液体窒素低温熱交換器における二相流不安定現象*

福田 研二**, 近藤 哲也**, 長谷川 修**
加藤 顕彦***, 山田 英朋****, 笠 浩之****

Two-Phase Flow Instability in a Liquid Nitrogen Heat Exchanger

by Kenji FUKUDA, Tetsuya KONDOH, Shu HASEGAWA,
Akihiko KATO, Hidetomo YAMADA, and Hiroyuki RYU

Experimental results on the two-phase flow instability in a liquid nitrogen heat exchanger are shown. The experiments are carried out in four cases with various combinations of tube lengths with some bends, the attitude of the heat exchanger, the secondary fluid and the subcooler. A stability map and periods of oscillations are obtained in each experiment. In the case of a vertical heat exchanger with a 6 m pipe containing four bends, there are two unstable regions; while there is one unstable region in the case of that with two bends. In the experiment using the horizontal heat exchanger with four bends and steam as the secondary fluid, oscillations of higher modes together with the fundamental one occurred. For the example of the same heat exchanger with a subcooler, oscillations of two modes occurred. A computer code is developed based on the linear analysis technique with the density wave oscillation model. With this code, experimental data are analyzed and it is found that the oscillations in these experiments are those of the density wave type.

Key Words: Multiphase Flow, Heat Exchanger, Liquid Nitrogen, Instability, Period, Transit Time, Higher Modes, Fundamental Mode, Density Wave Oscillation, Linear Analysis

1. 緒 言

沸騰二相流系での流動不安定現象は、沸騰水型原子炉および蒸気発生器などの開発に伴い、機器の安全性、制御性、性能の低下などの点から重要な問題であり、従来、単一管・多数並列管・少数並列管における実験的および理論的研究^{(1)~(7)}が多く行われてきた。

近年では、LNGによる冷熱発電や超伝導マグネット技術に代表される低温技術の開発が急ピッチで進められており、作動流体である低沸点流体の二相流特性についての研究^{(8)~(11)}の重要性が指摘されているものの、不安定現象については発生時に対症的に対応する場合が多く、その研究量は極めて少ない。

そこで本研究では、作動流体に液体窒素を用いたシェル&チューブ形熱交換器について、垂直および水平配置で二次側流体が水あるいは水蒸気の場合について実験を行い、熱交換器で発生する二相流不安定現象を調べ、同時に線形解析も行った。

2. 実験装置および方法

図1に熱交換器本体を示す。熱交換器は二重円管構造で内径210.7 mmの内管内に20A(外径27.2 mm, 内径22.5 mm)の6本の管群が挿入されており、6本のうち2本は長さ1.5 mと2 mのダ管、4本は1 mの直管となっている。そして、3本あるいは5本を入口側と出口側でU字管を用いて連結し、それぞれ2回Uターン部付4 m管、4回Uターン部付6 m管の実験を行った。なお1.5 mのダ管はバイパスとして使用し、使用しない管については栓をした。

図2に実験装置の概略を示す。一次側流体である液体窒素は貯蔵タンク(2)から、入口ヘッド、流量計(5)を通して管部に流入し、出口より大気へ放出される。二次側流体の水あるいは蒸気は二次側入口よりシェル内に入り、熱交換後二次側出口より出ていく。また熱交換器は、外側シェル内を真空引きすることで断熱した。

実験は二次側流量条件を一定にし、一次側液体窒素流量を変えて行った。その際一次側入口流量、一次側出口温度、一次側入口・出口間差圧などをペンレコーダで記録した。表1に実験条件を示す。

* 昭和60年11月13日 第934回講演会において講演、原稿受付 昭和60年4月26日。

** 正員、九州大学工学部 (〒815 福岡市東区箱崎6-10-1)。

*** 三菱重工業(株) (〒652 神戸市兵庫区和田崎町1-1-1)。

**** 九州大学大学院。

(1) Primary flow inlet (4) Secondary flow outlet (7) Pressure tap
 (2) Primary flow outlet (5) Turbine flow meter (8) Temperature measurement tap
 (3) Secondary flow inlet (6) Straightener (9) Cut off seal valve

図 1 熱交換器本体

(1) Heat Exchanger (5) Turbine Flow Meter
 (2) LN₂ Tank (6) Magnet Pump
 (3) Boiler (7) Subcooler
 (4) Water Tank (8) Insulator
 (9) Pressure Transducer

図 2 実験装置概略

3. 実験結果と考察

3.1 実験 A 図 3 に典型的振動例を示す。図 3 では 30 s 付近までは安定な振動であり、流量振動は小刻みで出口温度振動はない。しかし、流量を増やすと振幅の大きい振動が見られ、その際温度振動も顕著になる。ところで、本実験では一次側流量とその振幅の絶対値の関係から次のように安定境界を定めた。図 4 に流量 W と振幅の絶対値 ΔW_{ave} の関係を示す。流量の少ない所では流量の増加に対する振幅の増加の割合

図 3 典型的振動例 (実験 A)

表 1 実験条件

Experiment	Attitude	No of U-turns	Secondary fluid	Subcooler
A	Vertical	2	Water	X
B	Vertical	4	Water	X
C	Horizontal	4	Steam	X
D	Horizontal	4	Steam	O

が小さいが、あるところで急になっているのがわかる。さらに、図 3 で示したように ΔW_{ave} が急増すると出口温度振動が認められるようになる。よって、これらをもって安定境界と定めた。以上の基準で安定判別図を作成すると図 5 のようになり一次側流量 W_1 が多いほど不安定であることがわかる。二次側流量 W_2 の影響はほとんど見られないが、これは液体窒素の場合、熱通過係数が管内膜沸騰熱伝達係数に支配されるためと考えられる。図 5 では安定境界はほぼ出口クオリティ $x_e=1.0$ の点 (○印) と一致している。つまり、過熱蒸気域ができると系が安定することがわかる。ここで $x_e=1.0$ の点は、一次側出口で流体温度が飽和温度 (-195.8°C , 大気圧) 付近を細かく変動する状態をほぼそれとし、実験的に求めた。さらにクオリティ x ,

一次側熱伝達係数 α_1 の管内軸方向 z に対する分布と流体の通過時間 τ を求めた。エネルギー保存式などから次の式が成り立つ。

$$dx/dz = f\alpha_1 \Delta T P_h / V \rho_l h_{fg} \dots\dots\dots (1)$$

$$d\tau/dz = 1/V \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 V ：流速、 ΔT ：流体温度差、 P_h ：管の周囲長、 h_{fg} ：液体窒素潜熱、 ρ_l ：液体窒素密度である。 α_1 にはGroeneveldの式⁽¹²⁾を用い、これらの式をルンゲ・クッタ法で積分することで求める。 f は補正係数で実験と合わせるために1.3とした。その結果を図6に示す。熱伝達係数が軸方向に大きく変化し熱伝達が下流側に片寄っているのが、電気加熱の場合⁽¹³⁾と大きく異なる点である。次に図7に流量振動の周期 T と通過時間 τ の関係を示す。周期と通過時間の関係はほぼ直線的であり、 $T=3.5\tau$ の関係にあり、この振動が密度波振動である可能性が高い。

3.2 実験 B 図8に典型的振動例を示す。流量の多い場合と、流量の少ない場合に異なる不安定現象が起こっている。低流量側では流量振動が激しく、それにともない出口温度振動も見られるが、差圧振動はほとんど見られない。高流量側では流量振動はそれほど小さくなく、出口温度は飽和温度状態で一定であるが、差圧振動が現れている。これを図9のように流量と振幅の絶対値の関係から調べると、振幅は流量の少ない所では大きいのが、流量が増すにつれていったん減少する。さらに流量が増すと再び増加することがわかる。その結果図9中に点線で示される安定境界を得た。

図10に周期と通過時間の関係を示す。周期が長い所では、多少ばらつきはあるがほぼ一直線上にのっており、 $T=3.5\tau$ の関係にあり、図7の実験Aの場合と同様な結果を得た。なお高流量側不安定では、差圧振

動は流量振動と同位相であり、低流量側不安定では出口温度振動は流量振動と同位相であることがわかった。

3.3 実験 C まず二次側流体として水を用いた実験を行ったが、不安定現象は観察されなかった。そこで、二次側流体として水蒸気を用いて、一次・二次側流体温度差をほぼ300℃とし熱交換量を大きくして実験を行った。この場合、実験A、Bとは著しく異なった流量振動が現れた。図11に典型的振動例を示すが、まず周期の短い振動が起こり、つぎに条件を変えていないにもかかわらず、急に周期の長く振幅の大きい振動に変化している。周期と通過時間の関係は図12(a)に示すとおりであり、観察された振動は3つのモードに分かれる。それぞれのモードは、周期の長いほうから $T_1=2.5\tau$, $T_2=1.25\tau$, $T_3=0.625\tau$ という関係にある。一方、流量とその振幅の絶対値の関係は図13のようになり、これによると低流量側と高流量側で安定であり、その間が不安定領域で3個の振動モ

図4 流量と振幅の絶対値の関係 (実験A)

図5 安定判別図 (実験A)

図6 熱伝達係数とクオリティの軸方向分布 (実験A)

ードが現れることがわかる。このように現れた振動は周期と通過時間の関係により、実験 A, B と同様に密度波振動と考えられ、また 3 個の振動モードは基本モードと高次モードの関係にあると考えられる。

3.4 実験 D この実験では一次側入口に予冷器

をつけて入口配管での熱侵入を軽減した実験を行い、実験 C の結果と比較してみた。図 12(b) にこの実験での振動の周期と通過時間の関係を示す。図 12(a) と比べると、振動モードが 3 個から 2 個に減少しているのがわかる。しかし、流量とその振幅の絶対値の関係は

図 7 周期と通過時間 (実験 A)

図 9 流量と振幅の絶対値の関係 (実験 B)

図 10 周期と通過時間 (実験 B)

図 8 典型的振動例 (実験 B)

図 11 典型的振動例 (実験 C)

図 12 周期と通過時間

図 13 流量と振幅の絶対値の関係 (実験 C)

図 14 のようになり、図 13 と比較すると不安定領域と最大振幅はほとんど変化していない。したがってモードは減っているものの、不安定現象自体は変化しておらず、実験 A～C で多少存在すると考えられる熱侵入の不安定現象に及ぼす影響は小さいと考えられる。なお実験において二次側蒸気の凝縮量を測定した。測定は、凝縮水がある一定量たまるのに要する時間を測定し、これより単位時間に凝縮する水の体積を求める方法を用いて行った。その結果を図 15 に示す。不安定領域での凝縮量の変化は見られず、蒸気凝縮量は一次側流量にほぼ比例する。したがって、本実験の範囲では流量振幅も小さいので振動発生時の伝熱量の変化はあまりないと結論される。

4. 解 析

従来、水やフロンなどに用いていた線形解析コー

図 14 流量と振幅の絶対値の関係 (実験 D)

図 15 一次側流量と蒸気凝縮量

ド (LUSH)⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁷⁾を改良して、実験 C の解析に適用してみた。本解析コードの特徴は Groeneveld の式⁽¹²⁾を用い熱流束分布のある場合に使用できることである。また、伝達関数はルンゲ・クッタ法で管軸方向に積分することで求められる。ここでは簡単に述べるが、詳細は文献(13)を参考されたい。

まず式の導出をするにあたって以下の仮定をした。

- (1) 物性値は飽和温度時の値を用い一定とする。
- (2) 二次側流体の条件は一定とする。
- (3) 一次側では、サブクール部はないものとし、膜沸騰が入口より生じるものとする。
- (4) 均質流モデルを用いる。

均質二相流基礎式 (連続の式、運動量の式、エネルギーの式) をそれぞれ線形化しラプラス変換を施し、変形を重ねることにより、流速、密度 ρ 、圧力 p の軸方向に関する次の 3 式を得る。

$$\frac{\partial \hat{\delta V}}{\partial z} = \frac{1}{T_q} \frac{1 + T_f s}{1 + \gamma + T_f s} \frac{\partial \alpha_1 / \partial V}{\alpha_1} \hat{\delta V} \dots (3)$$

$$V d \hat{\delta \rho} / dz = - \{ (s + \partial V / \partial z) \hat{\delta \rho} + \partial \rho / \partial z \hat{\delta V} + \rho \partial \hat{\delta V} / \partial z \} \dots (4)$$

$$d \hat{\delta P} / dz = - \{ (m r \rho V^{m-1} + \rho / T_q + s \rho) \hat{\delta V} + (g + r V^m + V / T_q) \hat{\delta \rho} + \rho V \partial \hat{\delta V} / \partial z \} \dots (5)$$

ここで、式中の $T_q, \rho_{lg}, T_f, \gamma$ は

$$T_q = 1 / Q q'', Q = \rho_{lg} P_h / (\rho_l \rho_g h_{fg} A_1)$$

$$\rho_{lg} = \rho_l - \rho_g, T_f = A_l \rho_l c_l / (P_h a_2)$$

$$\gamma = \{ (\partial \alpha_1 / \partial \Delta T) (T_l - T_i) + \alpha_1 \} / a_2$$

であり、文字は (1) (2) 式と同様でそれ以外の文字は、

A : 断面積 g : 重力の加速度

$r = K / 2L_0$ K : 圧力損失係数

L_0 : 管の長さ q'' : 熱流束

c : 比熱 s : ラプラスパラメータ,

図 16 解析結果と実験 C の結果との比較

添字は l : 気相, g : 液相, t : 管

1: 一次側, 2: 二次側

を表し, m は摩擦損失の式 $dP_{fric}/dz = -rV^m$ で与えられる指数である。また $\hat{\delta V}$, $\hat{\delta \rho}$, $\hat{\delta P}$ はそれぞれ流速, 密度, 圧力の微小変動のラプラス変換を表す。 α_1 は 3.1 節で述べた方法で求め, α_2 は Nusselt の膜状凝縮の式によった。

この 3 式を軸方向にルンゲ・クッタ法で積分することで出口での $\hat{\delta P}_e$ が求められる。したがって, 伝達関数は $G = (\hat{\delta P}_i - \hat{\delta P}_e) / \hat{\delta V}_i$ (添字 i : 入口, 添字 e : 出口) となる。この伝達関数についてナイキスト軌跡を描くことによって安定判別を行った。

本コードによって得られた解析結果と実験 C の結果との比較を図 16 に示す。安定判別に関しては高流量側が比較的良好に一致する。周期については基本モード, 高次モードともよく一致した結果が得られた。

5. 結 言

液体窒素を作動流体とするシェル&チューブ形熱交換器で発生する気液二相流不安定現象に関して, 熱交換器の配置 (垂直, 水平), 伝熱管の長さ, 二次側流体, および熱交換器入口での熱侵入の有無をパラメータとした実験を行い, 以下の結論を得た。

(1) 垂直配置 2 回 U ターン部付 4 m 管 (二次側水) の場合, 流量が多いほど不安定で, 出口クオリティが 1 になる条件で安定化することがわかった。また振動の周期と通過時間は $T = 3.5\tau$ の関係がある。

(2) 垂直配置 4 回 U ターン部付 6 m 管 (二次側水) の場合には, 高流量側, 低流量側に 2 種類の不安定が観察された。(1) と同様に周期と通過時間の関係は $T = 3.5\tau$ であった。

(3) 水平配置 4 回 U ターン部付 6 m 管 (二次側水蒸気) の場合には, 高流量側, 低流量側では安定で, その間の流量で不安定が観察された。周期と通過時間の関係は $T_1 = 2.5\tau$, $T_2 = 1.25\tau$, $T_3 = 0.625\tau$ であり, 3

個の振動モードが確認された。3 個の振動モードは基本モードと高次モードの関係にあると考えられる。

(4) (3) の方式で一次側入口に予冷器を設置した場合については, 振動モードが 3 個から 2 個に減少したものの, 不安定領域と最大振幅にはほとんど変化がなかった。また二次側水蒸気の凝縮量を測定した結果, 不安定発生時の伝熱量の低下はなかった。

(5) 実験 C に関して線形解析を行ったところ, 振動の周期では基本モード, 高次モードともよく一致した結果が得られた。

実験 A, B については解析を試みたが成功しておらず, 実験で現れた振動が密度波不安定以外のものである可能性を残している。

おわりに, 実験装置の製作に多大な協力を頂いた本学技官 中川清氏に謝意を表す。なお, 本研究の一部は文部省科学研究費補助金, エネルギー特別研究 (1) No. 59040055 の補助を受けて行われたものである。

文 献

- (1) Boure, J. A., ほか 2 名, *Nucl. Eng. Des.*, 25-2 (1973), 165-192.
- (2) 鈴置・ほか 2 名, 機誌, 82-782 (昭 54), 727-732.
- (3) 小沢・ほか 3 名, 機論, 49-448, B (昭 58), 2715-2724.
- (4) Fukuda, K. and Kobori, T., *J. Nucl. Sci. Technol.*, 16-3 (1979), 95-108.
- (5) 鹿毛・ほか 2 名, 九州大学総合理工学研究科報告, 2-2 (昭 56), 87-95.
- (6) Aritomi, M., ほか 2 名, *J. Nucl. Sci. Technol.*, 18-5 (1981), 829-340.
- (7) Fukuda, K. and Kato, A., *J. Nucl. Sci. Technol.*, 21-7 (1984), 491-500.
- (8) Hands, B. A., *AIChE Symp. Ser.*, 75-189 (1979), 177.
- (9) 佐藤, 機誌, 85-759 (昭 57), 165-171.
- (10) 富山・玉田, 低温工学, 15-4 (昭 55), 1.
- (11) 森, 気液二相流に関する研究懇話会資料, No. 18 (昭 58), 17, 日本機械学会関西支部.
- (12) Groeneveld, D. C., *Nucl. Eng. Des.*, 32-3 (1975), 283-294.
- (13) Fukuda, K., ほか 2 名, *Proc. Symp. Two-Phase Flow Dyn., Jpn.-US Seminar*, 1-2 (1984), F 8.

討 論

〔質問〕 成 合 英 樹 (筑波大学構造工学系)

貴実験は密度波振動を想定しておられるようであるが, 振動周期以外にも密度波振動の特徴をあらわすものとして並列管の場合, ヘッダー間差圧が一定であることがある。このような観点からのデータ挙動はどうか。もし差圧が一定でないなら, タンクと出口間の抵抗と, タンク内の空間が作用する振動となるなど, 本

実験体系に依存する振動となると思われるが, いかがか。

〔回答〕 本装置はテスト管 (流量測定部) と, パイパスとの並列 2 流路からなり入口, 出口プレナム間で圧力差が一定である体系であると見なすことができる。しかし条件によっては圧力振動が起こりこの時は確かにご指摘のような状況が起こる。

まず、垂直配置(実験 A, B)の場合、確かに周期が通過時間に比例するという関係があり、密度波振動の一特徴を有しているが、しかし、本文中にも書かれているが、密度波振動であるかどうかは断定するに至っていない。最終的には解析などによって確認できると思うが、今のところこれに成功していない。

次に、水平配置(実験 C, D)の場合現れた振動は密度波振動であろうと考えている。その理由は、(i)上記のような圧力振動は非常に小さい。(ii)周期と通過時間とが比例の関係にある。(iii)密度波振動モデルによる解析で、安定境界、振動周期について大まかな傾向を説明することができる。ということからである。

さて、圧力振動が発生すると確かにタンク内の圧縮性空間や、タンク出口絞り特性が重要な働きをする振動(例えば圧力降下振動)が起こることが予想される。この場合、流量振動は圧力差一定の条件下で起こる、並列流路間の相互干渉によるもの(普通は逆位相)と、系全体の特性によるもの(同位相)とが重畳することが考えられるが、前者のほうが発生しやすい(不安定領域が広い)ことがわかっている^(付1)。したがって、圧力差一定の条件で解析しても安定境界については実験を説明することができる可能性があると思う。

しかしこれらのことは更に検討を要し、著者らも今後更に詳細な研究を行っていくよう計画している。

〔質問〕 竹 中 信 幸 (神戸大学工学部)

(1) 電気加熱と熱交換の場合では熱伝達係数に大

きな違いがあるとのことであるが、それは熱流束一定、壁温一定という条件の違いによるものか、それとも沸騰伝熱形態が異なっているのか。

(2) 解析で均管流を仮定されているが、これは加熱部全体が噴霧流であると仮定することのように思われるが、何か根拠はあるのか。

〔回答〕 (1) 二次側は凝縮伝熱で熱伝達は非常に良い反面、一次側は膜沸騰で、伝熱は悪く、したがって壁温はほぼ二次側温度に等しい、ほぼ壁温一定の条件になっていると考えられる。熱伝達係数分布は図6のようになり、伝熱($\propto$ 熱伝達係数)が下流に傾っているのがこの場合の特徴で、一様熱流束などのような電気加熱系とは非常に異なる。これは伝熱形態が膜沸騰であることに起因している。

(2) 本解析のポイントは、伝熱が膜沸騰で支配されており、圧力損失は均質流モデルを仮定しているところにある。したがって、この二者の妥当性が問題となるが、特に後者については高クオリティ域で精度が悪くなると考えられる。したがって解析の精度を上げるためには噴霧流も含めたモデルを組み込む必要があるが、解析は非常に困難となることが予想される。むしろ、傾向の大まかな把握のためには均質流モデルで十分であると思う。しかし、いずれにせよこの問題は今後の課題となっていくと考えられる(均質流は、断面平均でスリップ零を便宜的に仮想した流れで、実際の流れの状況と必ずしも結びつけて考えなくともよいと思う)。

(付1) Fukuda, K. and Kobori, T., Two-Phase Flow Instability in Parallel Channels, *Proc 6th Int. Heat Transf. Conf.*, 1 FB-17 (1978).