の発達により, 性能のよいコンピュータがかなり安価に手に入るようになってきた. 本研究では, 実験ではなく, 管内の流動, 特にオイルの管壁での挙動を数値解析することでオイルが冷却熱伝達に及ぼす影響を捉える. 先行研究の冷却熱伝達実験との比較を行い, 管壁に付着したオイルが熱抵抗となっていることを確認し, 熱伝達率予測の新たな指針を得ることを目的とする. これにより, 将来的にサイクルに適したオイルや伝熱管形状の選定がコストを抑えながらして行えるようになることを期待している.

## 2 冷却熱伝達率

### 2.1 純冷媒相関式

先行研究<sup>1)</sup>により提案されている CO<sub>2</sub> 純冷媒についての冷却熱伝達率相関式を以下に示す.

- (1) 定物性条件でよく使われている Gnielinski の式を修正して, 適切な代表温度を選ぶことで新たな式を作る.
- (2) 熱は壁面を通して内部に伝わるため, 壁面付近の熱伝導率と摩擦係数は流れと伝熱に重要であるから, 相関式中の熱伝導率と摩擦係数はバルク温度と壁面温度の算術平均温度である膜温度( $T_p$ )で計算する.
- (3) バルク温度を一定にして比較すると, 擬臨界温度より低温側では熱流束と管径は熱伝達率の値にあまり影響しないため, 低温側では流れに関する物性値をバルク温度( $T_b$ )を用いて計算すると定物性の式はそのまま使える.

- (4) 擬臨界温度より高温側では熱伝達率の値は熱流束と管径によって変化するため, 断面の平均物性を導入する必要がある.
- (5) 擬臨界温度付近では低温側と高温側での計算値を連続させるための代表温度を選ぶ.

$$\alpha = Nu \frac{k_f}{d} \quad (2.1)$$

$$Nu = \frac{(f_f / 8)(Re_b - 1000)Pr}{1.07 + 12.7\sqrt{f_f / 8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.2)$$

$$Pr = \begin{cases} c_{pb} \cdot \mu_b / k_b & \text{for } c_{pb} \geq \bar{c}_p \\ \bar{c}_p \cdot \mu_b / k_b & \text{for } c_{pb} \leq \bar{c}_p \text{ and } \mu_b / k_b \geq \mu_f / k_f \\ \bar{c}_p \cdot \mu_f / k_f & \text{for } c_{pb} \leq \bar{c}_p \text{ and } \mu_b / k_b < \mu_f / k_f \end{cases} \quad (2.3)$$

$$\bar{c}_p = \frac{h_b - h_w}{T_b - T_w} \quad (2.4)$$

$$f_f = [1.82 \log_{10}(Re_f) - 1.64]^2 \quad (2.5)$$

$$Re_f = Gd / \mu_f \quad (2.6)$$

$$Re_b = Gd / \mu_b \quad (2.7)$$

尚, 本研究室で測定した 474 個の有効測定値の内 95% と相関式の計算結果とのずれが ±20% 以下であることが確認されている.

### 2.2 オイルの影響を考慮した相関式

ガスクーラにおけるオイルの影響を考察する. ガスクーラにおける CO<sub>2</sub> とオイルの流動様式を見ると, オイルが管壁に付着し層流で流れ, CO<sub>2</sub> がバルクとなり管中心を乱流で流れる環状流が多い. そして, 一部のオイルがバルクに取り込まれオイル滴となり, CO<sub>2</sub> と共に高速で流れている. その様子の静止画が先行研究<sup>3)</sup>により得られている. それを Fig. 2.1 に示す. 管壁から内部へ熱が伝わるわけであるが, オイル膜では熱伝導で, CO<sub>2</sub> では強制対流伝熱で伝わると考えられる. つまり, オイル膜が熱抵抗となり CO<sub>2</sub> への伝熱を阻害する. この熱抵抗は, オイル膜

厚さにより変化することになる。

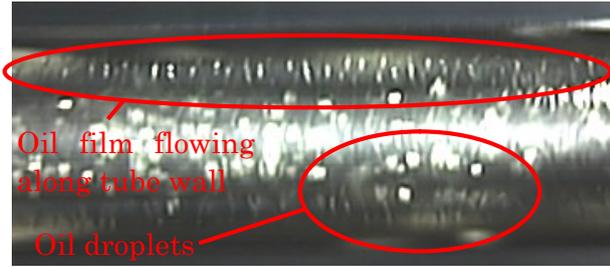


Fig. 2.1 View of CO<sub>2</sub>-oil annular flow in heat transfer tube

オイル膜を熱抵抗として加えた冷却熱伝達率の予測式は先行研究<sup>2)</sup>において以下のように提案されている。

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\alpha_{CO_2}} + \frac{\delta}{\lambda_{oil}} \quad (2.8)$$

そこで本研究では、オイル膜厚さを数値解析により求め、式(2.8)を用いて熱伝達率を予測する。

オイル膜厚さに影響を及ぼすオイルの物性として、界面張力、粘度などが考えられる。界面張力はオイル膜の剥離に関わり、バルクに取り込まれるオイルの量が増えれば、オイル膜は薄くなる。粘度はオイル膜の平均流速に関わり、流速が上がることでオイル膜が薄くなることが考えられる。また、溶解度も、CO<sub>2</sub>がオイルに溶解することで界面張力、粘度が変化し、オイル膜厚さが変化すると考えられる。

### 3 計算モデル

#### 3.1 基礎式

本解析での基礎式は以下の通りである。

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\nu D_{ij}) \quad (3.1)$$

$$D_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.2)$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial^2 P}{\partial x_k^2} - \frac{\partial}{\partial x_k} \left( u_j \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \nu \frac{\partial^2 u_k}{\partial x_j^2} \right) = 0 \quad (3.3)$$

式(3.1)は、運動量保存式(ナビエ-ストークス式)であり、式(3.3)は、ポアソン型の圧力補正式である。もうひとつ3.3節に示した移流方程式も含める。

時間の離散化については一次精度差分法で、その他の離散化には二次精度風上差分法を用いた。なお、圧力補正式による速度の補正には、陰的圧力帰着法の一つであるPISOアルゴリズムを用いている。

#### 3.2 乱流モデル

ガスクーラ管内では、CO<sub>2</sub>が超臨界状態であり、粘度が非常に小さい。そのため、管内の主流は乱流状態である。そこで、本研究では乱流モデルを用いて解析を行なう。

乱流モデルとして広く用いられているのは k-ε 型のモ

デルである。これは、運動量保存式に式(3.4)のように乱流の影響を渦動粘度  $\nu_T$  として与え、流れ場を解くものである。k-ε 型のモデルは  $\nu_T$  を式(3.5)のように乱流エネルギー  $k$  とエネルギー散逸  $\varepsilon$  で与える。

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \{2(\nu + \nu_T) \bar{D}_{ij}\} \quad (3.4)$$

$$\nu_T = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \frac{\nu_T}{\sigma_k} + \nu \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon) \frac{\varepsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left( \frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} + \nu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right\} \quad (3.7)$$

$$P_k = 2\nu_T \bar{D}_{ij} \bar{D}_{ij} \quad (3.8)$$

$$\begin{cases} C_\mu = 0.09 \\ C_{\varepsilon 1} = 1.44 \\ C_{\varepsilon 2} = 1.92 \\ \sigma_k = 1.0 \\ \sigma_\varepsilon = 1.3 \end{cases} \quad (3.9)$$

$k$ ,  $\varepsilon$  はそれぞれ式(3.6), 式(3.7)により与えられる。以上までが、一般的に標準 k-ε モデルと呼ばれるものである。

本研究では、管内のオイル膜を捉えることを主眼に置いている。そこで、乱流の影響を壁近傍まで考慮した低レイノルズ数モデルを用いることとした。これは、乱流レイノルズ数  $Re_y$  が 200 を超えた場合、先に示した k-ε モデルを用い、それ以外の場合は、乱流粘性  $\mu_T$  を式(3.10), 式(3.12)で与え、 $\varepsilon$  は式(3.15)のように与え、流れ場を解いていくものである。

$$\mu_{t,i} = \rho C_\mu l_\mu \sqrt{k} \quad (3.10)$$

$$l_\mu = y c_l \left( 1 - e^{-\frac{Re_y}{A_\mu}} \right) \quad (3.11)$$

$$\mu_{t,o} = \lambda_\varepsilon \mu_t + (1 - \lambda_\varepsilon) \mu_{t,i} \quad (3.12)$$

$$\lambda_\varepsilon = \frac{1}{2} \left\{ 1 + \tanh \left( \frac{Re_y - Re_y^*}{A} \right) \right\} \quad (3.13)$$

$$A = \frac{|\Delta Re_y|}{\tanh(0.98)} \tag{3.14}$$

$$\varepsilon = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l_\varepsilon} \tag{3.15}$$

$$l_\varepsilon = yc_l \left( 1 - e^{-\frac{Re_y}{A_\varepsilon}} \right) \tag{3.16}$$

$$\begin{cases} c_l = \kappa C_\mu^{-\frac{3}{4}} \\ \kappa = 0.4187 \\ A_\mu = 70 \\ A_\varepsilon = 2c_l \end{cases} \tag{3.17}$$

3.3 VOF 法

本研究では、オイル膜の捕捉に VOF (Volume of Fluid) 法を用いている。これは流体率と呼ばれるものを以下の移流方程式で解くことにより界面位置を捉える手法である。

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \phi = 0 \tag{3.18}$$

流体率は、その名の通りセルにおける流体の占有率を表す。概念図を Fig. 3.1 に示す。

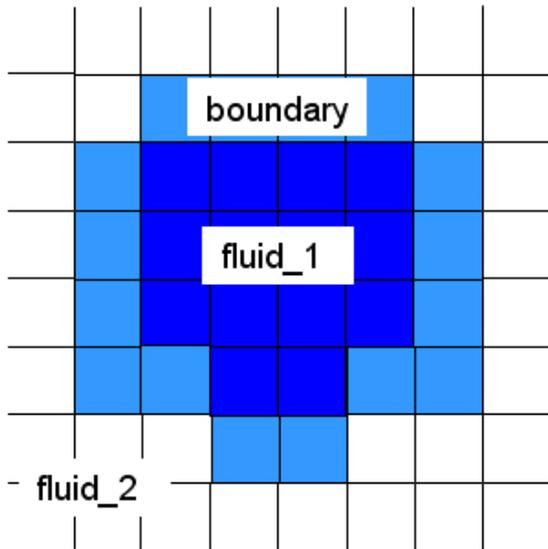


Fig. 3.1 Volume of Fluid

$$\begin{cases} \phi = 1 & \dots fluid\_1 \\ 0 < \phi < 1 & \dots boundary \\ \phi = 0 & \dots fluid\_2 \end{cases} \tag{3.19}$$

VOF 法の最大の特徴は、質量保存を厳密に実現するそ

の移流方法にある。ドナー・アクセプタ法と呼ばれるこの方法は、移流元(ドナー)と移流先(アクセプタ)の流体率情報を用いて移流量を定めている。しかし、この方法にも弱点があり、セルにおける界面の勾配を考慮していないために、斜め方向への移流を行なうと界面が階段状に表現されてしまう。この弱点を克服したのが Youngs<sup>6)</sup>である。従来の SLIC 法に対して PLIC 法と呼ばれるこの方法は、界面勾配を考慮しつつ流体率を移流させることを可能とした。

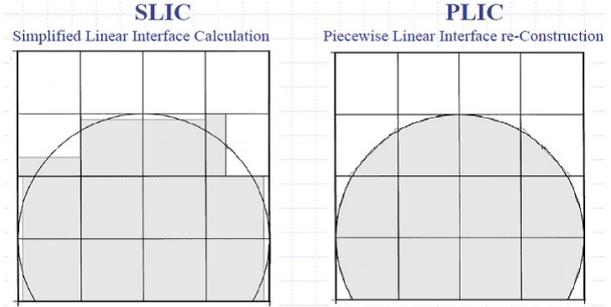


Fig. 3.2 Interface of SLIC and PLIC

本研究では、この PLIC-VOF 法を用いてオイル膜の捕捉を行なう。

3.4 解析条件

計算領域の概略を Fig. 3.3 に示す。

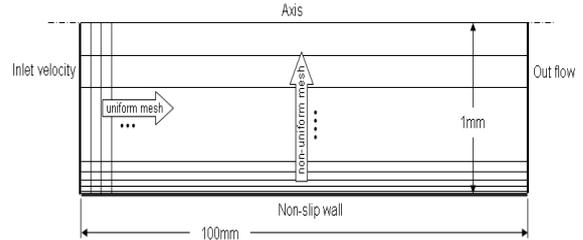


Fig. 3.3 Boundary condition and mesh interval of CO<sub>2</sub>-oil flow Analysis

入口は速度境界、出口は流出境界、管壁はスリップなし条件として軸対称とし、主流方向に 1000、管壁から半径方向に成長率 5% の不等間隔で 100 分割した。速度は先行研究の実験値(温度、圧力)から物性値を求め、質量流束と管径から算出して与えている。また、初期条件は入口条件に合わせ、オイル膜が初めから 50 [μm] の厚さで存在していると仮定して、タイムステップ 2 × 10<sup>-5</sup> [s]、計算回数を 15000 回として計算を行った。CO<sub>2</sub>-オイル混合物における物性値は福岡<sup>2)</sup>と金<sup>3)</sup>を参考にした。

なお、本解析は汎用流体解析コード FLUENT<sup>7)</sup>を用いて行っている。

4 計算結果及び考察

4.1 圧力損失

以下に、本研究で得られた圧力損失の結果を示す。管長が違うためそのままの比較はできないが、飯野<sup>3)</sup>が報告している圧力損失も同図に示す(但し、本解析区間は 50mm、飯野は 500mm であるため、本解析により得られた値を 10 倍して図に載せている)。

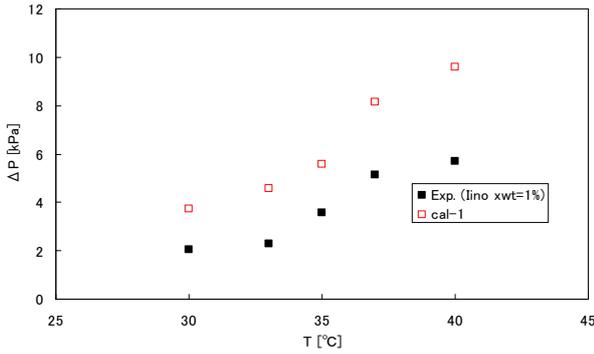


Fig. 4.1 Pressure drop vs. temperature

温度が上がるにつれて圧力損失は大きくなっている。これは、CO<sub>2</sub> の密度が小さくなるため同質量流束で速度が大きくなるためである。

4.2 速度場

以下に、本研究で得られた速度場の様子を示す。青い部分が CO<sub>2</sub> を、赤い部分がオイルをそれぞれ表している。

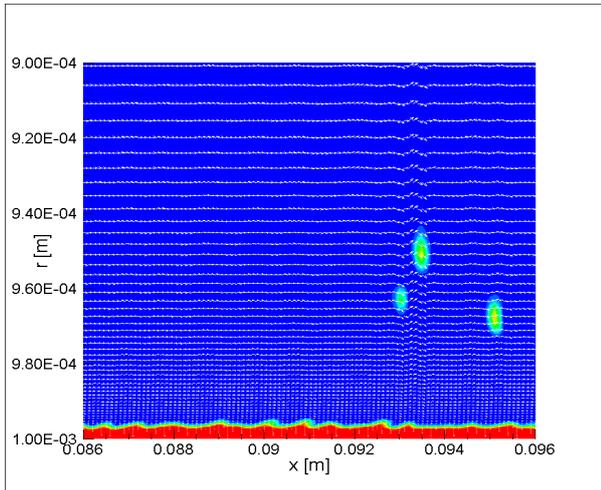


Fig. 4.2 Wave of oil film & velocity vector: x = 0.086~0.096 (T = 35 [°C], cal-1)

CO<sub>2</sub> の流れは半径方向に大きな変化はないが、管壁付近ではオイル波の影響で速度に乱れが見られた。また、オイル滴の周辺でも同様に速度に変化が見られた。

4.3 冷却熱伝達率

以下に、先行研究の結果と本研究において得られた結果を示す。

Table 4.1 Result of simulation

T [°C]	30	33	35	37	40	
$\lambda_m$ [W/(m·K)]	0.103	0.106	0.110	0.094	0.092	
$\delta$ [ $\mu$ m]	cal-1	5.84	5.44	4.08	3.63	3.21
	cal-2	15.3	/	13.6	/	/
$\alpha$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	cal-1	4416	6524	10616	7442	5705
	cal-2	3146	/	5539	/	/

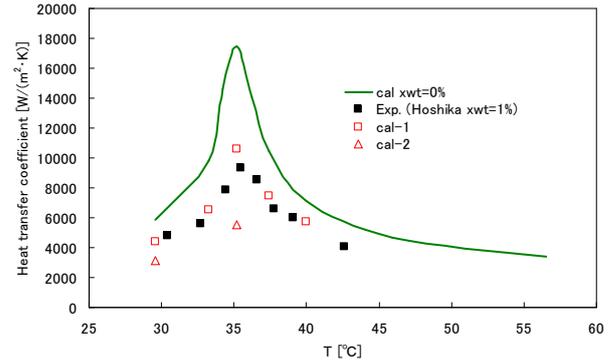


Fig. 4.3 Heat transfer coefficient vs. temperature

星加<sup>4)</sup>の結果と比較的似た傾向が見られた。オイル混入時の熱伝達率の低下がオイル膜の熱抵抗を主因とするものであることを示唆する結果であると考えられる。また、オイル膜厚は、温度が低いほど厚く、膜厚を決める主な要因は主流速度であると考えられる。本研究では 30~40°C までしか解析を行っていないための確かな考察は行えないが、主流速度が大きくなるためによりオイル膜厚は薄くなるのではないかと考えられる。

本研究により、解析数は少ないものの定性的に熱伝達率の低下を再現できた。適切な物性値を反映することでより精度良く熱伝達率の低下を評価できるものと考えられる。特に、本研究は数値解析であるので、様々な物性値にて議論を重ねたり、伝熱管形状を変更したりといったことが、実機により行なうよりも格段に容易になる。近年、コンピュータの性能も上がり、安価に高精度な数値解析を行なうことが可能になっていることも拍車となり、今後の工業的利用についての展望が開けたのではないだろうか。

5 結言

- (1) オイル膜厚は温度や粘度の変化により変化する。
- (2) オイル膜の剥離やオイル滴を捉えることが出来た。
- (3) オイル波やオイル滴が速度場に影響を与えていることが分かった。
- (4) オイル滴は界面付近を流れることが分かった。
- (5) オイル混入時の熱伝達率予測を定性的に可能にした。

文献

- 1) 党 超鋺, 飛原 英治: 日本冷凍空調学会論文集, Vol.20, No.2, 175-183 (2003)
- 2) 福岡 賢: 東京大院, 修士論文(2005)
- 3) 飯野 康二: 東京大院, 修士論文(2007)
- 4) 星加 啓太郎: 東京大院, 修士論文(2009)
- 5) 金 洪碩: 東京大院, 修士論文(2010)
- 6) D. L. Youngs : Numerical Methods for Fluid Dynamics. Academic Press(1982)
- 7) ANSYS Japan K. K. : <http://ansys.jp/>