

## 国際宇宙ステーション「きぼう」での強制流動沸騰実験に向けた BBM の開発

九州大学 澤田健一郎, 酒井 崇, 馬場宗明, 久保田知里, 新本康久, 大田治彦  
 神戸大学 浅野 等  
 兵庫県立大学 河南 治  
 東京理科大学 鈴木康一  
 宇宙航空研究開発機構 石塚博弥, 川崎春夫, 藤井清澄

### Development of BBM for the Experiments on Flow Boiling onboard Japanese Experiment Module “KIBO” in International Space Station

Kenichiro Sawada<sup>1</sup>, Takashi Sakai<sup>1</sup>, Soumei Baba<sup>1</sup>, Chisato Kubota<sup>1</sup>, Yasuhisa Shinmoto<sup>1</sup>, Haruhiko Ohta<sup>1</sup>, Hitoshi Asano<sup>2</sup>, Osamu Kawanami<sup>3</sup>, Koichi Suzuki<sup>4</sup>, Hiroya Ishizuka<sup>5</sup>, Haruo Kawasaki<sup>5</sup>, Kiyosumi Fujii<sup>5</sup>

<sup>1</sup>Kyushu University, 744 Motoooka, Nishi-ku, Fukuoka 819-0395

<sup>2</sup>Kobe University, 1-1 Rokkoudai-cho, Nada-ku, Kobe, Hyogo 657-8501

<sup>3</sup>University of Hyogo, 2167 Shosha, Himeji, Hyogo 671-2201

<sup>4</sup>Tokyo University of Science, 2641 Yamazaki, Noda-shi, Chiba 278-8510

<sup>5</sup>Japan Aerospace Exploration Agency (JAXA), 2-1-1 Sengen Tsukuba-shi, Ibaraki, 305-8505

E-Mail: sawada@aero.kyushu-u.ac.jp

Abstract: Boiling is one of the efficient modes of heat transfer due to phase change, and is regarded as promising means to be applied for the thermal management systems handling a large amount of waste heat. However, gravity effects on the two-phase flow phenomena and corresponding heat transfer characteristics have not been clarified in detail. ISS experiments on boiling and two-phase flow under microgravity conditions are proposed to clarify both of heat transfer and flow characteristics under microgravity conditions. To verify the feasibility of ISS experiments on boiling and two-phase flow, the Bread Board Model (BBM) is assembled and its performance and the function of components installed in a test loop are examined.

Key words; Flow Boiling, Two-Phase Flow, Microgravity, International Space Station, Bread Board Model

#### 1. 緒言

近年、宇宙機の大型化・大容量化による排熱量の増大と熱輸送距離の増大、電子機器の集積化による発熱密度の上昇といった問題が深刻化しており、従来の单相強制対流やヒートパイプによる排熱システムと比較して高効率かつ大容量の排熱に対応可能な排熱システムが要求されている。

このような要求に対して、相変化による高効率熱伝達および高い熱輸送能力を有する沸騰現象に注目が集まっている。強制流動沸騰を用いた排熱システムは单相強制対流による排熱システムと比較してコールドプレート的小型化、ポンプ駆動力の低減、液体充填量の低減が見込まれる。しかし、コールドプレート内の液体枯渇によるドライアウトが除熱限界を与えるという問題点があり、システムの安全動作にはこの除熱限界を知り、それを回避することが必要となる。このためには沸騰・二相流の流体现象および熱伝達特性に対して重力の与える影響について把握する必要がある。しかし例えば通常重力下における核沸騰熱伝達係数の予測式は多数存在するものの、予測式の示す重力の影響は式によって定性的傾向が大きく異なっており、通常重力下における実験から沸騰・二相流に及ぼす重力の影響を予測することは不可能である<sup>[1]</sup>。これまで多

くの微小重力実験が実施されてきたが、過去に報告された実験結果はそれぞれ異なる傾向を示しており<sup>[2][3]</sup>、未だ統一的な見解は得られておらず、重力の影響に関する明確な知見が得られていない。

そこで、沸騰・二相流の現象解明、および宇宙すなわち微小重力環境での強制流動沸騰排熱システムの開発を行うための熱・流動特性に関するデータベースの構築を目的として、国際宇宙ステーション実験モジュール「きぼう」での強制流動沸騰実験の提案を行った。「きぼう」では、長時間かつ安定した微小重力環境が得られるので、複数の課題について広範囲な条件の組合せのもとに信頼性の高い系統的データが得られる。

Table 1 に「きぼう」で実施することが可能な実験条件範囲を示す。とくに既存の実験にはあまり見られない低質量速度(30 kg/m<sup>2</sup>s)での実験も予定しており、広範囲の質量速度、入口サブクール度、入口乾き度条件にて実験を行うことを目指している。また、熱流束条件は「きぼう」の多目的実験ラックで規定された電力量(最大 400 W)で制限される。

本研究では、「きぼう」での強制流動沸騰実験にむけた各要素機器の検証を行うために、Bread Board Model (BBM) を製作し、各要素機器の性能および機能の検証試験を行った。

## 2. BBM 試験概要

BBM の概略図を Fig. 1 に示す. 試験ループは支持台に二次元的に配置され, 各要素機器の変更や調整を容易にしている. また試験ループは支持台を水平置きまたは垂直置きとすることで姿勢の変更が可能であり, 水平流, 垂直流ともに実験が可能である. また熱バランスのチェックのために配管全体は断熱材で覆われている. 「きぼう」では液漏れを防止して安全性を確保するためにも, 試験ループは閉ループを採用している. 試験ループはポンプ, 流量計, 予熱器, テストセクション, 凝縮部で構成されている. 実験は予熱器にてテストセクション入口の液体サブクール度または乾き度を設定し, 異なる 2 種類のテストセクションを上流に位置するバルブの切替えにより選択して行う. 凝縮部は ISS での使用実績があるコールドプレートに JEM 冷却水模擬ループを接続してループ内で発生した蒸気を凝縮させる. 冷却水ループは ISS での運用実績から, コールドプレート入口温度 17°C, 流量 45 L/h で設定している. また, ループ各所には混合器を配置し, 流体温度および圧力を計測する. 系の圧力レベルはアキュムレータを導入することで, 大気圧近傍に設定している.

テストセクションは気液挙動の観察が可能な透明伝熱管と限界熱流束と熱伝達係数の計測が可能な金属管のそれぞれの後方に非加熱の亚克力管を配置した 2 系統からなる. アクリル管では, 高速度カメラを用いて流動様式や気液界面挙動の詳細を観察する.

透明伝熱管は管内径 4 mm のパイレックスガラス管を用いる. 透明伝熱管の構造上, 加熱長さにはわたる平均の熱伝達特性しか把握できないために, 加熱長さ 50 mm を 1 セグメントとして, これを 3 セグメント直列に配置することにより, 流れ方向の熱伝達の変化もおおまかに捉えられるように考案されている. 加熱はガラス管内面にコーティングされた金薄膜への直接通電により行われる. 金薄膜は測温抵抗体として温度計測にも用いられる. 透明伝熱管の各セグメントでは CCD カメラによる気液挙動の観察とともに熱伝達係数の測定を行う.

金属管の概略図を Fig. 2 に示す. 金属管には管内径 4 mm 肉厚 0.5 mm, 加熱長さ 368 mm の SUS 管を用いている. 加熱は金属管に螺旋状に巻き付けたシースヒータを用いる. 温度計測用に管外表面に 10 本の熱電対がシースヒータをかかわすように銀ろう付けされている.

金属管では限界熱流束と熱伝達係数の測定を行う.

本研究では, BBM 試験として各要素機器の性能試験, 透明伝熱管を用いた二相流の映像取得試験, 金属管を用いた单相流試験および強制流動沸騰試験を行った. それぞれの実験内容を以下にまとめる.

### (1) 要素機器試験

各要素機器が Table 1 に示した「きぼう」で実施する実験条件を満たす機能・性能を有するか確認する.

- ・ポンプ  
低質量速度域において流動変動が許容可能な範囲であるか確認する.

- ・予熱器  
所定のテストセクション入口条件を設定可能であるか確認する. また, ヒートロス試験を行い, ヒートロスを見積って実加熱量を精度良く規定できるか確認する.

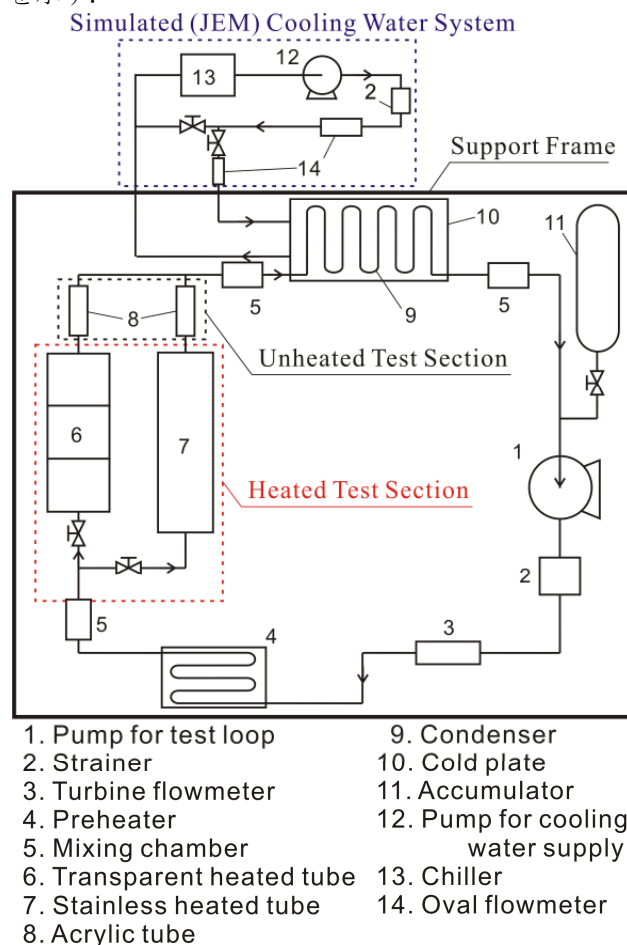
- ・凝縮部  
最大投入熱量 400 W を除熱可能であるか確認する.

### (2) 二相流映像取得試験 (透明伝熱管)

透明伝熱管を用いた二相流試験を行い, 気液挙動の観察と熱伝達特性の解明に対して十分な映像の取得が可能であるか検証する.

### (3) 单相流試験 (金属管)

金属管を用いた单相流試験を行い, 单相流熱伝達係数の予測式と実験値とを比較する. Table 2 に実験条件を示す.



- |                            |                                   |
|----------------------------|-----------------------------------|
| 1. Pump for test loop      | 9. Condenser                      |
| 2. Strainer                | 10. Cold plate                    |
| 3. Turbine flowmeter       | 11. Accumulator                   |
| 4. Preheater               | 12. Pump for cooling water supply |
| 5. Mixing chamber          | 13. Chiller                       |
| 6. Transparent heated tube | 14. Oval flowmeter                |
| 7. Stainless heated tube   |                                   |
| 8. Acrylic tube            |                                   |

Fig. 1 Outline of Bread Board Model (BBM).

Table 1 Experimental conditions for ISS

Test fluid	FC72 (deaerated)
Test section inner diameter	$d_i = 4 \text{ mm}$
Mass velocity	$G = 30 \sim 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$
Inlet subcooling	$\Delta T_{sub,in} = 0 \sim 10 \text{ K}$
Inlet quality	$x = 0 \sim 0.9$
Heat flux	$q_{liq} = 1 \times 10^3 \sim 1 \times 10^5 \text{ W/m}^2$

#### (4) 強制流動沸騰試験（金属管）

金属管を用いた二相流試験を行い、試験方法の検討を行うとともに、実際に熱伝達係数を算出してその値を検証する。Table 3 に実験条件を示す。

### 3. 実験結果および考察

#### (1) 要素機器試験

各要素機器について低質量速度(30 kg/m<sup>2</sup>s)から高質量速度(600 kg/m<sup>2</sup>s)までの範囲で安定した動作を確認した。予熱器および金属管に関してヒートロス試験を行い、テストセクションの管壁温度に対するヒートロス量の分布が得られた。これによりテストセクション入口条件およびテストセクションでの実加熱量を正しく規定することが可能になった。また凝縮部では、最大投入熱量400 Wを除熱可能であることを確認した。

#### (2) 二相流映像取得試験

透明伝熱管を用いた二相流映像取得試験で得られた二相流映像の一例を Fig. 3 に示す。「きぼう」における実験では、取得した映像に圧縮処理がなされるため、圧縮後の解像度等の検討が今後必要である。

#### (3) 单相流試験

单相流試験で得られた局所熱伝達係数の管軸分布を Fig. 4 に示す。本研究では局所熱伝達係数  $h$  を式(1)のように定義した。

$$h = \frac{q_{liq}}{T_{wi,z} - T_{b,z}} \quad (1)$$

ここで、 $q_{liq}$ ：実熱流束、 $T_{wi,z}$ ：局所管内壁面温度、 $T_{b,z}$ ：局所流体温度である。実熱流束  $q_{liq}$  はヒートロスを考慮して計算される。また、Fig. 4 には Churchill らの式<sup>[4]</sup>を用いて推算した局所熱伝達係数もあわせて示している。この式は十分発達した層流、一様熱流束付与における温度助走区間に対する予測式である。実施した

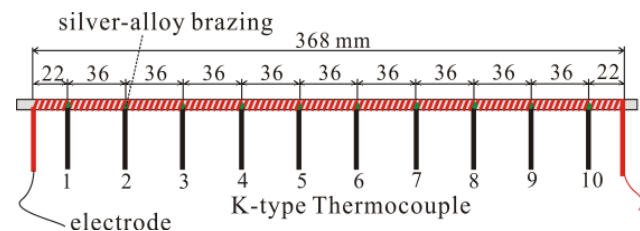


Fig. 2 Structure of stainless heated tube.

Table 2 Experimental conditions (Single-phase flow)

Inlet pressure	$P_{in} = 0.11$ MPa
Mass velocity	$G = 100, 300$ kg/m <sup>2</sup> s
Inlet subcooling	$\Delta T_{sub,in} = 10$ K
Heat flux	$q_{liq} = 2, 3 \times 10^3$ W/m <sup>2</sup>

Table 3 Experimental conditions (Two-phase flow)

Inlet pressure	$P_{in} = 0.11 \sim 0.14$ MPa
Mass velocity	$G = 100, 300$ kg/m <sup>2</sup> s
Inlet subcooling	$\Delta T_{sub,in} = 0, 10$ K
Heat flux	$q_{liq} = 5, 7, 10, 20, 30 \times 10^3$ W/m <sup>2</sup>

実験条件におけるレイノルズ数は  $Re = 9 \times 10^2, 2.7 \times 10^3$  である。Churchill らの式を式(2)に示す。

$$Nu_z = 5.364 \left[ 1 + \left( \frac{220 z/d_i}{\pi Re Pr} \right)^{-10/9} \right]^{0.3} - 1.0 \quad (2)$$

ここで、 $d_i$ ：管内径、 $z$ ：加熱開始点からの管軸方向距離、 $Re$ ：レイノルズ数、 $Pr$ ：プラントル数である。

Fig. 4 より実験値と予測値の熱伝達係数は傾向が一致しているが、値のレベルは異なっている。この原因として、金属管での加熱は SUS 管に巻かれたシースヒータにより行われるので、管外壁面における熱流束は螺旋状のヒータ接触部分とそれ以外（熱電対設置位置を含む）とは異なる。とくに SUS では熱伝導率が小さいために管の内壁・外壁のいずれにおいても周方向熱流束分布は顕著に異なると考えられる。これより実際の熱流束が相対的に低く、管内面温度を過小評価する結果となる測定位置において、熱伝達係数の値が高い値になったものと考えられる。この結果を改善するために、数値シミュレーションにより正確な熱伝達係数の値を算出する方法と、管材質を厚肉銅管に変更する方法が考えられる。しかし前者の方法ではシースヒータの接触状態が各測定部近傍で異なるために、これを定量化するには実験的方法を併用する必要がある。熱伝達係数の評価精度の確保にはかなりの困難が伴うものと予測される。したがって後者の方法を具体的に検討中である。

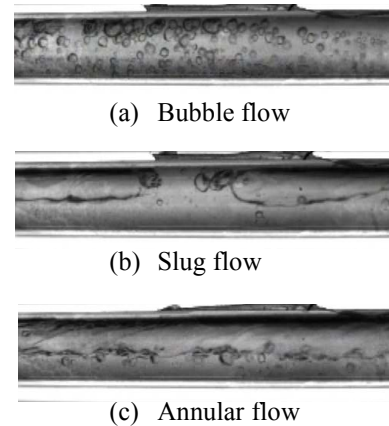


Fig. 3 Liquid-vapor behaviors recorded by CCD camera.

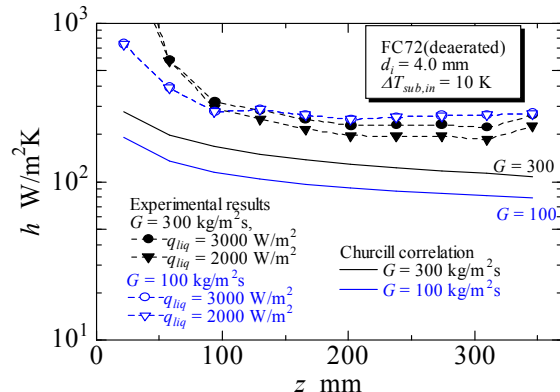


Fig. 4 Comparison of heat transfer coefficients due to forced convection with prediction by Churchill correlation.

#### (4) 強制流動沸騰試験

強制流動沸騰試験においても単相流試験と同様に式(1)を用いて局所熱伝達係数を算出した。

Fig. 5 に入口サブクール度  $\Delta T_{sub,in} = 10$  K, 質量速度  $G = 100, 300$  kg/m<sup>2</sup>s の条件について, 乾き度  $x$  に対する局所熱伝達係数  $h$  の分布を示す. Fig. 6 には質量速度  $G = 300$  kg/m<sup>2</sup>s において, 入口サブクール度  $\Delta T_{sub,in} = 0, 10$  K の各条件における, 乾き度  $x$  に対する局所熱伝達係数  $h$  の分布の比較結果を示す。

単相流試験の場合と同様に管周方向に熱流束分布を生じているため, データ精度が十分に確保されていないが, Fig. 5 より, 同一熱流束の低乾き度域では, 熱伝達係数に質量速度依存性が見られない傾向や, 核沸騰支配と思われる熱流束への依存性が見られ, 高乾き度へと遷移するに伴い二相強制対流熱伝達に移行して熱流束の影響が消失している傾向が読み取れる。また, 二相強制対流による熱伝達が質量速度が高いほど大きいこと, 熱流束が高い場合には高乾き度域でドライアウトに伴う熱伝達の劣化を生じているなど, 既知の定性的な各傾向があらためて確認される。このような傾向は例えば, Huo ら<sup>[5]</sup>や Shiferaw ら<sup>[6]</sup>, Bao ら<sup>[7]</sup>が本実験で用いた FC72 と同様に気泡径の小さいフレオンを用い, 管内径 1.10 mm ~ 4.26 mm の範囲に対して示している。また, Fig. 6 より, やはり前記理由によるものと思われるデータのばらつきが認められるものの, 同一熱流束では, 熱伝達係数の入口サブクール度依存性はほとんど見られないことも確認できる。

#### 4. 結論

ISS での強制流動沸騰実験のための BBM 試験装置を製作し, 各要素機器の性能および機能について検証を行った結果, 以下の結論が得られた。

- (1) 各要素機器は実験条件の要求に対して十分な機能および性能を有することを確認した。
- (2) 単相強制対流および強制流動沸騰の試験結果より, 得られた各熱伝達特性が従来判明している定性的傾向とおおむね一致することを確認した。

#### 謝辞

このプロジェクトの準備に際して, 協力していただきました今井良二 (IHI), 田中耕太郎 (芝浦工業大学), 依田眞一, 松本 聡, 岡本 篤, 大久保堅剛 (JAXA), 篠崎紳一, 小暮和美 (JSF), 村上 淳, 上田幸寛, 中川陽子 (IHI エアロスペース) の各方々 (敬称略) に深く感謝いたします。

#### 参考文献

- [1] 大田治彦, 微小重力場の沸騰熱伝達に関する研究の問題点について, 日本機械学会講演論文集, 944-4, 69-71, 1994.
- [2] T. Oka, Y. Abe, Y.H. Mori, A. Nagashima, Pool Boiling of n-pentane CFC-113 and Water under Reduced Gravity: Parabolic Flight Experiments with a Transparent Heater, *J. Heat Transfer, Trans. ASME*, 117, 408-417, 1995.

- [3] H. Ohta, Experiments on Microgravity Boiling Heat Transfer by Using Transparent Heaters, *Nuclear Engineering and Design*, 175, 167-180, 1997.
- [4] S.W. Churchill, H. Ozoe, Correlations for Laminar Forced Convection with Uniform Heating in Flow Over a Plate and in Developing and Fully Developed Flow in a Tube, *J. Heat Transfer*, 95, 78-74, 1973.
- [5] X. Huo, L. Chen, Y.S. Tian, T.G. Karayiannis, Boiling and Regimes in Small Diameter Tubes, *Applied Thermal Engineering*, 24, 1225-1239, 2004.
- [6] D. Shiferaw, T.G. Karayiannis, D.B.R. Kenning, Flow Boiling in a 1.1 mm Tube with R134a: Experimental Results and Comparison with Model, *Int. J. Thermal sciences*, 48, 331-341, 2009.
- [7] Z.Y. Bao, D.F. Fletcher, B.S. Haynes, Flow Boiling Heat Transfer of Freon R11 and HCFC123 in Narrow Passages, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43, 3347-3358, 2000.

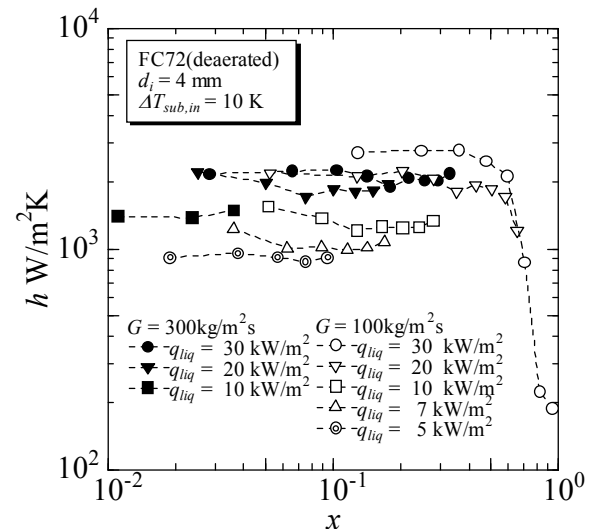


Fig. 5 Heat transfer coefficient versus vapor quality at  $\Delta T_{sub,in} = 10$  K under different mass velocity conditions.

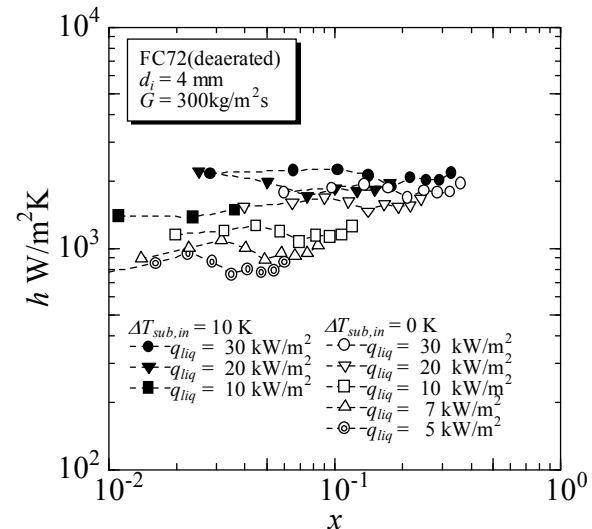


Fig. 6 Heat transfer coefficient versus vapor quality at  $G = 300$  kg/m<sup>2</sup>s under different test section inlet conditions.