

燃焼器バーナ設計のための基礎コード

江口邦久* 藤井昭一*

A Basic Computer Code for Industrial Burner Designs Part 1: Capability Test in Isothermal Swirling Flows

Kunihisa EGUCHI and Shoichi FUJII
National Aerospace Laboratory

ABSTRACT

The capability test of numerical simulation codes is described, focusing on the extensive comparison of LDV data and calculations in axisymmetric isothermal swirling flows which were created by a radial inflow air-swirler for use in a Stirling burner model. The numerical test suggests that as far as mean flow prediction is concerned, our computer code is adequate for Stirling burner design purposes. For further improvement in prediction accuracy of turbulence, the constants used in a standard two-equation turbulence model need to be modified for high temperature swirling flows with recirculation. Besides, additional source terms should be considered to deal with the effect of combustor geometries.

1. はじめに

現在、わが国において出力 3kW 及び 30kW のスターリングエンジンの研究開発が行われている。その支援研究の一環として、当研究所はスターリングエンジンに適した高負荷でかつ低排気エミッションの燃焼器の合理的設計に必要な基盤技術を確立するための研究を進めている。そのため、燃焼特性を解明するための有力な手段であるレーザ計測手法と数値シミュレーションコードを開発している。著者らの研究の目的は代表的なスワールバーナの内部燃焼流動に関するデータ蓄積をもとに数値設計の可能性を確かめることである。本論文では、これの第一歩として半径方向空気流入スワラによって形成される軸対称の等温旋回流れにおける LDV データと計算

結果の比較を行って、コンピュータコードの有効性と問題点について述べる。

2. 計算モデルと LDV テスト

スターリングバーナは外燃加熱システムの機能を果たすものであり、それは高い熱発生率とヒータチューブまわりの均一な温度分布を得るために良好な燃料・空気の混合特性と火炎の短縮化がとくに要求される。その燃焼方法として、図 1 に示される代表的なスワール燃焼器モデルを設計し、これにより入口空気温度 650°C、熱入力 100kW、燃料・空気当量比 $\phi = 0.4 \sim 1$ の燃焼テストが行えるようにした。スワールバーナの形状・寸法の詳細は文献^{1,2,3)}に述べられている。本モデルの特徴はバーナスロートの下流 150mm にシリンダヘッドを置いていることであり、これは実際の燃焼器形状に模擬した条件で燃焼性能への影響を調べるものである。燃焼室内

* 航空宇宙技術研究所

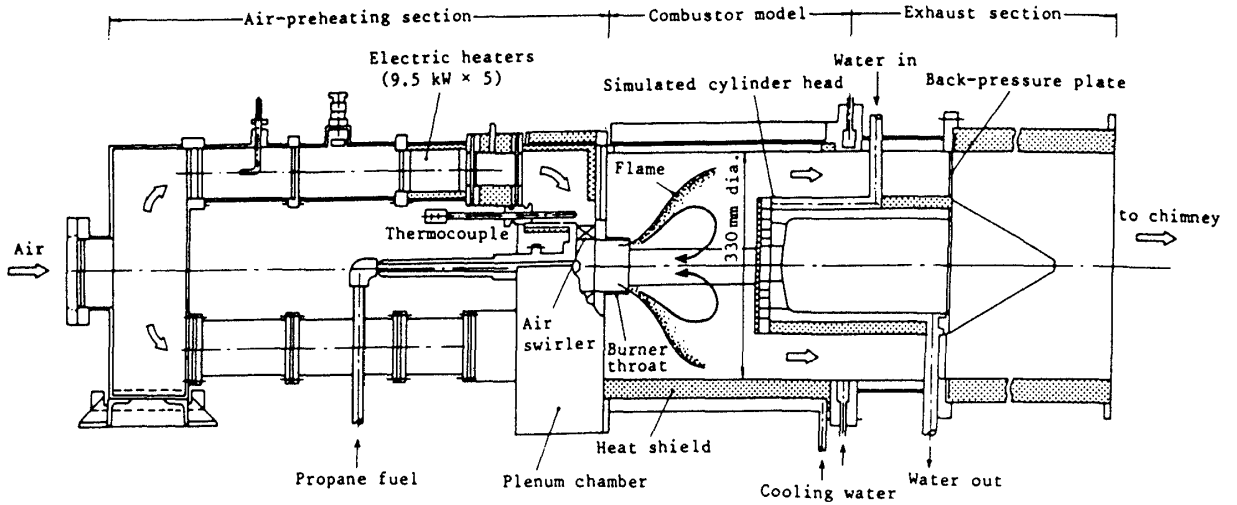


図1 スターリング燃焼器モデル

の等温旋回流れ場における軸方向および旋回方向速度成分を測定するために、フリンジモードの前方散乱方式を利用した15mWヘリウムネオンレーザー流速計³⁾を用いた。信号検出およびデータ処理はトラッカー方式の信号処理器とマイクロコンピュータ(YHP製9816S)により行った。この測定は燃焼室内の軸方向5つの断面について軸対称性から片断面を選び、そして表1に挙げられる3つの流れ条件について行った。

3. 計算手法

等温流の計算には定常でかつ時間平均化されたNavier-Stokes方程式の一般形と乱流モデルにstandard twoequation model^{4,5,6)}を用い、それらはcontrol volume methodにより差分化される。さらにその差分方程式の解は、hybrid central/upwind differ-

encing scheme⁷⁾を用いて、当研究所の大型計最機FACOM M380により得られる。円筒座標系に対する一般方程式⁸⁾は次に示される。

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho V_r \phi) - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_e}{\sigma \phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\mu_e}{\sigma \phi} \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) = S_\phi \quad (1)$$

各々の変数 ϕ に対するソース項、経験定数、計算の最適化のための定数⁹⁾は表2に示す。図2は計算に用いたnonuniform grid systemを表し、計算領域長さはバーナスロートから750mmとし、80×70のメッシュで区切られている。また、計算結果は、実験と同様、燃焼器の片断面で得られる。収束解を得るために450回のイタレーションを必要とし、そのCPU timeは約6分であった。

通常、入口境界条件はスワラ出口に取られるが、

表1 コンピュータコードの検証テスト条件

Calculations	Configurations	Air flow	Air temperature	Re _{BT}
Case A	no cylinder head	41 g/s	303 K	3.48 × 10 ⁴
Case B	attached	42 g/s	303 K	3.48 × 10 ⁴
Case C	attached	42 g/s	523 K	2.29 × 10 ⁴

Re_{BT} = Reynolds Numbers at Burner Throat

表2 一般方程式のソース項と定数

ϕ	σ_k	S_ϕ
1	1	0
U	1	$-\frac{\partial P}{\partial x} + S_u$
V	1	$-\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\rho W^2}{r} - \frac{2\mu V}{r^2} + S_v$
W	1	$-\frac{\rho VW}{r} - \frac{W}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r\mu_e)$
k	0.7 for Cases A&B 0.5 for Cases C	$G - C_D \rho \epsilon$
ϵ	1.12	$(C_1 \epsilon G - C_2 \rho \epsilon^2) / k$

$$\mu_e = C\mu\rho k^2/\epsilon + \mu_L, C\mu = 0.09, C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, \partial_e = 1.12$$

$$S_u = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial U}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_e \frac{\partial V}{\partial x} \right)$$

$$S_v = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_e \frac{\partial U}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu_e \frac{\partial V}{\partial r} \right)$$

$$G = \mu_e \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{V}{r} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial U}{\partial r} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 + \left[r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{W}{r} \right) \right]^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 \right\}$$

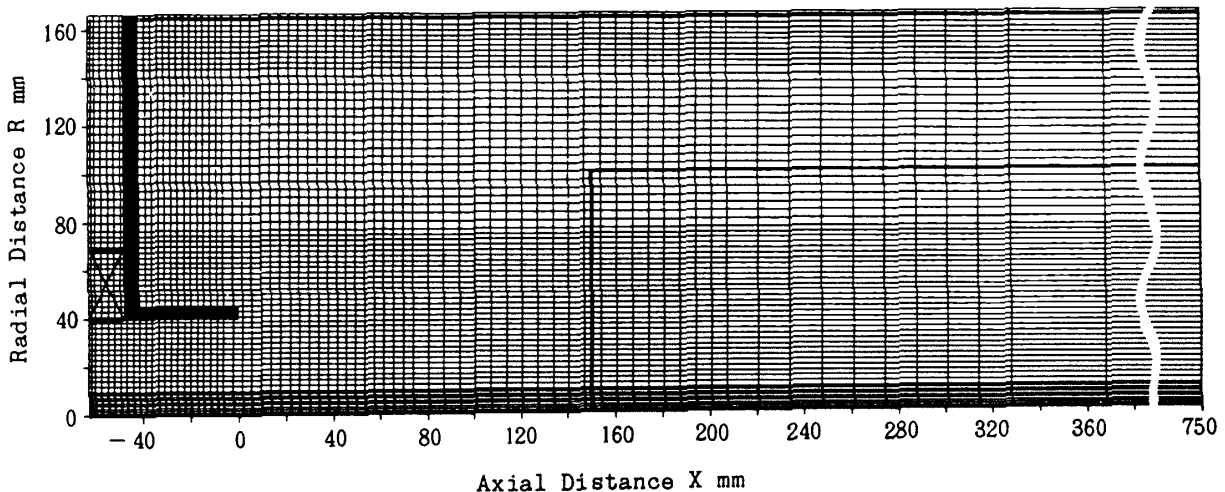


図2 等温旋回流れの計算グリッド

今回はそれに必要な流れデータを得ていない。そこで、スワラからの半径方向流速は空気流量から求め、それと旋回方向流速との比¹⁰⁾から流出旋回速度を与えた。なお、それらの分布は一様とした。乱れエネルギー(k)とその消散速度(ϵ)は次式で仮定さ

$$k_{IN} = 0.03 W_{IN}^2, \quad (2)$$

k : turbulence energy

W : mean swirl velocity

$$\epsilon_{IN} = k_{IN}^{3/2} / L_t \quad (3)$$

ϵ : dissipation rate

L_t : turbulence eddy scale

$$L_t = 0.03 D_{BT} (\text{burner throat dia.})$$

れる。壁上での速度は零、即ちNo-slip条件を入れ、壁近傍のgrid nodesと壁とのつなぎには壁関数を用いた。

4. 実験と計算の比較

三条件の流れのケースに対する計算結果から求めた時間平均の速度ベクトル分布を図3に示した。これはR-X平面上の速度の大きさと方向を表している。シリンダヘッドがない場合、旋回ジェットは急速に広がり、中心軸上に大きい再循環領域を形成し、一方、壁の近くには大きな循環が発生している様子がうかがえる。図3(b)から判るように、シリンダへ

ヘッドの存在は旋回噴流のシリンダヘッド面への衝突を引き起こし、その結果、流れはその壁面に沿って半径方向にほぼ直角に曲げられる。また、その効果は再循環流れの広がりやを狭め、壁近くの二次循環域を広げる結果につながる事が判る。図3(c)において、空気予熱により、旋回噴流の広がりがさらに狭くなり、その結果、再循環領域を僅かに小さくする

ことが示されている。計算されたこれらの流れはLDV測定に基づく実際の流れと定性的によく類似している。

軸方向流速分布についての実験と計算の結果が図4に比較されている。最大流速位置のずれとその大きさの違いがバーナスロット近くで生じた。これは多分模擬シリンダヘッドの存在と空気予熱効果に依ると

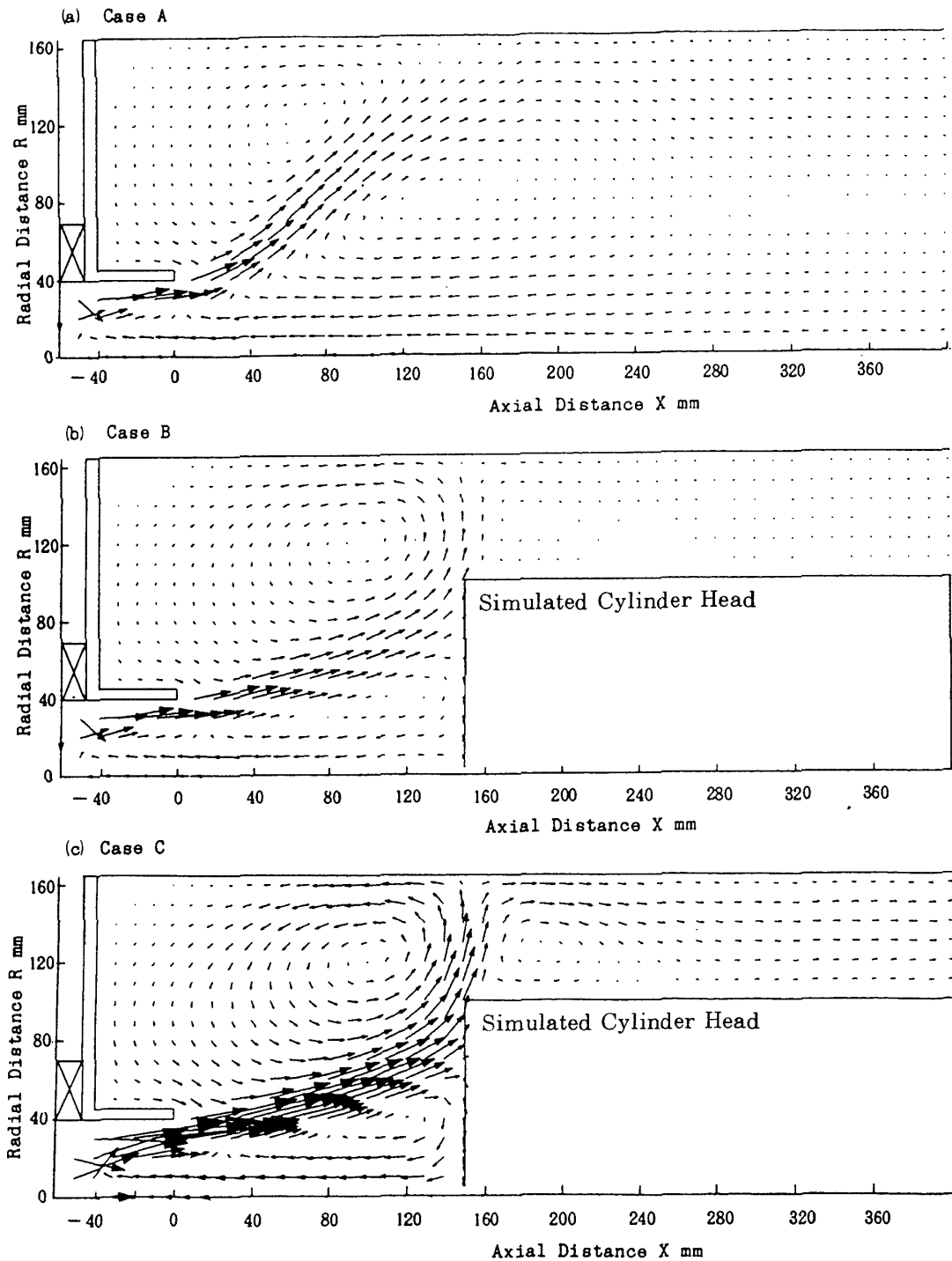


図3 流れ模様の比較(計算結果)

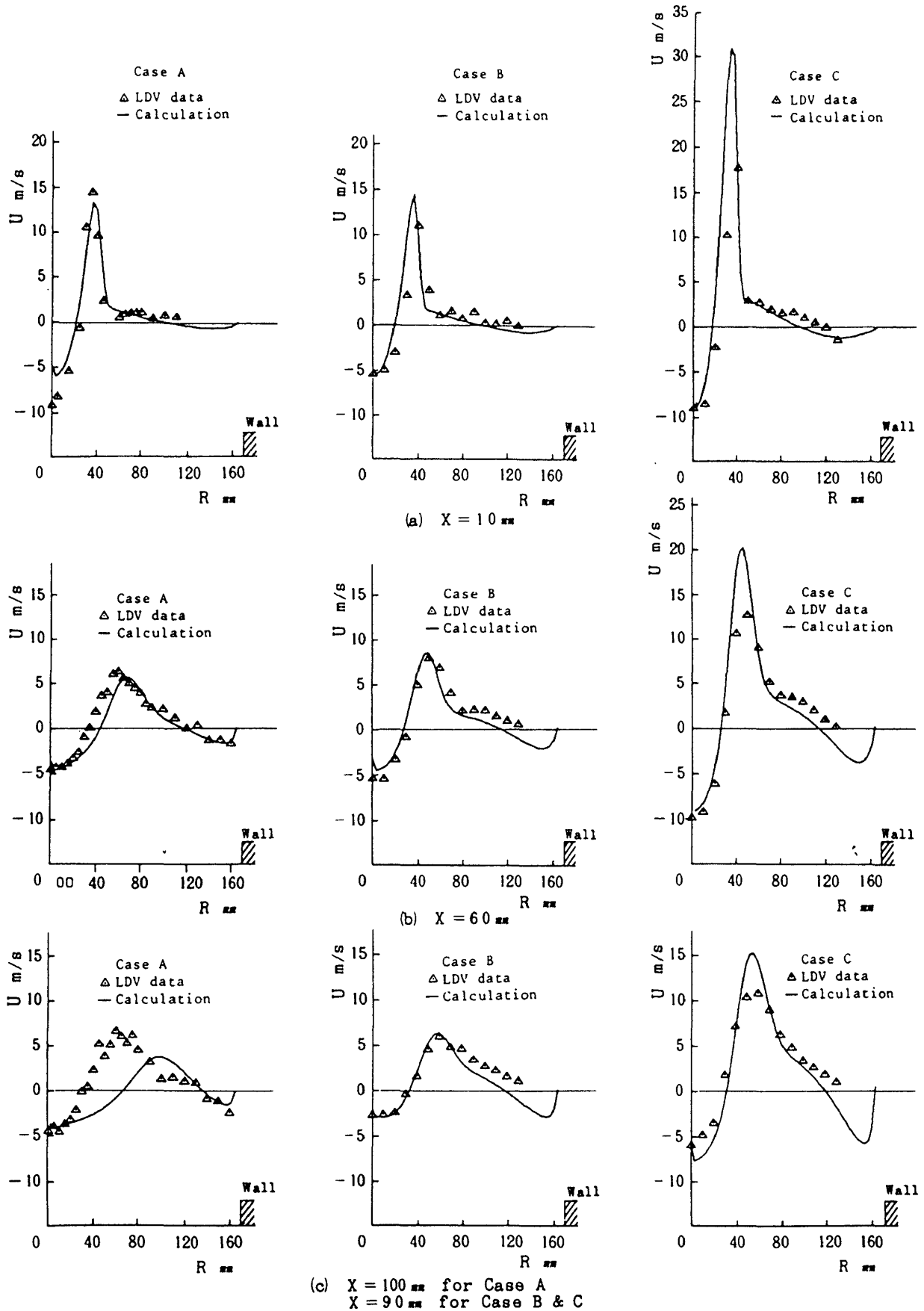


図4 軸流速分布における計算と実験の比較

考えられる。下流になると、これらの相違は小さくなるが、流れ条件AとCの場合、図4(a)と(c)に見られるように分布形状に大きな違いが現れた。この比較により計算された逆流域の境界は若干測定値とずれていることが判る。つぎに図5の結果から旋回速度は軸上で零となり半径方向にほとんど直線的に増加しており、これは強制渦の流れの様相を示している。さらに半径距離が増すとその分布にピークが現れ、それから壁に向かって減少する。また、旋回速度ピーク値は下流に向けて一様に減衰していく。実験と計算における速度分布の大きな違いは、Aの場合の流れに対しては下流側に見られ、BとCの流れにおいては、バーナスロートの近くに観察された。Aの流れでは最大速度の大きさとその半径位置に違いがあり、計算された流れは実際の場合に比べ下流に向かって急速に半径方向に広がっている。BとCの場合、計算上の最大速度の位置は大体測定値に一致

しているが、計算値は旋回速度の実測値に比べ高くなっている。

乱流運動エネルギーの半径方向分布は図6(a)に比較されている。LDV試験では半径方向流速の測定が行われていないので、乱流エネルギーの大きさは半径方向の速度変動分を $(u^2 + w^2)/2$ に等しいと仮定して求められた。uとwはそれぞれ軸方向と旋回方向のrms値である。図6の比較から、乱流エネルギーに関しては計算と実験との一致は満足されないことが判る。とくにCの流れでは著しい違いが生じ、実験値よりも相当大きい。バーナスロートから下流に向かう最大乱流エネルギーの変化は図6(b)に示される。スロートから出ると直ぐ旋回ジェットは急速に広がるため、そこに剪断力が発生することにより乱れエネルギーの最大が生じる。その位置は実験と計算においてほとんど同じである。バーナスロート近くでは計算と測定結果との一致は良くなく、

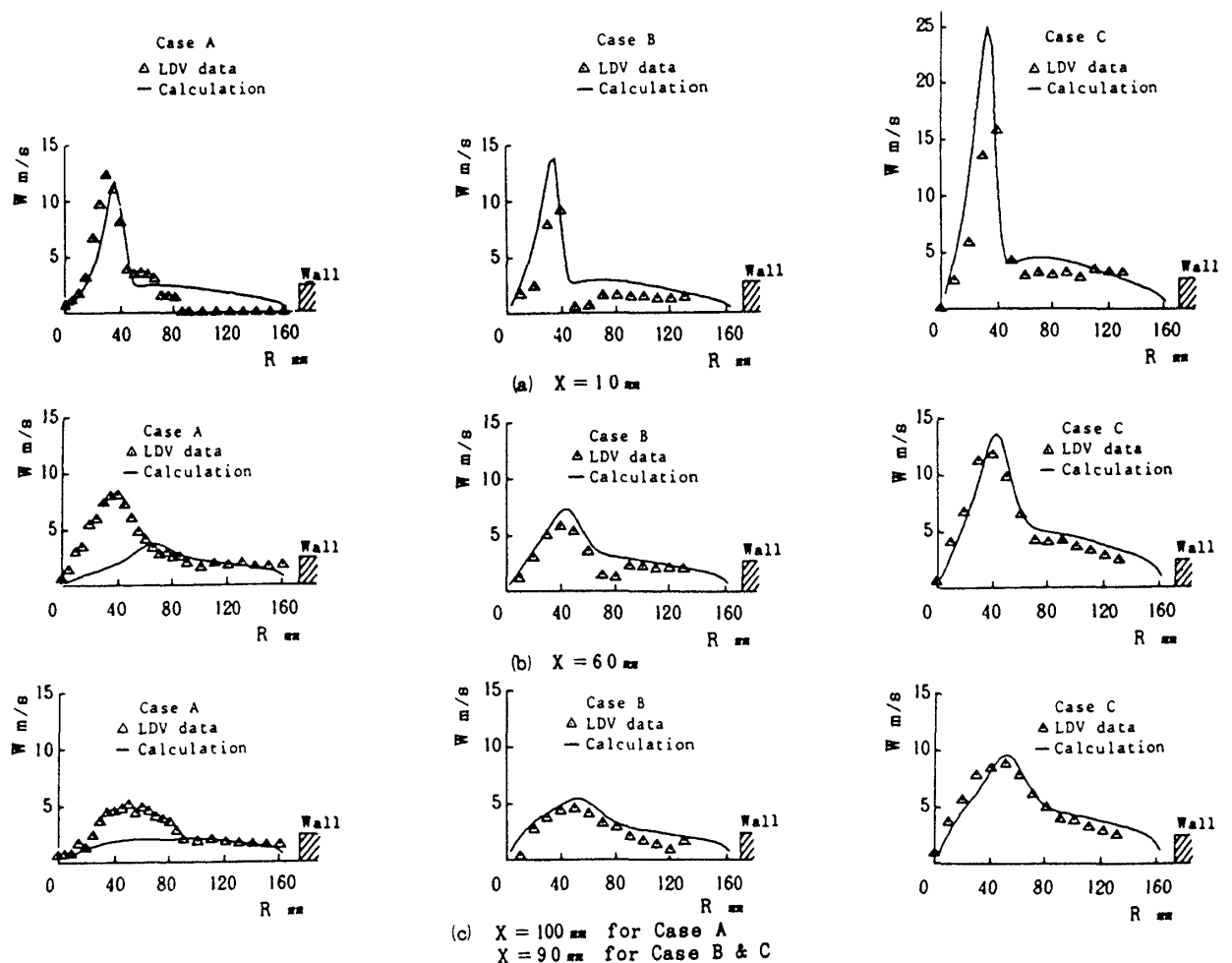


図5 旋回流速分布における計算と実験の比較

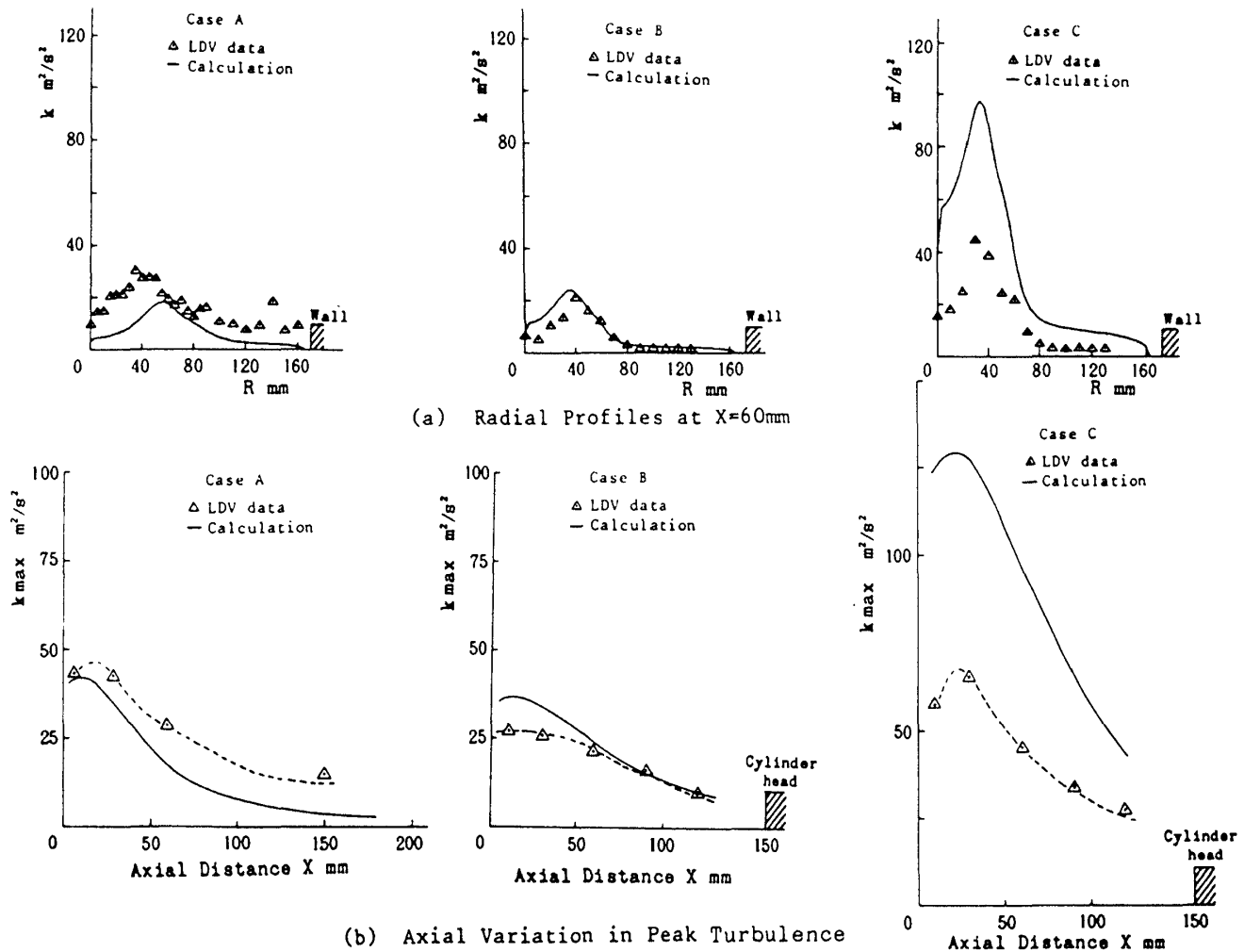


図6 乱流エネルギー分布における計算と実験の比較

この矛盾の理由の一つには入口境界条件に正確さに欠けていることであり、もう一つは $k-\epsilon$ モデルに用いた定数が空気予熱下での旋回流れの予測に適していないことが挙げられる。後者は乱流粘性の非等方性を無視しているためと考えられる。

5. まとめ

以上、計算と実測値との比較においていくつかの矛盾が見られたが、今回の検証テストにより開発したシミュレーションコードは、スターリングバーナの設計に必要な平均流の予測に関する限りその目的に一応答えられると考える。さらに予測精度を改善するために、旋回流れの計算に必要な定数の修正に加え、計算上問題となる燃焼器形状の効果を取り扱う上に生じる付加的なソース項を考えて行かなければならない。

本研究は通産省工業技術院大型省エネルギー技術開発「汎用スターリングエンジンの研究開発：低公害・高負荷燃焼技術」の一環として行い、また日本機械学会RC67研究分科会の協力を得た。実験データの取得と整理には石原（東京三洋電機）、山黒（アイシン精機）、岡本・宮内（東京電機大学）が当たり、コードの改良と実行を杉山（日本機械学会）が担当した。

参考文献

- 1) K. Eguchi, et al., "A Design Approach of Stirling Burners with Intense Combustion", Proceedings of the 2nd International Conference on Stirling Engines, Shanghai, China, June 1984.
- 2) 江口邦久他, 「スターリングエンジン用高負荷

- スワールバーナに関する研究；第2報 高温燃焼時の全体特性」，日本機械学会第62期全国大会，1984.
- 3) 江口邦久他，「スターリングエンジン用高負荷スワールバーナに関する研究；第3報 燃焼室内の等温流動特性」，日本機械学会中国・四国・九州支部合同企画沖縄地方講演会，1984.
 - 4) 藤井昭一他，「燃焼器設計における数値シミュレーション基礎コード」日本機械学会熱工学講演会，東京，1983.
 - 5) B.E. Launder and D.B. Spalding, "The Numerical Computation of Turbulent Flows", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, pp. 269-289, 1974.
 - 6) W. Rodi, "Progress in Turbulence Modeling for Incompressible Flows", AIAA Paper No. 81-0045, Jan. 1981.
 - 7) S.V. Patankar, "Numerical Prediction of Three-Dimensional Flows", Studies in Convection, Theory, Measurement and Application edited by B.E. Launder, Academic Press, 1975.
 - 8) D.G. Lilley and D.L. Rhode, "A Computer Code for Swirling Turbulent Axisymmetric Recirculating Flows in Practical Combustor Geometries", NASA CR 3442, Feb. 1982.
 - 9) G.J. Sturgess and S.A. Syred, "Multi-Species Isothermal Flow Calculations of Widely-Spaced Co-Axial Jets in a Confined Sudden Expansion with the Central Jet Dominant, AIAA 82-1156, 1982.
 - 10) J.M. Beer and N.A. Chigier, "Combustion Aerodynamics", Applied Science Published Ltd., London, 1972.