

強制対流飽和沸騰の熱伝達に関する研究 (第2報)

気ほう流の熱伝達

松村博久*・石神重男**・佐藤 俊***

(受理 昭和42年5月31日)

STUDIES ON THE SATURATED-BOILING HEAT TRANSFER WITH FORCED CONVECTION (Report 2) Heat Transfer by Bubble Flow

Hirohisa MATSUMURA*, Shigeo ISHIGAMI**
and Takashi SATO***

In the case of the saturated boiling, the correlation for local heat transfer coefficients is derived for the bubble flow.

As respect to this flow the experiments are carried out for heat fluxes from 2.3×10^4 to 3.4×10^5 kcal/m²h, total mass flow rates from 1.05×10^6 to 2.49×10^6 kg/m²h (inlet velocities from 0.30 to 0.71 m/s), the maximum steam quality 0.01, and atmospheric pressure.

The experimental data agree very nearly with the derived correlation.

1. 緒 言

前報¹⁾では、強制対流を伴う飽和沸騰熱伝達についての従来のおもな整理式と実験値の比較および検討を行ない、蒸気重量率が15~20%以下であつても熱伝達におよぼす蒸気含有量の影響は無視できないという結論を得た。したがつて、蒸気重量率の小さい領域において蒸気重量率と熱伝達の関係を詳細に調べ、蒸気含有量が熱伝達にどのような影響を与えるかを知る必要がある。

本報告では、実験的研究の第1段階として、蒸気含有量の比較的少ない範囲、すなわち流動様式で区分すれば気ほう流の熱伝達についての実験を行なつたのでその結果を述べる。また、熱伝達の整理式については、前報で述べた飽和沸騰熱伝達の区分である核沸騰領域および強制対流領域の2領域を個々に取扱わないで、佐藤-松村²⁾の報告している強制対流表面沸騰熱伝達の整理式を飽和沸騰熱伝達の整理まで拡張することを試みた。

2. 実験装置および実験方法

実験装置の概略を図1に示す。使用液体はイオン交

換式純水製造装置で作つた比抵抗が $10^6 \Omega\text{-cm}$ 以上の純水である。液体温度は貯水タンク内に設置してある2 kw および1 kw の電気ヒータならびに都市ガスの燃焼により加熱する予熱器で調節する。液体の流量は流量調節弁で制御し、浮遊式流量計で測定する。測定部本体では蒸気ほうを発生して気液二相流になるので、その出口には気水分離器を取付けてある。液体は気水分離器から貯水タンクに直接かえされるが、蒸気は熱交換器を 通つて凝縮水が貯水タンクにもどされる。

測定部本体は詳細を図2に示すごとく、伝熱管を内管にし、樹脂管を外管とした二重管で鉛直に支持され、流体は環状流路を上向きに流れる。内管はエレマ発熱体を内蔵した外径15.8 mm、肉厚1.2 mmの銅管であり、外管は内部の現象を観察できるように内径30.8 mm、肉厚4.5 mmの透明アクリル樹脂管を用いてある。エレマ発熱体は直径10 mm、全長550 mmであるが、発熱部は中央の260 mmである。エレマ発熱体により間接加熱を行なつている伝熱管としての260 mmの銅管の両端には、軸方向の放熱をできるだけ少なくするために、熱伝導率が銅の約1/20である外径17.0 mm、肉厚1.4 mm および長さ120 mmのステンレス鋼管を伝熱管支持管として溶接してある。

伝熱管表面温度8箇所および流体温度4箇所の測定は、直径0.25 mmの銅-コンスタンタン熱電対を使

* 鹿児島大学工学部機械工学第二教室・助教授

** 鹿児島大学工学部機械工学第二教室・教授

*** 京都大学工学部機械工学教室・教授

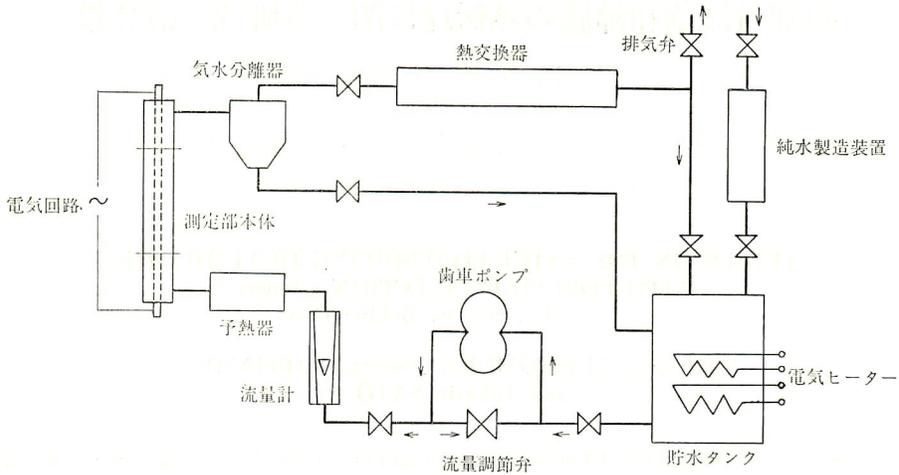


図1 実験装置概略図

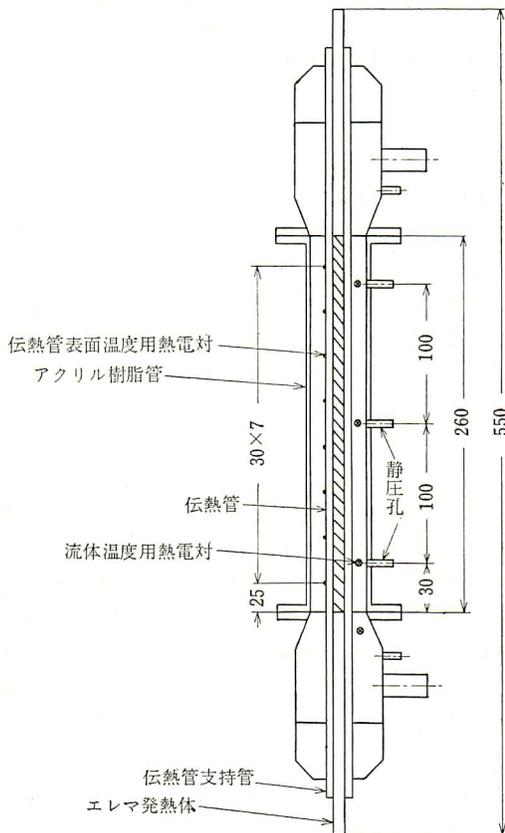


図2 測定部本体詳細図

用し、飽和温度の決定は静圧より行なうので、その静圧測定は5箇所で行なつた。熱負荷の算定のためには

供給電力を測定すればよいので、電気回路に電流計、電圧計および力率計を結線した。供給電力の制御は14 KVA のスライダックスによつて行なつた。

なお、本実験では蒸気体積率の測定装置が用いられなかつたので、気ほうの移動速度はカメラによる撮影の露出時間を変化させ、フィルムに写つた気ほうの移動軌跡の長さから算定した。

3. 予備実験

3.1. エレマ発熱体による伝熱管の加熱

本実験を行なう前に予備実験としてエレマ発熱体による伝熱管の加熱状態を調べてみた。予備実験装置の概略を図3に示す。本実験に用いた伝熱管としての銅管の長さは260 mm であるが、予備実験には伝熱管の支持のために長さは280 mm にして、両端の各10 mm は断熱材にて水槽に固定してある。伝熱管表面の温度測定用熱電対は本実験に使用したものと同じ直径0.25 mm の銅-コンスタンタンを長手方向に50 mm 間隔で5箇所を設置した。

予備実験結果の例として、発熱量0.16, 0.60 およ

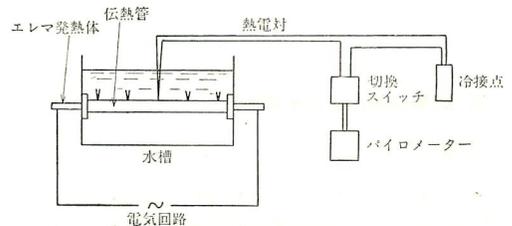


図3 伝熱管加熱の予備実験装置の概略図

び1.2 kw の場合の伝熱管表面の温度分布を図4に示す。ただし、縦軸が伝熱管表面の温度および横軸が伝熱管長手方向の位置を表わし、パラメータとして発熱量を示している。

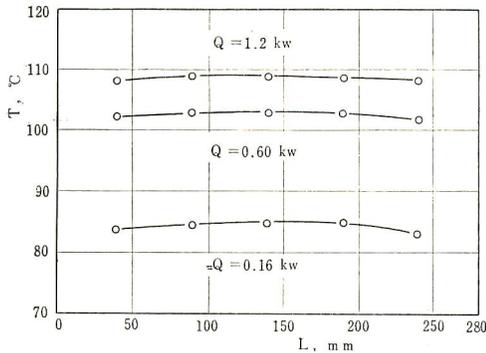


図4 伝熱管表面の温度分布の例

図4にみられるように、伝熱管の両端が中央部に比較して温度がわずかながら低くなっているが、これは実験装置の都合から伝熱管の両端を支持するために断熱材で固定してあるけれども、軸方向の外部への放熱およびエレマ発熱体の発熱部と非発熱部との境界近くであるための発熱量の減少などのためと思われる。しかしながら、この結果より伝熱管の両端部分約50 mmを除けば伝熱管は一樣に加熱されているので、少しの誤差を許容するならば伝熱管全面での熱負荷は一定とみなして取扱つてもさしつかえないことが認められた。

3.2. 非沸騰時の熱伝達

沸騰の実験を行なう前に実験装置の精度を確かめる意味で、非沸騰時の強制対流熱伝達の実験を行なつた。温度分布の一例として、質量速度 $2.10 \times 10^6 \text{ kg/m}^2\text{h}$ (流速 0.61 m/s) で熱負荷 9.28×10^4 および $1.17 \times 10^5 \text{ kcal/m}^2\text{h}$ の場合を図5に示す。一般に用いられている二重管の内管加熱の場合にたいする熱伝達の整理式³⁾

$$Nu = 0.021 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{0.45} Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_l}{\mu_w} \right)^{0.14} \dots\dots (1)$$

ここに、

D_1 : 内管外径, m

D_2 : 外管内径, m

Nu : ヌセルト数

Pr : プラントル数

Re : レイノルズ数

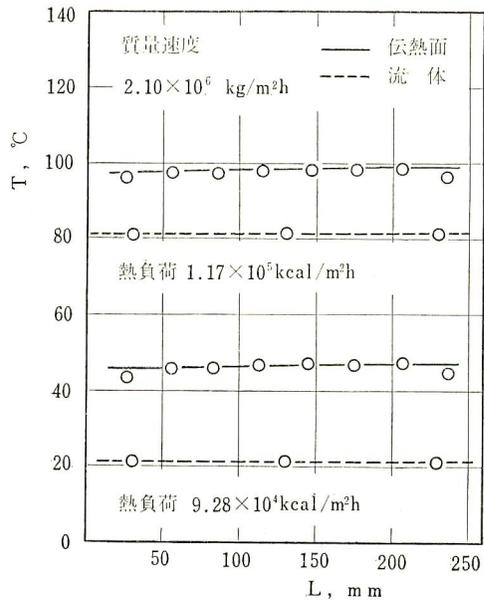


図5 非沸騰時の温度分布の一例

μ_l : 液体の粘性係数, kg/mh

μ_w : 壁面温度の液体の粘性係数, kg/mh

を使つて整理したのが図6であるが、これらの結果から、ここで行なつた実験範囲内では精度的にはほぼ良好であることが確認された。

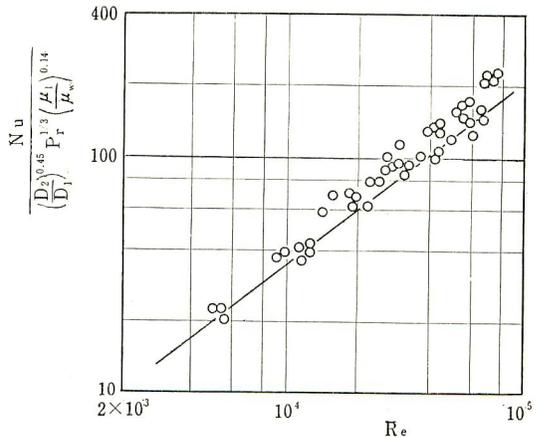


図6 非沸騰時の強制対流熱伝達の整理

4. 実験結果および整理

沸騰時の実験における伝熱管表面温度、流体温度および液体の飽和温度の測定部軸方向にたいする分布の一例を図7に示す。図5の非沸騰時の伝熱面の温度分

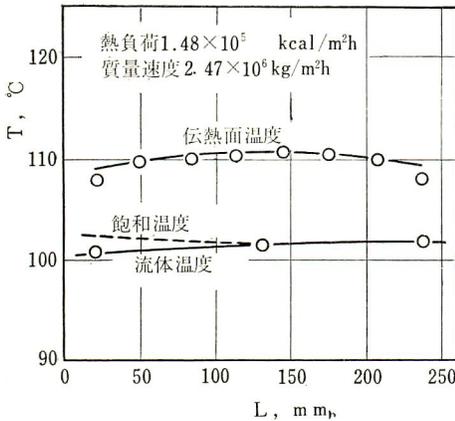


図7 沸騰時の温度分布の一例

布と同様に、図7の伝熱管両端部の表面温度は熱伝導による外部への放熱などによりやや低くなっている。

図8は熱負荷と過熱度の関係を表わしている。蒸気含有量の影響を無視しているので、表面沸騰における熱負荷と過熱度の関係のように質量速度の影響は明確でない。熱負荷および過熱度の両方が大きい範囲では、伝熱管の軸方向にたいして場所的にほとんど差異はないが、熱負荷および過熱度の両方が小さい範囲については、伝熱管の軸方向の測定場所が上流側よりも下流側の方が同一熱負荷にたいして過熱度がいくぶん小さくなっている。このことは伝熱管下流側ほど管路

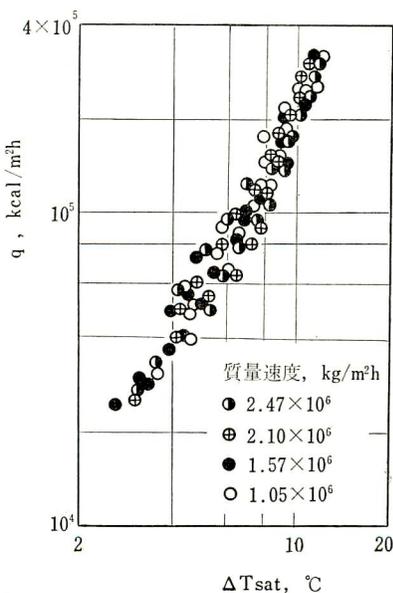


図8 熱負荷と過熱度

の蒸気含有量が多くなっているために、流体の速度が上流側よりもいくらか加速されており、熱伝達率がその割合だけ良好になつていることが考えられる。

佐藤-松村²⁾の強制対流表面沸騰熱伝達の整理式

$$q_{cal} = 4.50 e^{P/20} \Delta T_{sat}^{3.6} + 0.021 \frac{\lambda}{De} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{0.45} Re^{0.8} Pr^{1/3} \times \left(\frac{\mu_l}{\mu_w} \right)^{0.14} (\Delta T_{sat} + \Delta T_{sub}) \dots\dots\dots (2)$$

ここに、

De : 水力相当直径, m

P : 系の圧力, ata

q_{cal} : 計算による熱負荷, kcal/m²h

ΔT_{sat} : 過熱度, °C

ΔT_{sub} : サブクーリング, °C

λ : 熱伝導率, kcal/mh°C

からの熱負荷の計算値と実験値の比較を図9に示す。図中の実線は実験値と計算値が一致した値を表わすが、実験による熱負荷が大きくなるにしたがつて計算による熱負荷は実験値よりも小さくなっている。このことは質量速度の小さいほど顕著に表われる。いいかえれば、同一熱負荷にたいして流速の小さいほど蒸気含有量は多くなるので、表面沸騰の状態より異なつた伝熱機構になることを意味している。

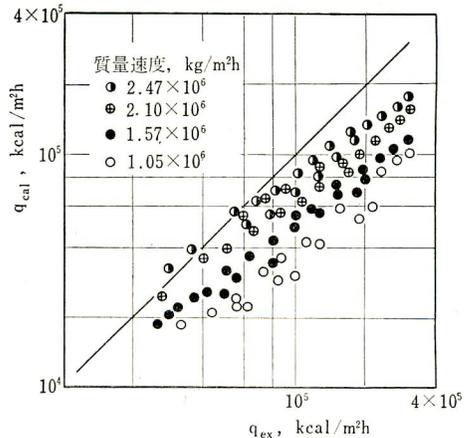


図9 (2)式と実験値の比較

図10は熱伝達率と蒸気重量率の関係を示す。蒸気重量率が増加するにしたがつて熱伝達率は上昇し、同じ蒸気重量率にたいしては質量速度の大きいほど熱伝達率は良好となつている。

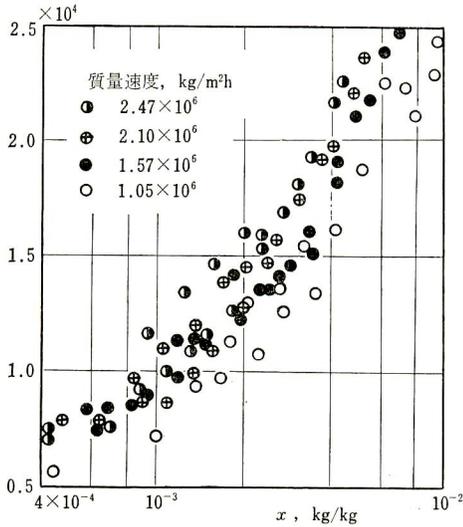


図10 熱伝達率と蒸気重量率

図8～図10の結果から(2)式を飽和沸騰の整理にまで拡張することを考える。飽和沸騰においても蒸気含有量があまり大きくなければ、(2)式の右辺第1項は表面沸騰の場合とほとんど変わらずに、蒸気含有量の変化は流体の速度にのみ影響すると仮定する。対流熱伝達は気体にくらべて液体が非常に良好なので、流速の変化は液体を主体に考慮すればよい。したがって、(2)式のレイノルズ数 Re にたいして相当レイノルズ数 Re' を用いる。

$$Re' = \left(\frac{1-x}{1-f_d} \right) Re \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここに、

f_d : 蒸気体積率, m^3/m^3

x : 蒸気重量率, kg/kg

気体と液体の速度比、すなわちすべり比 S はつぎの関係で表わされる。

$$S = \frac{u_g}{u_l} = \left(\frac{x}{1-x} \right) \left(\frac{v_g}{v_l} \right) \left(\frac{1-f_d}{f_d} \right) \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここに、

u : 速度, m/s

v : 比体積, m^3/kg

添字; g : 気体, l : 液体

したがって(4)式を変形すると、

$$\frac{1-x}{1-f_d} = \left[\left(\frac{v_g}{v_l} \right) \frac{1}{S} - 1 \right] x + 1 \quad \dots\dots\dots (5)$$

すなわち、強制対流飽和沸騰熱伝達の整理式は、(2)、

(3) および (5) 式から

$$q_{cal}' = 4.50 e^{P/20} \Delta T_{sat}^{3.6} + 0.021 \frac{\lambda}{De} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{0.45} \times \left\{ \left[\left(\frac{v_g}{v_l} \right) \frac{1}{S} - 1 \right] x + 1 \right\}^{0.8} Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_l}{\mu_w} \right)^{0.14} \Delta T_{sat} \quad \dots\dots\dots (6)$$

(6)式から計算による熱負荷を出すには蒸気重量率とすべり比の一般的関係を知る必要がある。図11は写真観察による実験結果である。写真観察のために蒸気含有量が多くなるとそれぞれの気ほうの不明確となつたり、気ほうの移動軌跡が他の気ほうの移動軌跡と重なつたりするので、精度の悪い実験結果であるが、定性的傾向をみるためには十分と考える。図11には鉛直長方形管路を用いて大気圧下における空気-水の上向流での Petrick⁴⁾ の実験値および西野-山崎⁵⁾ の整理式である(7)式も示してある。

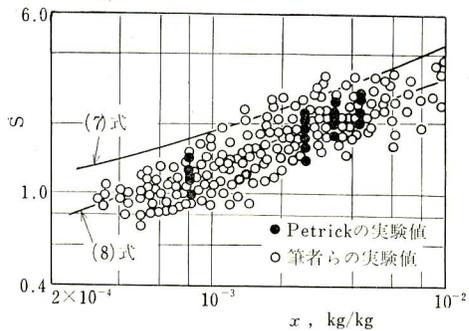


図11 蒸気重量率とすべり比

$$S = \frac{1}{2} \left[1 + \sqrt{4 \left(\frac{x}{1-x} \right) \left(\frac{v_g}{v_l} \right) + 1} \right] \quad \dots\dots (7)$$

図11の蒸気重量率とすべり比の関係を近似的に(8)式とおけば、(6)式より実験条件に応じて熱負荷の計算値が算出できる。

$$S = 1.12 \left[\left(\frac{x}{1-x} \right) \left(\frac{v_g}{v_l} \right) \right]^{0.37} \quad \dots\dots\dots (8)$$

(6)式による熱負荷の計算値と実験値の比較を行なつたのが図12である。質量速度の影響がわずかにみられるが、蒸気重量率にたいするすべり比を近似値として用いていることなどから、だいたい良好な整理結果を得た。

5. 結 論

強制対流表面沸騰熱伝達の整理式において、蒸気含

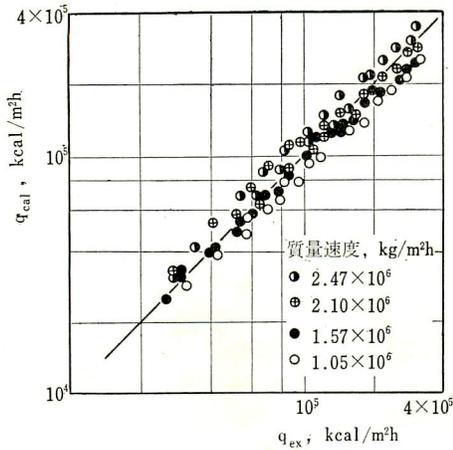


図 12 (6) 式と実験値の比較

有量の影響は流体の速度にのみ変化を与えると仮定し、飽和沸騰熱伝達の整理まで拡張を試みた結果、良好な強制対流飽和沸騰熱伝達の整理式(6)式を導いた。したがって、強制対流を伴う沸騰熱伝達において、表面沸騰から飽和沸騰にいたるまで、同じ整理式が用いられることが確認された。

ここで取扱った範囲は、飽和沸騰時の蒸気含有量の

比較的少ない気ほう流のみであるので、今後は蒸気重量率の非常に大きい場合の熱伝達の整理式についても検討してみる。

終りに、実験に協力された池田拓男、中原義毅の両君に謝意を表わします。

本報告は日本機械学会関西支部 第42期 定時総会講演会(昭和42年3月18日)にて講演したことを付記する。

文 献

- 1) 松村：強制対流飽和沸騰の熱伝達に関する研究(第1報)従来の熱伝達の整理式に対する検討，鹿児島大学工学部研究報告，8(1967-9)，1.
- 2) 佐藤・松村：強制対流表面沸騰の熱伝達について，日本機械学会論文集，28，195(1962-11)，1542.
- 3) O. Walger：Wärmeübergang in Ringförmigen Strömungsquerschnitten，Chem.-Ing.-Tech. 25(1953)，474.
- 4) M. P. Petrick：Investigation of Two-Phase Air-Water Flow Phenomena，ANL-5787(1958-3).
- 5) 西野・山崎：沸騰系における蒸気体積率の新推算法，日本原子力学会誌，5，1(1963-1)，39.