研究実施概況報告書

報告日　２０１０年（平成２２年）　5月２５日

報告者　九州工業大学　情報工学部　准教授

渕脇　正樹

１．研究概要

(和文)

⑴課題名（日本語）

油圧システムにおける油路とハウジングを考慮した高精度温度予測法の確立

⑵研究者氏名

渕脇　正樹　九州工業大学　情報工学部　准教授

⑶研究概要（日本文）

油圧シリンダにおける熱解析モデルを用いた高精度温度予測手法の確立をした．一次元モデルにおいて一次元流れ場領域のみ複数分割した場合，分割数が増加するにつれ温度予測精度が向上し，三次元流れ場領域から一次元流れ場領域に遷移する近傍で分割すると CFX と一次元解析の誤差が最小となった．方向性次元解析により導出した予測式は CFX から算出した分割距離とよく一致し，一次元モデルの一般化を達成できた．油圧シリンダヘッド側において一次元モデルを用いた温度予測を行う場合，適切な三次元流れ場の距離を予測し，要求される誤差に応じて一次元流れ場領域の分割数を設定する事で，妥当な結果を得られる事が明らかになった．

⑷キーワード

油圧システム，CFD，熱解析

(英文)

(1) Research title

Establishment of oil groove in hydraulic system and highly-precise temperature prediction method with its housing considered

(2) Name of researcher with title of position

Masaki Fuchiwaki, Associate Professor, Kyushu Institute of Technology

(3)Summary

The authors have established a highly precise temperature prediction method for which a thermal analysis model in hydraulic cylinder is used. In a one-dimensional model, when an only one-dimensional flow filed is divided into multiple elements, temperature predictability improves with an increase of division numbers. In addition, when the flow

field is divided in the vicinity of the filed where a three-dimensional flow field is changed to a one-dimensional flow filed, errors between CFX and a one-dimensional analysis became smallest. The prediction equation derived from a directional dimensional analysis agrees well with the dividing distance calculated from CFX so generalization of the one-dimensional model has been achieved. It has been clarified that proper results are obtained by predicting appropriate distances in a three-dimensional flow field and setting division numbers for a one-dimensional flow field in accordance with required errors when predicting temperature with a one-dimensional model for a hydraulic cylinder's head side.

(4)Key Words

Hydraulic control system, CFD, Thermal analysis

2．本研究の意義・特色

近年，油圧システムは小型化，高圧化の傾向を益々強めているため，システムの熱容量や放熱面積が小さくなり，また，高負荷状態や長時間の運転状態を強いられると各コンポーネントが急速に発熱するため作動油の温度が上昇しやすいという問題が発生している．作動油が高温になるとシステムの故障や停止，作動油の引火等を招く可能性が増大する．これを未然に防止するためには，油圧システムの設計には熱発生・熱移動を考慮した温度予測を行う必要がある．フロントローディング型の開発設計を推進するためには，油圧システムの設計段階において数値計算により高精度の温度予測法を確立することが望まれる．油圧システムの熱特性を数値計算により得るためには，油路やシリンダなどでの熱移動，バルブなどでの熱発生，リザーバーやハウジングを通しての放熱等を考慮する必要がある．これまでに，(1) クレーン車の油圧回路における熱発生および放熱を考慮した解析を行い，長い油圧管路を用いたシステムの場合のモデル化手法を確立した．また，(2) 油路は一次元回路モデルで表現し，シリンダハウジングを三次元モデルで表現する連成モデルを生み出して，航空機用油圧アクチュエータシステムにおけるモータからの発熱および油路からの放熱を高精度でシュミレートした．しかしながら，これらは油圧回路の一部に注目してモデル化と解析を行った結果であり，油路とそれを取り巻くハウジングのシステム全体を考慮してはいない．小型化された油圧システムではハウジングを通した熱移動・放熱が無視できないために，これらを考慮できる新しいモデル化手法の確立が必要である．一方，油路およびハウジングでの熱発生や熱移動の解析を場の計算のみで進めようとすると，油路，ハウジング，外部空気などに対して膨大な数の計算格子を切らなければならないし，さらに，システムの動特性に合わせて非

常に小さい時間刻みで計算を進めていかなければならないので，計算コスト面から考えて非常に効率が悪く，実用的ではない．

そのため，システム（油路）の動特性および熱特性については一次元モデル化手法を適用し，作動油を取り巻くシリンダハウジングなどの温度分布の予測に関しては，複雑な形状を容易に表すことができる三次元モデル化手法を適用する．これら二つの解析により，場の計算のみで解析するときよりも計算コストが大幅に削減できることが期待される．また，さらなる計算の高効率化を目指し，シリンダの一次元熱解析モデルを用いた温度予測手法を確立する．

3．実施した研究の具体的内容、結果

（目的）

本研究では，油圧シリンダの一次元モデルを提案し，それを用いた温度予測手法の確立を目的とする．その確立のために，汎用熱流体解析コード ANSYS CFX-10（以下，CFX）との比較によりその妥当性を確認しながら，以下のことを行う．

1. シリンダにおける一次元モデルを用いた温度予測手法の提案とその妥当性の検証
2. シリンダ一次元モデルにおける解析領域分割数が温度予測精度に与える影響の解明
3. シリンダチャンバー内の流れ場が一次元モデルの温度予測精度に与える影響の解明
4. 次元解析によるシリンダ一次元モデルの一般化

（解析手法）

図 1･1 にシリンダヘッド側要素の温度予測手法の概略を示す．シリンダ要素の温度は流入，流出する作動油の熱量，作動油の容積変化，シリンダハウジングへ放熱される熱量を考慮する事で算出される．熱力学の第一法則より以下の式が成り立つ．

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dH}{dt} + \dot{q} - W \tag{1･1}$$

流入･流出ポートにおいて作動油の圧力損失が無く，作動油が外部へ仕事をしないと仮定すると，シリンダ要素における内部エネルギーの変化率は以下の式で示される．

$$\frac{dE_c}{dt} = c_p \rho Q T_i + h A_c \left(T_{wall} - T_c \right) \qquad \begin{array}{lll} if & Q > 0 & T_i = T_{in} \\ & Q \le 0 & T_i = T_c \end{array} \tag{1･2}$$

T_i は式(2･2)で示すように，作動油がシリンダへ流入する場合は T_{in}，作動油がシリンダから流出する場合は T_c と定義する．シリンダピストンの動作に伴いシリンダ容積が時間的に変化するので，シリンダ要素内の内部エネルギーは以下の式で示される．

$$\frac{dE_c}{dt} = c_p \rho \frac{dV_c T_c}{dt} = c_p \rho \left(T_c \frac{dV_c}{dt} + V_c \frac{dT_c}{dt} \right) \tag{1･3}$$

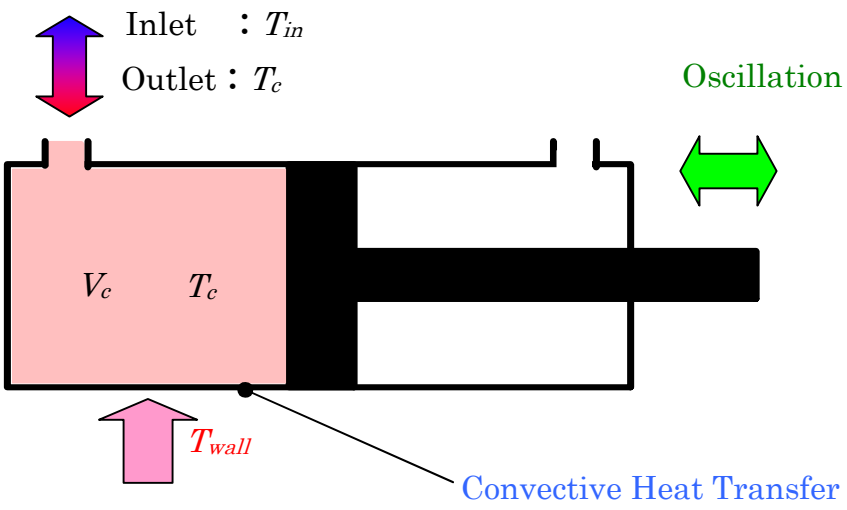

Fig. 1・1 Heat Balance in Cylinder

配管の一次元熱解析モデルの定義では管路容積が一定のため微分をしなかったが，シリンダは時間的に容積が変化するために温度だけでなく容積も微分する．式(1・2)，式(1・3)よりシリンダにおける温度予測式は式(1・4)で示される．

$$\frac{dT_c}{dt}=\frac{1}{c_p\rho V_c}\left\{c_p\rho QT_i+hA_c(T_{wall}-T_c)-c_p\rho T_c\frac{dV_c}{dt}\right\} \tag{1・4}$$

式(1・4)において，右辺第 1 項はピストンが移動することにより流入もしくは流出する熱量，第 2 項はシリンダ要素からハウジングへ放熱される熱量，第 3 項はシリンダ要素の体積変化の影響を示し，シリンダピストンの移動に伴うシリンダ容積の変化分の影響を差し引いたものである．式(1・4)を Runge-Kutta 法を用いて数値解析を行うことによりシリンダ要素の温度 T_c を計算することができる．

作成した一次元温度予測手法（以下，一次元モデル）の妥当性の検証を CFX による三次元熱流動解析との比較により行った．CFX の支配方程式を式(1・7)-(1・9)に示す．式(1・7)は流体の質量保存則である連続の式，式(1・8)は流体の運動量保存則である Navier-Stokes 方程式, 式(1・9)は流体のエネルギー保存則であるエネルギー方程式を示す．なお，離散化手法は有限体積法を用い，格子形状は六面体の構造格子を用いた．乱流モデルには，k-ω SST(Shear Stress Transport)モデル(以下，SST モデル)を使用した．

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}+\nabla\bullet(\rho U)=0 \tag{1・7}$$

$$\frac{\partial\rho U}{\partial t}+\nabla\bullet(\rho U\otimes U)=\nabla\bullet\left(-P\delta+\mu\left(\nabla U+(\nabla U)^T\right)\right) \tag{1・8}$$

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} - \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \bullet (\rho U H) = \nabla \bullet (\lambda \nabla T) \qquad (1\text{-}9)$$

（結果および考察）

図 2-1 に示すシリンダの解析モデルを示す．このモデルは，複動ピストン型シリンダのヘッド側を模擬しており，シリンダ内径が 100 [mm]，初期長さが 500 [mm]，流入・流出ポートの大きさは 10×10 [mm^2]の正方形である．

境界条件として，ポートにゲージ圧 0 [Pa]を与え，ピストンを周波数 0.1 [Hz]，振幅 100[mm]の sin 関数で振動させる．温度の初期条件として要素内に 20 [℃]を与え，流入する作動油の温度は 40 [℃]とする．今回はシリンダ内におけるエネルギー収支の影響のみを考慮するため，シリンダ外面に断熱条件を与え外部との熱のやりとりは考慮しない．なお，三次元解析における格子図を図 2-2，図 2-3 に示す．格子数は Nodes 数が 61000，Element 数が 57000 である．また SST モデルにおいて壁面からの第一格子は粘性低層の領域に配置する必要があり，その目安として y^+=2 程度が推奨される．従って，壁からの第一格子点は式(2-1)で定義される壁からの無次元距離 y^+が 2.4 の位置に配置した．

$$y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu} = \frac{y}{\nu}\sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}} \qquad (2\text{-}1)$$

y は壁面から第一格子点までの距離，ν は動粘度，u_τ は摩擦速度，τ_ω は壁面せん断応力，ρ は密度を表す．解析条件及び作動油の物性値を Table 2-1 に示す．

図 2-4 にピストンが最も縮んだ状態（変位が -100[mm]）から変位が 0[mm]の位置（ピストン移動速度が最も速い位置）に移動した場合の三次元解析の結果から得られたシリンダヘッドチャンバー内の流線を示す．図 2-4 から，ポートに近い領域では強い三次元渦流れが生じ，その流れ場が管軸方向へ移動するに従い減衰する流れ場になっている．

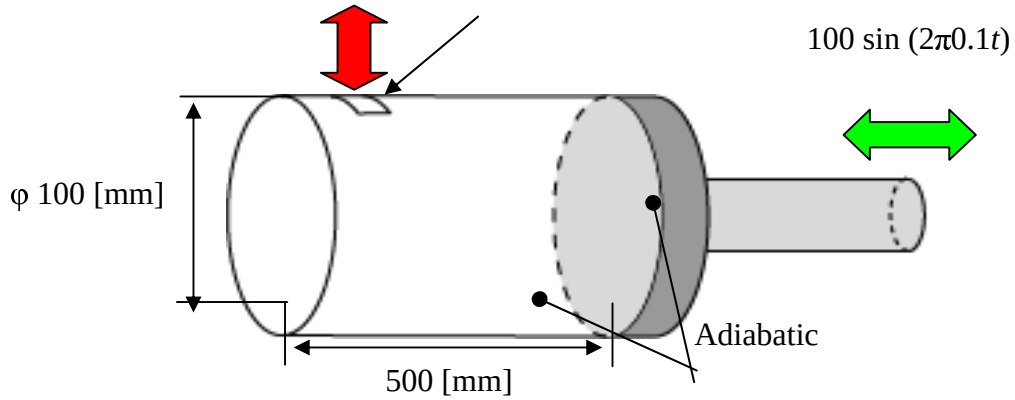

Fig. 2-1 Test Model for Cylinder

Table 2•1 Analysis Conditions

Physical Properties	ρ =860 [kg/m^3], μ =0.027 [Pas] λ =0.13 [W/mK], c_p=1894 [J/kgK]
Turbulence Model	SST (Share Stress Transport)
Time Step	1D (Eq. (2•4)) : 1.0×10^{-5} [s]
	3D (CFX) : 1.0×10^{-2} [s]
Boundary Conditions	Inlet : T_{in} = 40 [℃], P=0.0 [Pa] Wall : Adiabatic, Non-Slip Wall
Cylinder Motion (sin wave)	Frequency :0.1 [Hz] Amplitude :100 [mm]

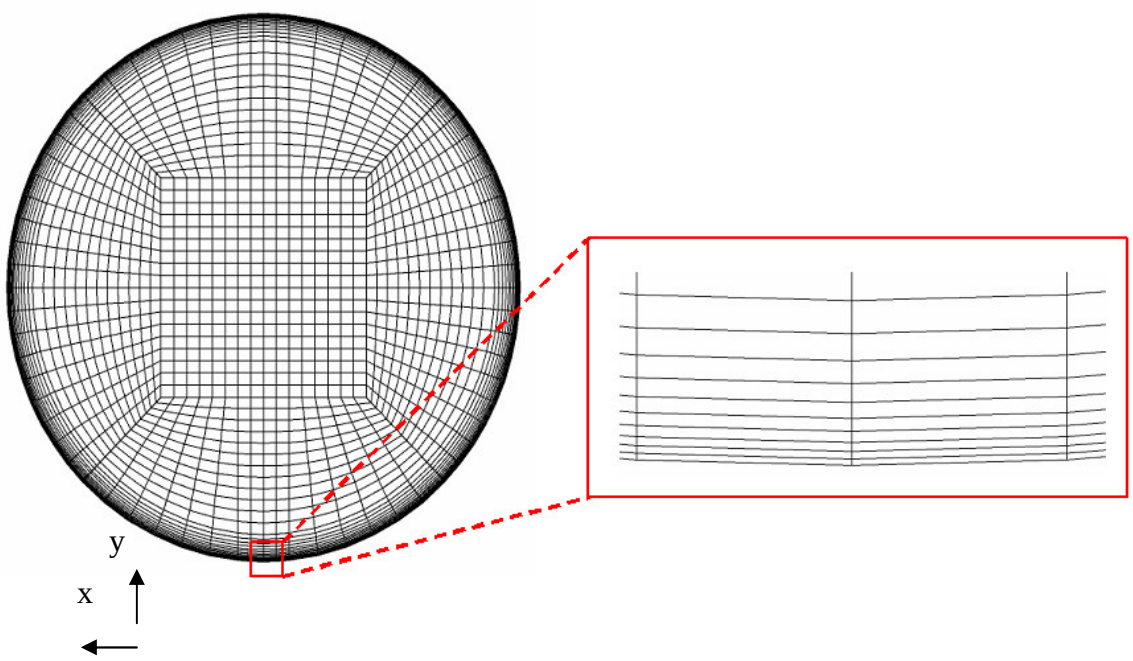

Fig. 2•2 Computational Grid (x-y Plane)

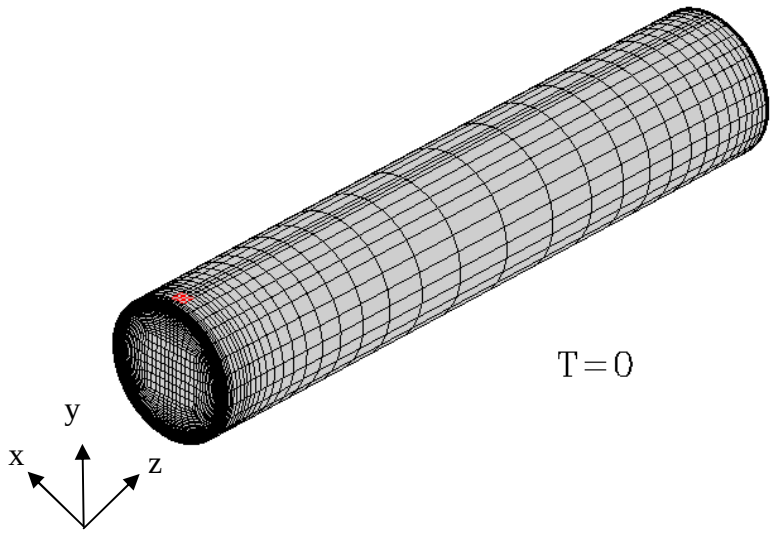

Fig. 2･3 Computational Grid (Over View)

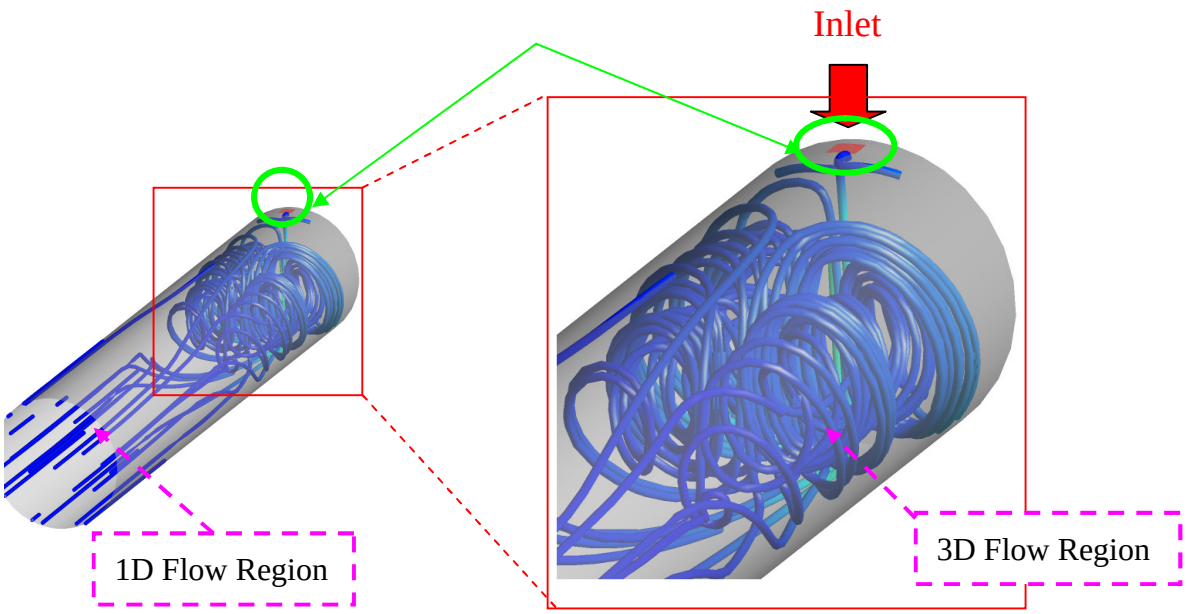

Fig. 3･4 Streamline at Cylinder Chamber (Over View)

すなわち，シリンダチャンバー内の流れ場は渦を伴う三次元流れ場領域と一次元流れ場領域に分けることができる．

三次元流れ場領域では渦流れにより温度分布が複雑で不均一になる．この三次元性の強い部分を強制的に一次元でモデル化すると予測精度が悪化すると考えられる．従って，シリンダ解析領域を等間隔で複数分割した場合，複雑な流れ場となっている三次元流れ場領域を単純に分割してしまうため，計算領域の分割数が増加しても誤差が減少しない．

図 2･5 に示すように一次元モデルにおいて計算領域を三次元流れ場領域と一次元流れ場領域に分割し計算を行った．三次元流れ場領域から一次元流れ場領域に遷移する位置は 200[mm]付近あると仮定し，0 [mm]～200 [mm]は三次元流れ場領域（以下，分割距離），200[mm]以降は一次元流れ場領域とし，一次元流れ場領域のみ 3, 5, 10 分割し，それぞれにおいて計算を行った．その結果を図 2･6 に示す．横軸は時間[s]，縦軸は温度[℃]を示す．図 2･6 から一次元流れ場領域の分割数が 3，5，10 と増加するにつれ，一次元計算が三次元解析の結果に漸近する．これより，一次元計算において三次元流れ場領域を単純に領域分割しない事が重要だと考えられる．従って，一次元計算では，三次元流れ場領域は分割せず一次元流れ場領域のみ複数分割する事で温度予測精度が向上する事が明らかになった．

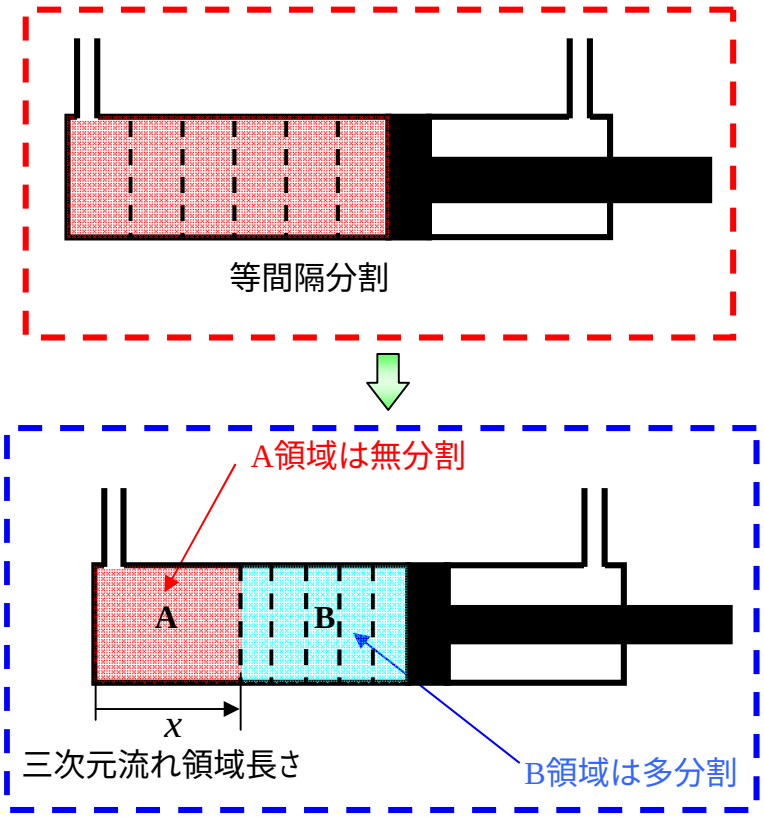

Fig. 2･5 Improve 1D Analysis Model

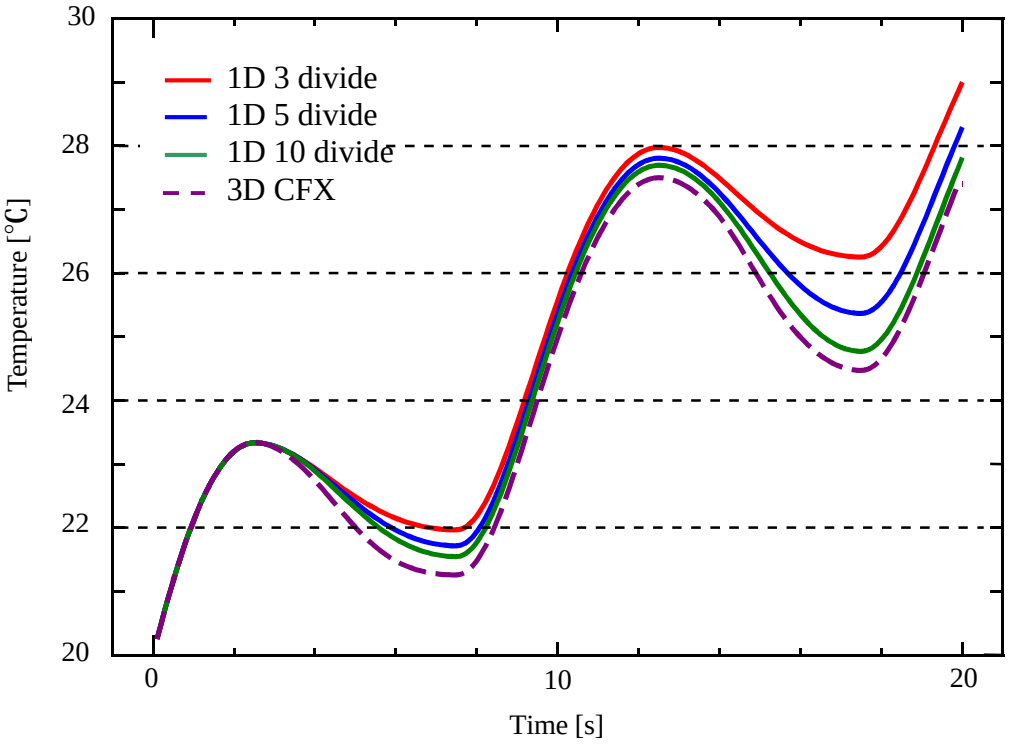

Fig. 2•6 Temperature Change at Cylinder

これまでの結果より，一次元モデルにおいて改良した分割方法を用いれば十分な温度予測精度が得られる事が三次元解析との比較により明らかになった．しかしながら，三次元流れ領域長さ x は物性値や形状によって変化する．そのため，提案した一次元計算モデルが汎用性を持つためには三次元流れ領域と一次元流れ領域の分割距離 x の一般化が不可欠である． そこで，分割距離に影響を与えるパラメータを選出し次元解析を適用して分割距離の予測式を導出し，提案した一次元モデルの一般化を行った．

分割距離に影響するパラメータを図 3•1 に示す．導出には，方向性次元解析を適用するため各パラメータにおける長さの次元を$[L_x]$，$[L_y]$，$[L_z]$というようにはっきり分離して考える．各パラメータの次元はシリンダ内径 D $[L_z]$，ピストン移動速度 v_p $[L_x/S]$，ポートでの流入速度 v_{in} $[L_z/S]$，ポート長さ a $[L_x]$，側壁からポート中心までの長さ b $[L_x]$とした．また作動油の物性値の影響を考慮するため，作動油の粘性係数 μ $[ML_z/L_xL_yS]$及び作動油の密度 ρ $[M/L_xL_yL_z]$をパラメータとして選択した．これらのパラメータをもとにバッキンガムの π 定理をもちいた方向性次元解析を行うと，以下に示す無次元数の関係式が導出される．

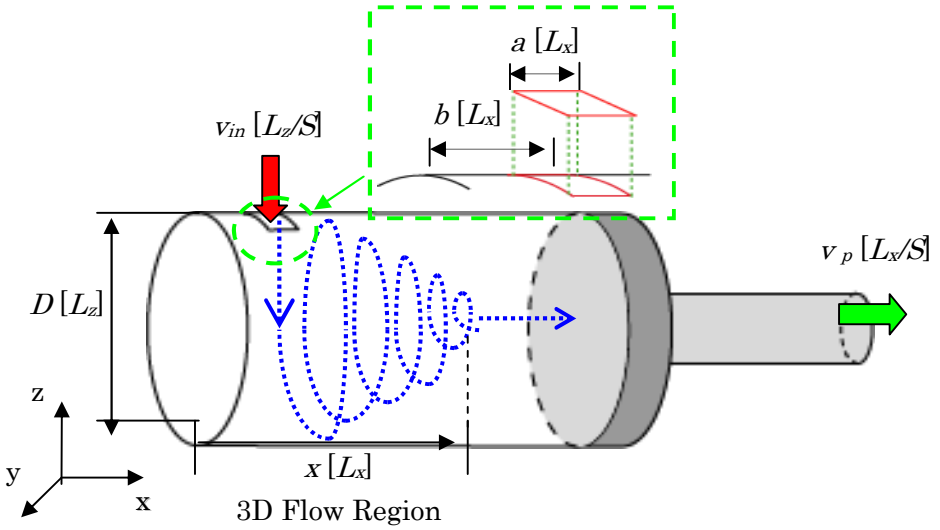

Fig. 3･1 Parameters of Dimension Analysis

$$F\left(\frac{D}{a}\cdot\frac{\rho D v_p}{\mu},\ \frac{\rho D v_{in}}{\mu},\ \frac{b}{a},\ \frac{x}{a}\right)=0 \tag{3･1}$$

式(3･1)より，分割距離 x を a で無次元化した x/a は，v_p を代表速度としたレイノルズ数と D/a の積$(D/a)\cdot(\rho D v_p/\mu)$と v_{in} を代表速度としたレイノルズ数 $\rho D v_{in}/\mu$ 及び b を a で無次元化した b/a の 3 つの無次元数の関数になる事が分かる．三次元解析の結果から得られた分割距離と一致するように各未知定数を決定すると $\rho D v_{in}/\mu=2.4\times10^4$ を境に以下の 2 式が導出される．

$if\ \rho D v_{in}/\mu \geq 2.4\times10^4$

$$\frac{x}{a}=0.015\left(\frac{D}{a}\frac{\rho D v_p}{\mu}\right)^{-0.69}\left(\frac{\rho D v_{in}}{\mu}\right)^{0.96}\left(\frac{b}{a}\right)^{0.098} \tag{3･2}$$

$if\ \rho D v_{in}/\mu < 2.4\times10^4$

$$\frac{x}{a}=1.44\left(\frac{D}{a}\frac{\rho D v_p}{\mu}\right)^{-0.014}\left(\frac{\rho D v_{in}}{\mu}\right)^{0.19}\left(\frac{b}{a}\right)^{0.27} \tag{3･3}$$

一般的なシリンダ形状に対して今回導出した予測式が適用可能か検証するため，シリンダメーカーのカタログに掲載されているシリンダ形状に対して予測式が適用可能か調査した．一般的な形状は太陽鉄工株式会社が発行している油圧機器総合カタログを参考にした．カタログに掲載されているシリンダの型は何種類も存在するが，今回は標準ポート径 R_c をシリンダ内径 D で無次元化した R_c/D の値を基準として三つの種類 Series A ～ Series C に集約して比較した．なお，Series A は JIS B 8354 規格に則っている．ここで，標準ポート径はシリンダの型番，内径から規定されているポート径である．

一般的なシリンダ形状と予測式の適用範囲を比較したグラフを図 3･2 に示す．図 3･2

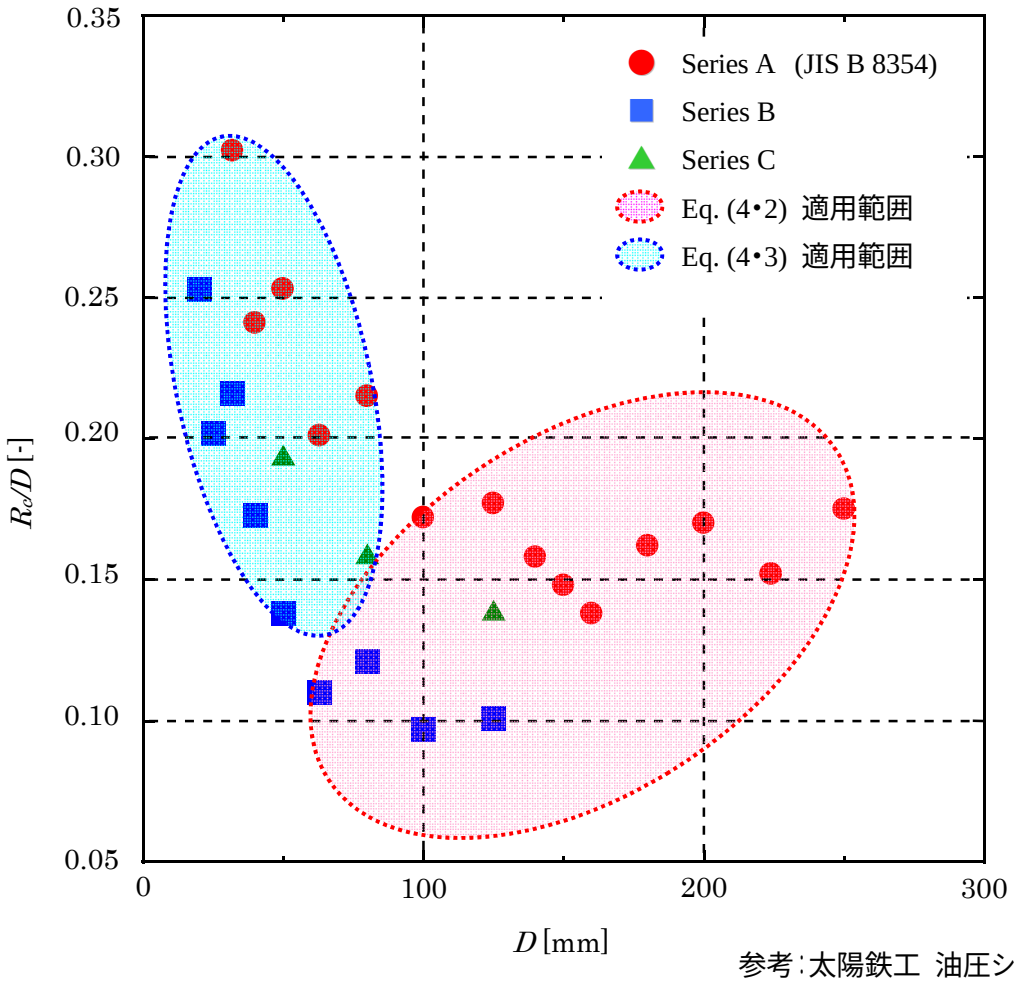

Fig. 3•3 Area of Prediction Equation

において，横軸はシリンダ内径 D [mm]，縦軸は標準ポート径 R_c をシリンダ内径 D で無次元化した R_c/D [-]を表す．今回調査した三つのシリーズとも，分割距離の予測式である式(3•2)，式(3•3)の適用範囲内にあり，予測式を用いて分割距離を算出可能である事が分かった．従って，今回提案した予測式は一般的なシリンダ形状に対して適用可能である事が明らかとなった．

4．本研究を実施したグループに属するおもな研究者の氏名・役職名

渕脇　正樹　九州工業大学　准教授

田中　和博　九州工業大学　教授

５．研究実施時期

２００７年（平成１９年）１０月１日から　２００９年（平成２１年）3月３１日

６．本研究に関連して発表した主な論文等

1. 田中和博，富岡弘毅，渕脇正樹，清水文雄，“スプール弁に作用する流体力の数値解析”，平成 21 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集，(2009)，pp.8-10
2. 井上朗，肥後寛，田中和博，渕脇正樹，牧野浩二，寺島孝雄，“三次元解析を利用した複雑形状をもつ油路の一次元モデル作成法”，平成 21 年秋季フルードパワーシステム講演会　講演論文集，(2009)，pp.25-27
3. 松原伸一郎，肥後寛，田中和博，渕脇正樹，牧野浩二，寺島孝雄，“三次元複雑形状の油路を持つ油圧システムの動特性解析”，平成 21 年秋季フルードパワーシステム講演会　講演論文集，(2009)，pp.28-30
4. 井上朗，渕脇正樹，田中和博，‘複雑形状を持つ油路と等価な動特性を持つ一次元モデル作成”，（社）日本機械学会九州学生会第 40 回卒業研究発表講演会論文集，(2008)，pp.43-44
5. 城田勇介，富岡弘毅，田中和博，渕脇正樹，‘油圧シリンダ内流れ場解析を利用した一次元熱解析モデルの高精度化”，平成 19 年秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集，(2007)，pp.161-163

７．内外における関連研究の状況

これまでに様々な研究者により油圧システムの熱発生・熱移動を考慮した温度予測に関する研究が行われてきた．Johansson らは航空機用油圧アクチュエータシステムを対象とし，モータとポンプでの発熱，油路での放熱を考慮した数値解析を行っている．山本らは移動式クレーン車における油圧サスペンションを対象とし，熱発生，放熱を考慮した数値解析を行っている．また，Joerg らは航空機用油圧システムを対象とし，各構成要素での熱発生，放熱，構成要素間の熱移動を考慮した数値解析，実験値との比較を行っている．しかしながら，これらは油路のみを考慮した解析であり，油路とそれを取り巻くハウジングを考慮した例がない．一般的に使用できる油圧システムの温度予測手法は確立されていない．小型化された油圧システムではハウジングを通した熱移動・放熱が無視できないために，これらを考慮できる新しいモデル化手法の確立が必要である．

８．今後の発展に対する希望

今後の課題として，まず油圧シリンダロッド側における一次元モデルの作成が挙げられる．油圧シリンダロッド側における作動油の流れは，軸中心にピストンロッドがあるため，ヘッド側とは流れ場が異なる．ポートから流入した作動油はロッドに衝突し作動油流入方向の運動量が激減するため，ヘッド側に見られた下部から上部への流れが生じ

ず，管軸方向への強い渦流れも発生しない．そのため，流入した作動油はロッド側下半部へと溜まっていく．流出時においては，下半部の作動油はピストンロッドに阻まれ流出しにくく，上半分の作動油から流出する．しかしながら，一次元モデルでは管軸方向の分割のみ考慮しているため, 現状の一次元モデルではロッド側の移流は表現できない．よって，ロッド側においては何らかの工夫が必要となる．

次の課題として，作動油とシリンダチューブ間の熱伝達率の算出方法の確立が挙げられる．本研究の計算においては，シリンダチューブと作動油間には断熱条件を与え，流体・固体間の熱のやりとりは考慮していない．しかし実際には，シリンダチューブへの強制対流熱伝達，及び外部空気との自然対流熱伝達が発生する．自然対流熱伝達については実験式により熱伝達率はある程度の値は導出が可能だが，強制対流熱伝達に関してはシリンダチャンバー内部の複雑な三次元流れにより，その熱伝達率の導出は困難である．実際に使用するためにはこの熱伝達率を何らかの方法で導出する必要がある．