広島工業大学紀要研究編
第41巻（2007）pp. 19-26
論　　文

水道水のマイクロチャンネル内での流動沸騰熱伝達

橋　詰　健　一*・結　城　隆　洋**

（平成18年８月17日受理）

Flow Boiling Heat Transfer of Tap Water in Micro-Channels

Kenichi HASHIZUME and Takahiro YUKI

(Received Aug. 17, 2006)

Abstract

An experiment was conducted to investigate heat transfer characteristics of tap water in micro-channels. The tested channels were rectangular channels with 12mm breadth. They were a straight channel and two curved channels having a curvature radius of 64mm and 32mm, and the channel height was changed from 1.0mm to 3.0mm. The experimental results can be summarized as follows. 1) Heat transfer coefficient in a subcooled region increases rapidly with decreasing the degree of subcooling. 2) Heat transfer coefficient in a saturated region first decreases and then turns to increase. 3) Heat transfer coefficient in a saturated region increases with decreasing heat flux and increasing mass flux for all experimental conditions. 4) Heat transfer coefficient in a curved channel is smaller than that in a straight channel having the same channel height for narrower channels, but this tendency is reversed for higher channels. 5) Dryout occurs with smaller vapor quality with smaller channel height, smaller curvature radius, smaller mass flux and larger heat flux.

Key Words: heat transfer, boiling, evaporation, micro-channels, two-phase flow, experiment

１．緒　　言

筆者らは簡易型の過熱蒸気発生器の開発を目指している。これはらせん状の溝を有する薄い円盤に蓋をして流路を形成し，その中心部に水道水を流入させる。そして下面から電磁誘導加熱して外周部から過熱蒸気を取り出すものである。水道水は流路内で圧縮水（過冷却液）の状態から気液二相流を経て過熱蒸気の状態へと変化するが，この場合の流動沸騰現象には次のような特徴がある。

①マイクロチャンネル内の現象である

流路幅は数 mm ～数十 mm で，過冷却域で狭く，蒸気クオリティの増加に伴って広くなってゆく。流路高さは数 mm を想定している。この程度の等価直径を持つ直線状の流路であれば流動沸騰現象に関しては通常の流路と見做される場合が多いが，大気圧下の水では飽和蒸気の比体積が非常に大きいので発生する蒸気泡は流路の影響を大きく受ける。Thome[(1)]が推奨しているマイクロチャンネルとしての次の判定基準

$$Co=\left[\frac{\sigma}{g(\rho_{Ls}-\rho_V)d_e^2}\right]^{1/2}\geq 0.5\cdots\cdots(1)$$

によれば大気圧下での流動沸騰水の流路としてマイクロチャンネルとして扱うべき等価直径 d_e は５mm 以下ということになり，本研究で対象としている流動沸騰の熱伝達

* 広島工業大学工学部知能機械工学科
** 広島工業大学大学院工学研究科機械システム工学専攻
（現・東洋熱工業株式会社）

はマイクロチャンネル内の現象になる。

②沸騰流体は溶存空気を含んでいる大気圧下の水道水である

水道水は加熱流路に流入して加熱されるとすぐに溶存空気を放出するので，溶存空気を含まないとして計算したときに過冷却状態であっても空気／水の二成分系二相流になる。

③上面が非加熱の矩形流路である

開発対象としている過熱蒸気発生器では溝の蓋がガスケットを介して流路を構成するので上面は実質的に非加熱になる。

④流路がらせん状である

流路の曲率半径が流れ方向に大きくなってゆく。

これらの特徴のうち，①のマイクロチャンネル内での流れや流動沸騰現象に関しては，空気／水系[2,3]，冷媒R-113[4]，冷媒R-123[5〜10]，冷媒R-11[10]，冷媒R-134a[11]についての研究は発表されているが，②の大気圧下の水／水蒸気系についての研究は見当たらない。しかもこれまでに得られた実験結果の間には定性的にさえ不一致がみられ，伝熱機構が解明されているとはいい難い。③については藤田らが冷媒R-113[4]およびR-123[6]を用いた実験を行っているが，④のらせん状流路についての研究は見当たらない。

このような背景の下に筆者らは基礎研究として下面のみを加熱する直線状および円弧状の矩形流路における流動沸騰の熱伝達について実験を行ったので報告する。

記　　号

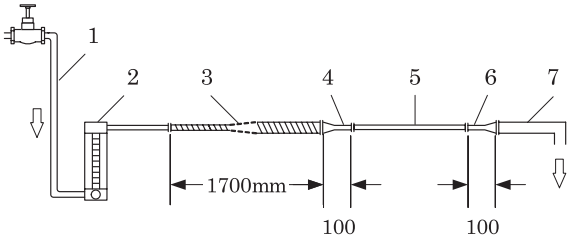
G　：質量流束
g　：重力加速度
H　：流路高さ
h　：比エンタルピー
Q　：加熱熱量
q　：熱流束
R　：流路の曲率半径
T　：温度
W　：質量流量
x　：クオリティ
a　：熱伝達率
Δh_v　：蒸発潜熱
ρ　：密度
σ　：表面張力

添え字

in　：予熱部入口
Ls　：飽和液
MS　：測定部
MSC　：測定部中央
PH　：予熱部
V　：飽和蒸気
w　：伝熱面

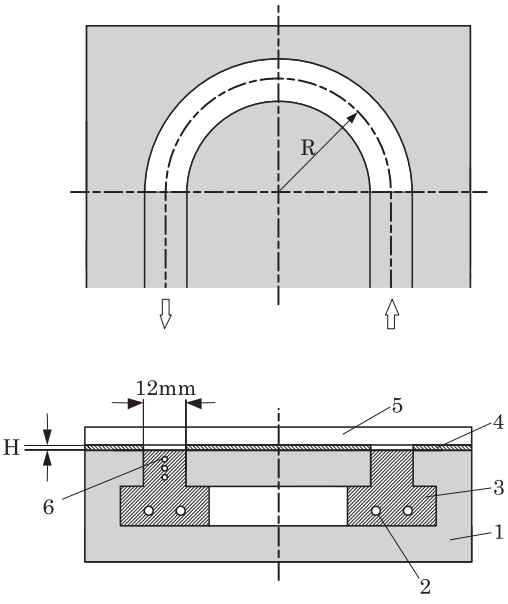
2．実　験　装　置

実験系統を図1に示す。水道水（1）は流量調節弁を有する流量計（2）を経て予熱部（3）に流入し，蒸気クオリティが設定されてから助走部（4）を経て測定部（5）へ流入する。ここで熱伝達率が測定された後，後流部（6）を経て大気開放されている排出管（7）へ流出する。



1:Tap water 2:Flowmeter with flow control valve 3:Pre-heater
4:Entrance region 5:Measurement section 6:Exit region 7:Exaust pipe

Fig.1 Experimental apparatus



1:Housing 2:Heater 3:Heater block 4:Spacer
5:Plexiglass 6:Thermocouple

Fig.2 Measurement section

予熱部は内径4 mm 〜 17mmの銅管で，その外周にマイクロヒーターを巻き付けて半田付けし，さらに厚さ5 mmにサーモセメントを塗り，その外側を厚さ10mmのグラスウールで断熱したものである。測定部は水平に設置された幅12mmの矩形流路である。予熱部と測定部との間には非加熱の助走部が設けられている。これは円形断面

の予熱部から矩形断面の測定部へ流れを滑らかに導く丸角ダクトと，測定部と同じ断面形状を持つ長さ 80mm の矩形ダクトとから成る。後流部も測定部と同一の断面形状を持つ長さ 80mm の矩形ダクトと流れを滑らかに導く角丸ダクトとから成り，排出管へ接続されている。

図２に測定部を示す。ベークライト製のハウジング（1）の中にはシースヒータ（2）を有するアルミ製の加熱ブロック（3）が埋め込まれている。ハウジングの上面にはスペーサ（4）を介して透明ユーピロンガラス（5）が載せられ，幅 12mm の矩形流路を形成している。流路高さ H はスペーサの厚さにより 1.0mm ～ 3.0mm に設定される。流路の曲率半径 R は $R=\infty$（直線状流路），R=64mm および 32mm（円弧状流路）の３種類であり，測定部の流れ方向長さはいずれも 100mm である。但し，R=64mm の流路については加熱部を３分割し，中央の部分を長さ 100mm の測定部とした。伝熱面温度測定のために測定部の中央位置に表面から 2.5mm ごとにＴ型シース熱電対（6）を３本埋め込んでいる。

３．実験データの評価方法

実験は定常状態で行った。測定部中央における蒸気クオリティ x_V はエンタルピーから算出した。

$$h_{MSC}=h_{in}+\frac{Q_{PH}+Q_{MS}/2}{W} \quad \cdots\cdots (2)$$

$$x_V=\frac{h_{MSC}-h_{Ls}}{\Delta h_v}$$

伝熱面の温度 T_w は加熱ブロックに埋め込まれた３点の熱電対による測定温度から外挿して求めた。そしてこれと伝熱面での熱流束 q_w および測定部中央における液の温度 T_{MSC} を用いて熱伝達率 α を算出した。

$$\alpha=\frac{q_w}{T_w-T_{MSC}} \cdots\cdots (3)$$

ここで温度 T_{MSC} は過冷却域（$x_V \leq 0$）ではエンタルピー h_{MSC} から算出される測定部中央における液の温度，沸騰域（$x_V \geq 0$）では飽和温度とする。

４．溶存空気の影響

水道水には空気が溶存しているので，予熱部で水温が上昇すれば溶存空気が放出されて式（2）による蒸気クオリティが負の値であっても流れは空気／水の二成分系二相流になる（実際のクオリティは正）。本実験で使用した水道水に含まれる溶存空気量は常温で飽和空気量に対して約 1.08 の過飽和状態である。水道水が温度上昇したとき，液の温度に相当する飽和空気量以上の空気は放出されるものとし，沸騰域ではこれに発生蒸気を加えた実際のクオリティを見積もって，ボイド率 ε を均質流モデルおよび Zivi モデル[12]で計算した結果が図３である。マイクロチャンネルでは低流速域では扁平気泡流（elongated bubble flow）が，高流速域では環状流（annular flow）が支配的な流動様式になることが従来の研究において一致しており，このときのボイド率は前者では均質流モデルが，後者では Zivi モデルが大まかな予測値としては妥当と思われる。図３より，過冷却域では均質流モデルによるボイド率が実際のボイド率に近い値とみても，放出空気はボイド率については決して無視できない量であることになる。ところが実際に流れの状態を目視観察すれば図４のようであり，流れは確かに扁平気泡流であるが気泡は伝熱面に付着して液よりもかなり遅い速度で移動するので，ボイド率は均質流モデルによる値よりもさらに大きいものと思われる。

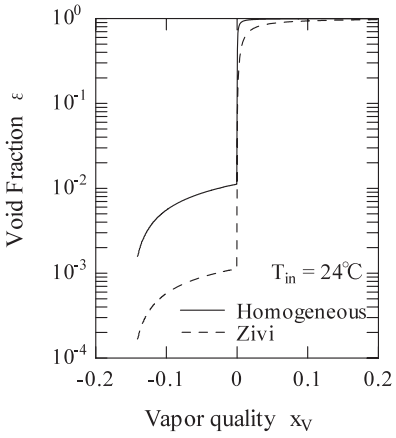


Fig.3 Void fraction with contribution due to dissolved air

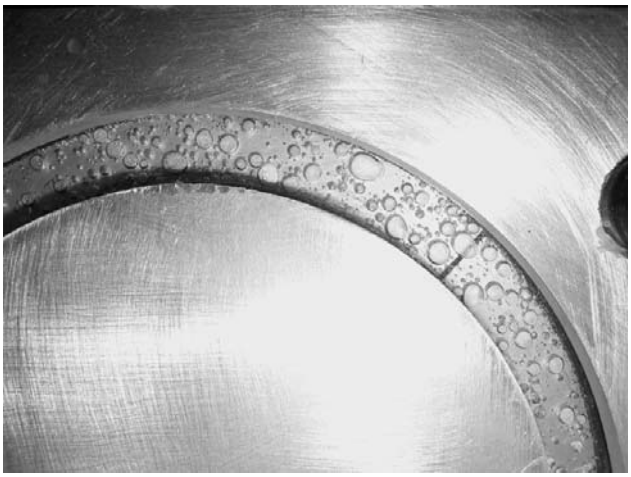


Fig.4 Flow condition of subcooled water (Curved channel, R=64mm, H=1.5mm, q_w=50kW/m^2, x_V=-0.114, T_w=69℃)

図３において，沸騰が始まれば放出空気のボイド率への寄与は無視でき，蒸気クオリティ x_V が 0.2 を超えるとどちらのモデルによってもボイド率は１に近い値になる。

5．直線状流路についての実験結果

5・1　蒸気クオリティに対する熱伝達率変化の傾向と熱流束の影響

図5に実験結果の代表例を示す。熱伝達率の変化は過冷却域では過冷却度が減少するに従って急上昇している。沸騰域になると蒸気クオリティの増加とともに一度低下した後，緩やかに上昇している。流路高さ H=1.0mm では蒸気クオリティが x_V = 0.7 付近になると熱伝達率が急激に低下する。同様の傾向はマイクロチャンネル内での冷媒を用いた従来の研究[4), (6), (7), (10)]においてもみられている。

各領域における熱伝達率の変化の様子は次のように考察される。

(a)　過冷却域（$x_V \leq 0$）

この領域における熱伝達率の急上昇については，同様の現象が見られた従来の研究ではサブクール沸騰の影響[(1), (10)]と説明されてきた。しかしながら本実験の結果では，流路高さや熱流束，質量流束の顕著な影響は認められていない（図5において過冷却域の実験点を貫く実線はすべて同一）。本実験では溶存空気が放出されるときにサブクール沸騰に似た効果が現れ，さらに，放出溶存空気による二相流効果（図3に示したボイド率に対応）が加わってこのような急上昇をもたらしているものと思われる。

(b)　沸騰域（$x_V \geq 0$）

この領域では最初は蒸気クオリティの増加に伴って一度熱伝達率が低下するが，x_V=0.2 程度になると緩やかな上昇に転じる。この傾向は，小蒸気クオリティ領域では核沸騰支配，中～大蒸気クオリティ領域では対流支配とするKandlikar[(13)]の整理式の傾向と一致する。

熱流束の影響についてみると，熱伝達率は熱流束が大きいほど低い値となっている。目視観察によれば，伝熱面上には部分的なドライパッチが発生し，ここに液が供給されてドライパッチが消滅し，また別の部分に新たなドライパッチが発生する，という流れになっている。熱流束が大きいときには一度発生したドライパッチには液が供給されにくくなって，これが熱伝達率の低下をもたらしている。

しかしながら細管についてのKandlikar[(13)]の整理式，菅谷ら[(8)]やBaoら[(10)]のデータではこれとは逆に熱流束が大きいほど熱伝達率が高くなって核沸騰支配の様相を示しており，また，藤田ら[(7)]のデータでは質量流束の大小によって熱流束の影響が逆転している。マイクロチャンネル内での流動沸騰熱伝達の研究を展望したThome[(1)]は今後の更なる実験的・解析的な研究が必要，としながらも，この領域が核沸騰支配という見方には実験データの健全性にまで遡って疑問を呈している。一方，下面加熱の矩形流路の実験を行った藤田ら[(4)]は流路高さが1～2mm では熱流束が大きいほど熱伝達率が大きいが，0.5mm 以下になればこれが逆転することを見出した。彼らはこの理由を，流路高さが小さく熱流束が大きいときには伝熱面への液膜の供給が遅れるため，と推察しているが，前述した筆者らの目視観察の結果もこの説明を裏付けている。

5・2　流路高さと質量流束の影響

図6は流路高さの影響を調べたものである。沸騰域では流路高さが小さいほど熱伝達率が大きくなっている。藤田ら[(6)]はこの理由を，流路高さが小さければ気泡成長に十分な空間がないので気泡が合体して早く環状流に遷移するためと説明しているが，筆者らの目視観察でもこの説明は正しいと思われる。ドライパッチの部分が伝熱面全体に大きく広がって熱伝達率が蒸気クオリティと共に低下する現象を“ドライアウトが発生した”ということにすれば，ドライアウトの発生は流路高さが小さいほど早く，H=1.0mm のときは x_V=0.6 以降ですでにドライアウト発生の兆候が見られるが，H=1.5mm になると x_V=0.8 を過ぎるまでその兆候がみられない。この理由も液膜の供給により説明されよう。しかしながら，ドライアウトが発生する蒸気クオリ

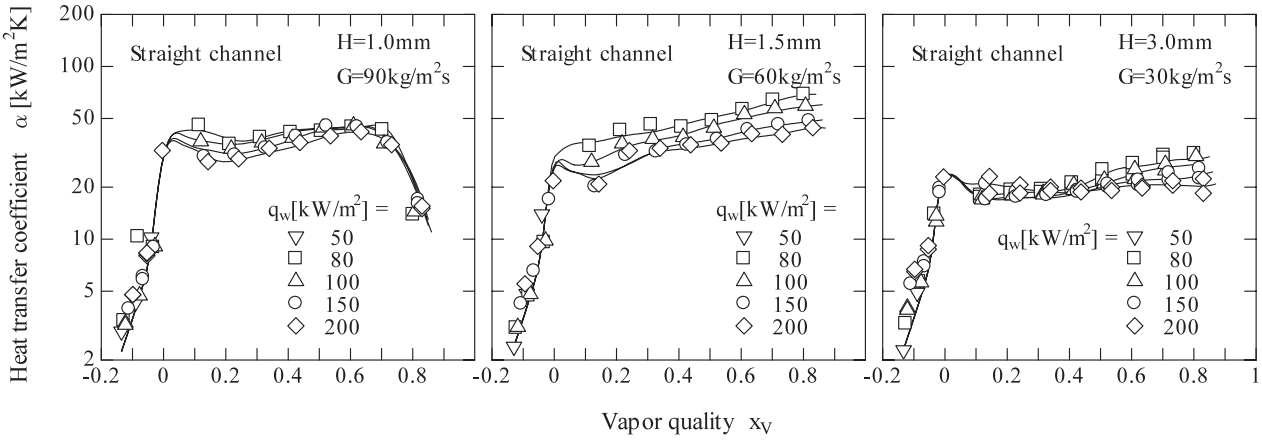


Fig.5 Effect of heat flux for straight channels

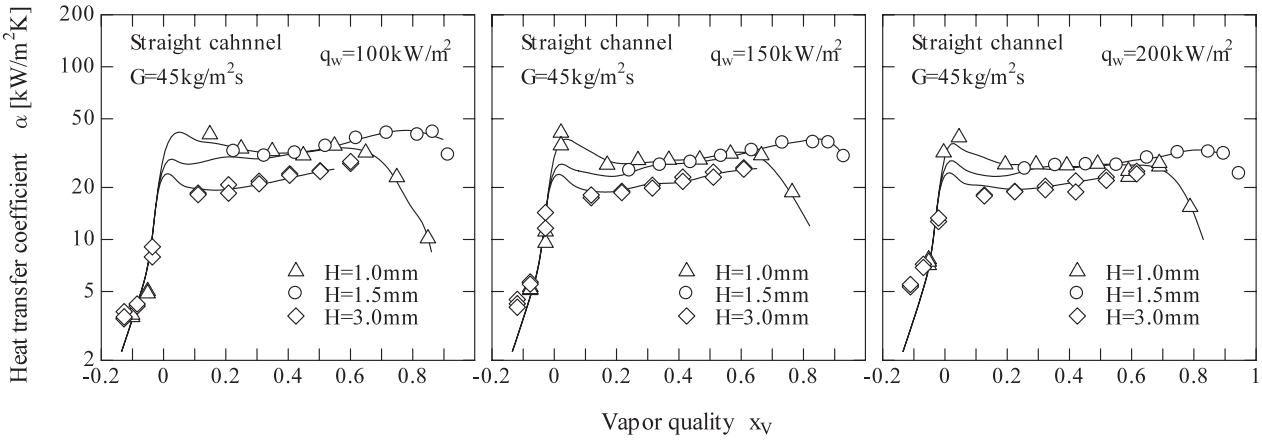


Fig.6 Effect of channel height for straight channels

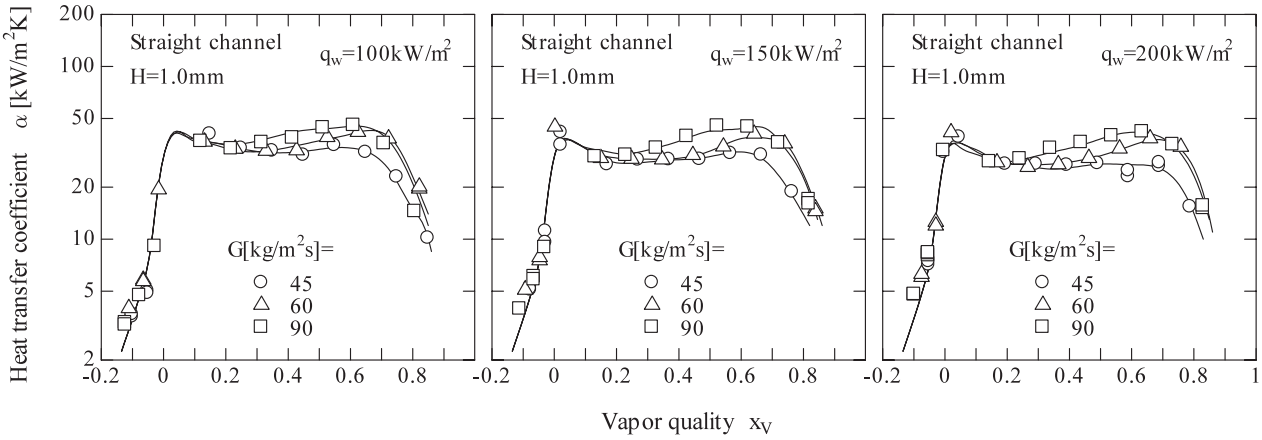


Fig.7 Effect of mass flux for straight channel

ティについては熱流束の顕著な影響が認められない。

図７は質量流束の影響を調べたものである。沸騰域では質量流束が大きいほど熱伝達率が大きくなっている。ドライアウト発生に質量流束の顕著な影響はみられない。

熱伝達率が質量流束に依存するのは，この領域では環状流になっていて熱伝達が対流支配になるためと考えられる。しかしながら Kuwahara ら[11]のデータでは質量流束の影響は本実験の結果よりもはるかに顕著である一方，藤田ら[6]や Bao ら[10]のデータでは質量流束の影響が認められていない。熱流束の影響も含めて，伝熱機構の解明に更なる研究が必要である。

６．円弧状流路についての実験結果

６･１　蒸気クオリティに対する熱伝達率変化の傾向と熱流束の影響

図８および図９は実験結果の代表例を示したものである。過冷却域の熱伝達率は直線状流路と同一であり，曲率半径や流路高さ，熱流束の影響は見られない（図８および図９における過冷却域の実験点を貫く実線は直線状流路と同じ）。しかし沸騰域に入ると蒸気クオリティに対する熱伝達率変化の様子は直線状流路とはかなり異なってくる。目視観察によれば，未蒸発の液は流れに沿って内周側に寄ってくる傾向にあり，伝熱面上のドライパッチは外周側から次第に内周側へと広がってゆく。熱伝達率はドライパッチ部分の割合に密接に関連していて，熱流束が大きくなるとドライパッチ部分には液が供給されにくくなるため，熱伝達率は熱流束が大きいほど低くなる。ドライアウトが発生する蒸気クオリティは熱流束に依存し，熱流束が大きくなるにつれて小さな蒸気クオリティでドライアウトが発生している。

６･２　流路高さと質量流束の影響

図 10 は流路高さの影響を調べたものである。直線状流路とは逆に，どちらの曲率半径についても流路高さが小さいほど熱伝達率が小さい。前述のように円弧状流路では流れと共に液が内周側に寄る傾向があって，伝熱面上に薄い液膜が形成されて高い熱伝達率を示すが，流路高さが小さくなれば液の移動が制限されて伝熱面上での液膜が薄くなりにくくなるためと思われる。

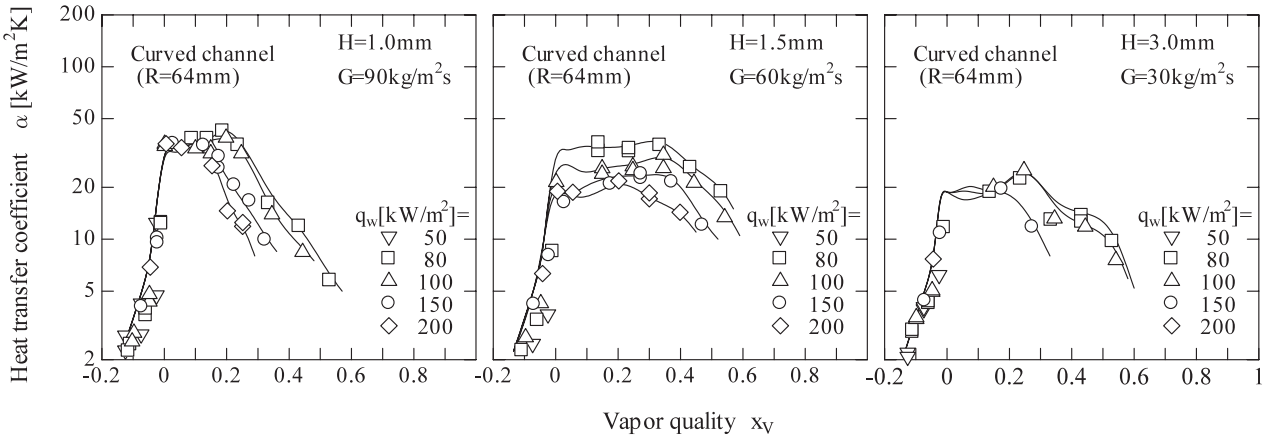


Fig.8 Effect of heat flux for curved channels (R=64mm)

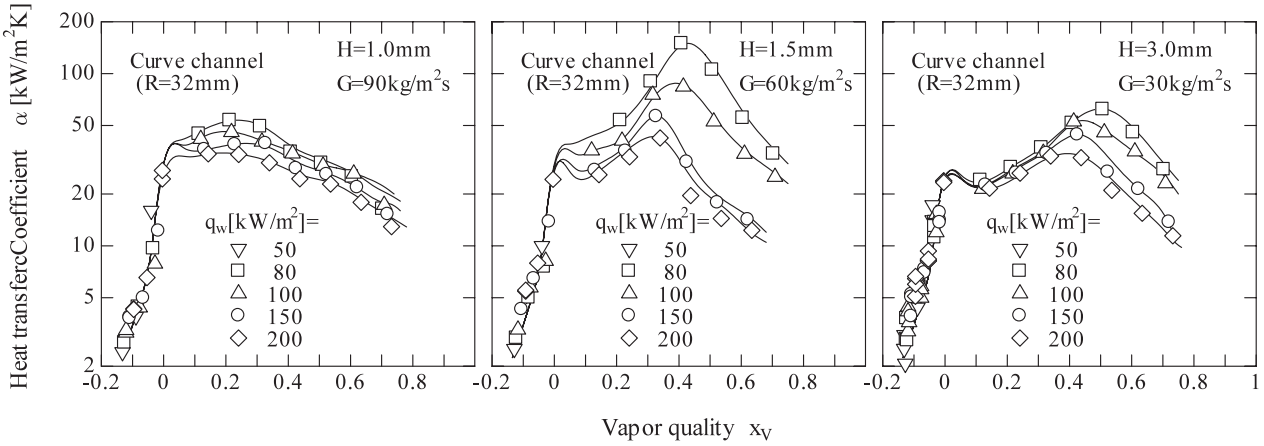


Fig.9 Effect of heat flux for curved channels(R=32mm)

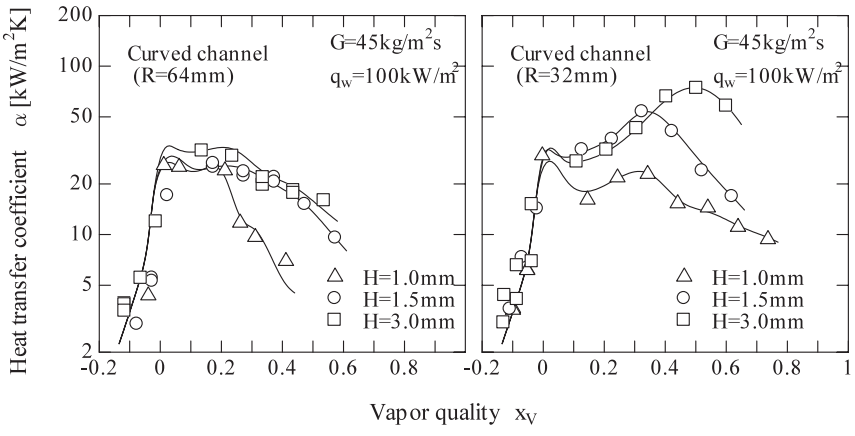


Fig.10 Effect of channel height for curved channels

図 11 は質量流束の影響を調べたものである。直線状流路と同様に質量流束が大きいほど熱伝達率も大きくなっているが，影響の度合いは直線状流路よりも顕著であり，しかも質量流束が大きくなるほどドライアウトが発生しにくくなっている。

6・3　流路曲率半径の比較

図 12 は直線状流路（$R=\infty$）と円弧状流路（R=64mm および R=32mm）における熱伝達率を代表例について比較したものである。流路高さが小さいとき（H=1.0mm）には曲率半径が小さいほど熱伝達率が小さくなっているが，流路高さが大きくなる（H=1.5mm）と R=32mm の熱伝達率が直線状流路を上回り，流路高さがさらに大きくなる（H=3.0mm）と R=64mm の熱伝達率も直線状流路を上回るようになる。円弧状流路において液が内周側による傾向は伝熱面上での液膜を薄くするから，液膜の移動が制限

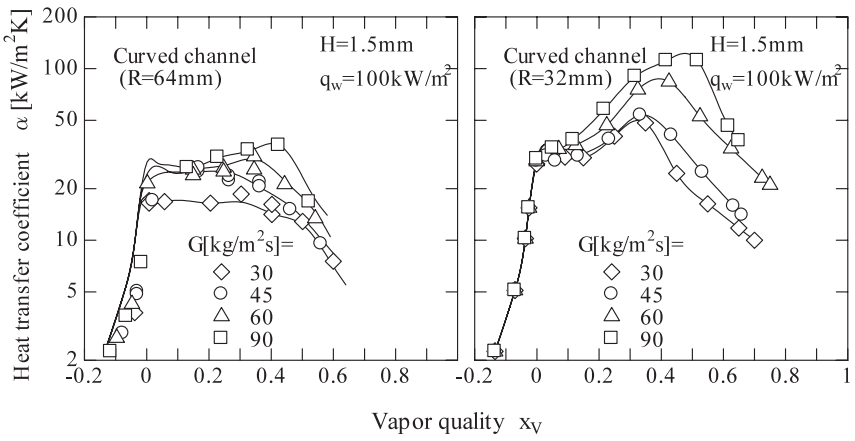


Fig.11 Effect of mass flux for curved channels

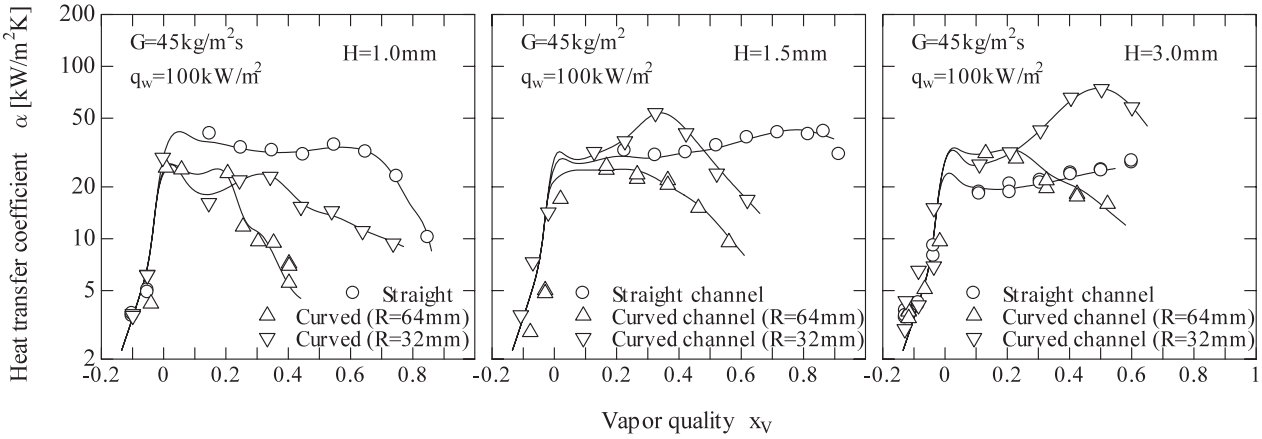


Fig.12 Efect of channel geometry

されない限り円弧状流路の方が直線状流路よりも熱伝達率が高くなるものと考えられる。ドライアウトは曲率半径が小さいほど小さな蒸気クオリティで発生している。

7．結　　言

簡易型過熱蒸気発生器の開発のための基礎研究として，下面のみが加熱される矩形断面の直線状流路（曲率半径 $R=\infty$）と円弧状流路（R=64mm および 32mm）における水道水の流動沸騰熱伝達特性を実験により調べ，以下の事項がわかった。

1）過冷却域の熱伝達率は過冷却度の減少とともに急激に増加する。そしてその値は流路形状（曲率半径，流路高さ），熱流束，質量流束には依存しない。

2）沸騰域に入ると熱伝達率は蒸気クオリティの増加と共に一度低下し，その後ゆるやかな上昇に転じる。

3）すべての流路において，沸騰域の熱伝達率は熱流束が小さいほど，また，質量流束が大きいほど大きくなる。

4）流路高さが小さい（H=1.0mm）ときには円弧状流路の熱伝達率は同一流路高さを持つ直線状流路よりも小さいが，流路高さが大きくなる（H=3.0mm）と逆転する。

5）ドライアウトが発生する蒸気クオリティは流路高さが小さいほど，質量流束が小さいほど，熱流束が大きいほど小さな値となる。但し，直線状流路においては熱流束の影響は顕著ではない。

なお，本研究における実験には広島工業大学工学部知能機械工学科卒業研究として中俊典，細田恭史，両君の協力を得たことを記し，感謝の意を表す。

文　　献

（1）Thome,J.R., *Int. J. Heat Fluid Flow,* 25 (2004), 128-139

（2）Coleman,J.W. and Garimella, S., *Int. J. Heat Mass Transfer,* 42 (1999), 2869-2881

（3）Ueda,T., Kaji,M. and Sawai,T., 1st Int. Forum on Heat Transfer, Kyoto, 2004, GS4-19

（4）藤田恭伸・楊洋，第 40 回日本伝熱シンポジウム，2003 年 5 月，D311

（5）巌子翔・ほか 3 名，第 39 回日本伝熱シンポジウム，2002 年 6 月，F221

（6）藤田恭伸・楊洋，第 39 回日本伝熱シンポジウム，

2002年6月，F234
（7）藤田恭伸･藤田奈美，第40回日本伝熱シンポジウム，2003年5月，D312
（8）菅谷正則･ほか3名，第41回日本伝熱シンポジウム，2004年5月，I152
（9）Yen,T.H., Suzuki,Y. and Kasagi,N., 1st Int. Forum on Heat Transfer, Kyoto, 2004, GS3-01
（10）Bao,Z.Y., Fletcher, D.F. and Haynes,B.S., *Int. J. Heat Mass T ransfer,* 43 (2000), 3347-3358
（11）Kuwahara,K. , Koyama,S. and Kazari,K., *Thermal Sci. Eng.,* 12-6 (2004), 13-21
（12）技術資料，管路・ダクトの流体抵抗，日本機械学会，1979，181-183
（13）Kandlikar,S.G. and Balasubramanian,P., *Heat Transfer Eng.,* 25-3 (2004), 86-93