



垂直下降流における限界熱流束の分類

著者	原田 貴之, 藤吉 翔太, 網 健行, 梅川 尚嗣, 小澤 守, 齊藤 泰司, 伊藤 大介
雑誌名	第19回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集
ページ	167-170
発行年	2014-06-25
権利	本稿は一般社団法人日本機械学会発行「第19回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集」に掲載された論文の著者版原稿です。 (C) 一般社団法人日本機械学会
その他のタイトル	Type of Critical Heat Flux for Downward Flow in a Vertical Tube
URL	http://hdl.handle.net/10112/10311

垂直下降流における限界熱流束の分類

Type of Critical Heat Flux for Downward Flow in a Vertical Tube

学 ○原田 貴之 (関西大) 学 藤吉 翔太 (関西大) 正 網 健行 (関西大)
正 梅川 尚嗣 (関西大) 正 小澤 守 (関西大) 正 齊藤 泰司 (京大炉)
正 伊藤 大介 (京大炉)

Takayuki HARADA, Syota FUJIYOSHI, Takeyuki AMI, and Hisashi UMEKAWA,
Kansai University, 3-3-35Yamate, Suita-shi, Osaka
Mamoru OZAWA, Kansai University, 2-1-1Hakubai, Takatsuki-shi, Osaka
Yasushi SAITOU, and Daisuke ITO, Kyoto University Research Reactor Institute,
2 Kumatori, Sennan-gun, Osaka

CHF characteristics of downward flow are quite different from that of upward flow due to complicated two-phase flow structure caused by the influence of buoyancy.

In this investigation, CHF experiment was carried out on the forced convective boiling system with a stainless steel tube of 15 mm in inner diameter and 400 mm in heating length.

As the experimental results on the basis of the axial location of CHF occurrence, the inlet fluid temperature and the pressure drop of test section, CHF could be classified into three modes i.e., the dryout of falling liquid film at high quality condition, the CHF due to flooding at low quality condition and the CHF caused by the instability of two-phase flow structure at near subcooled condition.

Key Words: Critical Heat Flux, Downward Flow, Film Flow Model, Low Flow Rate, Low Pressure

1. はじめに

沸騰二相流場における限界熱流束は沸騰機器の運転限界を決定する重要な因子の一つであることから、現在までに非常に多くの研究が行われている。特に実機で用いられることが多い垂直上昇流については、一般的な条件であれば、高精度に予測することが可能と言える。しかし、実際に沸騰関連機器に実装される伝熱水管は種々の設計要求から、必ずしも安定した垂直上昇二相流形態が確保できるわけではなく、垂直下降二相流となる場合も多い。この垂直下降二相流では、気泡にかかる浮力方向が流動方向と対向するため特に低質量流束では不安定な流動状態となる。そのため、下降流での限界熱流束は上昇流では見られない条件で発生することも考えられる。無論、下降流での限界熱流束についてもMishima⁽¹⁾やRuan⁽²⁾など報告は存在するものの、詳細の理解が得られるには至っていないのが現状である。

本報では、低圧・低質量流量下において下降流限界熱流束実験を行い、テストセクション圧力損失、管壁温度から、管内の流動状態ならびに限界熱流束発生機構を検討し、分類分けを行ったのでここに報告する。

2. 実験装置および実験方法

本研究で使用した実験装置は、概略図をFig.1に示すように、主として、リザーバタンク、ポンプ、テストセクション、セパレータから構成されており、十分に脱気したイオン交換水を作動流体とする強制流動沸騰系である。リザーバタンクからポンプにより圧送された水はバルブにより所定の流量に調整され、ローターメータ、タービンメータで流量測定を行い、プレヒーターにより入口温度を所定の温度に調整したうえで、上部から垂直下向きにテストセクションへと流入する。テストセクションで生成された気液混合物は、セパレータへと流入して気水分離され、液はリザーバタンクに戻される。なお、実験において、系圧力はこ

のセパレータにおける圧力を使用しており、ブルドン管圧力計により確認している。また、系圧力は基本的には飽和圧力をコントロールすることで維持していることから、セパレータ温度の測定も実施している。なお、流体入口温度は、テストセクション入口部に設置した熱電対でも測定を行っているが、後述するように条件によっては逆流が発生することで温度が上昇することから、逆流の影響を受けない箇所でも温度測定を行い、供給している流体の入口温度を保証している。

テストセクションは、Fig.2に示す管内径15 mm、管外径17 mm、加熱長さ400 mmのステンレス製円管であり、交流の直接通電により加熱される。テストセクション外壁には壁面温度測定用に、 $\phi 0.1\text{mmK}$ 型素線熱電対を管外壁面軸方向に9カ所スポット溶接により取り付けられている。なお、下降流においては偏流の発生も考えられることから、熱電対は各測定位置とも周方向に2カ所取り付けしており、合計18カ所の位置で管外壁温度を測定している。

これらの測定値は2Hzのサンプリング周波数でデジタルロガーに記録、さらに壁温度については1kHzのサンプリング周波数でデジタルレコーダーに記録した。

本研究ではドライアウトに伴う管壁温度逸走が発生した熱流束を限界熱流束としているが、この温度逸走の発生は管外壁温度が300 deg.Cを超えることで判定した。この判定温度は任意に決めたものであるが、後述する様に本実験で観察された限界熱流束は、その分類によらず全てドライアウトと判断できる急激な温度逸走を伴っており、限界熱流束値が判定温度に左右されることは無いと考えている。

なお、実験条件は系圧力 $p_{ex} = 0.3\text{ MPa}$ 、入口流体温度 $T_{in} = 60\text{ deg.C}$ 、質量流束 $G = 30 \sim 240\text{ kg/m}^2\text{s}$ である。

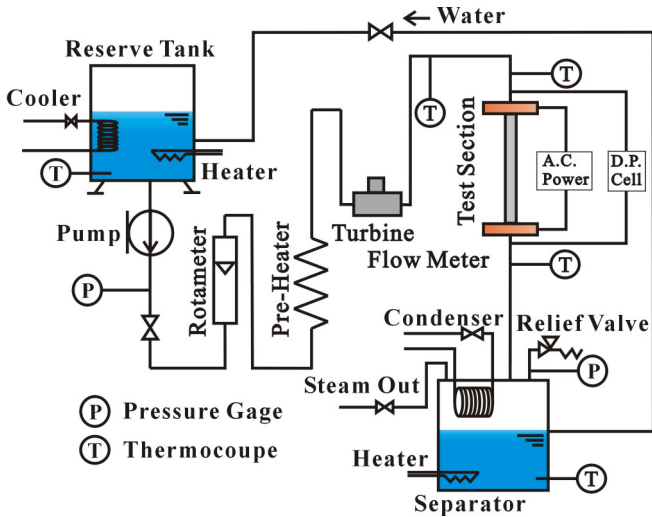


Fig.1 Experimental Apparatus.

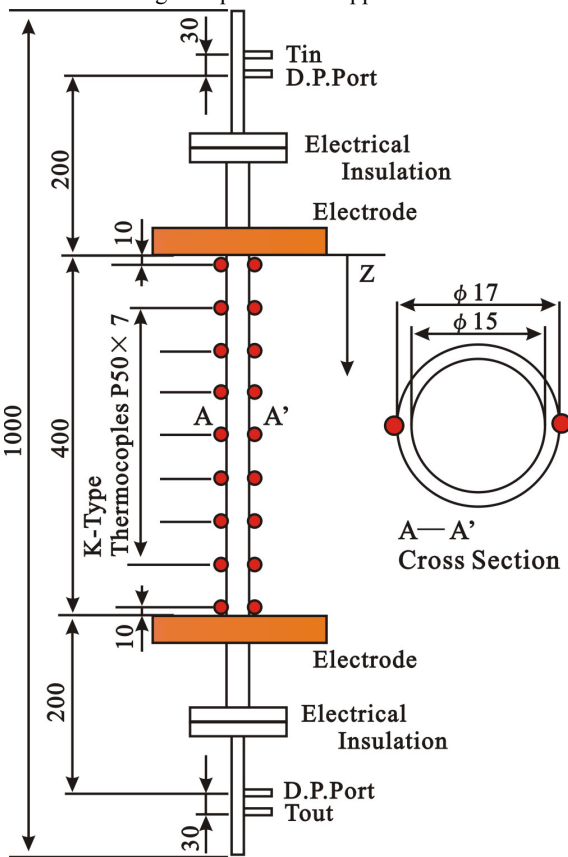


Fig.2 Test Section.

3. 実験結果および考察

実験結果として、Fig.3に上昇流および下降流における限界熱流束を質量流束に対して示す。なお比較対象として、Okawaら⁽³⁾による液膜流モデルによる限界熱流束の計算結果、Kattoら⁽⁴⁾による限界熱流束相関式の計算結果および加熱区間出口部における熱平衡クオリティ一定の条件、さらに、蒸気の逆流速度の一指標として、Zuberら⁽⁵⁾によるスラグ流のドリフト速度を併記している。

図中には、本実験範囲と同一条件下で得られた上昇流での結果を中実丸プロットで示しているが、上昇流においてはすべて環状流の液膜ドライアウトによる管壁温度の逸走が発生しており、テストセクション最下流部の高クオリティ部において限界熱流束に至った。また、この条件で限界熱流束値は液膜流モデルにおいて沸騰起因の液滴飛散の影

響⁽⁶⁾に対する係数 $c_{eb} = 47.7$ とすることで計算結果と良い一致を示しており、加熱条件としては比較的穏やかな条件であることが判る。

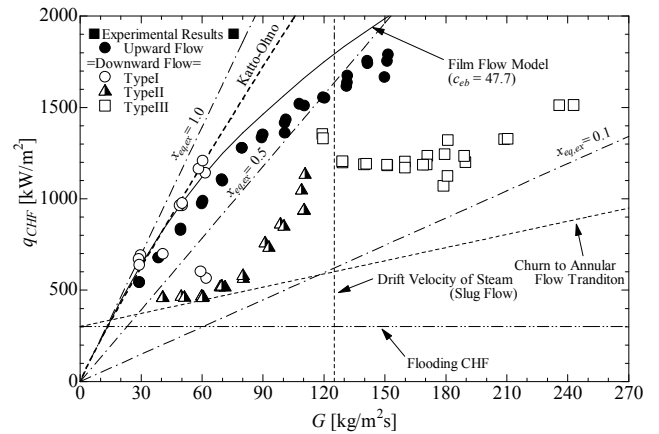


Fig.3 Critical Heat Flux.

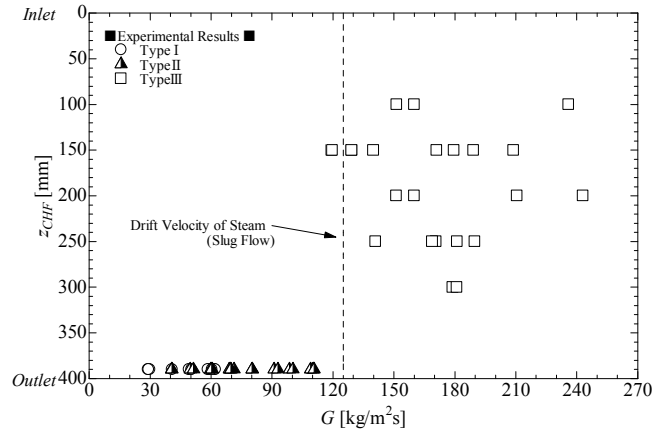


Fig.4 Axial location of CHF.

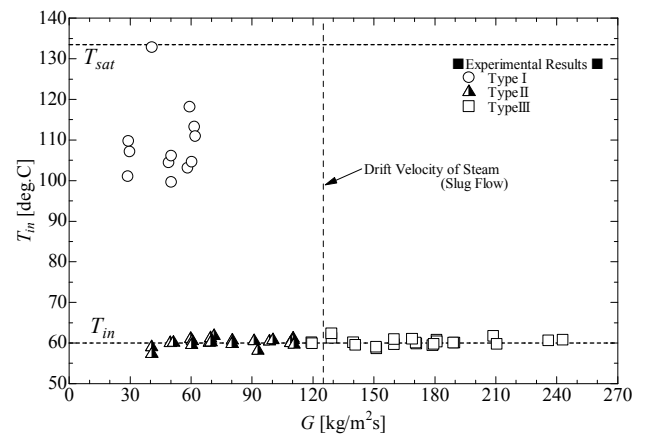
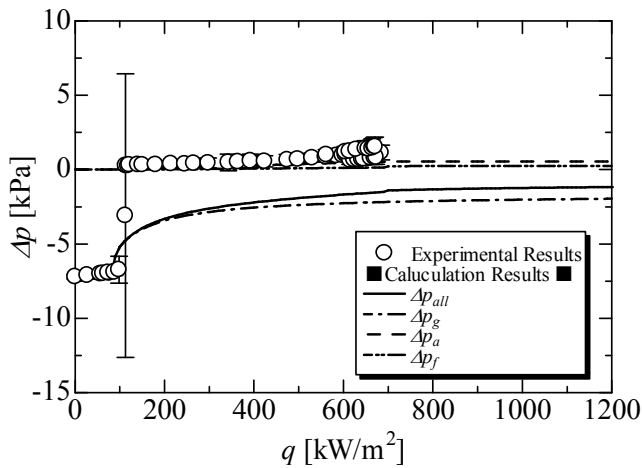


Fig.5 Inlet Fluid Temperature.

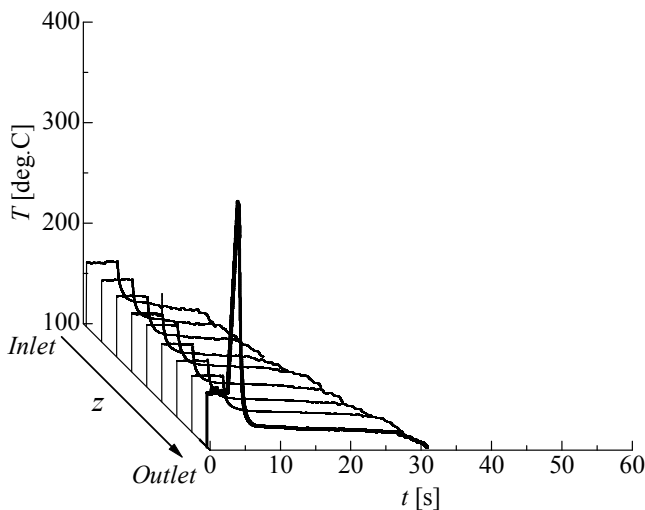
下降流における結果は、後述するタイプごとに区別したプロットを使用しているが、限界熱流束は上昇流と大きく異なる特性を示していることが判る。これらの状態の詳細を検討するために、テストセクション圧力損失(Fig.6~8(a)), テストセクション軸方向の管壁温度変動(Fig.6~8(b)), 入口流体温度の上昇に基づく蒸気の逆流の有無判定(Fig.5), および限界熱流束が発生した位置(Fig.4)に基づいた検討を行う。なお、テストセクション圧力損失については時間平均値を熱流束に対してプロットし、均質流モデルによる計算

結果を併記した。実線は全圧力損失(Δp_{all})、一点鎖線は重力項(Δp_g)、二点鎖線は摩擦項(Δp_f)、破線は加速項(Δp_a)をそれぞれ表している。

質量流速が $G = 30 \sim 60 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 程度の低い範囲では(Fig.6 TypeI), テストセクション最下流部の高クオリティ部で管壁温度の逸走が発生し、限界熱流束は垂直上昇流と同程度かむしろ若干高い値を示した。この条件でのテストセクション圧力損失の代表例がFig.6(a)である。下降流であることから当初重力項相当分の負の値を取るが、沸騰開始とともにほぼ0の状態まで増加し、その変動振幅も小さい(Fig.6(a))。特にその増加特性は、計算に比べると急激であり、ステップ状の増加が確認された。また、入口流体温度が110 deg.Cまで上昇していることから(Fig.5), 加熱部で生成した蒸気がテストセクション上部まで逆流していると考えられる。以上の結果から蒸気の逆流速度よりも液流速がかなり小さい条件では、発生した蒸気が入口部まで逆流するが、内部は安定したCounter-Current Flowの流下液膜状態となり、この液膜が管出口部で消失することにより限界熱流束となったものと考えられる。



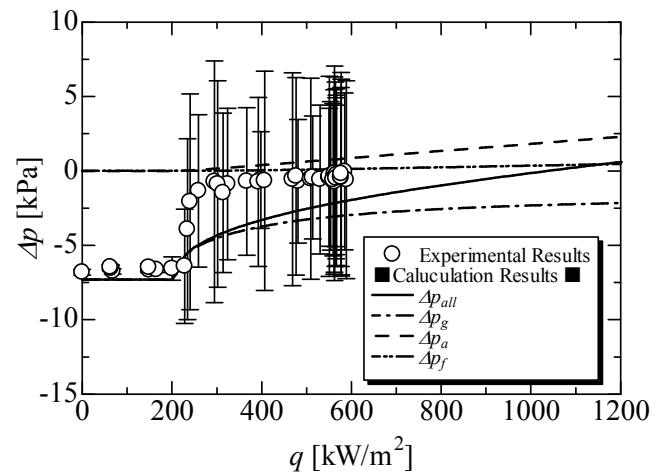
(a) Pressure Drop of Test Section



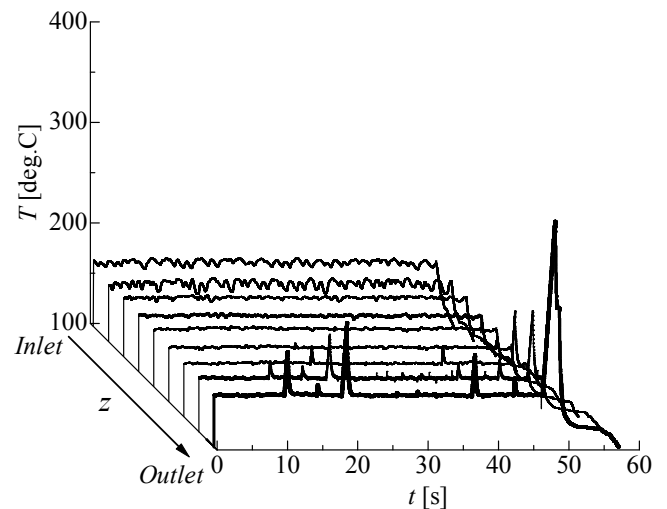
(b) Wall Temperature Fluctuations ($q = 691.1 \text{ kW/m}^2$)
Fig.6 TypeI ($G = 30 \text{ kg/m}^2\text{s}$).

質量流速を若干増加させた $G = 40 \sim 110 \text{ kg/m}^2\text{s}$ の範囲では(Fig.7 Type II), Type Iに比べるとかなり低い熱流束条件下でテストセクション下流部の管壁温度の逸走が発生する。また、沸騰開始後のテストセクション圧力損失は、同じく沸騰が開始すると0の値まで増加するが、Type Iに比べると

とその増加は若干緩やかであるうえ、Type Iでは見られなかった、大きな圧力変動が観察され、管下流部で観察されるドライアウトに伴う管壁温度変動も広い範囲で確認できる。さらにテストセクション上流部でも管壁温度変動が確認でき(Fig.7(b))液膜が不安定な状態となっていることが類推される。また、限界熱流束値については、フラクディングを発生機構と考えたMishimaのチャーン流から環状流への遷移条件相当の値程度の値をとることがわかった。つまり、ここではType I同様の流下液膜形態に近いと考えられるが液膜の不安定が発生することで限界熱流束が引き起こされたものと考えられる。なお、Type IとType IIは質量流速としてはオーバーラップしており、どちらの形態となるかは初期段階で安定した液膜が保持できるかで決まると考えられる。これについての外的要因は、現在検討中である。



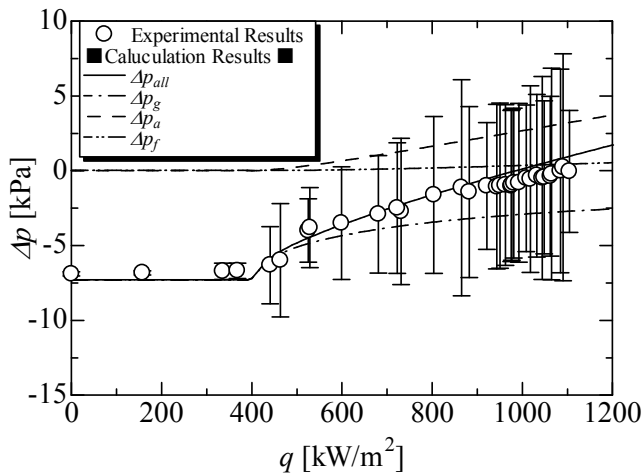
(a) Pressure Drop of Test Section



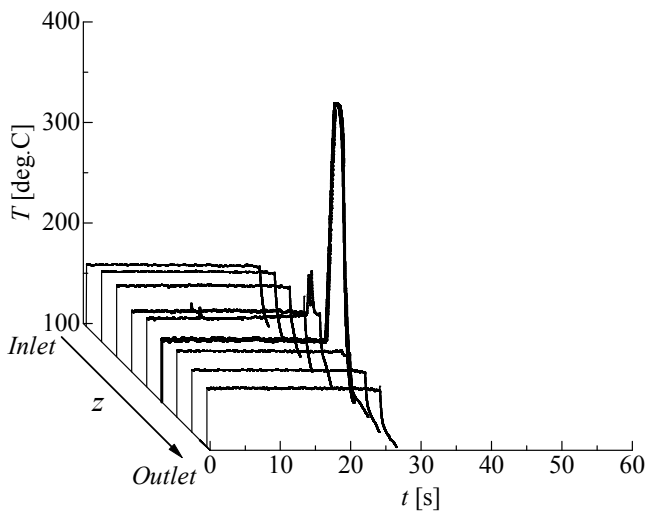
(b) Wall Temperature Fluctuations ($q = 577.7 \text{ kW/m}^2$)
Fig.7 TypeII ($G = 80 \text{ kg/m}^2\text{s}$).

さらに質量流速を増加させた条件 $G = 120 \sim 240 \text{ kg/m}^2\text{s}$ の場合(Fig.8 TypeIII), 限界熱流束は比較的高い値を示すものの、テストセクション中流部で温度逸走が観察されている(Fig.8(b))。この時のテストセクション圧力損失は大きな変動振幅を持つが、その平均値は熱流束と共に増加し、均質流モデルによる計算結果とよく一致する傾向を示している(Fig.8(a))。圧力特性が計算結果と一致するのは蒸気の逆流速度よりも液流速が大きい条件であるため通常の流れに移行したためと考えられるが、浮力方向の関係で相対速度が低下する傾向は残っており、ボイド率が高めに推算され

る均質流モデルに合致したと考えられる。またこのため、チャーン流のような不安定な流動構造での限界熱流束が顕著に現れたと考えられる。



(a) Pressure Drop of Test Section



(b) Wall Temperature Fluctuations ($q = 1242.2 \text{ kW/m}^2$)

Fig.8 TypeIII ($G = 180 \text{ kg/m}^2\text{s}$).

以上の結果を限界熱流束が発生した各位置における熱平衡クオリティ $x_{eq,CHF}$ を質量流束に対して示したものがFig.9である。

最も低質量流束条件下のType IIは不安定になりやすいと考えられたが、流下液膜の蒸発によるドライアウト形態をとることから、むしろ高クオリティとなっており、限界熱流束も上昇流と同等もしくはやや高めの値を取った。Type IIでは、同じく流下液膜状態と考えられるが、低クオリティ域においてフラッシングが発生したことによる不安定が原因となるため、クオリティとしては低下する。最後にType IIIではテストセクションの圧力特性としては強制流動沸騰系の形態をとっているが、環状流のドライアウト形態に至るには質量流束が低く、熱平衡クオリティが0付近の低クオリティあるいはサブクール域でCHFが発生したと考えられる。これは、生成した蒸気が停滞気味となることによる局所的な液供給の制限が、管壁の除熱を妨げ、結果管中央部で限界熱流束に至ったと考えられる。

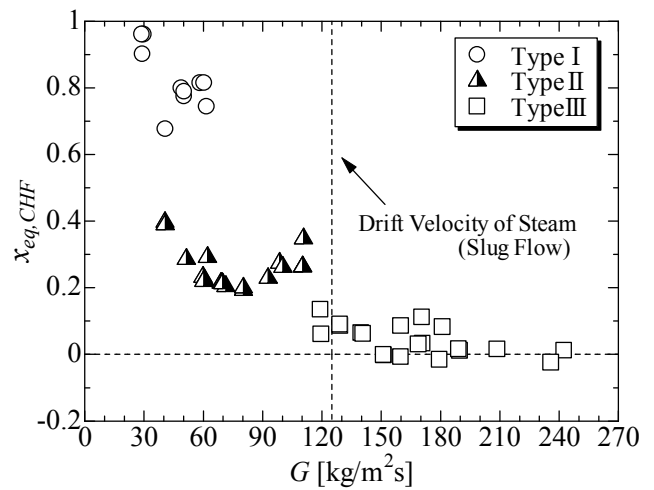


Fig.9 Thermal equilibrium of CHF point.

4. 結論

下降流場において管内径15mm、加熱長さ400mmの垂直管を用いた強制流動沸騰系において、下降流限界熱流束実験を行い、限界熱流束の発生形態を以下の3形態に分類した。

TypeI 管内は入口側まで蒸気が逆流しているが、テストセクション圧力損失は落ち着いている。これらのことから管内では非常に安定した流下液膜が形成され、液膜ドライアウト型の限界熱流束が発生する。したがって、管最下流部で温度逸走が生じる。

TypeII テストセクション圧力損失は変動幅が大きく、時折蒸気が上部まで逆流していることから、フラッシングが発生したものと考えられる。これにより液供給が阻害されるため、下流部で温度逸走が生じる。

TypeIII 蒸気の逆流はみられないが、限界熱流束発生位置での局所熱平衡クオリティをみると、0付近の低クオリティあるいはサブクール域で限界熱流束に達している。これらのことから、発生した蒸気の停滞により局所的な液供給の制限が発生するため、管中央部で温度逸走が発生した。

本研究の一部は平成25年度関西大学若手研究者育成経費によるものである。

5. 参考文献

- (1) Mishima, K., *Ph.D Thesis of Kyoto University*, (1984), 152-162.
- (2) Ruan, S.W., et al., *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 7, (1993), 296-306.
- (3) Okawa, T., et al., *J. Nucl. Sci. Technol.*, 40 (2003), 388-396.
- (4) Katto, Y., et al., *J. Heat Transfer*, 27, (1984), 1641-1648.
- (5) Zuber, N., et al., *J. Heat Transfer*, 87, (1965), 453-468.
- (6) Ueda, T., et al., *J. Heat Transfer*, 24, (1981), 1257-1266.