側がこのような流れの条件にあることはほとんどなく、多くの場合もつとはげしいかく乱を受けているから空気含有率の倍率はこんなに大きくなることはなく、これは最悪の極限とし考えるべきものであろう。

7. む す び

空気含有率は水膜表面において空気含有率が十分小さいとき倍になる。

$$M = \frac{2\rho'}{\rho} \cdot \frac{1}{1 + \frac{3(1+4S_c)}{1+S_c} \cdot \frac{r\mu}{\lambda'(T_\infty - T_0)}} \quad \dots\dots\dots (19)$$

すなわち低温、低圧になるほどその害が甚しく、蒸気と壁との温度差が余り大きくないときは、その温度差が大きい方が害が大きい。

注：一

- (1) 昭和 25 年 9 月 18 日 機械学会講演会(東京)において講演, 原稿受付 昭和 25 年 9 月 20 日.
- (2) 正員, 東京大学第一工学部.
- (3) W. Nusselt, Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes Z. VDI., Bd. 60(1916) S. 541/546, 569/575.
- (4) E. Schmidt u. W. Beckmann, Das Temperatur und Geschwindigkeitsfeld von einer Wärme abgebenden senkrechten Platte bei natürlicher Konvektion. Forschung, Bd. 1 (1930) S. 341, 391.

水の沸騰について(水平伝熱面における気ほうの発生)⁽¹⁾

山縣 清⁽²⁾, 平野富士夫⁽³⁾, 西川兼康⁽⁴⁾, 松岡久光⁽⁵⁾

Investigation of Boiling of Water (Generation of Vapour Bubbles on the Horizontal Heating Surface)

by Kiyoshi YAMAGATA, Fujio HIRANO, Kaneyasu NISHIKAWA and Hisamitsu MATUOKA

In order to investigate the mechanism of bubble formation in nuclear boiling, we have taken many photographs of bubbles on a horizontal heated plate by using the lens system and optical box of oscillograph, and at the same time we have measured by thermocouples the temperature of a heated flat plate and the temperature distribution from the surface of plate to the water level.

The conclusions are shown as follows:

(1) The type of bubbles are classified into four i. e. sphere type, bell type, couple type and tandem type. (The former two are simple bubbles and the latter two multiple bubbles)

In case of distilled water, the rate of generating simple bubble decreases with increase of heat flux, and in case of city water, it is about 100% independent of heat flux.

(2) The duration of adhesion of bubble to a surface is almost proportional to the cubic root of diameter of bubble leaving the heating surface.

1. 緒 言

沸騰液体の熱伝達は、熱工学の分野において最も研究の遅れておる部門であつて、これまで多くの人々によつて行われた研究結果も非常にまちまちであり、設計に利用できるほど系統づけられていないのである。沸騰現象の研究の困難な理由は、流体力学的運動、熱伝達、表面現象、液体から気体への相変換等を包括する複雑な現象である上に、再起性のない点にある。本研究の目的は要するに、沸騰の場合の熱伝達係数 α を求めることである。そのためにまず水の沸騰に関する伝熱機構を明らかにし、現象の各段階における主要因子をおさえ、各段階における熱伝達係数の値を測定し、ひいては実際の蒸気ボイラの条件における相似則を確立せんとするものである。本報告は、水の核沸騰領域

に主眼を置き、主として常圧において水平伝熱面より発生する気ほうの性格について吟味したものである。

2. 沸騰の様相とその性格

ガラス容器に常温の水をいれて、下から電熱器で加熱するとまず水の密度の相違による自由対流が起る。しかしてこの場合には、水の自由表面からの蒸発は無視し得る程度で、この段階において α に影響を及ぼすものは液体の温度と液体の流動状態で、この三者が互に三角関係にあり、この関係は流体力学的に原理的には解くことができる。加熱の程度が増すと水の自由表面からの蒸発が盛になつて来て、これが液体の流動状態および液体の温度に影響を及ぼし、間接的に α と関係をもつようになる。次の段階においては、この自由表面からの蒸発のみでは与えられた熱負荷をまかない

きれなくなつて核の発生すなわち伝熱面に気ほうを発生し、いわゆる核沸騰の様相を呈する。この段階においては液体の流動状態、液体の温度のみならず核の生成が α に直接の関係をもつておる。なお液体の流動状態と温度は水の自由表面よりの蒸発により影響を受け、さらに核の生成および気ほうの移動が互に関係しあい、これらはそれぞれ液体の流動状態および液体温度に直接間接の影響を及ぼすのである。さらに加熱の度合を増すと、気ほうの発生点の数が増くなり、遂に伝熱面を蒸気の膜で覆い、いわゆる膜沸騰の領域に移行するのである。この段階においては、 α と液体の流動状態および液体温度との直接の関係はきれて、 α に直接の影響をもつものは、伝熱面の表面を覆う蒸気膜と蒸気膜の表面からの気ほうの移動である。以上の沸騰の全領域の熱伝達係数 α と液体と伝熱面の温度差

第1図 沸騰伝熱の一般状況
(q ; 伝熱面熱負荷)

$\Delta\theta$ の関係を図示すると第1図のごとく、核沸騰の領域までは $\Delta\theta$ が増すと α が増すが、膜沸騰の領域に移ると、 $\Delta\theta$ が増すとかえつて α が減少する。これは蒸気膜の生成により熱抵抗が増大するためである。

かくのごとく核沸騰と膜沸騰とは伝熱機構が全く異なつておるのであるから、核沸騰から膜沸騰に移る臨界温度差 $\Delta\theta_{\max} (^{\circ}\text{C})$ を知ることは重要なことであるが、いろいろな人々の測定結果⁽⁶⁾を参照すれば、 $\Delta\theta_{\max}$ と液体の沸騰温度 $T_B (^{\circ}\text{K})$ との間には、 $\Delta\theta_{\max}/T_B \approx 0.1$ なる関係のあることが見出される。

沸騰液体の熱伝達は気ほう発生機構を明らかにしないことには、その全貌を明らかにすることは不可能である。そのためには気ほうの発生が熱伝達係数およびそれに影響を及ぼす諸因子といかなる関係にあるかを明らかにし、それらの一つ一つの関係について研究を進めていかなければならぬ。以上の考察はこの研究の方針を明らかにせんがために行つたものである。

3. 実験装置

1. 加熱器の構造 伝熱面熱負荷の変化による気ほう発生状態の変化あるいは熱伝達係数を測定するためには、既知の熱負荷を与えうるような加熱器が必要で

われわれはこの目的のために第2図に示したとき構造の加熱器を製作したのである。第2図において a と書いたのは直径10 cmの伝熱板で、実験中気ほうは主としてこの面より発生する。伝熱面の表面温度を測定

第2図 加熱器

第3図 実験容器

するためその側方に小穴 g (直径2 mm, 奥行き3.5 cm および2 cm)を2箇所あけ、そこに熱電対を挿入し、周囲の水がその穴に侵入するのを防ぐためにコロジョンまたはパテで封入した。 b はニッケルクロム線で図のごとく切り抜いた黄銅板 d の端を折立ててそれに磁製の小円筒をはめ込み、これにニッケルクロム線を巻き付け、加熱器の側壁 i にはんだ附した黄銅の小円筒に挿入した導線 h によつて電源に接続される。加熱器の側壁 i および底面 j はすべて黄銅製である。 e はアスベスト板で、 e は側壁 i および底面 j を通つての熱の流れをできるだけ妨げるために挿入したガラス綿である。

2. 実験装置 実験容器は第3図に示したごとく上述の加熱器を水を入れたビーカー d の中に入れ、上部はゴム板 c で密閉する。これをさらに水をいれた大きなビーカー e に入れ、 e と d との間の水の温度を 100°C 近くに保つことによりビーカー d の側面よりの熱損失を防ぐようにした。またゴム板 c の上にはガラス綿 i を置き、この部分よりの熱損失を僅少にした。 b は伝熱面の表面温度測定のための熱電対、 h は e と d との間の水の温度測定のための熱電対、 g は伝熱面より蒸気部までの温度分布測定のための熱電対挿入口である。 f は蒸気取出口で、ここから発生蒸気を凝結器に導き、その凝結水量より発生蒸気量を測定した。なお、蒸気取出口より凝結器までの間の導管はその途中で蒸気の凝結するのを防ぐため十分な保温を行つた。

伝熱面を離脱する時の気ほうの最大直径と気ほう発生頻度の測定は第4図のごとくして行つた。すなわち加熱器の後部に光源をおき、伝熱面離脱時の発生気ほうの像を凸レンズを通して拡大し、電磁オシログラ

第4図 実験装置

フの光学面に投影し、スリットを通して回転円筒に巻き付けたオシロ・ペーパーの上につきつぎと発生する気ほうの像を連続的に記録した。気ほうの拡大率は別に直径を正確な寸法に仕上げた検定棒を気ほうと同様の方法で撮影することにより求めた。

4. 気ほうの諸型式

上述の方法により、オシロ・ペーパーに撮影した気ほうを見ると、第5図にその数例を示したごとくいろいろの型式のものがあがるが、第6図に示したとき大体4種類に分類することができるようである。すなわち大体球形の気ほうがつぎつぎとあらわれる球型

球型
型鐘型
型く親子
型不連続泡
型龍巻型
型

第5図 気ほうの写真

第6図 気ほうの形状

(S), つり鐘形の気ほうのあらわれる鐘型(B), 大きな気ほうと小さな気ほうが対になってあらわれる親子型(P), 二三の気ほうが対になってあらわれるともみられるくし型(T)に分類され、さらにおのおのは息付をせず連続的に気ほうの発生するC型と息付をして不連続的に気ほうの発生するD型に分けられる。しかしS型とB型を一括して単一ほう, P型とT型を一括して複合ほうと名付けると, 単一ほうは境界層の流動状態の乱度が小さい場合に発生し, 複合ほうは乱度の大きい場合に発生すると考えられるから, 複合ほうの発生する割合を仮に発ほう乱度と名付ける。なお核沸騰領域において伝熱面熱負荷がある限度を越えると, 液体が回転運動をなす流動を生じ, 龍巻状の沸騰を生ずる。この場合には第5図の写真からわかるごとく気ほうは普通の場合のごとく断続して発生せず, 一つの連続蒸気柱を形成し, しかもこの龍巻は一つでなく, 二つあるいはそれ以上発生し, さらにそれらが互に干渉しあうこともある。

実験は伝熱板として, 銅板, 黄銅板, 洋銀板の3種, 液体は蒸留水と水道水とにつき, 伝熱面熱負荷を変化させて行つたのであるが上記3種の伝熱板につきとつた記録全部について, 蒸留水と水道水とに分けて各熱負荷ごとに上記の気ほうの諸型式のあらわれる比率を表にすると第1表のごとくなり, この表により単一ほうの発生する比率と熱負荷との関係を図示したのが第7図で, 蒸留水の場合には熱負荷が増すほど単一ほうの発生する比率が減少し, しかも水道水の場合に比しその比率が非常に小さいことがわかる。これは恐らく蒸

第1表

熱負荷(w)	気ほう型	単一ほう		複合ほう		単一ほう比率
		S	B	P	T	
蒸留水	60	0.00	0.83	0.00	0.17	0.83
	80	0.14	0.40	0.03	0.43	0.54
	100	0.15	0.10	0.54	0.21	0.25
	120	0.06	0.10	0.33	0.51	0.16
	140	0.04	0.12	0.17	0.67	0.16
	160	0.09	0.07	0.64	0.20	0.16
	180	0.00	0.00	0.45	0.55	0.00
水道水	40	1.00	0.00	0.00	0.00	1.00
	60	0.75	0.25	0.00	0.00	1.00
	80	0.98	0.02	0.00	0.00	1.00
	100	0.84	0.08	0.08	0.00	0.92
	120	0.56	0.33	0.00	0.11	0.89
	140	0.93	0.00	0.07	0.00	0.93

注: 加熱電力 100W = 伝熱面積負荷 10940 kcal/m²h

第7図 単一ほう比率と加熱電力との関係

留水の場合には気ほうの発生点の位置が移動し易く、熱負荷が増すほど気ほう発生点の数も多く、そのかく乱効果その他により流動状態が乱されてくる効果が大なるためである。水道水の場合には単一ほうがほとんどであるが、これは一度気ほうが発生するとその場所に湯垢が形成され、そのために蒸留水の場合に比し気ほうの発生点の位置が移動し難く、すなわち湯垢の形成された点が核の発生に好都合な点となり、一度発生した点よりつぎつぎと気ほうが発生し流動状態の乱度が小さく、安定な流動状態が生じ易いためである。

次に息付をする不連続ほうがあらわれるのは気ほうの発生による作用領域（この気ほう発生に影響を及ぼすと考えられる液体の領域）あるいは伝熱面の温度低下に対する熱の補給の不十分であることに起因すると考えると、熱伝導率の小さい伝熱板を用いるほど不連続ほうの発生する比率が多いはずである。そこで連続ほうのあらわれる比率を仮に発ほう安定度と名付け、上記3種の伝熱板ごとに発ほう安定度をみると、大体予期の傾向を有するが、いまだこれだけでは何とも言えず、さらに考究を要すると思われる。

5. 発生気ほうの直径と発生頻度

いまほとんど同じ直径の単一ほうが連続的に発生している場合のその気ほうの作用領域の液体の温度変化を考えると、第8図のごとく気ほうが発生すると気ほうの成長による蒸発の潜熱を奪うため、この領域の温

第8図 作用領域の温度変化

- θ_L : 液体の沸騰温度
- θ_0 : 気ほう離脱時の作用領域の液体温度
- θ_1 : 気ほう発生時の作用領域の液体温度
- T' : 発生期の周期
- T'' : 休息期の周期
- d : 伝熱面離脱時の気ほう直径

度が漸次低下するが（この期間を発生期と名付ける）気ほうが伝熱面から離れるとその領域の温度は作用領域外の液体およびその作用領域に属する伝熱面から熱の補給を受けて上昇し初め、温度が気ほう発生に十分な過熱度に達すると（この期間を休止期と名付ける）再び気ほうが発生し初め、作用領域の温度が低下する。連続ほうの場合には、つぎつぎとこのような経過を繰り返すに違いない。

M. Jakob は、この発生期と休止期を一括した全周期を考え、自己の実験結果より気ほうが伝熱面を離脱する時の最大直径 d と気ほう発生頻度 ν の積が伝熱面熱負荷および液体の種類にかかわらず一定であるという法則を導いているが、 $d\nu$ の値は液体の流動状態および液体から気ほうへの蒸発の割合によつて支配されるに違いないのである。球型連続ほうの場合には、これらは平均として大体一定であろうから、 $d\nu =$ 一定となるであろう。そこでわれわれの実験結果から球型の連続ほうにつき、M. Jakob の手法にならい、気ほうが伝熱面を離脱する時の最大直径と気ほう発生頻度を実測して、おのおのの伝熱面熱負荷につき気ほう直径および発生頻度の頻度曲線を取り、これより最大頻度の気ほう直径と発生頻度を図示したのが第9図

第9図 球型ほうの伝熱面離脱時の気ほう直径と発生頻度との関係

で、Jakob の測定の結果と比較してある(7)。すなわちこれらの点は大体一本の双曲線形の曲線上にのつてくる。しかし上述のB型、P型、T型はこの曲線から著しく外れてくるし、しかもこれらの型式の気ほうは流動状態が乱れてくると発生気ほうの大部分の割合を占めてくるのであるし、また伝熱面熱負荷がある限度を越えると、前述の龍巻状の沸騰が不定期にしかも間けつ的に起るのであるが、このような場合には $d\nu =$ 一定なる法則はたとえ平均としても成り立たなくなるのである。

しかして気ほう発生頻度および伝熱面離脱時の気

ほうの最大直径としては, M. Jakob のごとく最大頻度のものをとらず一つ一つの気ほうにつき直径と発生頻度をとる方がよいと考えられるが, こうすると実験点は非常にちらばってくる. そこで発生期の周期と気ほう直径を一つ一つの気ほうにつき測定し, 対数目盛によりそれらの関係を図示すると第10図のごとく, 大体一本の直線の上のにつて来, その直線のこう配は約

第 10 図 伝熱面離脱時の気ほう直径と発生期の周期との関係

1/3 である. しかし M. Jakob の文献⁽⁸⁾にあらわれる実測値もやはりその直線の上のにつてくる. 休止期の方は, 液体の流動状態によりその周期が大きく影響をうけて発生期の場合のごとき簡単な法則は見出されなかった.

要するに, 気ほうの発生の頻度および形状を支配する主な因子は液体の流動状態と液体から気ほうへの蒸発速度に違いないのであつて, 流動状態は境界層における温度分布による屈折異常を利用して流動状態の写

真をとることにより, 蒸発速度は表面張力の異なる液体を用いて発生気ほうとの関係を究明する考えである.

6. 結 論

以上の実験により得た結果を総括すれば,

1. 水の沸騰に際してあらわれる気ほうには, 球型鐘型, 親子型, くし型(前二者単一ほう, 後二者複合ほう)の4種類の型式があり, 単一ほうの発生する割合は, 蒸留水の場合には伝熱面熱負荷が増すほど小となり, 水道水の場合には伝熱面熱負荷にほとんど無関係に 100%である.

2. 発生期の周期は伝熱面熱負荷のいかにかわらず, 伝熱面離脱時の気ほうの最大直径の 1/3 乗にほぼ比例する.

なお本研究は文部省自然科学研究費の補助により行つたものである. また気ほうの写真撮影に至るまでには, 九大機械下村龍太郎君, 山内修君, 野坂正治君を煩わした. ここに謹んで御礼を申し述べる.

注: 一

- (1) 昭和 25 年 4 月 7 日 機械学会第 27 期定時総会講演会において講演, 原稿受付 昭和 25 年 5 月 25 日.
- (2), (3), (4), (5) 正員, 九州大学.
- (6) Mc. Adams; Heat Transmission (1942) p.315, Thomas B.Drew and Alfred C. Mueller; Am. Inst. Chem. Engr., Trans. (1937) p.464.
- (7), (8) M.Jakob; Mech. Engg. (1936) p.648.

加熱管内油の温度分布・速度分布ならびに圧力こう配に対する数値解法 (第3報)⁽¹⁾

浅尾晴海⁽²⁾, 石井 玄⁽³⁾.

Numerical Solution of Temperature and Velocity Distribution and Pressure Gradient of Oil in Heating-pipe (Rep. III)

by Harumi ASAWO and Gen ISHII

We have calculated numerically temperature distribution, velocity distribution and pressure gradient of castor oil which flows in a stream-line flow inner heating-pipe of a constant temperature.

The method of numerical solution is same as that of the oil cooling pipe, Rep. II. The author's method for partial differential equations is to extend the idea of Simpson's integral for ordinary differential equations, and this idea is that to approximate a small part of curve by parabola.

Moreover, we have calculated mean temperature t_m °C of oil in cooling pipe and heating pipe, where mean temperature means that of mixed oil which issued from the pipe. And these author's resultants were compared with Nusselt's and Yamagata's result, assuming that the viscosity of oil is constant.

For this compaxison of these results, we have taken dimension-less groupe

$$\theta_m \equiv (t_i - t_m) / (t_i - t_w)$$

as a mean temperature.