

マイクロチャンネル内二相流のボイド率, 壁面摩擦力および
気液界面摩擦力について*川原 顕磨呂*¹, 佐田富 道雄*²Void Fraction, Wall and Interfacial Friction Forces for
Two-Phase Flow in MicrochannelAkimaro KAWAHARA*³ and Michio SADATOMI*³ Department of Mechanical System Engineering, Kumamoto University,
2-39-1 Kurokami, Kumamoto-shi, Kumamoto, 860-8555 Japan

The flow characteristics of the two-phase flows in a 100 μm circular horizontal microchannel have been investigated experimentally and analytically. In the experiments, nitrogen gas and one of four liquids (distilled water and 4.8, 49, 100 wt% ethanol in water) were injected through a T-junction type mixer to the microchannel, having smaller diameter than that of the mixer. Both quasi-homogeneous flow and quasi-separated flow was observed depending on gas and liquid flow conditions. Furthermore, the data on void fraction, frictional pressure drop and interfacial friction force were found to be larger in the quasi-homogeneous flow than the quasi-separated one. In the analysis, empirical correlations of the liquid-wall friction force and the gas-liquid interfacial friction force were developed respectively for the quasi-homogeneous and the quasi-separated flows. By substituting these correlations into an analytical code based on a one-dimensional two-fluid model, we calculated the void fraction. The calculations reasonably agreed with the data irrespective of the quasi-homogeneous and the quasi-separated ones.

Key Words: Microchannel, Gas-Liquid Two-Phase Flow, Void Fraction, Interfacial Friction

1. 緒 言

マイクロチャンネルは, マイクロ電子機器の冷却⁽¹⁾, マイクロリアクタ⁽²⁾, 小型燃料電池⁽³⁾, 薬液投与等への利用が行われている⁽⁴⁾. したがって, マイクロチャンネル内の熱流動機構, とりわけ沸騰や凝縮, 気-液間の反応を伴う装置における気液二相流動機構の解明は, マイクロサイズの各種流体機器の設計・開発上, 不可欠といえる.

上記に関連して, 近年, 内径が 500 μm 以下のマイクロチャンネル内の二相流に関する研究が盛んになってきている^{(5)~(12)}. しかし, それらの研究では気液の流量比が類似であっても実験ごとに異なる二相流動特性(流動様式, 圧力損失およびボイド率等)が観察されている. このような流動特性の差異の原因として, 各実験で採用された気液混合法の違いが考えられること

から, 既報⁽¹³⁾, ⁽¹⁴⁾では気液混合法がマイクロチャンネル内の二相流動に及ぼす影響を調べた. 本研究では, 表面張力, 粘度等の液物性値の影響を調べるために, 供試管として内径 100 μm の円形マイクロチャンネル, 作動液体に重量濃度の異なるエタノール水溶液を用い, ボイド率と圧力損失を測定した. そして, それらのデータを使って二流体モデル⁽¹⁵⁾における構成式の精度向上に必要な壁面摩擦力および気液界面摩擦力の実験値を求め, それらを記述しうる新たな構成式を得た. さらに, それらの構成式を組み込んだ定常非加熱の一次元二流体モデルを用いてボイド率を計算し, 実験値との比較を行った. 以下に, それらの結果を報告する.

2. 実 験

2・1 実験装置と方法 図1に実験装置の概要を示し, 実験の概要を説明する. 圧力による装置の膨張を避けるため, 試験流路(マイクロチャンネル)を除くすべての配管と継手類は金属製とした. 液タンク内の供試液体は, 窒素ガスの圧力によって一定の流量で気

* 原稿受付 2007年10月9日.

*¹ 正員, 熊本大学大学院自然科学研究科産業創造工学専攻先端機械システム講座(☎ 860-8555 熊本市黒髪 2-39-1).*² 正員, フェロー, 熊本大学大学院自然科学研究科.
E-mail: akimaro@mech.kumamoto-u.ac.jp

液混合部に送り出された。一方, 供試気体である窒素ガスは, もう一つのボンベより気液混合部に送り出された。これらの気・液は, 気液混合部で気液二相流となり, 試験部に流入した。

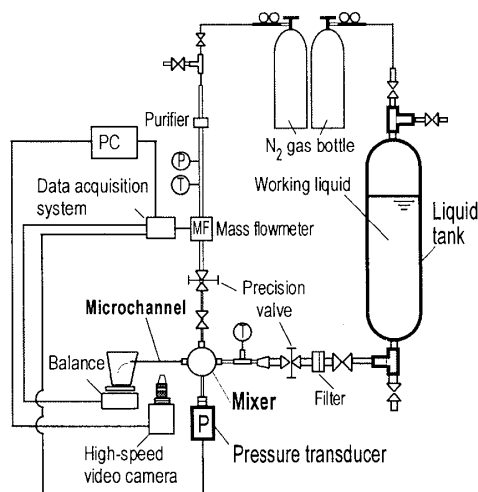


Fig. 1 Test apparatus

図2に気液混合部および試験部(マイクロチャンネル)入口の概略を示す。この構成は既報^{(13),(14)}のものと同一であり, 気液混合部にはマイクロ T 継手 (Valco Instrument Co. Inc. 製) を利用した。マイクロチャンネルの内径は $D = 100 \mu\text{m}$, 混合部の内径は $D_M = 500 \mu\text{m}$ であった。なお, マイクロチャンネルの材質は熔融シリカガラスであった。図2は混合部を上から見たものであり, 1 から液体, 2 から気体を流入させた。

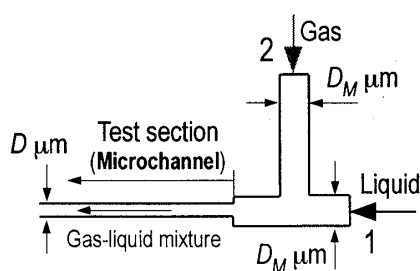


Fig. 2 Microchannel and T-junction inlet

混合部で生じた二相流は水平な試験部マイクロチャンネル(長さ: 85 mm)を通り, 大気へ開放された。気体流量は質量流量計により, 液体流量は試験部から流出する液を容器に採取し, その重量の時間変化から求めた。各流量の測定精度は流量条件に応じて異なり, 気相は 1~10%, 液相は 0.1~1% であった。混合部の圧力を圧力変換器で測定し, 混合部と試験部出口(大

気圧)との圧力差から試験部における摩擦圧力損失を求めた。その際の摩擦圧力損失の決定法は文献(7)の方法と同じである。圧力測定の精度は 1~4% の範囲であった。さらに, 試験区間中央の流動様相をマイクロレンズ付き高速度ビデオカメラで撮影し, その撮影画像からボイド率を求めた⁽⁷⁾。ボイド率の測定精度は 0.05~0.1 であった。

上記の圧力損失およびボイド率のデータを次式に代入し, 単位体積当たりの気液界面間の摩擦力, F_I , を求めた。

$$F_I = -\rho_G j_G \frac{du_G}{dZ} - \alpha \frac{dP}{dZ} \quad (1)$$

$$\frac{du_G}{dZ} = -\frac{j_G}{\alpha} \left(\frac{1}{P_{sys}} \frac{dP}{dZ} + \frac{1}{\alpha} \frac{d\alpha}{dZ} \right) \quad (2)$$

ここで, ρ_G は気体の密度, j_G は気体の体積流速, u_G は気体の平均速度, α はボイド率, P は圧力, Z は管軸方向長さである。 P_{sys} はシステム圧で, 試験区間中央(マイクロチャンネル入口より下流 42.5 mm の位置)での値である。上記の式は, 定常非加熱の一次元二流体モデル⁽¹⁵⁾における気体と液体の運動量保存式から導出されたものである⁽¹⁶⁾。

2・2 実験条件 気体には窒素ガスを用い, 液体には表面張力や液粘性の影響を見るために表1に示す物性値(密度 ρ , 粘度 μ , 表面張力 σ) の蒸留水および異なる重量濃度のエタノール水溶液を用いた。表中の物性値における \pm の数値は平均値からの最大偏差を表わしており, 実験中の液温の違いによるものである。エタノール水溶液の粘度はその重量濃度が約 50% において最大値を取る。さらに, 無水エタノールの粘度は重量濃度 4.8% のエタノール水溶液のそれとほぼ同じ値であるが, 表面張力は 1/3 程度である。

Table 1 Properties of working liquids

Working liquids	Density kg/m ³	Viscosity Pa·s	Surface tension N/m
Distilled water	995.5	0.85 ± 0.03	0.071 ± 0.001
Ethanol 4.8wt%	988.6	1.06 ± 0.01	0.059 ± 0.001
Ethanol 49wt%	906.7	2.00 ± 0.08	0.028 ± 0.001
Ethanol 100wt%	782.7	1.08 ± 0.03	0.022 ± 0.001

表2に流動条件を示す。 j_L と j_G は, 試験部マイクロチャンネルにおける液と窒素ガスの体積流速である。なお, j_G は試験区間中央での値である。

表3は各種無次元パラメータ（見かけの液相と気相のレイノルズ, $Re_L(= \rho_L j_L D / \mu_L)$ と $Re_G(= \rho_G j_G D / \mu_G)$, 同じくウェーバー数, $We_L(= \rho_L j_L^2 D / \sigma)$ と $We_G(= \rho_G j_G^2 D / \sigma)$, ボンド数, $Bo(= (\rho_L - \rho_G)g(D/2)^2 / \sigma)$, キャピラリ数, $Ca(= \mu_{j_L} / \sigma)$ の範囲を示す。

Table 2 Ranges of volumetric fluxes for liquid and gas

Working liquids	j_L m/s	j_G m/s
Distilled water	0.39 - 1.25	0.13 - 3.76
Ethanol 4.8wt%	0.26 - 1.14	0.11 - 3.58
Ethanol 49wt%	0.07 - 0.47	0.03 - 1.97
Ethanol 100wt%	0.09 - 0.98	0.12 - 3.56

Table 3 Ranges of dimensionless numbers

Working liquids	Re_L	Re_G	We_L
Distilled water	46-149	1.2-48	0.21-2.21
Ethanol 4.8wt%	24-107	1.1-56	0.11-2.17
Ethanol 49wt%	3.4-21	0.4-21.4	0.02-0.71
Ethanol 100wt%	6.7-72	1.4-37	0.03-3.45

We_G	Bo	Ca
0.00004 - 0.042	0.0003	0.0045 - 0.015
0.00004 - 0.060	0.0004	0.0046 - 0.020
0.00001 - 0.027	0.0008	0.0053 - 0.034
0.0001 - 0.010	0.0009	0.0045 - 0.049

3. 実験結果と考察

3・1 流動様式 図3と4に本実験で観察された典型的な流れを示す。図3は擬似均質流^{(13),(14)}であり, 管軸方向長さが約1 mmの観察窓より短い気体スラグと液体スラグの間欠的な流れであった。図4は擬似分離流^{(13),(14)}であり, 非常に長い気体スラグが支配的な流れであった。

3・2 ボイド率 図5は4種類の供試液体に関するボイド率 α の実験値を気体体積流量比 $\beta(= j_G / (j_G + j_L))$ に対してプロットしたものである。擬似均質流と擬似分離流の実験値を△系と□系の記号で区別した。図中の実線はKawaharaらの⁽⁷⁾100 μm 管内空素ガス-水二相流の実験データ（気液混合部は本実験とは異なるものが使われており, データの大半は擬似分離流であった）に基づく次の近似式による計算値である。

$$\alpha = \frac{0.03\beta^{0.5}}{1 - 0.97\beta^{0.5}} \quad (3)$$

また, 二種類の破線は均質流 ($\alpha = \beta$) と次の Armand の式⁽¹⁷⁾によるボイド率である。

$$\alpha = \frac{1}{C_A} \beta, \quad C_A = 1.2 \quad (4)$$

図5から擬似均質流の実験値は均質流（あるいは Armand の式）の計算値に近く, 擬似分離流の実験値は Kawahara らの式による計算値に近いものが多いことが分かる。そして, 擬似分離流における表面張力低下の影響は j_G あるいは $\beta (> 0.8)$ が比較的高い領域で見ることができる。すなわち, 表面張力が最も低いエタノール 100 wt%では, 他の液体の場合よりも気相周りの液膜が薄くなって α は高くなり, Armand の式に近い値を示す。

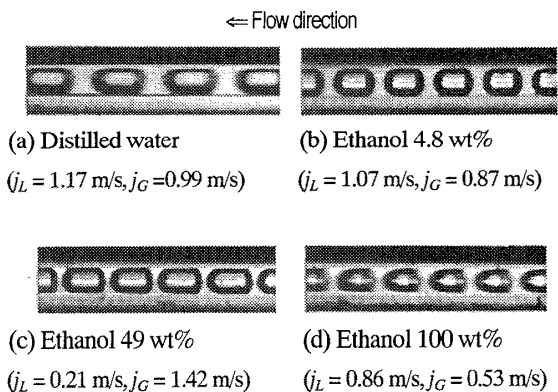


Fig. 3 Quasi-homogeneous flows in the present 100 μm microchannel when different working liquids were used

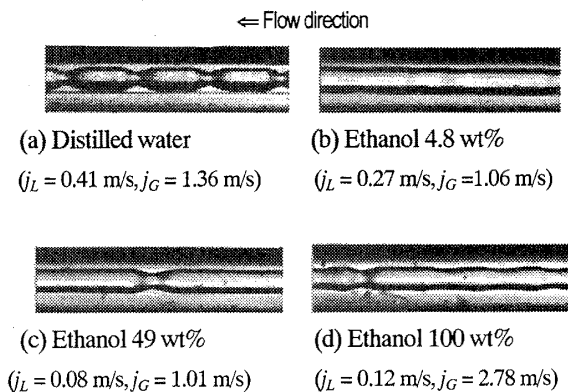


Fig. 4 Quasi-separated flows in the present 100 μm microchannel when different working liquids were used

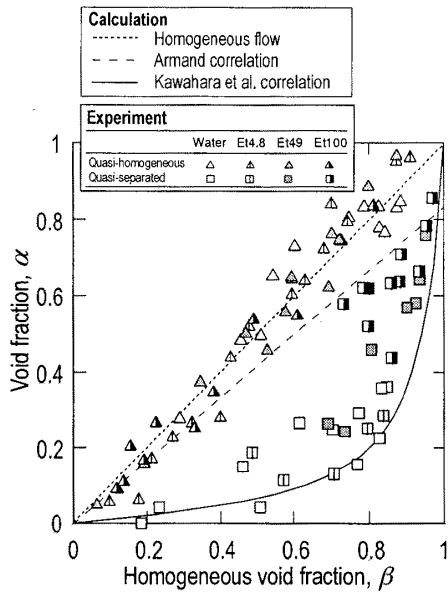


Fig. 5 Void fraction data vs. homogeneous void fraction when different working liquids were used

3・3 壁面摩擦力 図6に壁面摩擦力 F_{WL} の実験値を示す。横軸は気体の体積流速 j_G である。なお, F_{WL} は摩擦圧力損失勾配と同じである。 F_{WL} は擬似均質流の方が擬似分離流よりも一般的に大きいことが分かる。これは擬似均質流の方がボイド率 α が大きく, 液の平均速度 $u_L (= j_L / (1 - \alpha))$ が大きくなったためと考えられる。また, 擬似均質流と擬似分離流の実験値が近い場合があり, そのような流れは均質的な流れと分離流的な流れの出現確率が近づいている場合であり, 中間領域と呼ぶことにする。

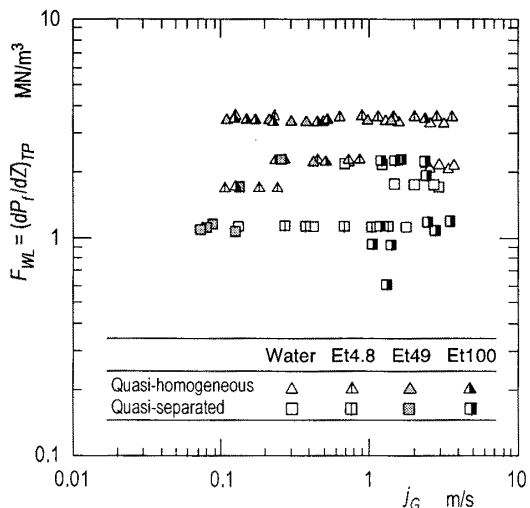


Fig. 6 Two-phase frictional pressure drop data

3・4 気液界面摩擦力 図7に気液界面摩擦力, F_I の実験値を示す。横軸はボイド率, α , である。

F_I は供試液体の違いによらず α に対して線形的に増加し, 擬似均質流および擬似分離流それぞれについて次式で近似できた。

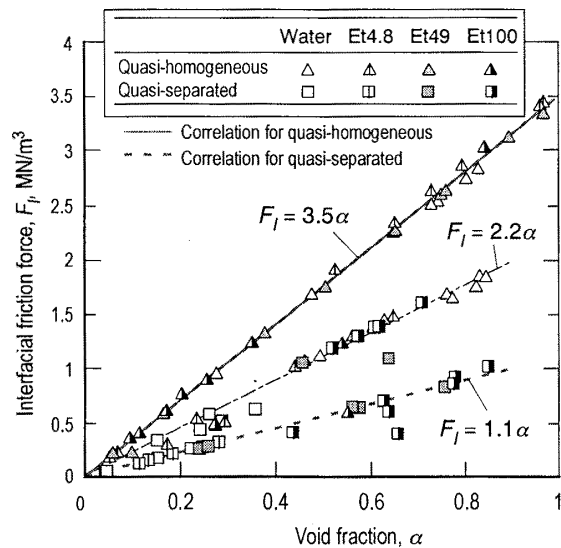


Fig. 7 Gas-liquid interfacial friction force data

$$F_I = 3.5 \alpha \quad \text{: 擬似均質流,} \quad (5)$$

$$F_I = 1.1 \alpha \quad \text{: 擬似分離流.} \quad (6)$$

さらに, 擬似均質流と擬似分離流の中間領域の F_I は次式で近似できることが分かった。

$$F_I = 2.2 \alpha \quad \text{: 中間領域.} \quad (7)$$

4. 二流体モデルによるボイド率の計算

4・1 二流体モデル ボイド率の予測式はこれまでに数多く提案されている。しかしながら, それぞれの式は実験データの相関式であり, 適用範囲はそれぞれの実験範囲に限定される。そこで, 実験範囲の如何に依らず二相流のボイド率等を予測するために二流体モデル⁽¹⁵⁾が広く使われるようになった。そこで, ボイド率の本実験値の予測に二流体モデルが適用可能であるかどうかを, 定常非加熱の一次元流れを対象とする次の運動量式を連立して解いてみた。

$$\frac{d}{dz} (\rho_G \alpha u_G^2) + F_{WG} + F_I + \alpha \frac{dP_G}{dz} = 0, \quad (8)$$

$$\frac{d}{dz} (\rho_L (1 - \alpha) u_L^2) + F_{WL} - F_I + (1 - \alpha) \frac{dP_L}{dz} = 0. \quad (9)$$

ここで, 式(8)は気相に関するもので, 気相と流路壁面間の摩擦係数 f_{wG} は無視した. 次に, 式(8)と液相に関する式(9)を用いてボイド率を計算するためには, 気液界面の摩擦係数 F_I および液相と流路壁面の摩擦係数 F_{wL} の構成式が必要となる. これまでに提案されている構成式のほとんどが通常口径管のデータに基づいて得られており, それらの式がマイクロチャンネル内の流れに適用できるかは疑わしい. 例えば, 著名な二流体モデルの解析コードである TRAC-PF1/MOD 1⁽¹⁸⁾ では気泡径の計算値は流路サイズを超える数 mm 程度の非現実的な値となり, F_I を極めて過大評価する. そこで, 本計算では F_I の計算には本マイクロチャンネルの実験で得られた式(5)~(7)を用いた. 他方, F_{wL} の計算には, 3.3 節に示したデータを表現すべく新たに構成式を導いた.

4・2 壁面摩擦係数の構成式 二相流の壁面摩擦係数の代表的な予測法として Lockhart-Martinelli (L-M) 法⁽¹⁹⁾ が広く使われており, 本実験値に適用できるか検討してみた. その際, L-M 法で必要となる二相摩擦乗数のモデルには Chisholm & Laird⁽²⁰⁾ および流路サイズの影響を考慮に入れた Mishima & Hibiki⁽²¹⁾ 等のいくつかのモデルを試用してみた. その結果, Mishima & Hibiki のモデルを用いた場合の計算値との一致が最も良く, 平均二乗根誤差で, 約 30% で一致することが分かった. 次に, 内径 1~4 mm のミニチャンネル内水-空気-水二相流のデータに基づく深野ら⁽²²⁾ の式では本実験値を精度良く予測できなかった.

次に, 同程度の気液流量比でも擬似均質流と擬似分離流では壁面摩擦係数の値が異なるので, 以下では擬似均質流と擬似分離流とを分けて, それぞれのタイプの流れの壁面摩擦係数に適合する構成式を考えてみた.

擬似均質流では, 気体と液体は連続した交互のスラグとして流れており, 圧力損失は気体スラグ部と液体スラグ部の圧力損失の合計とみなすことができる. しかし, 気体スラグ部の圧力損失は液体スラグ部のそれと比較して無視できると考えられるので, 壁面摩擦係数 F_{wL} は Nicklin⁽²³⁾ による次式で表わすのが適切である.

$$F_{wL} = f_{DH} \frac{1}{D} \frac{\rho_L j^2}{2} (1-\alpha) \quad (10)$$

ここで, j は両相の合計の体積流束 ($= j_G + j_L$), f_{DH} は均質流におけるダルシーの摩擦係数である.

図 8 は擬似均質流に関する F_{wL} の実験値を式(10)に代入して求めた f_{DH} の実験値を次の均質レイノルズ数⁽²⁴⁾, Re_H , に対してプロットした結果である.

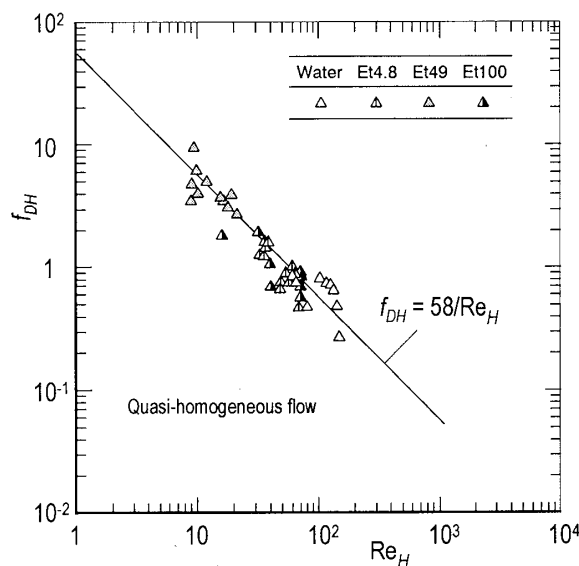


Fig. 8 Quasi-homogeneous friction factor data by Eq. (10) against the Reynolds number by Eq. (11)

$$Re_H = \frac{GD}{\mu_L} \quad (11)$$

ここで, G は両相の合計の質量流束 ($= \rho_G j_G + \rho_L j_L$) である. 図から擬似均質流のデータは次式で表わせることが分かる. 計算値の実験値との一致は平均二乗根誤差で 35% 程度であった.

$$f_{DH} = 58 / Re_H \quad (12)$$

擬似分離流の場合, 狭隘流路の圧力損失の計算に適する分離流モデル⁽²⁴⁾ を F_{wL} の構成式として使用した.

$$F_{wL} = f_{DS} \frac{1}{D} \frac{\rho_L u_L^2}{2} \quad (13)$$

このモデルでは, u_L は液相の平均速度 ($= j_L / (1-\alpha)$) であり, 二相摩擦係数 f_{DS} は次式で評価される.

$$f_{DS} = C_S / Re_{LS}^n \quad (14)$$

$$Re_{LS} = \frac{\rho_L u_L D}{\mu_L} \quad (15)$$

図 9 は式(13)の f_{DS} の実験値を式(15)のレイノルズ数 Re_{LS} でプロットした結果である. 図から式(12)における C_S と n はそれぞれ 58 と 1 の値をとることが分かる.

計算値の実験値との一致は平均二乗根誤差で 35% 程度であった。

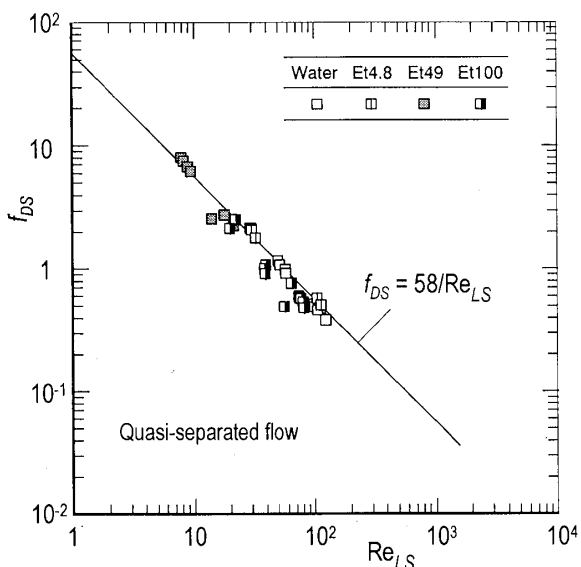


Fig. 9 Quasi-separated flow friction factor data by Eq. (13) against the Reynolds number by Eq. (15)

4・3 計算結果 式(8), (9), 式(10)~(15)を用いた二流体モデルによるポイド率の計算では, 気液の体積流束, 物性値および流路の直径を入力値として与える。さらに, 気液界面摩擦力および壁面摩擦力の構成式を選択するために, 流れが擬似均質流, 擬似分離流のいずれであるかを情報として与える必要がある。なぜなら, 現時点では, 流量条件によりどちらの流れになるかの普遍的な判断基準がないためである。また, 本実験においては層状流が現われなかったため, 水平流であるにも拘らず一圧力モデル ($P_G = P_L$) が適用できるとした。

表4は二流体モデルによるポイド率の計算値と実験値の比較結果である。表中の平均誤差 E_M および平均二乗根誤差 E_{RMS} は次式で求めた。

$$E_M = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\alpha_{Cal,i} - \alpha_{Exp,i}) \quad (16)$$

$$E_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\alpha_{Cal,i} - \alpha_{Exp,i})^2} \quad (17)$$

エタノール 100 wt% の擬似分離流の場合を除いて, 計算値は実験値と平均二乗根誤差 0.15 以内で一致することが分かる。図 10 (a) と (b) はそれぞれ擬似均質流と擬似分離流のポイド率の計算値と実験値の比較結果であ

る。なお, “*” を付しているプロット点は流れが擬似均質流と擬似分離流の中間領域に分布しているデータに対応している。その領域の計算値と実験値の一致の程度は, その他の流れの場合よりも劣っている。

Table 4 Mean and RMS errors for a two-fluid model calculation

Working liquids	Quasi-homogeneous		Quasi-separated	
	E_M	E_{RMS}	E_M	E_{RMS}
Distilled water	0.13	0.14	0.10	0.11
Ethanol 4.8 wt%	0.03	0.13	0.03	0.05
Ethanol 49 wt%	0.04	0.09	-0.07	0.15
Ethanol 100 wt%	0.002	0.12	-0.17	0.23

5. 結 言

本研究で得られた知見を以下に示す。

- 4 種類の液体のいずれにおいても, 擬似均質流と擬似分離流の二つのタイプの流れが観察された。
 - 二つのタイプの流れに対応して, ポイド率 α の実験値は均質流モデルによる式あるいは Kawahara らの式に近い値を示した。
 - 壁面摩擦力, F_{WL} , は擬似均質流のほうが擬似分離流よりも大きくなることが分かった。また, 擬似均質流と擬似分離流の中間領域の F_{WL} が存在した。
 - 気液界面摩擦力は擬似均質流のほうが擬似分離流よりも大きくなることが分かった。さらに, F_I はポイド率に対して線形的に増加し, その傾きは流動様式に依存することが分かった。
 - 壁面摩擦力については, 二相摩擦乗数に Mishima & Hibiki モデルを用いる Lockhart-Martinelli 法の計算値は本実験値と約 30% で一致することが分かった。
 - 擬似均質流と擬似分離流のそれぞれに適用できる壁面摩擦力および気液界面摩擦力の新しい構成式を得た。
 - 上記の構成式を組み込んだ非加熱の一次元流れを対象とする二流体モデルは, 無水エタノールの擬似分離流の場合を除き, ポイド率の本実験値を平均二乗根誤差 0.15 以内で予測できた。
- ポイド率, 壁面摩擦力および気液界面摩擦力は, 流れが擬似均質流か擬似分離流であるかに強く依存するので, 今後, 二つのタイプの流れの出現を規定する条件を見出す必要がある。

終わりに, 本実験に協力頂いた熊本大学学生の熊谷和幸君, 森藤貴君, 原善彦君に感謝する。本研究の一部は科研費 (19560177) の助成を受けたものである。

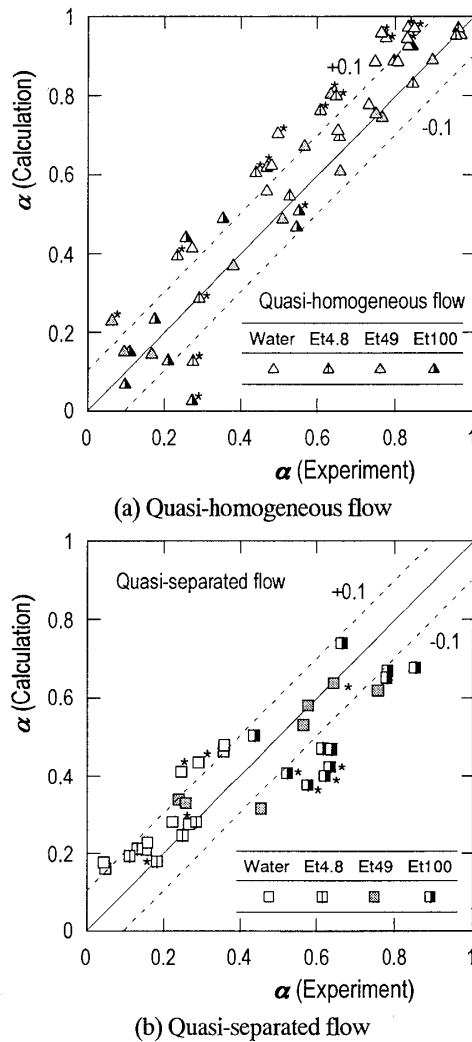


Fig. 10 Comparison of void fraction between experiment and calculation

文 献

- (1) Qu, W. & Mudawar, I., Flow Boiling Heat Transfer in Two-Phase Microchannel Heat Sinks –II. Annular Two-Phase Flow Model, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 46, (2003), pp. 2773-2784.
- (2) Jähnisch, K. et al., Direct Fluorination of Toluene using Elemental Fluorine in Gas/Liquid Microreactors, *J. Fluorine Chemistry*, Vol. 105, (2000), pp. 117-128.
- (3) Yen, T. J. et al., A Micro Methanol Fuel Cell Operating at Near Room Temperature, *Applied Physics Letters*, Vol. 83, (2003), pp. 4056-4058.
- (4) Kandlikar, S.G., Fundamental Issues Related to Flow Boiling and Microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 26, (2002), pp. 389-407.
- (5) Stanly, R.S. et al., Two-Phase Flow in Microchannels, *Micro-Electro-Mechanical Systems (MEMS)*, ASME, DSC-Vol. 62/HTD-Vol. 354, (1997), pp. 143-152.
- (6) Serizawa, A. et al., Two-Phase Flow in Microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 26, (2002), pp. 703-714.
- (7) Kawahara, A. et al., Investigation of Two-Phase Flow Pattern, Void Fraction and Pressure Drop in a Microchannel, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 28, (2002), pp. 1411-1435.
- (8) Kawahara, A. et al., Effects of Liquid Properties on Pressure Drop of Two-Phase Gas-Liquid Flows through a Microchannel, *Thermal Sci. and Eng.* Vol. 11, (2003), pp. 25-33.
- (9) Chung, P.M.-Y. et al., Two-Phase Flow Through Square and Circular Microchannels, *Trans. ASME, J. Fluids Engineering*, Vol. 126, No. 4 (2004), pp. 546-552.
- (10) Chung, P.M.-Y. and Kawaji, M., The Effect of Channel Diameter on Adiabatic Two-Phase Flow Characteristics in Microchannels, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 30, (2004) pp. 735-761.
- (11) Kawahara, A. et al., Effects of Channel Diameter and Liquid Properties on Void Fraction in Adiabatic Two-Phase Flow through Microchannels, *Heat Transfer Eng.*, Vol. 26, (2005), pp. 13-19.
- (12) Kawahara, A. et al., Assessment of Void Fraction Correlations for Adiabatic Two-Phase Flows in Microchannels, *Proc. of 3rd Int. Conf. on Microchannels and Minichannels*, 8 pages in CD-ROM (2005).
- (13) Kawahara, A. et al., Effects of Gas-Liquid Inlet/Mixing Conditions on Two-Phase Flow in Microchannels, *Progress in Multiphase Flow Research*, Vol. 1, (2006), pp. 197-203.
- (14) Kawaji, M. et al., Gas-Liquid Two-Phase Flow in Microchannels: The Effects of Gas-Liquid Injection Methods, *Proc. 18th National & 7th ISHMT-ASME Heat Transfer Conference*, (2006), pp. 80-89.
- (15) Ishii, M. and Mishima, K., Two-Fluid Model and Hydrodynamic Constitutive Relations, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 82, (1984), pp. 107-126.
- (16) Tsubone, H. et al., Flow Characteristics of Air-Magnetic Two-Phase Flow in Vertical Small Diameter Tubes, *Proc. of the 4th Int. Conference on Multiphase Flow (ICMF2001)*, 12 pages in CD-ROM (2001).
- (17) Armand, A. A., The Resistance During the Movement of a Two-Phase System in Horizontal Pipes, *Izv. Vses. Teplotekh. Inst.*, Vol. 1, (AERE-Lib/Trans 828) (1946), pp. 16-23.
- (18) Liles, D.R., TRAC-PF1/MOD1 – Correlations and Methods”, *NUREG/GR-5069, LA-11208-MS* (1988).
- (19) Lockhart, R.W. and Martinelli, R.C., Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes, *Chem. Engng. Progress*, Vol. 45, (1949), pp. 39-48.
- (20) Chisholm, D. and Laird, A. D. K., Two-Phase Flow in Rough Tubes, *Trans. ASME*, Vol. 80, No. 2 (1958), pp. 276-286.
- (21) Mishima, K. and Hibiki, T., Some Characteristics of Air-Water Two-Phase Flow in Small Diameter Vertical Tubes. *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 22, (1996), pp. 703-712.
- (22) Fukano, T. et al., Flow Patterns and Pressure Drop in Isothermal Gas-Liquid Concurrent Flow in a Horizontal Capillary Tube, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 56, No.528 (1990), pp. 2318-2326.
- (23) Nicklin, D. J., The Air-Lift Pump: Theory and Optimisation, *Trans. Instn. Chem. Engrs.*, Vol. 41, (1963), pp.29-39.
- (24) Owens, W.L., Two-Phase Pressure Gradient, *Int. Dev. in Heat Transfer, Pt. II*, ASME (1961).
- (25) Ali, M. I. et al., Two-Phase Flow in Narrow Channels between Flat Plates, *Can. J. Chem. Eng.*, Vol. 71, (1993), pp. 657-666.