Fig. 3.11  $\Delta p/l_H$  による整理

$$\text{あるいは } q_{BO} = \frac{d \cdot \rho}{4} \cdot L \frac{(1 - \alpha_{vm})}{G} \cdot \frac{dp}{dx} \quad \dots (3.5)$$

(3.5) 式において  $dp/dx$  は局所的な値をとるのであるが、仮に  $dp/dx = A(P_{in} - P_{exit})/l$  であらわされるとすると(3.5)式は次のようになる。

$$q_{BO} = A \frac{d \cdot \rho}{4 \cdot l} \cdot L \frac{(1 - \alpha_{vm})}{G} (P_{in} - P_{exit}) \quad \dots (3.6)$$

但し  $A$  は定数である ( $\Delta p$ , 形状により定められる)  $q_{BO}$  が局所的値に左右される場合  $\Delta p = (P_{in} - P_{exit})$  のような平均値でそれを表現することは妥当ではないかもしれないが、傾向としてみることはできると考えられる。そうすると Fig. 3.10 にみられるように  $q_{BO}$  は  $\Delta p$  に対し直線的に変化していることが理解される。(ただしこの場合には定数 ( $d \cdot l$ ) 以外の  $A \cdot \rho \cdot L (1 - \alpha_{vm}) / G$  がある一定の値をとっていると考える。)

(3.6) 式において  $l$  を加熱長さ  $l_H$  とし  $\Delta p/l_H$  で整

理してみると Fig. 3.11 に示す通りで形状により異なるが、 $\Delta p/l_H$  は平均的な値で  $dp/dx$  とは異なるため積極的に形状の変化をあらわしているとも考えられない。

### 3.4.2.3 パーンアウト位置までの熱平衡に関する考察

加熱始めからパーンアウト位置までの熱平衡を考えると

i) サブクール領域では

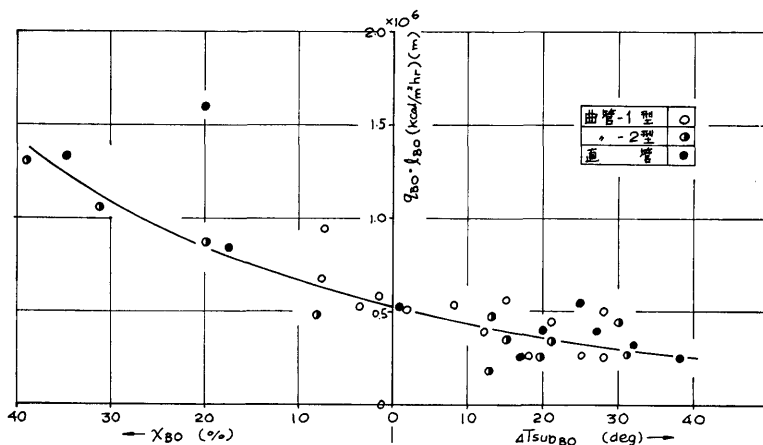
$$\begin{aligned} q_{BO} &= \frac{d \cdot G}{4l_{BO}} C_p (T_{BO} - T_{in}) \\ &= \frac{d \cdot G}{4l_{BO}} C_p (\Delta T_{subin} - \Delta T_{subBO}) \quad \dots (3.6) \end{aligned}$$

ii) クオリティ領域では

$$\begin{aligned} q_{BO} &= \frac{d \cdot G}{4l_{BO}} \{C_p (T_{sat} - T_{in}) + X_{BO} \cdot L\} \\ &= \frac{d \cdot G}{4l_{BO}} \{C_p \Delta T_{subin} + X_{BO} \cdot L\} \quad \dots (3.7) \end{aligned}$$

(3.6), (3.7) 式から  $l_{BO}$ ,  $\Delta T_{subBO}$ ,  $X_{BO}$  が分れば  $q_{BO}$  が得られることになる。これらに沿って実験データをまとめると Fig. 3.12 に示すとおりで、 $l_{BO} \cdot q_{BO}$  の値はパーンアウト位置における流体の熱的条件  $\chi_{BO}$ ,  $\Delta T_{subBO}$  に対し一定ではなく、 $\Delta T_{subBO}$  が大きい程  $l_{BO} \cdot q_{BO}$  は小さくなり、 $\chi_{BO}$  が大きい程大きくなる。

Fig. 3.13 は入口サブクーリングと流量の組み合わせによってパーンアウト位置がサブクール領域かクオリティ領域かを判断して示したもので、流量が大きいと入口サブクーリングの低いところまでサブクール領

Fig. 3.12  $q_{BO} \cdot l_{BO}$  と  $\chi_{BO}$ ,  $\Delta T_{subBO}$  の関係

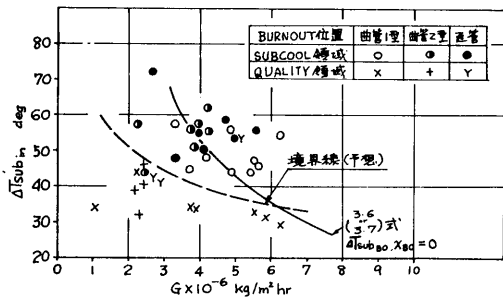


Fig. 3.13 サブクール領域あるいはクオリティ領域でのバーンアウト条件

域のバーンアウトをおこし、流量が小さいと主にクオリティ領域のバーンアウトが生じる。また同図にはデータから判断される  $\Delta T_{sub,BO} = X_{BO} = 0$  の線と (3.6) あるいは (3.7) 式から得られる線を示したが、双方の線に差がある。これはバーンアウトの本質的問題か実験誤差か明らかではない。

3.4.2.4 Zenkevich<sup>20)</sup> の整理式による整理

Zenkevich は膜沸騰モデルを考え、力学的平衡、熱的平衡、および質量平衡から次元解析的に諸因子を導びいて無次元式を導出し、実験データをもとに次のようなバーンアウト整理式を呈出した。

(a)  $p = 35 \sim 210$  atm に対し

$$q_{BO} = L \sqrt{\sigma g G / \nu} K_1^{0.65} (95 + 420 K_2) \times [1 + 0.32 \times 10^6 R^{-(1.1+2.6 K_1 + 0.9 K_2)}] \times 10^{-5} \dots (3.8)$$

(b)  $p = 15$  atm 以下に対しては

$$q_{BO} = L \sqrt{\sigma g G / \nu} (2.5 + 184 K_2) \times 10^{-5} \dots (3.9)$$

但し  $K_1 = \gamma_v / \gamma_l$ ,  $K_2 = (i_s - i_l) / L$ ,  
 $R = G \sqrt{\sigma / (\gamma_s - \gamma_v)} / \nu \gamma_l$   
 今回の実験は  $p = 1 \sim 5$  ata であるので (3.9) 式によ

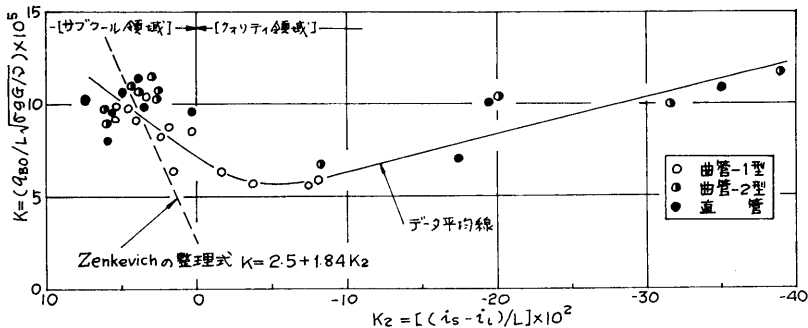


Fig. 3.14 Zenkevich の整理法による実験データの整理

って与えられると考えられる。しかし (3.9) 式の適応範囲は流体がサブクール領域 ( $10 \sim 40$  deg) であるため横軸に  $K_2$  をとり、たて軸に  $K \equiv q_{BO} / L \sqrt{\sigma g G / \nu}$  をとって整理しクオリティ領域まで拡大した。

結果は Fig. 3.14 に示すとおりでサブクール領域とクオリティ領域で傾向が異なる。(3.9) 式はサブクール領域におけるデータの平均位置を通っているが、データには大きなばらつきがみられる。しかしこの整理法によっても形状の差はみられない。

また、Fig. 3.14 は流量一定の場合には Miropolskiy らの data (Fig. 3.1~3.3) と比較できる。但し彼らの data は高圧においてとられたもので直接比較はできないが流体温度が飽和になる点附近においてバーンアウト熱流束に極小値があり、本実験範囲内では定性的に Miropolskiy らの結果と合っていることを示している。

3.4.3 バーンアウト時の観察による考察

Fig. 3.15~3.26 にバーンアウト時の管の状態のスケッチとスケッチに対応するバーンアウト時のヴィジグラフによる記録例を示しておいた。Photo 2, 3, 4, 5 はバーンアウト時およびバーンアウト後のテストセクションの状況を撮影したものである。

Fig 3.15, 3.16 は曲管-1型で実験した結果で、管の途中の内側において焼損しており、焼損状態も1孔だけではなく内側の軸方向に数孔みられた。

Fig. 3.15 は加熱開始点より約 130 度まわった位置で曲管内側において赤熱部が発生し次いで管出口まで赤熱した。しかし管の内側で赤熱しているのに対し外側では赤熱せず、波状の非赤熱部が存在した。出口直管部において赤熱より破断が生じたが、この時にはその発生位置は先ず出口直管部の、曲管断面の内側と同軸の位置に赤熱が生じ、次第に全体に拡がって行ったことが観察された。このことから出口直管部におい

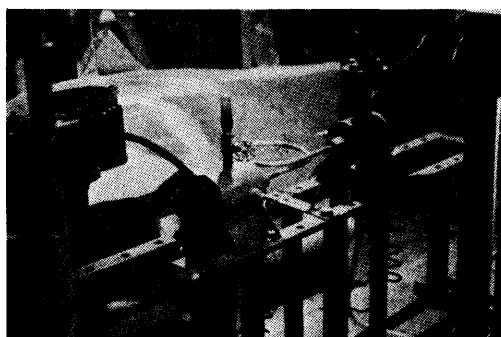


Photo 2 試験部



Photo 4 パーンアウトによる損焼孔の1例



Photo 3 パーンアウト時の1例

試行番号	入口圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	出口圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	熱流束 (kg/m <sup>2</sup> hr)
試-1	4.75	4.0	3.04
試-2	4.40	3.5	3.27
試-3	3.38	4.75	2.67
試-4	4.05	5.6	2.86
試-5	3.56	5.0	3.47
試-6	3.15	5.40	3.44
試-7	2.66	4.75	2.73
試-8	2.87	4.18	1.83
試-9	2.66	7.25	1.92
試-10	4.05	5.45	3.51

Photo 5

ても曲管の影響を受け、曲管内側に集中したボイドが出口部でもある程度その方向に集中し、その位置から赤熱が発生したものと解せられる。

これは前に説明した曲管外側の非赤熱部分の冷却効果が、流体の二次流れの力によって強くできていると考えられることと相俟って、外側よりも内側がパーンアウトし易いことの説明にもなる。

Fig. 3.16 は Fig. 3.15 と同様であるが、前図と大きく異なるところは、局所的にパーンアウトを起こして

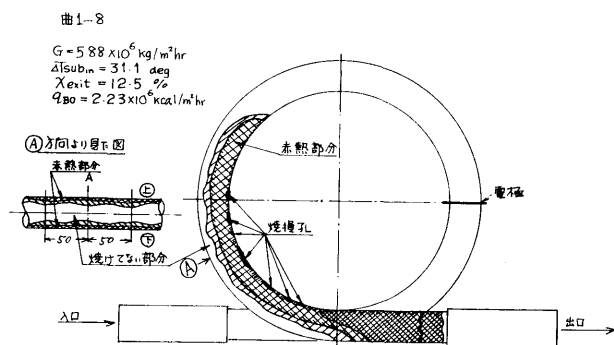


Fig. 3.15 パーンアウト時のスケッチ (1) (曲管-1 型)

いることで、前図のように下流まで赤熱部分がない。またこの場合はパーンアウト熱流束が高いこともあって曲管外側まで赤熱しているが、赤熱部始めと終りの点で、外側に非赤熱部が存在し、外側の冷却の良いことがわかる。

この Fig. 3.15 と Fig. 3.16 に対応するヴィジグラフ記録例は Fig. 3.17 と Fig. 3.18 であって、両者に大きな違いがみられる。即ち Fig. 3.15 のものは Fig. 3.17 の A 点において流体に振動が生じ、入口圧力、出口圧力にそれがでている。そして振動が生じたと同時に入口圧力は熱流束の増大にもかかわらず、やや低下きみで、B という点でパーンアウトを起こした。このように大きな振動が生じたのでパーンアウト熱流束もそれ程上らなかったのであろう。

一方 Fig. 18 は Fig. 3.16 のスケッチ例の記録であり、入口圧力、出口圧力に流動がみられず安定した流れを示している。この場合には Fig. 3.17 に比較して大きなパーンアウト熱流束が測定された。

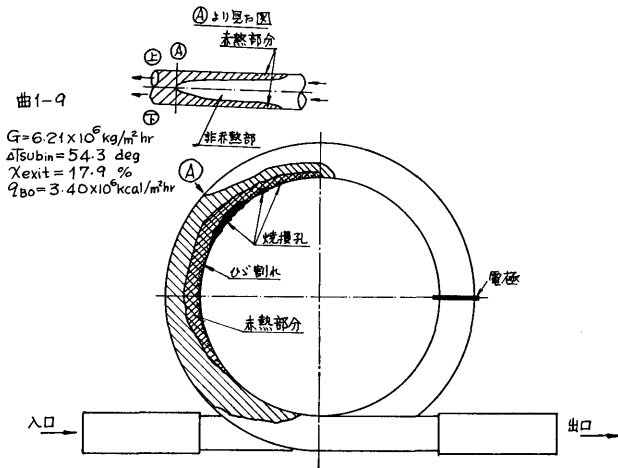


Fig. 3.16 パーンアウト時のスケッチ (2) (曲管-1 型)

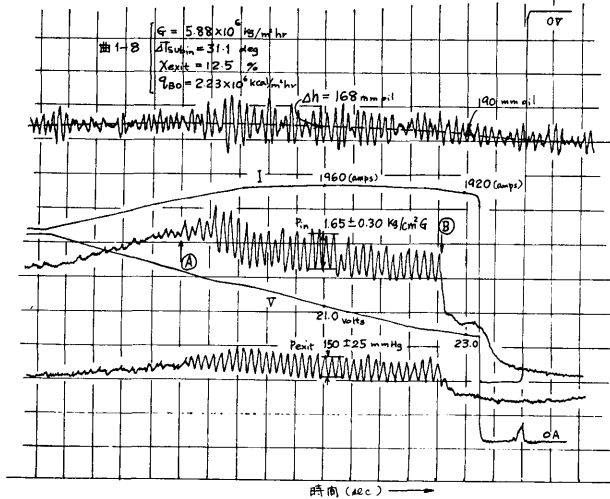


Fig. 3.17 Fig. 3.15 の場合のオシログラフ

Fig. 3.19 は曲管-2型のスケッチ例である。内廻り側で焼損が生じ、赤熱部分は出口直管部へと広がっているが、この場合も曲管の途中において強い赤熱部分がみられた。この場合には流量の小さいことと、曲率半径の大きいこともあって、管内に発生した気泡への力は重力により生ずる力と遠心力により生ずる力が比較できるオーダとなったため同図に示すように焼損孔(AA'断面)は中心より約30度上側に生じた。したがってこの場合も気泡の運動が大きくバーンアウトに影響していることが認められた。

この Fig. 19 に対応するヴィジグラフ記録は Fig. 3.21 であって、流体はほぼ安定した流れとなっている。Fig. 3.20 は同じく曲管-2型により取ったものである

が、流体の条件が Fig 3.21 より更に振動が少なく、流量、入口サブクーリングがともに小さいにもかかわらず、大きなバーンアウト熱流束を示した。

更に Fig. 3.22 と Fig. 3.23 は水平直管の場合のスケッチ例でともに上から見た図と側面から見た図が示してあり、それに対応する記録は Fig. 3.24, Fig. 3.25 である。Fig. 3.22は上流においてバーンアウトしている例で、この場合にはスローバーンアウトが生じ管に破損が生ずる前に入力を断った。それに対して Fig. 3.23 は下流の出口部でバーンアウトを起こした例で赤熱から焼損による切断が生じている。どちらの図からも分る通り、水平加熱の場合には先ず管上側でバーンアウトが発生し、下流側へ広がっているが、明らかに気泡による影響と認められる。

Fig. 3.24 は Fig. 3.25 に比較すると流体は振動が小さくなって安定しているが、流量入口サブクーリングともに Fig. 3.25 の方が大きいため、バーンアウト熱流束も大きくなっている。

Fig. 3.26 に示した記録例は、今回のとは異なる実験装置で得た例であるが、使用したテストセクションは曲管-1型で加熱長さ  $l_H = 800 \text{ mm}$  の場合である。図中には加熱開始点から約 640 mm (曲管入口部から測定して約 315度)の位置の管の内廻り側および外廻り側の管外壁の温度を同時に測定している。

この場合、ループの主循環ポンプの吐出圧力は  $2.0 \text{ kg/cm}^2$ 、吐出量  $80 \text{ (l/min)}$   $\text{H}_2\text{O}$  であるが、入口圧力が  $1.9 \text{ kg/cm}^2$ 、程度に達すると管内の流量が振動を始め、入口圧力で平均振幅  $\pm 0.7 \text{ kg/cm}^2$  ( $0.7/2.95=0.25$ , 25%) という大きな圧力変動が生じ、流量の振幅も大きく、ある場合には負の流量さえ生じている。この現象が始まると管壁温度も振動を始め (無限厚みの平板として管内壁振動温度を計算すると約  $T_{\text{wi}} \pm 15^\circ \text{C}$  になる)、ついには内側において管壁温度の excursion が生じバーンアウトが起こる。一方、温度の excursion が内廻り側で生じているのに対し外側の管壁温度はやや振動はしているもののバーンアウトへ移行するような温度の excursion は認められなかった。またバーンアウトが生ずると電圧は上昇しているのに対し、電流が下って来ており、これは温度の上

昇とともに管内の電気抵抗が増大するため、ヴィジグラフ記録の大部分にわたって認められ、今回のバーンアウト熱流束はこの電流が下り始める前を取って計算している。

3.4.4 バーンアウト発生以後の現象

今回のバーンアウト実験では、計測は主にヴィジグラフを使用し、解析したがこの解析を行なって興味ある現象に気がついたので記したい。

それは管の赤熱による流動抵抗の減少であって、その典型的な例が Fig. 3.24 にあらわれている。Fig. 3.24 は Fig. 3.22 の場合の記録であるが、このテストセクションは外部的に破損箇所はなくバーンアウト発生後も流体は外に洩れない。しかし、Fig. 3.24 の記録には、A 点で電流 I が急激に減少してくると入口圧力は A 点より B 点まで降下し、降下圧力は約 2.0 kg/cm<sup>2</sup> にもおよぶ。出口圧力の減少はわずか 0.10 kg/cm<sup>2</sup> であるので、それが原因でないことは明白である。

従ってこの入口圧力の降下の原因は、サブクール核沸騰熱伝達からバーンアウトへの移行のために、膜沸騰が生じ、管壁に蒸気膜が存在するため水がスリップして管摩擦が小さくなったことにあると考えられる。

このような例は Fig. 3.25 にもみられるが、この場合には入口圧力差は 0.3 kg/cm<sup>2</sup> と前例程大きくはない。

バーンアウトが発生すると入口圧力が減少するという現象は曲管-1 型の Fig. 3.26 においても見られる。すなわち図中の入口圧力の減少点をもってバーンアウト点とするとこの場合には内側温度が上昇直前であっ

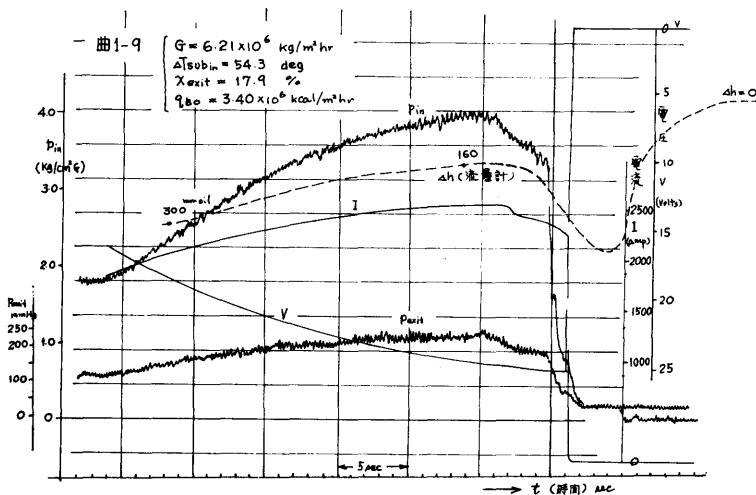


Fig. 3.18 Fig. 3.16 の場合のオシログラフ

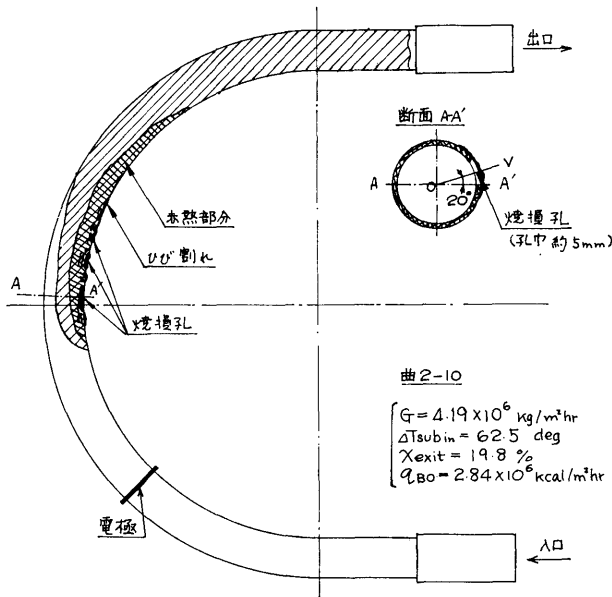


Fig. 3.19 バーンアウト時のスケッチ(3) (曲管-2型)

てまだ焼損していない。但し温度測定は外壁上にて行なっていることを考慮すれば内壁においては膜沸騰が発生していると考えられ、この膜沸騰によって管摩擦が小さくなったと推察される。

また入口圧力の降下の大小は Fig. 3.22 と Fig. 3.23 から分るように赤熱部分の長さの差が大きく影響し、したがってこれからも管摩擦減少が入口圧力の降下に寄与していると考えられる。

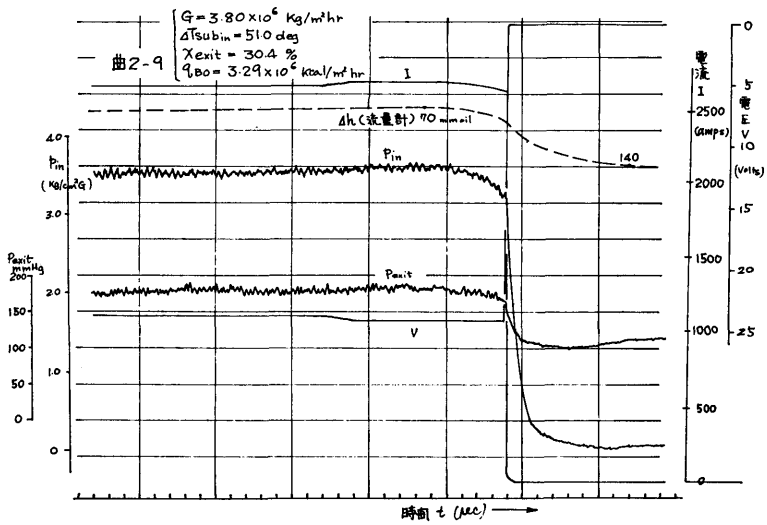


Fig. 3.20 オシログラフ記録例 (曲管-2 型)

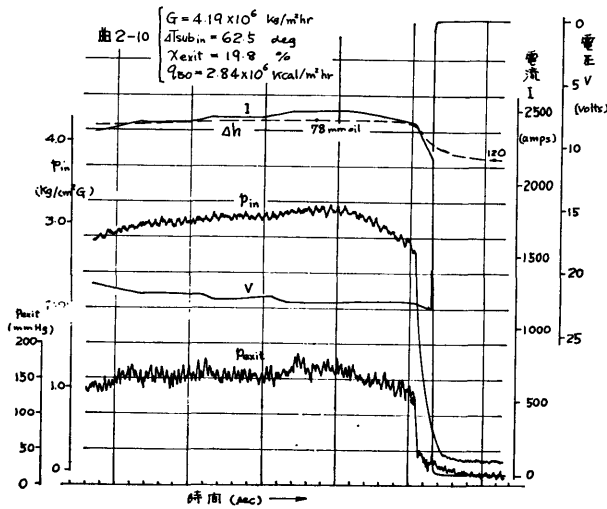


Fig. 3.21 Fig. 3.19 の場合のオシログラフ

直-4 (焼燻孔あるいは切斷口がない)

$G = 4.05 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \text{ hr}$   
 $\Delta T_{\text{subin}} = 50.6 \text{ deg}$   
 $X_{\text{exit}} = 22.4 \%$   
 $q_{\text{bo}} = 2.86 \times 10^6 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}$

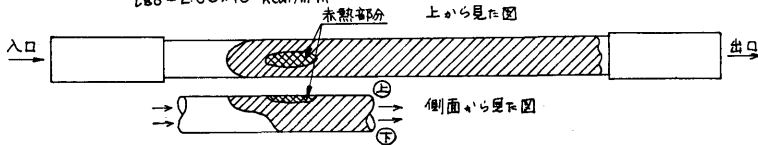


Fig. 3.22 バーンアウト時のスケッチ (4) (直管)

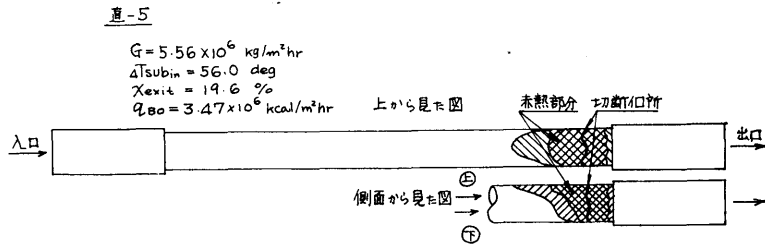


Fig. 3.23 バーンアウト時のスケッチ (5) (直管)

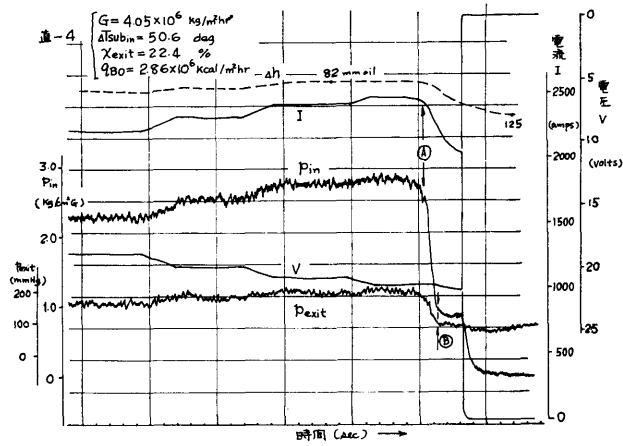


Fig. 3.24 Fig. 3.22 の場合のオシログラフ

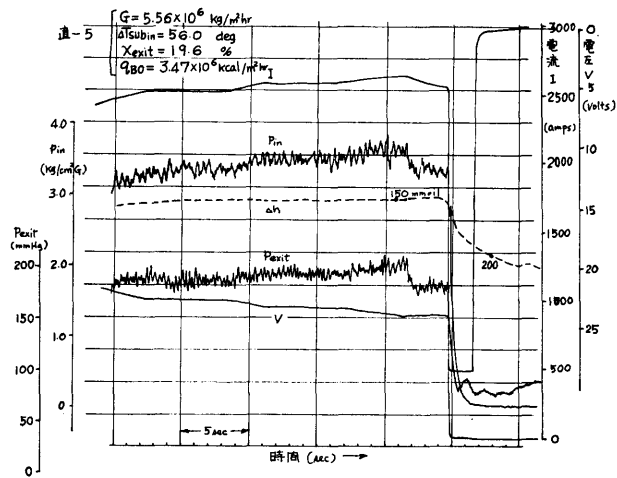


Fig. 3.25 Fig. 3.23 の場合のオシログラフ





また、Zenkevich による整理法でも、形状によらず、割合良くまとめられる。

#### 4. 気泡の影響

水平曲管および水平直管の管内流バーンアウトには気泡の管断面内分布が大きく影響し、ボイドのたまり易いところでバーンアウトが生じ易い。

#### 5. バーンアウト現象の観察結果から実際への応用

- a) たとえば、内廻り側から加熱されるボイラ燃焼室のコイル水管のような場合は、直管の場合とほぼ同様の  $q_{BO}$  を考えてよい。
- b) 反対に外側から加熱されるコイル水管については、以上の結果だけではわからないが、 $q_{BO}$  が増加する可能性がある。
- c) 水平管は下から加熱される場合の方が上から加熱される場合より安全である。

以上はほぼ大気圧下における実験結果で、曲管の熱伝達とバーンアウト熱流束について多くの資料を得た。しかし、これだけでは不完全であって今後高圧への適用についてまた高・クォリティ領域で検討を行なう必要がある。

終りにのぞみ本研究を全般的に指導下さった当所機関開発部第2部高田部長、ならびに機関性能部玉木ボイラ研究室長に深く感謝致します。

また実験に際し、始終協力して下さった機関開発部第2部川俣技官、機関性能部涌坂技官、長内技官、内田技官に厚く御礼申し上げます。

なおデータ処理には当所供用計算機 FACOM 270-20を使用した。関係者に厚く御礼申し上げます。

#### 参 考 文 献

- 1) Leidenfrost, J. G.: De aquae communis non-nulis qualitatibus tractatus, Duisburg, 1756
- 2) Lang, C.: Trans. Inst. Engrs. Shipbuilders, Scot., 32, 1888, 279~295
- 3) 抜山四郎: 金属面と沸騰水との間の伝達熱の極大値ならびに極小値決定の実験, 機械学会誌 37 巻, 206 号 1934
- 4) Dean, W. R.: Note on the Motion of Fluid in a Curved Pipe. Philosophical Magazine, 4, 208 ~223, 1927
- 5) Dean, W. R.: The Stream-Line Motion of Fluid in a Curved Pipe. Philosophical Magazine, 5, 673~695, 1928
- 6) Adler: Z. AMM, 14, 257, 1934
- 7) Ito, H.: Friction Factors for Turbulent Flow in Curved Pipes, Journal of Basic Engineering 81 123~134, 1959
- 8) a) 森康夫, 中山恒: 曲円管内強制対流熱伝達に関する研究, (第1報 層流域) 日機論 30 巻 216 号 977~988 (昭 39-8)
- 8) b) 森康夫, 中山恒: 曲円管内強制対流熱伝達に関する研究 (第2報 乱流域) 日機論 31 巻 230号 1521~1532 (昭 40-10)
- 9) Seban, R. A. et al.: Heat Transfer in Tube Coils with Laminar and Turbulent Flow, Inter. J. of Heat and Mass Transfer 6, 387~395, 1963
- 10) Rogers, G. F. C. and McLaulin, E. F.: Heat Transfer and Pressure Loss in Helically Coiled Tubes with Turbulent Flow, Inter. J. of Heat and Mass Transfer, 7, 1207~1216, 1964
- 11) McCarthy, J. R. et al.: Heat Transfer to Supercritical Nitrogen Tetroxide at High Heat Fluxes and in Axially Curved Flow Passages, 67-HT-59 ASME Paper
- 12) Bernerjee, S. et al.: Film Inversion of Cocurrent Two-Phase Flow in Helical Coils, A. I. Ch. E. Journal Vol. 13, No. 1, 189~191, 1967
- 13) Miropolskiy, Z. L. et al.: Regimes of Deteriorated Heat Transfer at Forced Flow of Fluids in Curvilinear Channels, Proc. of the Third Inter. Heat Trans. Conf. Vol. 2 95~101 A.I. Ch.E. New York 1966
- 14) Owhadi A. et al.: Forced Convection Boiling Inside Helically-Coiled Tubes, Inter. J. of Heat and Mass Transfer Vol. 11, 1779, 1968
- 15) 日本造船研究協会 NSR-4: 軽水船用炉用内装貫流式蒸気発生器に関する試験研究, (昭 43-8)
- 16) Kaye, G. W. C. and Laby, T. H.: Tables of Physical and Chemical Constants, John Willey
- 17) Blasius, H.: 機械工学便覧, 日本機械学会改訂第5版
- 18) Dittus and Boelter: 機械工学便覧, 日本機械学会改訂第5版
- 19) 鳥飼欣一: 沸騰熱伝達, 日本機械学会, 207~211, 1965
- 20) Zenkevich, B. A.: 同上 196~199
- 21) Kirschbaum, E. et al.: Wärmeübergang am senkrechten Verdampferrohr, V.D.I. Forsch.-Heft Nr. 375, S1/8 Berlin 1935
- 22) McAdams, W. H.: Heat Transmission, 3rd Ed., McGraw Hill, New York

## 附 録

## A: 局所熱流束の計算方法

管壁に電流を通じて直接発熱させるような実験方法では、発熱部が曲管である場合には管の曲率半径のために曲管断面の管壁内に生ずる熱流束は円周方向にある分布を持ってあらわれる。本実験ではこの熱流束分布を次の仮定のもとに算出した。

〔仮定〕 (Fig. A-1, Fig. A-2 参照)

- 電流は管軸方向 ( $R\theta$  軸) の一次元流で、円周方向、半径方向の流れはない。したがって管の等電位面は曲率の中心点  $O$  から管に向って引いた  $A-A'$  (任意断面) 面内にある。
- 管軸方向の熱移動は無視できる。
- 管軸方向の電気抵抗分布はほぼ一定である。

上の仮定のもとに熱流束の計算をする。Fig. A-2 の  $\Delta S$  は

$$\Delta S = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \Delta\phi \quad \dots\dots (A \cdot 1)$$

$\Delta S$  の位置  $R\theta$  の方向の長さ  $\widehat{A''B''} = \Delta L(\phi)$  は

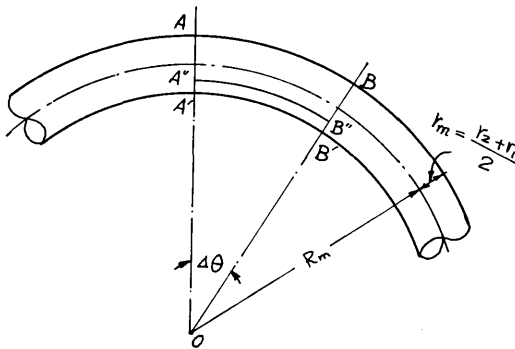
$$\Delta L(\phi) = (R_m - r_m \cos \phi) \Delta\theta \quad \dots\dots (A \cdot 2)$$


Fig. A-1. 管軸方向の記号

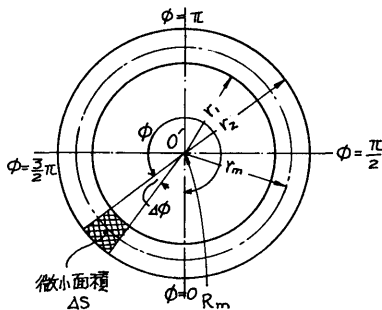


Fig. A-2. 管断面の記号

したがって  $\rho_t$  を温度  $t$  における発熱部の比抵抗とすると、 $\Delta L(\phi)$  の間の電気抵抗  $\Delta R_{\phi \Delta\theta}$  は

$$\Delta R_{\phi \Delta\theta} = \rho_t \frac{\Delta L(\phi)}{\Delta S} \quad \dots\dots (A \cdot 3)$$

ここに発生するジュール熱  $\Delta Q_{\phi \Delta\theta}$  は両端の電位差を  $\Delta V$  とすると

$$\Delta Q_{\phi \Delta\theta} = 0.86 \frac{\Delta V^2}{\Delta R_{\phi \Delta\theta}} \quad \dots\dots (A \cdot 4)$$

管外壁が断熱されている場合には流体への熱流束は

$$q''_{\phi \Delta\theta} = \frac{\Delta Q_{\phi \Delta\theta}}{\Delta A} = \frac{\Delta Q_{\phi \Delta\theta}}{r_1 \Delta\phi \Delta L(\phi)}$$

$$= \frac{0.86}{2\rho_t} \cdot \frac{(r_2^2 - r_1^2)}{r_1 (R_m - r_m \cos \phi)^2} \frac{\Delta V^2}{\Delta\theta^2} \quad \dots\dots (A \cdot 5)$$

仮定により  $\Delta V/\Delta\theta$  は一定で、これは  $\Delta\theta \rightarrow 2\pi$  で  $\Delta V \rightarrow V$  とすると  $V/2\pi$  となり、(A・5) 式は

$$q''_{\phi} = \frac{0.86 V^2}{2\rho_t} \cdot \frac{r_1^2 \left\{ \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 - 1 \right\}}{L_0^2 (1 - b \cos \phi)^2} \quad \dots\dots (A \cdot 6)$$

但し  $L_0 = 2\pi R_m$ ,  $b = r_m/R_m$

$\phi = \pi/2, (3/2)\pi$  の位置の熱流束は平均値をあらわすからこれを  $q''_m$  とすると

$$q''_m = \frac{0.86 V^2}{2\rho_t} \frac{r_1^2 \left\{ \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 - 1 \right\}}{L_0^2} \quad \dots\dots (A \cdot 7)$$

故に  $q''_{\phi} = q''_m / (1 - b \cos \phi)^2$  …(A・8)

実際には  $q''_m$  は電圧  $V$ 、電流  $I$  の測定値から得られるから、それを基にして  $q''_{\phi}$  を求めている。

但し本実験では入口、出口部に直管発熱部があるので、それらを考慮し実際には次式で  $q''_m$  を算出している。

$$q''_m = \frac{0.215}{\pi r_1 (l + \pi R)} \cdot V_{\text{tot}} \cdot I \quad \dots\dots (A \cdot 9)$$

但し  $l$  = 両端に接続している直管発熱部長さ

## B: 管壁の温度降下計算法

外壁温度を測定して内壁温度を求めるには軸方向の熱移動を無視できるとしても次の定常二次元微分方程式を解かねばならない。

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{q''_{r\phi}}{\lambda(T)} = 0 \quad \dots\dots (B \cdot 1)$$

ここで  $\lambda$  = 発熱管の熱伝導率

$q''_{r\phi}$  = 単位体積当りの熱発生率

(B・1)は境界条件の不足等からそのまま解けないの

で近似的に次の仮定を置いて求めた。

〔仮定〕

a) 管断面の円周方向に熱流束分布、温度分布はあるが、 $\phi$  方向の熱流は無視できる。

b) 熱伝導率や熱発生率は  $\phi$  方向に分布するが、 $r$  方向では平均値であらわせる。

上の a), b) の仮定から次式が成り立つ。

$$\frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} + K = 0 \quad \dots\dots (B.2)$$

但し  $K = q'(\phi) / \lambda \dots\dots$  定数

$$\text{境界条件は } r=r_2 \text{ で } T=T_2 \quad \dots\dots (B.3)$$

$$r=r_2 \text{ で } dT/dr=0 \quad \dots\dots (B.4)$$

これから次の解を得る。

$$\Delta T = T_2 - T_3 = \frac{r_2^2 q'(\phi)}{4\lambda} \left[ 2 \ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right) - 1 + \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] \quad \dots\dots (B.5)$$

さらに  $q'(\phi) = \frac{2r_1}{r_2^2 - r_1^2} q'(\phi)$  であるから (B.5) 式

は

$$\Delta T = T_2 - T_1 = \frac{\left[ 2 \ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right) - 1 + \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] q'(\phi)}{2r_1 \left[ 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]} \frac{1}{\lambda} \quad \dots\dots (B.6)$$

$q'(\phi)$  は (A.8) 式より得られる。

したがって本実験では (B.6) 式より  $\Delta T$  を算出した。

C: テストセクションの製作誤差

実験終了後、曲管-1 型および 2 型を切断し、寸法を測定した結果次の値が得られた。

i) 曲管-1 型

管内径は上下直径で平均  $d_v = 9.997$  mm.

水平直径で平均  $d_h = 9.488$  mm.

ややだ円気味である。

また肉厚は水平方向外側で平均  $t_{ho} = 1.654$  mm.

内側で平均  $t_{hi} = 1.712$  mm.

上下方向の肉厚はほとんど  $t_o = 1.638$  mm.

これらの値は公称肉厚に対しおよそ 9~11% 大きく各部熱伝達率はやや良くなる。また公称内径に対しては -5.1~0% であった。

ii) 曲管-2 型に対しては

直管部では  $t_{ho} = 1.554$  mm

$t_{hi} = 1.565$  mm

$t_{vu} = 1.584$  mm

$t_{va} = 1.555$  mm

$d_v = 9.877$  mm

$d_h = 9.793$  mm

曲管部では  $t_{ho} = 1.551$  mm

$t_{hi} = 1.558$  mm

$t_{vu} = 1.575$  mm

$t_{va} = 1.551$  mm

$d_v = 9.846$  mm

$d_h = 9.824$  mm

各測定値より、曲管-2 型は全体として円形であり、公称肉厚に対し、+3.3~5.7%，公称内径に対しては -2.1~(-1.2)% 程度の誤差であった。

D: データ整理

データ整理には次式を使用した。

(A.8) 式の代りに

$$q'_s = \frac{0.215 V \cdot I}{\pi r_1 (l + \pi R)} \quad \dots\dots (A.8')$$

$$q'_\phi = \frac{q'_s}{(1 - b \cos \phi)^2} \quad \dots\dots (A.9)$$

但し  $b = (r_1 + r_2) / 2R$ ,  $l =$  曲管端部に接続している直管部長さ、

$$\begin{aligned} \Delta T_\phi &= T_{2\phi} - T_{1\phi} \\ &= \frac{r_2^2 q'(\phi)}{4\lambda r} \left[ 2 \ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right) - \left( 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right) \right] \dots (B.5) \end{aligned}$$

$$\text{or } = \frac{r_1}{1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2} \left[ \ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right) - \frac{1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2}{2} \right] \frac{q'_\phi}{\lambda r} \quad (B.5')$$

$$\lambda r = 0.011105 T + 13.115 \quad \dots\dots (2.16)$$

$$T_{b_x} = T_{in} + \left( \frac{i}{C_p} \right) \left( \frac{x}{l_H} \right) \quad \dots\dots (2.11)$$

$$T_{sat_x} = f(p_x) \quad \dots\dots (D.1)$$

$f(p_x)$  は  $p - T_{sat}$  曲線に合う様に計算式を作っている。

$$h_{\phi_x} = \frac{q'_\phi}{(T_{1\phi} - T_{B_x})} \quad \dots\dots (2.15)$$

この計算に必要な入力は次のとおりである。

$r_1 \dots\dots$  内半径 (mm)

$r_2 \dots\dots$  外半径 (mm)

$V \dots\dots$  電圧 (volts)

$I \dots\dots$  電流 (amps)

$G \dots\dots$  流量 (kg/min)

$P_{in} \dots\dots$  入口圧力 (kg/cm<sup>2</sup> abs)

$T_{in} \dots\dots$  入口温度 (°C)

$T_{2\phi} \dots\dots$  管外壁温度 (°C)

また出力は次の各因子をタイプさせた。

$T_{2\phi}$ .....管外壁温度 (°C)

$\Delta T_{\phi}$ .....管壁内温度降下 (deg)

$T_{1\phi}$ .....管内壁温度 (°C)

$T_{b_x}$ .....流体温度 (°C)

$\Delta T_b$ .....  $T_{1\phi} - T_{b_x}$  (deg)

$T_{sat_x}$ .....流体飽和温度 (°C)

$\Delta T_{sub}$ .....  $T_{sat_x} - T_{b_x}$  (deg)

$\Delta T_{sat}$ .....  $T_{1\phi} - T_{sat_x}$  (deg)

$h$ .....熱伝達率 (kcal/m<sup>2</sup> hr deg)

以上のデータ整理には当所供用計算機 FACOM 270  
-20 を使用した。