

【整番】 FE-03-TM-052	【標題】 断熱二相流の圧力損失計算法：均質流モデルによる方法
分類：流れ(気液 2 相流)／種別：設計メモ	作成年月：H21.4／改訂：Ver0.0(21.5) 作成者：N.Miyamoto

全 8 枚

## 1. はじめに

- (1) 殆ど熱の出入りのない二相流即ち断熱(あるいは等温)二相流ラインの圧力変化は、単相流と同じように  
①摩擦などによる圧力損失、②重力による圧力変化、③運動量変化による圧力変化  
によって発生する。②③は垂直管などで影響がでることもあるがインパクトは少ない。一方、①は常に  
エネルギーロスを生じラインの輸送能力を損なうので設計上重視される。

断熱二相流の圧力損失については既に多くの手法が存在し、テキストやハンドブック等で紹介されて  
いるが、設計情報として纏まりを欠く点もあるので本 TS でまとめてみた。

【内容的にはテキスト(1)の記述を補足したものになっている。】

- (2) 二相流の圧損計算には種々の方法が提案されているが、大きくは**均質流モデル**と**分離流モデル**に別れる。  
ここでは**均質流モデル系**の**圧損計算**を取り上げる。分離流モデル系に関しては下記の TS を参照のこと。

【 FE-03-TM-051 断熱二相流の圧力損失計算法：L-M 法とその展開 】

- (3) なおここで使用する二相流特有のパラメータの定義については、次の TS を参照のこと。

【 FE-03-IG-051 気液 2 相流における基本的なパラメータとそれらの相関 】

## 2. 均質流モデルによる圧力損失計算

均質流モデルは、二相流を**気相と液相が同一速度**であってかつ**均一に混合した流れ**とみなすものである。  
実際の 2 相流では気相/液相はスリップして速度が異なることが多いので、モデル的には不完全であるが、  
現実にはモデルとして十分成立する。特に気泡流・環状流・環状噴霧流・噴霧流では有効とされる。

均質流モデルでは、二相流(混合流)の圧力損失は通常、次の式で表される。

$$\Delta P = \Phi_{10}^2 \Delta P_{10} = \Phi_{10}^2 \left\{ \lambda_1 / (2D) \right\} (G^2 / \rho_1) \quad \text{-----(1)}$$

ここで、 $\Delta P$  = 単位管長当たりの混合流の圧力損失(Pa/m)、 $\Phi_{10}$  = 二相摩擦乗数(-)、  
 $\Delta P_{10}$  = 全流量が液相として流れる時(全液相流れ)の単位管長当たりの圧力損失(Pa/m)  
 $\lambda_1$  = 全液相流れの時の Moody 線図による摩擦損失係数(-)、  
 $G$  = 全質量速度(kg/m<sup>2</sup>s)、 $D$  = 管内径(m)、 $\rho_1$  = 液相密度(kg/m<sup>3</sup>)

右辺の $\Delta P_{10}$ は通常単相流の圧力損失の計算から得られるので、二相圧損は $\Phi_{10}$ に依存して決まる。

二相摩擦乗数 $\Phi_{10}$ の相関式は、種々提案されている。主要なものを挙げれば次の通り。

- (1) 液体粘性係数による相関式
- (2) Cicchitti の粘性係数による相関式
- (3) Beattie-Whally の相関式
- (4) Storek-Bauer の相関式
- (5) Duckler の相関式
- (6) 井上-青木の相関式

次項でこれら相関式の内容、次々項でその運用を述べる。さらに詳しくは、解説を参照のこと。

### 3. 二相乗数 $\Phi_{lo}^2$ の算定式

#### (1) 液体粘性係数による相関式<sup>(1)</sup>

$$\Phi_{lo}^2 = 1 + x \{ (\rho_l / \rho_g) - 1 \} \quad \text{-----}(2)$$

ここで  $x$  = クオリティ(乾き度)、 $\rho$  = 密度(kg/m<sup>3</sup>)、サフィックス  $l \rightarrow$  液相(液体)、 $g \rightarrow$  気相(気体)

非常に簡単な式であるが、水-蒸気の実験データとの比較ではよく合うという結果がでている<sup>(1)(9)</sup>。

#### (2) Cicchitti の粘性係数による相関式<sup>(1)(3)</sup>

$$\Phi_{lo}^2 = [1 + x \{ (\rho_l / \rho_g) - 1 \}] [1 + x \{ (\mu_g / \mu_l) - 1 \}]^{0.25} \quad \text{-----}(3)$$

ここで、 $\mu$  = 粘性係数(Pa·s)、その他の記号及びサフィックスは前に同じ。

これも水-蒸気の実験データとの比較では、(2)式に次いでよく合うという結果がでている<sup>(9)</sup>。

#### (3) Beattie-Whally の相関式<sup>(1)(6)</sup>

$$\Phi_{lo}^2 = [1 + x \{ (\rho_l / \rho_g) - 1 \}] \cdot (\lambda_{TP} / \lambda_l) \quad \text{-----}(4)$$

$$\lambda_{TP} = [1.14 - 2 \log_{10} (\varepsilon / D + 21.25 / Re_{TP}^{0.9})]^{-2}$$

$$\lambda_l = [1.14 - 2 \log_{10} (\varepsilon / D + 21.25 / Re_{lo}^{0.9})]^{-2}$$

$$Re_{TP} = GD / \mu_{TP}, \quad Re_{lo} = GD / \mu_l$$

$$\mu_{TP} = \mu_l (1 - \beta) (1 + 2.5 \beta) + \mu_g \beta, \quad \beta = [1 + (\rho_g / \rho_l) \{ (1 - x) / x \}]^{-1}$$

ここで  $\lambda_{TP}$  = 混合流の摩擦損失係数(-)、 $\lambda_l$  = 全液相流れの摩擦損失係数(-)、

$Re_{TP}$  = 混合流のレイノルズ数(-)、 $Re_{lo}$  = 全液相流れのレイノルズ数(-)、

$\varepsilon$  = 管内面粗さ(m)、 $\mu_{TP}$  = 混合流の粘性係数(Pa·s)、 $\beta$  = 容積乾き度(-)

その他の記号及びサフィックスは前に同じ

#### (4) Storek-Brauer の相関式<sup>(1)(7)</sup>

$$\Phi_{lo}^2 = [1 + x \{ (\rho_l / \rho_g) - 1 \}] \cdot \phi_H \cdot \phi_K \quad \text{-----}(5)$$

$$\phi_H = \{ (64 / Re_H)^2 + (0.3164 / Re_H^{0.25})^2 + (0.036 / Re_H^{0.1})^2 \}^{0.5}$$

$$\phi_K = \{ 1 + 51 (\varepsilon / D)^{0.8} \}^{0.5} \cdot \{ (1 + C_1 X_o^{0.4})^{-1} + (C_2 X_o^{-0.8} + C_3 X_o)^{-2} + (1 + 16 X_o^{-0.4})^{-1} \}^{-0.25}$$

$$\text{水平管} : C_1 = 0.6 F_{rH}^{0.08} (\mu_l / \mu_g), \quad C_2 = 1.6 F_{rH}^{0.4} (\rho_g / \rho_l)^{0.6} (\mu_l / \mu_g)^{0.3},$$

$$C_3 = 0.02 F_{rH}^{0.2} W_{eH}^{0.17} (\rho_g / \rho_l)^{0.47}$$

$$\text{垂直管} : C_1 = 50 F_{rH}^{-0.37} (\rho_g / \rho_l)^{0.2} (\mu_l / \mu_g), \quad C_2 = 4.1 (\rho_g / \rho_l)^{0.55} (\mu_l / \mu_g)$$

$$C_3 = 0.01 F_{rH}^{0.2} W_{eH}^{0.055}$$

ここで、 $\phi_H$  = 均質流モデルによる係数、 $\phi_K$  = 流れの乱れなど種々の効果を含む係数、

$Re_H = 2$  相レイノルズ数(-) (=  $GD / \mu_H$ )、 $F_{rH} = 2$  相フルード数(-) [=  $G^2 / (gD \rho_H^2)$ ],

$W_{eH} =$  ウェーバ数(-) [=  $G^2 D / (\rho_H \sigma)$ ],  $X_o =$  係数 =  $(1 - x) / x$

$\mu_H = 2$  相粘性係数(Pa·s または kg/ms) =  $\{ x / \mu_g + (1 - x) / \mu_l \}^{-1}$ 、 $g =$  重力加速度( $\sim 9.807$  m/s<sup>2</sup>)

$\rho_H =$  均質流密度(kg/m<sup>3</sup>) =  $\{ x / \rho_g + (1 - x) / \rho_l \}^{-1}$ 、 $\sigma =$  表面張力(N/m または kg/s<sup>2</sup>)

その他の記号及びサフィックスは前に同じ。

複雑な式であるが、実験データとの比較では最も良好な結果になっている<sup>(1)</sup>。

**(3) Duckler の相関式**<sup>(4)(5)</sup>

$$\Phi_{lo}^2 = (\lambda_{TP} / \lambda_1) (\rho_{TP} / \rho_H) (\rho_l / \rho_H) \text{-----(6)}$$

$$\lambda_{TP} = 4 Y (0.00146 + 0.125 Re_{TP}^{-0.32})$$

$$\lambda_1 = 4 \{0.00146 + 0.125 Re_{lo}^{-0.32}\}$$

$$Re_{TP} = GD (\rho_{TP} / \rho_H) / \mu_{TP}, \quad Re_{lo} = GD / \mu_l$$

$$\mu_{TP} = \mu_g \beta + \mu_l (1 - \beta), \quad \beta = [1 + (\rho_g / \rho_l) \{(1 - x) / x\}]^{-1}$$

$$Y = 1 + y / (1.821 - 0.478y + 0.444y^2 - 0.094y^3 + 0.00843y^4), \quad y = -\log_e(1 - \beta)$$

$$\rho_{TP} = \rho_l (1 - \beta)^2 / H_1 + \rho_g \beta^2 / (1 - H_1),$$

$$\rho_H = \{x / \rho_g + (1 - x) / \rho_l\}^{-1}$$

ここで  $\lambda_{TP}$  = 二相流の摩擦損失係数(-)、 $\lambda_1$  = 全液相流れの摩擦損失係数(-)、

$Re_{TP}$  = 二相流のレイノルズ数(-)、 $Re_{lo}$  = 全液相流れのレイノルズ数(-)、

$\rho_{TP}$  = 二相流密度(kg/m<sup>3</sup>)、 $\rho_H$  = 均質流密度(kg/m<sup>3</sup>)、 $\mu_{TP}$  = 二相流の粘性係数(Pa・s)

$H_1$  = 液ホールドアップ(=1 -  $\alpha$ )、 $Y$  = 増加係数、

$\beta$  = 容積乾き度(-)、 $\alpha$  = ボイド率(-)、その他の記号及びサフィックスは前に同じ

本式は Hydro-carbon 系パイプラインの水平管 に使用されている。詳しくは下記の TS を参照のこと。

【 FE-03-TM-055 断熱二相流の圧力損失計算法：Duckler-Beggs & Brill 法 】

**(6) 井上-青木の相関式**<sup>(1)(8)</sup>

$$\Phi_{lo}^2 = (1 - x)^{1.75} + 250 x^{0.8} (1 - x)^{0.95} \text{-----(7)}$$

クオリティ  $x$  のみの関数になっている。大気圧における空気-水二相流の環状流域に限る。

**4. 相関式の運用**

(1) 各相関式の精度(即ち実験データとのマッチング)については **【テキスト(1)の比較結果】**と **【Idsinga らの評価結果】**<sup>(9)</sup> がある。これによれば、

**Storek-Brauer の式 > 液体粘性係数による式 > Cicchitti の粘性係数による式**

の順で使用できると思われる(Cicchitti 式の場合、多少安全率が要るかもしれない)。

Beattie-Whally の式は、使わない方がよさそうだ。Duckler の相関式はパイプラインの実績という点で使用できると思う。特に口径の大きい水平管流れにいいのかも知れない。井上-青木の相関式の式は、テキスト(1)によれば十分使えるが、大気圧における空気-水二相流の環状流域に限られる。

(2) Storek-Brauer 式は最も精度がよいが、式は複雑になる。その点、液体粘性係数による式はすこぶる簡単である。従って、前者は精算用、後者は見積用と云える(エンジニアリング的には、幾つかの式で計算して比較してみるのがいいと思う)。

(3) ここで挙げた 6 つの相関式はいずれも平滑管(Smooth pipe)を想定し、ブラジウス式による摩擦損失係数係数を用いているので、**内面粗さが余りに大きいと誤差が大きくなる可能性がある**。従ってここで挙げた相関式はいずれも、**相対粗さ( $\epsilon / D$ )**が大きく例えば 0.0005 を越えるような時は、使用を差し控えた方がよいと思われる。

## 【 解 説 】

1. テキスト(1)(2)では、二相流ラインの圧力変化/圧力損失を以下のように説明している。

二相流を混合流とみなすと、一次元流れの運動方程式は次式で表わされる。

$$-\partial P/\partial z = \partial\{\rho_g \alpha u_g + \rho_l(1-\alpha)u_l\}/\partial t + \partial\{\rho_g \alpha u_g^2 + \rho_l(1-\alpha)u_l^2\}/\partial z + F_w + \{\rho_g \alpha + \rho_l(1-\alpha)\}g \sin \theta \quad \text{-----(a)}$$

ここで、P=静圧、u=流速、z=長さ、t=時間、ρ=密度、α=ボイド率、θ=管の傾斜角、g=重力加速度、サフィックス g、l → それぞれ気相(気体)、液相(液体)。

左辺は単位長さ当たりの圧力変化を表し、マイナス符号はその変化が圧力上昇でなく圧力降下であることを示している。そして右辺第1項は時間的変化による**慣性変化**、右辺第2項は密度/流速変化による**運動量(モーメントム)変化**、右辺第3項は**摩擦等による圧力損失**、第4項は密度/位置の変化による**ヘッド圧変化**を表わす。因みに、単相流では $[-\partial P/\partial z = \partial(\rho u)/\partial t + \partial(\rho u^2)/\partial z + F_w + \rho g \sin \theta]$ で、基本的に変化の内訳(構成)は変わらない。

さて摩擦などによる損失を除けば、右辺の各変化は可逆的である。例えば流速増加では、右辺第2項が増加して $|\partial P/\partial z|$ は増加し静圧は減少するが、これを流速減少に転じればその項は減少して静圧は増加する。つまり慣性変化、運動量変化およびヘッド圧変化は、ライン状況に応じて変幻自在である。然るに摩擦等による圧力損失  $F_w$  は、熱/音響エネルギー等に変換するため一旦、減少すると回復できない。即ち**不可逆変化**である。従って摩擦等による圧力損失はライン動力/仕様を決める上で必須の検討事項になる。

通常、二相流の圧力損失  $F_w$  は、単相流のそれよりも大きくなる。その理由は、

- ① 単相流れの場合より流速が増加する
- ② 気液両相の並存して流れ抵抗が増加する

からである。例えば液相のみであれば流速は低い、気相が増加すると体積がふえて全体に流速が急増する。また気相-液相の相互干渉により流れ抵抗あるいは二相粘度が増加する。これらはいずれも圧損の増加に繋がる。流動様式が複雑で歯切れよく説明できないが、とにかく二相圧損を大きい。

2. 二相流動の実体は分離流モデルになる。その場合、気相/液相を分離してそれぞれの相の圧力変化を等置することで圧力損失を求める。均質流モデルでは、二相流を気液が均一混合した流れとみなして、仮想的な混合物の粘性とスリップ無しの状態での混合物の密度を設定して単相流としての圧損を求めている。

均質流モデルの圧損式は、単相流のそれにならって次式で与えられる。なお流速  $u_{TP} = G/\rho_{TP}$  である。

$$\Delta P_{TP} = (\lambda_{TP}/D)(\rho_{TP} \cdot u_{TP}^2/2) = \{\lambda_{TP}/(2D)\}(G^2/\rho_{TP}) \quad \text{-----(b)}$$

混合密度  $\rho_{TP}$  は次式で与えられる。

$$\rho_{TP} = \alpha \rho_g + (1-\alpha) \rho_l \quad (\text{但し } \alpha \text{ はボイド率で } \alpha = x/\{x + S(\rho_g/\rho_l)(1-x)\})$$

均質流では気液の速度が等しく no-slip であるから、 $S=1$  とおくと  $\alpha = x/\{x + (\rho_g/\rho_l)(1-x)\}$ 、これを混合密度に代入すると

$$\rho_{TP} = \rho_g / \{x + (\rho_g/\rho_l)(1-x)\} \quad \rightarrow \quad 1/\rho_{TP} = x/\rho_g + (1-x)/\rho_l$$

更にこの結果を(b)式に代入すると、

$$\Delta P_{TP} = \{ \lambda_{TP} / (2D) \} (G^2 / \rho_l) [ 1 + x \{ (\rho_l / \rho_g) - 1 \} ]$$

全相が液で流れる場合の圧力損失は、 $[\Delta P_{l0} = \{ \lambda_l / (2D) \} (G^2 / \rho_l) ]$  であるから、二摩擦乗数  $\Phi_{l0}^2$  は

$$\Phi_{l0}^2 = \Delta P_{TP} / \Delta P_{l0} = (\lambda_{TP} / \lambda_l) [ 1 + x \{ (\rho_l / \rho_g) - 1 \} ] \quad \text{-----(c)}$$

右辺の  $[ 1 + x \{ (\rho_l / \rho_g) - 1 \} ]$  は流体条件で決まる。問題は摩擦損失係数比  $(\lambda_{TP} / \lambda_l)$ 、特に  $\lambda_{TP}$  の値を如何に設定するか？ 均質流モデルの各相関式の違いは、実質  $\lambda_{TP}$  の設定の違いに他ならない。

3. まず、**液体粘性係数による相関式** について。摩擦損失係数  $\lambda$  は、平滑管を想定しブラジウスの式  $[\lambda = 0.3164 Re^{-0.25}]$  が成立するとすれば、

$$\text{混合流： } \lambda_{TP} = 0.3164 Re_{TP}^{-0.25}, \quad \text{全液相流れ： } \lambda_l = 0.3164 Re_{l0}^{-0.25}$$

となる。これを(c)式に代入すると、

$$\Phi_{l0}^2 = \Delta P_{TP} / \Delta P_{l0} = (Re_{l0} / Re_{TP})^{0.25} [ 1 + x \{ (\rho_l / \rho_g) - 1 \} ] \quad \text{-----(d)}$$

更に、全液流れのレイノルズ数  $Re_{l0}$  と、混合流のレイノルズ数  $Re_{TP}$  は、

$$Re_{l0} = GD / \mu_l, \quad Re_{TP} = GD / \mu_{TP} \quad (G = \text{全質量速度})$$

となる。これを(d)式に代入すると、

$$\Phi_{l0}^2 = \Delta P_{TP} / \Delta P_{l0} = (\mu_{TP} / \mu_l)^{0.25} [ 1 + x \{ (\rho_l / \rho_g) - 1 \} ] \quad \text{-----(c)}$$

となる。この場合、気泡流や環状流では管の壁面は液で濡れているので、 $\mu_{TP} = \mu_l$  とおくことは、決してナンセンスではない。この場合、(d)式は次のようにごく簡単な式になる。

$$\Phi_{l0}^2 = \Delta P_{TP} / \Delta P_{l0} = [ 1 + x \{ (\rho_l / \rho_g) - 1 \} ] \rightarrow \text{本文の(2)式}$$

**Cicchitti の粘性係数による相関式** について。Cicchitti は二相流の粘性係数を  $[\mu_{TP} = x \mu_g + (1-x) \mu_l]$  としている。これを  $Re = GD / \mu$  に用いて、その結果を(d)式に代入すると、

$$\Phi_{l0}^2 = \Delta P_{TP} / \Delta P_{l0} = [ 1 + x \{ (\rho_l / \rho_g) - 1 \} ] [ 1 + x \{ (\mu_g / \mu_l) - 1 \} ]^{0.25} \rightarrow \text{本文の(3)式}$$

**Beattie-Whally の相関式** について。これは(c)式のフォームをとる。Beattie-Whally は、摩擦損失係数式としては周知の Cole-Brook-White 式、また二相流の粘性係数として後述の Duckler の粘性式を少し修正したような式を用いている。Cole-Brook-White の摩擦係数式は反復計算でないと解けないので、ここでは Jain の近似式  $[\lambda_H = [1.14 - 2 \log_{10} (\epsilon / D + 21.25 / Re_H^{0.9})]^{-2}]$  を採っている。

**Storek-Brauer の相関式** について。これは最も単純な本文(2)式右辺に、複雑な補正係数  $[\phi_H, \phi_K]$  を乗じたものである。補正の根拠はわからないが、管粗さ及び水平管・垂直管の差異が考慮されている。また、流動様式の違いあるいはスリップ条件が考慮されているような気がする。

[ ここでは、原文献が手元になくテキスト(1)の式を転記しているが、式が複雑なので不安が残る。

使用の時おかしな値にならないか注意して欲しい。今後、原文献が入手次第レビューする。]

**Duckler の相関式** について。Duckler 法は、井戸元からの原油ギャザーリングラインに使用されている二相流の圧力降下計算法である。スリップ無し(即ち均質流)とスリップ有りの 2 つの条件に対して、

それぞれ計算法が与えられている。スリップ無しの場合は、式が文献に見当たらないが、おそらく次式で二相摩擦乗数を計算するのではないと思われる<sup>(1)</sup>。

$$\Phi_{10}^2 = (\mu_{TP} / \mu_1)^{0.25} [1 + x \{(\rho_1 / \rho_g) - 1\}]$$

$$\mu_{TP} = \mu_g \beta + \mu_1 (1 - \beta), \quad \beta = [1 + (\rho_g / \rho_1) \{(1 - x) / x\}]^{-1}$$

スリップ有りの場合は、本文の(6)式のようなやや複雑な式になる。この(6)式は文献のオリジナルを次のように変形したものである。

$$\Delta P_{TP} = \{2f_{TP} / D\} \rho_{TP} V_m^2 = \{\lambda_{TP} / (2D)\} \rho_{TP} (G^2 / \rho_H^2) = (\lambda_{TP} / \lambda_1) (\rho_{TP} / \rho_H) (\rho_1 / \rho_H) \{\lambda_1 / (2D)\} (G^2 / \rho_1)$$

$$= (\lambda_{TP} / \lambda_1) (\rho_{TP} / \rho_H) (\rho_1 / \rho_H) \Delta P_{10}$$

$$\downarrow$$

$$\Phi_{10}^2 = \Delta P / \Delta P_{10} = (\lambda_{TP} / \lambda_1) (\rho_{TP} / \rho_H) (\rho_1 / \rho_H)$$

ここで、摩擦損失係数は、オリジナルの Fanning 表示の  $f$  を 4 倍して Moody 表示の  $\lambda$  に変えている。また、密度は、オリジナルの  $\rho_{TP} = \rho_1 (1 - \beta)^2 / H_1 + \rho_g \beta^2 / (1 - H_1)$ 、 $\rho_H = \{x / \rho_g + (1 - x) / \rho_1\}^{-1}$  をそのまま用いた。なおオリジナルでは、液体容積比  $\lambda = [Q_l / (Q_l + Q_g)]$  を使って  $\rho_{TP}$  や  $\mu_{TP}$  を表わしているが  $\lambda$  は、容積乾き度  $\beta [= Q_g / (Q_l + Q_g)]$  と  $\lambda = 1 - \beta$  の関係があるので、ここでは  $\lambda$  よりも一般性のある **容積乾き度  $\beta$**  を用いて記述している。

この式で、一番面倒なのは、**液ホールドアップ**(=1-ボイド率)を計算しなければならない点である。ボイド率の算定には、原油設備で使われる **Eaton 法** や **Beggs & Brill 法** が使われているようだが、この辺りは口径が余程大きくならない限り、例えば 定評のある Smith 式 を用いて差し支えないようにも思える。

確かにこの式はスリップ条件を前提にしているので、これを均質流モデルと称するのは誤解を招くが前述の **Storek-Brauer の相関式** の式と同じように、均質流モデルから得られた相関式を流れの乱れなど種々の影響を考慮して補正した式と解せられる。

**井上-青木の相関式** について。この式は、常温大気圧の空気-水の流れに限定されるので、密度項が含まれていない。適用は極く限られるが、実際とよく合うようだ。

4. 数ある式の中で、どの相関式が使用できるのか(実際の近い圧損がえられるのか)? 当然ながら設計者が一番知りたい所である。これについては [テキスト(1)の比較結果] と [Idsinga らの評価結果]<sup>(9)</sup> がある。

まず[テキスト(1)の比較結果]は下図のようにグラフで示される。この比較をみる限り、**Storek-Brauer** の相関式、次いで**液体粘性係数による相関式**がデータに大体合う。一方、**Duckler** の相関式、**Cicchitti** の粘性係数による相関式および **Beattie-Whally** の相関式は低めになっていて合わない。

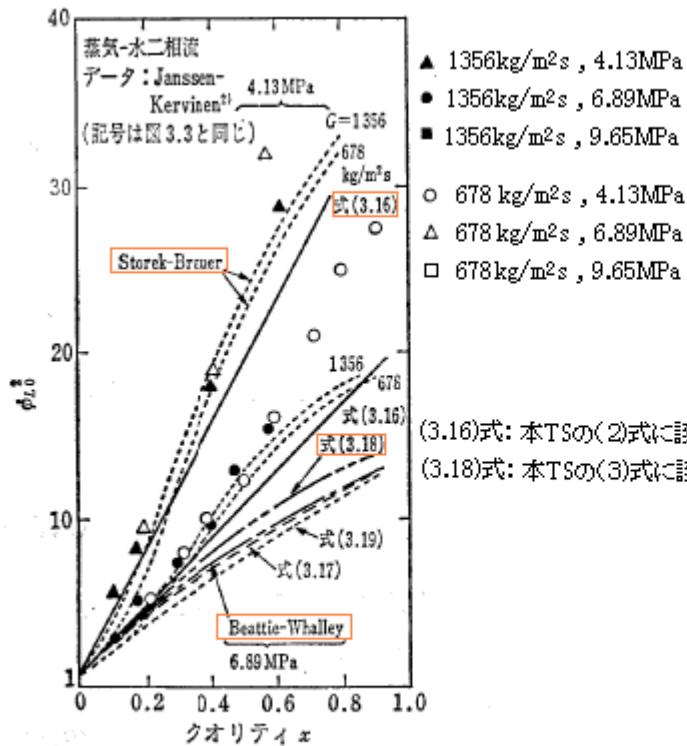


図 3.6 均質流モデルによる圧力損失の相関式と実験値の比較(水平管)

テキスト(1)より抜粋

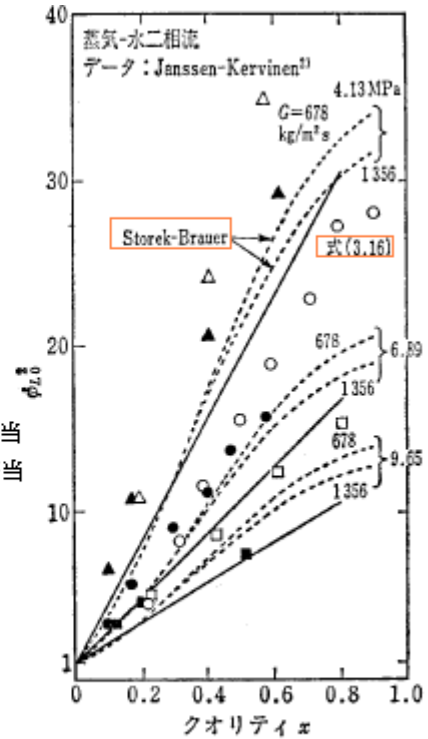


図 3.7 均質流モデルによる圧力損失の相関式と実験値の比較(垂直管)

次に[Idsinga らの水-蒸気系の評価結果]を下記に示す。この評価対象には均質流モデルのみならず分離流モデルの相関関係(Thom, Baroczy など)も含まれている。均質流モデルの評価対象としては、液体粘性係数による式、Cicchitti の粘性係数による式など 4 式が含まれているが、液体粘性係数による式次いで Cicchitti の粘性係数による式が精度が良いとされる。

各種の相関・相関式の精度比較(ランク付け)

Table 8. Two-phase pressure drop correlations and models having the least discrepancy with the adiabatic data collection

Data reduction method						
Friction factor	$f = 0.046/Re^{0.2}$	$f = 0.079/Re^{0.25}$	Smooth tube	Smooth tube	Smooth tube	
Void fraction	Thom	Thom	Thom	Martinelli Nelson	Homogeneous model	
Ranking	1	液体粘性式	液体粘性式	液体粘性式	Thom No. 13	Baroczy No. 14
	2	Thom No. 13	Thom No. 13	Thom No. 13	液体粘性式	Thom No. 13
	3	Cicchitti 式	Baroczy No. 14	Cicchitti 式	Baroczy No. 14	液体粘性式
	4	Baroczy No. 14	Cicchitti 式	Baroczy No. 14	Cicchitti 式	Cicchitti 式
	5	Homogeneous No. 2	Borishansky No. 16	McAdams 式	McAdams 式	Chisholm No. 17
	6	Armand-Treschev No. 6	Armand-Treschev No. 6	Armand-Treschev No. 6	Chisholm No. 17	McAdams 式
	7	Borishansky No. 16	Homogeneous No. 2	Borishansky No. 16	Borishansky No. 16	Armand-Treschev No. 6
	8	—	—	—	Armand-Treschev No. 6	—

Correlations having  $\epsilon_{RMS}$  within 0.1 of the minimum.

使用データ範囲: 1.7-10.3MPa, 270 -4340kg/m<sup>2</sup>s, Quality 0-1.0, equiv.dia2.3-33mm

以上の結果から結論付ければ、

- (1) まず **Storek-Brauer** の相関式、次いで 液体粘性係数による相関式、次いで **Cicchitti** の粘性係数による式が使用できそうである。
- (2) Beattie-Whally の式は非安全側の見積になる恐れがあるので使用を控えた方が良さそうである。二相流の粘性係数に容積乾き度  $\beta$  を用いているが、これが問題なのかも知れない。

なお Duckler 法は評価外であるが、原油パイプラインの実績から考えて十分使えるのだろう。ただ、水平管に限定される。

#### 引用テキスト・文献

- (1) 日本機械学会編「気液二相流技術ハンドブック」(コロナ社) 3.4 圧力損失の推算方法
- (2) 日本原子力学会・熱流動部会「気液 2 相流の数値解析」(朝倉書店) 3.1.6
- (3) “Two-phase Cooling Experiment –Pressure Drop, Heat Transfer and Burnout Measurement”  
by Cicchitti, A. et al ( Eng. Nuclear 7-6(1960) 407-425 )
- (4) “Program calculates pressure gradient in two-phase flow” by A.M.Hemeida  
( Oil & Gas Journal Mar.9 (1987) 36-38 )
- (5) 「気液二相流パイプラインの圧力損失計算法」藤田 (配管技術 1986 年 6 月 P66-71)
- (6) “A Simple Two-phase Frictional Pressure Drop Calculation Method” by D.R.H. Beattie and P.B. Whalley (International Journal of Multiphase Flow Vol.8 No.1 83-87 1982)
- (7) “Reibungsdruckverlust der adiabaten Gas/Flussigkeit-Stromung in horizontalen und Vertikalen Rohren” by Storek H, and Brauer H (VDI Forschungsheft, 599(1980) 1–36)
- (8) 「管内二相流の圧力損失に関する基礎的研究(第 2 報)」井上、青木 (機論 32-238(1966),940–947)
- (9) “An Assessment of Two-phase Pressure Drop Correlations for steam-Water Systems”  
by W. Idsinga et al (International Journal of Multiphase Flow Vol.3 No.5-A 401-413 1977)