

# 加熱平板の強制対流過渡熱伝達に関する研究

柴原 誠\* 劉秋生\*\* 福田勝哉\*\*

## Transient Heat Transfer for Forced Convection over a Heated Plate

Makoto Shibahara\* Qiusheng LIU \*\* Katsuya FUKUDA \*\*

### ABSTRACT

In this research, forced convection transient heat transfer for helium gas with exponential increase of heat inputs ( $Q_0 \exp(t/\tau)$ ) to a horizontal plate has been both experimentally and theoretically investigated. The values of numerical solutions for surface temperature and heat flux were compared and discussed with the experimental result. It was obtained that the surface temperature difference and heat flux increase exponentially as the heat generation rate increases with the exponential function. Then the temperature within the boundary layer also increases with the increase of the surface temperature.

*Keywords : Thermal hydraulics, Forced Convection, Transient Heat Transfer, CFD*

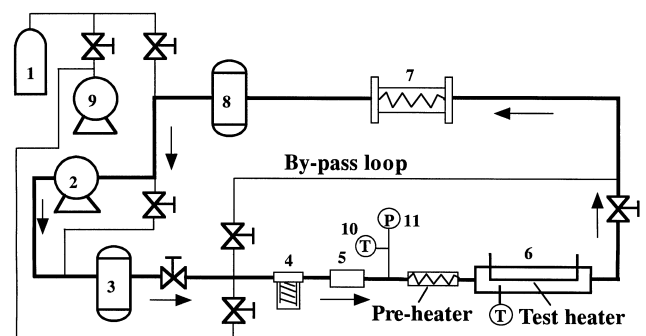
### 1. はじめに

ガスを作動流体とする伝熱機器の温度及び流れなどの過渡的な変動に伴う熱流動特性を調べるためには、過渡熱伝達過程の理解が重要である。例えば、高温ガス炉の燃料温度が変化する場合<sup>(1)</sup>やガスタービンなどの負荷変動時に発生する排ガス温度の変化<sup>(2)</sup>など、過渡的な熱流動はシステム全体の熱効率に大きく影響を及ぼす。本研究では、このような過渡熱伝達過程の解明を目的に、発熱体の発熱率を制御した非定常強制対流熱伝達実験を実施し、気流中の加熱平板の強制対流過渡熱伝達に関する数値シミュレーションを行っている。本報では、発熱率の時間変化が熱伝達率に及ぼす影響について実験的に調べ、数値解析により解析モデルの妥当性を評価した。

### 2. 強制対流過渡熱伝達実験

#### 2.1 実験装置概要

実験装置は、Fig.1に示すように、圧縮機、タービン流量計、試験部、サージタンク、冷却器で構成されたガス循環装置である。また、試験部には熱入力制御・計測システム<sup>(3)</sup>が接続されており、試験発熱体の発熱率制御及び表面温度の計測に使用される。



1.Gas cylinder 2.Compressor 3.Delivery surge tank 4.Filter  
5.Turbine flow meter 6.Test section 7.Cooler 8.Suction surge tank  
9.Vacuum pump 10.Thermocouple 11.Pressure indicator

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

#### 2.2 試験部及び試験発熱体

Fig.2は試験部の垂直断面図を示している。試験部はステンレス製(内径20mm)の円形流路であり、縦置き試験発熱体を流路中心部に流れに平行に設置した。試験発熱体は、厚さが0.1mm、長さが50mm、幅が4mmの白金平板を用い、白金平板両端に厚さ0.7mmの銅板を銀ろう付けしたものである。また、計測に用いる発熱体中央部の白金線有効長さは40mmである。

\* 機械工学科 助教

\*\* 神戸大学大学院 海事科学研究科

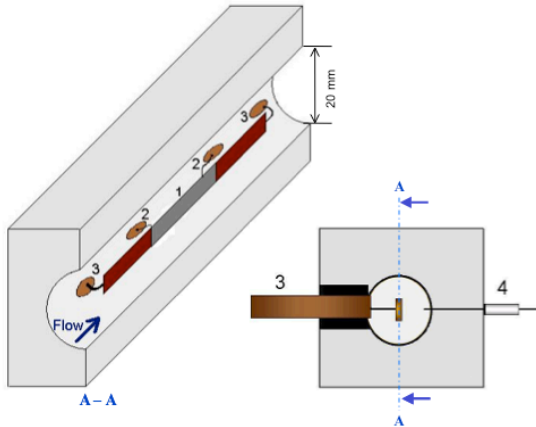


Fig.2 Detail of test heater.

2.3 実験方法

実験では、まず真空ポンプにより循環内を真空にし、ガスを充填させた。その後、ガスの流速および温度を予熱器とバルブの調整し、定常状態に達したところで試験部の発熱体にジュール加熱した。なお、発熱体には、次式で定義した指数関数状の発熱率与えた。

$$\dot{Q} = Q_0 \exp(t / \tau) \quad (1)$$

ここで、 $\dot{Q}$  [W/m<sup>3</sup>],  $Q_0$  [W/m<sup>3</sup>],  $\tau$  [s],  $t$  [s]はそれぞれ発熱率、初期発熱率、発熱率が  $e$  倍に増大するために必要な時間 (e-fold 時間) 及び時間である。その後、熱入力制御・計測システム<sup>(3)</sup>により時間経過に伴う発熱率 [W/m<sup>3</sup>]を計測し、熱流束を次式により求めた。

$$q = \frac{\delta}{2} (\dot{Q} - \rho_h c_h \frac{dT_a}{dt}) \quad (2)$$

ここで、 $\rho_h$  [kg/m<sup>3</sup>],  $c_h$  [J/kgK],  $\delta$  [m]及び  $T_a$  [K]は、それぞれ試験発熱体の密度、比熱、発熱体の厚さ及び平均温度である。なお、 $q$  [W/m<sup>2</sup>]及び  $T_a$  [K]は、発熱体を一辺としたダブルブリッジ電気回路を用いて計測し、あらかじめ恒温槽で校正しておいた抵抗と温度の関係から算出した (電気抵抗法)。

2.4 実験条件

強制対流熱伝達実験は、Table 1 に示す実験条件下で実施した。発熱率は上述の(1)式に示すように時間とともに指数関数上に上昇する熱入力を与え、e-fold 時間( $\tau$ )で制御している。e-fold 時間とは、上述で示した発熱率が  $e$  倍に増加するために必要な時間であり、例えば e-fold 時間が 700ms の場合、発熱率が初期発熱率の  $e^2$  になる実時間が約 1.4 秒となる。また、試験流体には高温ガス炉の冷却材である熱伝導率の高いヘリウムガスを用い、熱流束および発熱体の平均温度を計測した。また、発熱体の表面温度は熱伝導方程式を解

くことで算出する<sup>(3)</sup>。

Table 1 Experimental conditions.

試験流体	ヘリウムガス
系圧力	500kPa
白金試験発熱体	長さ 50.0mm
	幅 4.0mm
	厚さ 0.1mm
e-fold 時間	46ms~17s
主流部ガス温度	313K~353K,
流速	4~10 m/s

3. 実験結果

Fig. 3 はガス温度が 313K, ガス流速が 10m/s, 発熱率の e-fold 時間が 445ms における発熱率の時間変化を示している。図に示すように時間経過とともに発熱率が指数関数状に上昇していることがわかる。また、発熱率の上昇に従い、熱流束および発熱体代表温度差( $\Delta T = T_s - T_b$ )が指数関数状に上昇していることがわかる。このように各 e-fold 時間、流速及びガス温度において実験データを整理し、次式から熱伝達率を求めることで、熱伝達率に及ぼす影響因子を抽出した。

$$h = q / \Delta T \quad (3)$$

ここで、 $h$  [W/m<sup>2</sup>K]は熱伝達率を示し、 $q$  及び  $\Delta T$  は上述の熱流束と代表温度差である。Fig. 4 は熱伝達率の時間変化を示している。図に示すように、熱伝達率は時間経過とともに一定の値に漸近していることがわかった。一方、e-fold 時間を変化させた場合の熱伝達率を比較すると、e-fold 時間が短い 100ms の熱伝達率は 10s の熱伝達率に比べ約 30%高くなることが判明した。

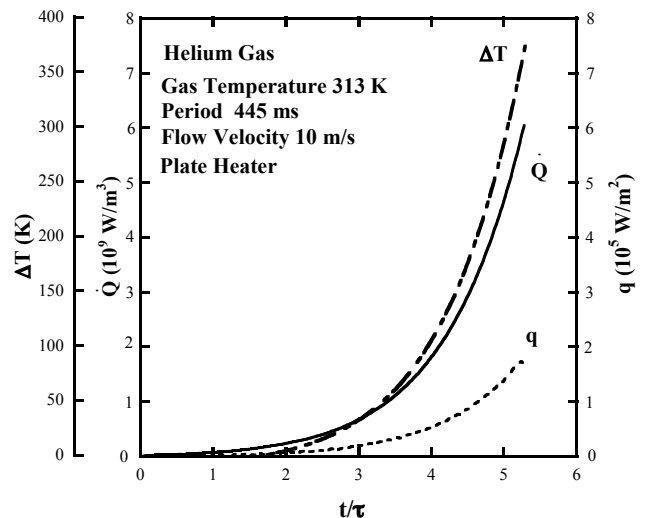


Fig.3 The relation of heat generation rate, heat flux, and temperature difference.

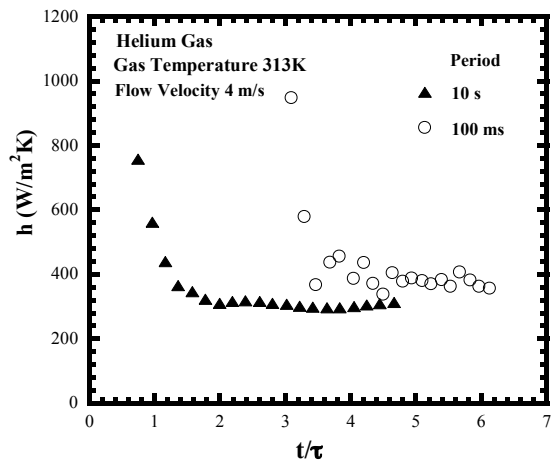


Fig.4 Heat transfer coefficients with the increase of time at period of 10s and 100ms.

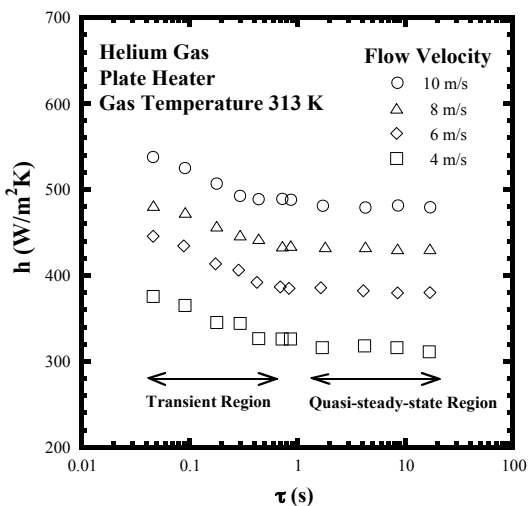


Fig.5 Transient and quasi-steady-state heat transfer characteristics at various velocities.

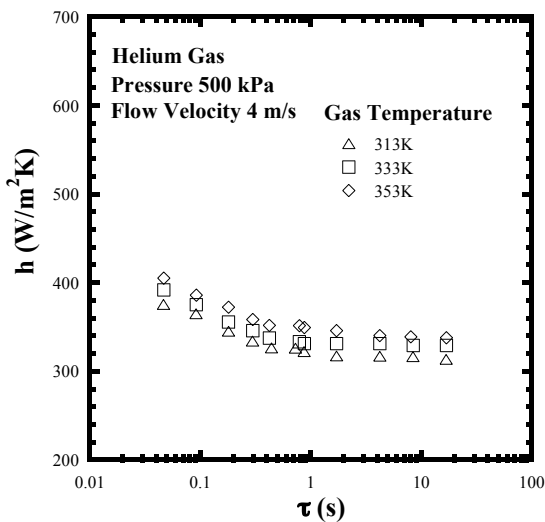


Fig.6 Heat transfer coefficients at various gas temperatures.

次に熱伝達率と e-fold 時間の相関関係について調べるために、各 e-fold 時間において熱伝達率の漸近値を Fig.5 で整理した。同図が示すように、熱伝達率は e-fold 時間 ( $\tau$ ) が約 1 秒を境に各流速とも増加する傾向を示し、熱伝達過程が準定常熱伝達領域から過渡熱伝達領域に移行していることがわかった。これは、発熱体近傍で発達する温度境界層が薄く、熱伝導が支配的であるためと考えられる。一方、e-fold 時間が長くなるにつれ熱伝達率は漸近し、一定値に向かう準定常熱伝達になることが明らかとなった。また、ガス流速が増加するにつれ、いずれの e-fold 時間においても熱伝達率が増加することが判明した。次に、ガス温度が過渡熱伝達過程に及ぼす影響を調べるために、ガス流速が 4m/s におけるガス温度 313K~353K の実験を実施し、Fig.6 にその結果を示す。同図より、熱伝達率はガス温度が 333K 及び 353K においても熱伝達領域に移行する傾向は同じであるが、熱伝達率の変化は 313K の場合と比べても約 7%程度であり、実験範囲内においてはガス温度が熱伝達率に及ぼす影響は小さいことがわかった。つまり 313K~353K では発熱率が熱伝達率に及ぼす影響が大きく、発熱体近傍の熱流動に影響を及ぼしていると推察される。しかしながら、流体側の温度分布は計測困難であるため、次章では数値流体力学(CFD: Computational Fluid Dynamics)を用いた熱流動解析を実施し、流体側の温度分布について調べた結果を報告する。

#### 4. 数値解析

##### 4.1 解析モデル

Fig.7 は、実験体系を模擬した数値解析の物理モデルを示している。流路内には平板発熱体を設置し、流体と発熱体はそれぞれヘリウムガスと白金とした。発熱体の発熱率は、実験と同様に(1)式を与え、熱移動を伴った 2次元 CFD 解析を実施した。解析コードは、米国 Adaptive Research 社の CFD2000<sup>(4)</sup>を用いた。本解析コードは有限体積法により基礎方程式を離散化され、圧力-速度連成には PISO(Pressure Implicit with Splitting of Operators)アルゴリズムが採用されている。本解析では、対流項に二次風上法、拡散項に対しては算術平均法を用いた非定常解析を実施した。また、境界条件には流体圧力が 500 kPa、ガス温度が 313K~353K、流速 4 m/s~10 m/s を与え、実験結果を評価するためにソース項に発熱率の(1)式を解析コードに組み込み、解析コードを高度化した。また、円管内のレイノルズ数は 3000~7500 の乱流領域であるため、乱流モデルには標準 k-εモデルを採用した。壁近傍のモデル化については、壁面近傍では壁関数を用い、境界層内は後述する指数間隔格子により細分化し、壁面に接続した。

Fig.8 に解析モデルの計算範囲を示す。I2J2 領域は

発熱体, I1J2 及び I3J2 は銅板, それ以外は流体領域である. 各領域の寸法は実験と同様である. I 方向の I1 及び I3 の寸法は 45 mm, J 方向の J1, J3 の寸法は, 10 mm である. また, 境界面に密集した指数間隔格子を採用し, 係数は 1.4 とした. 格子数は Table 2 に示すように, J 方向の J1, J3 がそれぞれ 60, J2 が 3, I 方向の I1, I2, I3 の格子数は, それぞれ 10, 60, 10 である.

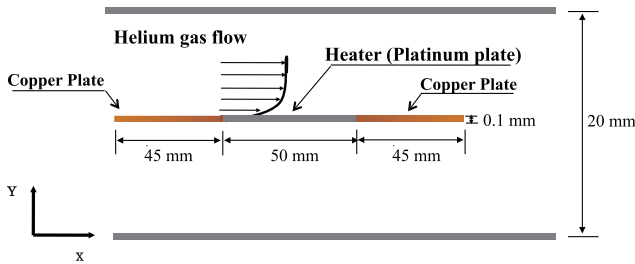


Fig.7 Physical model for Numerical simulation.

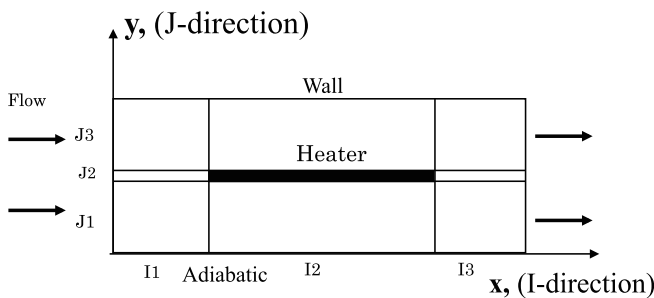


Fig.8 Computational domain.

Table 2 Mesh arrangement at the computational domain.

I1	I2	I3	J1,J3	J2
10	60	10	60	3

#### 4.2 解析結果

Fig. 9 は, ガス流速 4m/s における解析結果の温度分布である. 発熱率の e-fold 時間が 180ms と短い時間であるため, 発熱体の温度は約 1 秒後に 750K となり, 急速加熱されていることを数値解析により確認した. また, 図中に示すコンターは温度であるため, 温度境界層の発達形状がわかる. ヘリウムガスは, 図中左側から右側に流れているため, 発熱体先端で暖められたヘリウムガスが後流に押し流された強制対流になっており, 温度境界層は後方に向かうにつれ発達していることがわかる.

次に, 発熱体中央部 (25mm) における温度分布の時間変化を Fig. 10 に示す. Fig. 10 は, 横軸に温度を示し, 縦軸は発熱体からの垂直方向 (y 方向) の距離である. 本解析結果より, 発熱体表面温度は時間経過とともに増加し, 875ms では 463K となり温度差が 150K となって

いることがわかった. また, 流体側の温度分布は, 発熱体表面温度が上昇するにつれ拡大する傾向を示した. ここで, 発熱体表面温度から主流温度 (313K) に至までの y 方向の距離を温度境界層厚さと定義すると, その厚さは約 4mm であることがわかる. これは温度境界層が 875ms に至までに約 4mm 発達することを示し, CFD 解析により温度境界層が定量化されたことになる. 一方, ガス流速に着目してみると, Fig. 10 ではガス流速が 6m/s であるため, Fig. 9 の解析結果 (流速 4m/s) に比べ発熱体表面の温度上昇が遅いことがわかる. 一般的に, 強制対流中では発熱体近傍で暖められたガスは後方に輸送される. この輸送速度 (ガス流速) が増加すると, 壁面近傍におけるガスの滞留時間が短くなり, 温度上昇が遅くなる. 熱伝達率は熱流束が同じ場合, 代表温度差により決定されるため, 流速が増加するにつれ熱伝達率は増加する傾向を示す. この傾向は Fig. 5 の実験結果からも明らかであり, 熱伝達率は発熱率に加え, 流速の影響を受けていることがわかる.

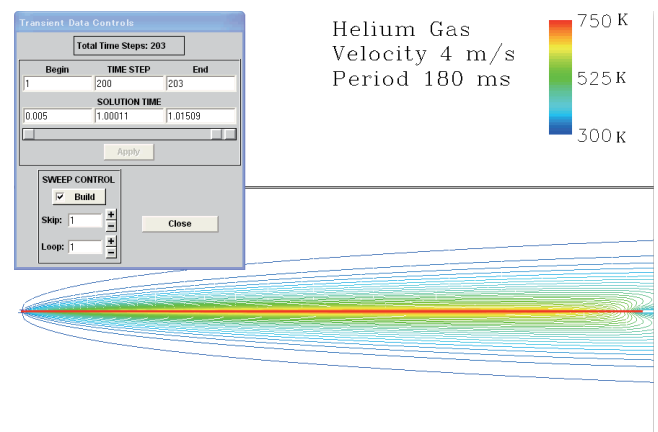


Fig.9 Visualization of thermal boundary layer at the velocity of 4m/s for the period of 180ms.

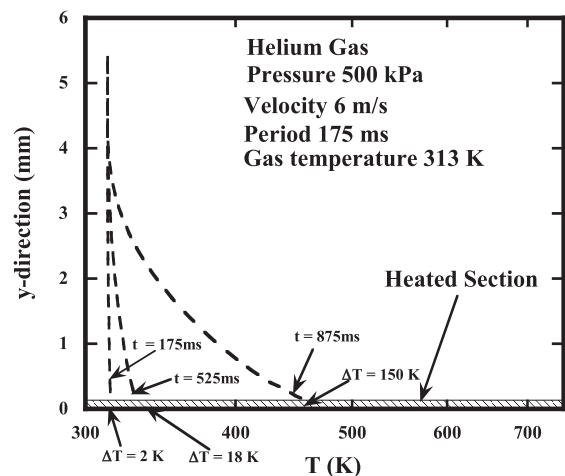


Fig.10 Temperature distribution at the period of 175ms for the gas temperature of 313K.

Fig. 11 はガス流速 6m/s, 発熱率上昇速度の e-fold 時間が 175ms における実験結果及び解析結果を示している。図中では実験結果を記号で示し, 解析結果を実線及び破線で示している。数値解析では, ソース項である発熱率を実験結果から与えているため, 発熱率は指数関数上の曲線となった。それに伴い熱流束及び代表温度差も指数関数上に上昇しており, 実験結果と一致していることから解析モデルの妥当性が確認できる。また, Fig. 11 はガス流速 6m/s, e-fold 時間が 90ms におけるガス温度 313K 及び 353K の解析結果を示す。同図より, 313K 及び 353K の代表温度差に大きな違いは見られず, ガス温度が熱伝達率に及ぼす影響は小さいことが確認できた。

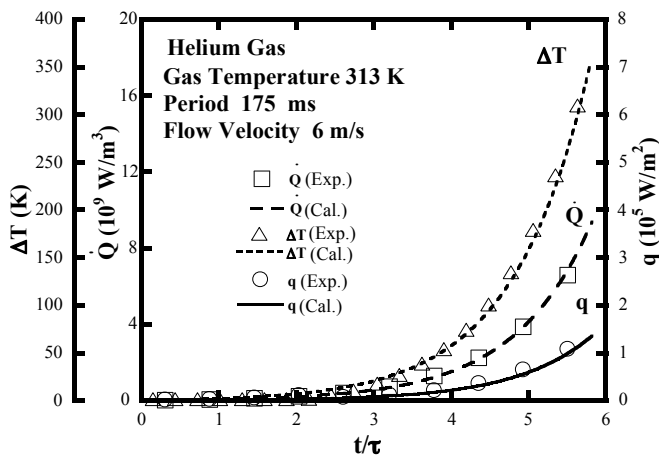


Fig.11 Comparisons between numerical analysis and experimental data.

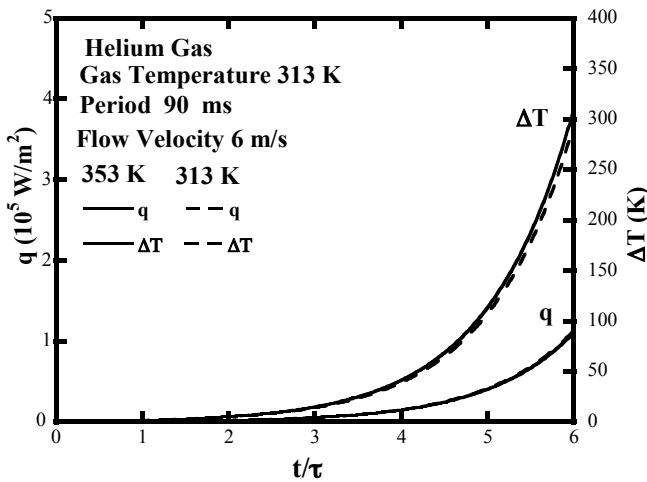


Fig.12 Numerical results for the gas temperature of 353K and 313K at the velocity of 6m/s.

## 5. まとめ

発熱体の発熱率を制御した非定常強制対流熱伝達実験を実施し, 加熱平板の強制対流過渡熱伝達に関する数値解析を行った。

非定常強制対流熱伝達実験より, 熱伝達率は発熱率及びガス流速に影響を受けることが判明した。さらに, 発熱率上昇速度の e-fold 時間が短くなるにつれ熱伝達率は増加する傾向を示し, 準定常熱伝達過程から過渡熱伝達過程へ移行していることが判明した。

また, 実験体系を模擬した熱移動を伴う CFD 解析を実施し, 温度境界層の発達過程を定量化した。発熱体近傍の温度分布は時間変化とともに上昇し, 温度境界層は流速が 6m/s の場合, 約 4mm であることが明らかとなった。また, 解析結果を実験結果と比較すると, 解析結果の熱流束及び代表温度差は概ね一致し, 解析モデルの妥当性が確認された。

## 謝辞

本研究の一部は, 本学の研究奨励研究助成を受け進められました。ここに謝意を表します。

## 参考文献

- (1) Takamatsu, K., Nakagawa, S., Takeda, T.: “Core Dynamics Analysis of Control Rod Withdrawal Test and Nuclear Characteristics in HTTR”, Transaction of the Atomic Energy Society of Japan, Vol.5, No.2, pp.81-95, 2006.
- (2) 宮地宏:「スーパーマリンガスタービンの研究開発, 日本マリンエンジニアリング学会誌」, Vol. 36 No.9, pp.91-97, 2001.
- (3) Liu, Q.S., Fukuda, K., “Transient Heat Transfer for Forced Convection Flow of Helium Gas,” JSME International Journal, Series B, Vol.45-3, pp.559-564, 2002.
- (4) STORM/CFD2000, Theoretical Background, Adaptive Research, Alhambra, California, pp.59, 2003.