

減速流れにおけるオリフィスの 非定常特性に関する研究

川又正昭*, 吹田 年*, 本田文彦**

(昭和52年9月6日受理)

Unsteady Characteristics of Orifices in Decreasing Flows MASAAKI KAWAMATA, MINORU SUITA and FUMIHIKO HONDA

Abstract:—Orifices have been often used for measuring the rate of flow through a pipe in steady flows, but recently, the unsteady characteristics of the orifices become problems.

In this paper, influences of decelerations and diameter ratios for discharge coefficients and loss coefficients of orifices in decreasing flows have been studied experimentally.

The results obtained are as follows:

(1) The discharge coefficients in decreasing flows compared with that in steady flow, increase as the flow rate decreases, and these increase as the diameter ratio becomes much smaller or the deceleration becomes much larger.

(2) The loss coefficients in decreasing flows compared with that in steady flow decrease as the flow rate decreases, and these increase as the diameter ratio becomes much smaller or deceleration becomes much larger.

(3) The empirical equations, in which parameters are the dimensionless velocity, the diameter ratio, were obtained for the discharge coefficients and the loss coefficients in decreasing flow. Considerably better agreement between these equations and the experimental results is seen.

1. ま え が き

オリフィスは流体工学,あるいは,その応用分野において広く利用されている絞りによる流量測定装置の一つである。オリフィスはノズルやベンチュリー管など他の絞りによる流量測定装置に比較して,構造が単純で製作が簡単でありながら測定精度は高い。このため,石油化学プラントなどにおける流量測定に非常に多く使用されているが,その適応範囲は定常流れに限られている。しかしながら,実際の流れは非定常流れが多く,近年,非定常流れの問題を取り扱う事が急速に増加し,オリフィ

スにおいても非定常流れにおける特性や取り扱いなどが問題になってきた。^{1)~6)}

本研究では減速流れにおけるオリフィスの流量係数,損失係数が,流れの減速度,絞り比によりどのように影響を受けるかを実験的に研究し,定常流れのものと比較し,絞り比と無次元減速度をパラメーターとした実験式を求めた。

2. 理 論

本研究において理論を考える場合,流体の圧縮性,管路の弾性を無視した剛体理論を用い,一次元で考え,各

* 茨城大学工学部機械工学科(日立市中成沢町)

** 日野自動車工業株式会社(日野市日野台)

断面の流動状態は断面中心における状態で代表した。

2.1 定常流れにおける流量係数

剛体理論を用いて、定常流れにおけるオリフィスの流量係数 C_s を求めると

$$C_s = \frac{Q}{A_0 \sqrt{2g(P_1 - P_2) / \gamma}} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 Q : 体積流量、 A_0 : オリフィスの穴面積、 g : 重力の加速度、 γ : 水の比重量、 $P_1 \cdot P_2$: 断面 1・2 における圧力を表わす。

2.2 非定常流れにおける流量係数

非圧縮性流体の一次元非定常流れの基礎方程式は

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + g \frac{dz}{dx} = 0 \dots\dots\dots (2)$$

ここで、Fig. 1 に示すように管路途中に設置したオリフィス上流の位置①において、オリフィス上流表面からの距

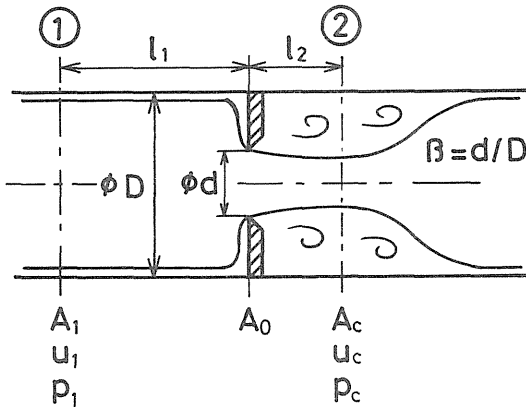


Fig. 1. Definition sketch for orifice.

離を l_1 、断面積 A_1 、流速 u_1 、圧力 P_1 とし、オリフィスによる縮流部②までの距離を l_2 とし、縮流部における断面積 A_c 、流速 u_c 、圧力 P_c とする。ここで、式(2)について Fig. 1 の①から②まで積分すれば

$$l_1 \frac{du_1}{dt} + l_2 \frac{du_c}{dt} + \frac{1}{2} (u_c^2 - u_1^2) + \frac{1}{\rho} (P_c - P_1) = 0 \dots\dots\dots (3)$$

また、オリフィスの絞り比 $\beta = d/D$ 、縮流係数 C_c とした場合、連続の式より

$$u_1 = \frac{A_c}{A_1} u_c = C_c \beta^2 u_c \dots\dots\dots (4)$$

式(3)と式(4)より

$$u_c = \frac{1}{\sqrt{1 - C_c^2 \beta^4}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_1 - P_c) - 2(C_c \beta^2 l_1 + l_2) \frac{du_c}{dt}} \dots\dots\dots (5)$$

式(5)の項について本実験による数値を入れて検討した結果、 $(C_c \beta^2 l_1 + l_2) \cdot du_c / dt \approx 0$ となる。したがって、式(5)は次式のように近似することが出来る。

$$u_c = \frac{1}{\sqrt{1 - C_c^2 \beta^4}} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_1 - P_c)} \dots\dots\dots (6)$$

さらに、式(6)を非定常流れにおける流量係数 C_u の式に書き換えると

$$C_u = \frac{Q}{A_0 \sqrt{2g/\gamma \cdot (P_1 - P_c)}} \dots\dots\dots (7)$$

式(7)は式(1)の定常流れの場合と同じ形をしているが、意味が異なり、 Q 、 P_1 、 P_c はそれぞれ、その測定の瞬間値を示す。

2.3 定常流れにおける損失係数

定常流れにおける損失係数を求めるため、オリフィスの上流、下流の断面 1、2 間の管摩擦損失とオリフィスによる圧力損失を考慮してベルヌーイの式を適用し、オリフィスの損失係数 ζ_s で表わせば

$$\zeta_s = \frac{2g}{u_s^2} \left\{ \frac{1}{\gamma} (P_1 - P_2) - \lambda_s \frac{l}{D} \frac{u_s^2}{2g} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

ここで、 u_s : 管内の定常流れにおける平均流速、 λ_s : 管摩擦係数、 l : 断面 1、2 間の距離、 D : 管路内径を表わす。

2.4 非定常流れにおける損失係数

非定常流れにおける損失係数を求めるため、非圧縮性流体の一次元非定常流れの運動方程式に、単位長さの管摩擦損失を定常流れの場合と同じ形で表わしたものを付け加えると

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + g \frac{dz}{dx} + \lambda_s \frac{u^2}{2D} = 0 \dots\dots\dots (9)$$

ここで、Fig. 2 に示すように流れを l_1 、 l_2 、 l_3 の 3 ケ所の区間に分けて、それぞれ式(9)について考える。

i) l_1 の区間について

剛体理論で考え、管路は水平で減速度を一定とすれば、式(9)は次のように表わされる。

$$\frac{l_1}{g} \frac{\partial u_1}{\partial t} + \frac{1}{\gamma} (P_2 - P_1) + \lambda_s \frac{l_1}{D} \frac{u_1^2}{2g} = 0 \dots\dots\dots (10)$$

ii) l_2 の区間について

この区間では摩擦による損失、ならびに急縮小による損失は非常に小さいものとして無視して取り扱えば、式

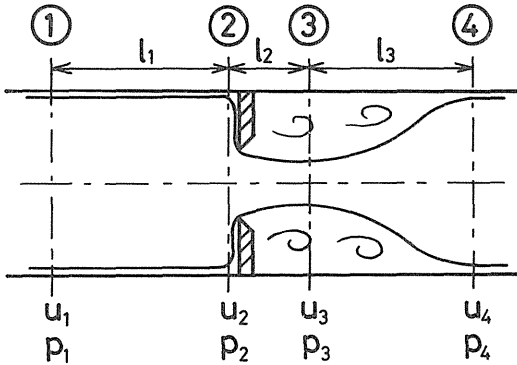


Fig. 2. Definition sketch for orifice.

(9)は次のように表わされる。

$$\frac{l_2}{g} \frac{1}{\beta^2} \frac{\partial u_2}{\partial t} + \frac{1}{2g} \left(\frac{1}{\beta^4} - 1 \right) u_2^2 + \frac{1}{\gamma} (P_3 - P_2) = 0 \quad \dots\dots\dots (11)$$

iii) l_3 の区間について

この区間では拡大による損失を考え、 $\zeta_u \cdot u^2/2g$ とすれば、式(9)は次のように表わされる。

$$\frac{l_3}{g} \frac{\partial u_4}{\partial t} + \frac{1}{2g} \left(1 - \frac{1}{\beta^4} \right) u_4^2 + \frac{1}{\gamma} (P_4 - P_3) + \lambda_s \frac{l_3}{D} \frac{u_4^2}{2g} + \zeta_u \frac{u_4^2}{2g} = 0 \quad \dots\dots\dots (12)$$

剛体理論より $u_1 = u_2 = u_4 = u$ と置くことが出来るので式(10), (11), (12)より

$$\frac{1}{g} \left(l_1 + \frac{l_2}{\beta^2} + l_3 \right) \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\gamma} (P_4 - P_1) + \lambda_s \frac{l_1 + l_3}{D} \cdot \frac{u^2}{2g} + \zeta_u \frac{u^2}{2g} = 0 \quad \dots\dots\dots (13)$$

式(13)を非定常流れにおける損失係数 ζ_u に書き換えれば

$$\zeta_u = \frac{2g}{u^2} \left\{ -\frac{1}{g} \left(l_1 + \frac{l_2}{\beta^2} + l_3 \right) \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\gamma} (P_1 - P_4) - \lambda_s \frac{l_1 + l_3}{D} \frac{u^2}{2g} \right\} \quad \dots\dots\dots (14)$$

ここで、 u はその測定の瞬間における管内平均流速を示し、 P_1, P_4 についても測定の瞬間値を示す。

3. 実験装置

Fig. 3に実験装置の概略を示す。管路は2'の市販のガス管で内径52.9mmで、渦巻ポンプAよりオーバーフロー

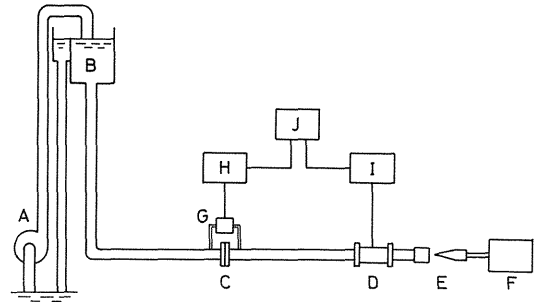


Fig. 3. Schematic diagram of experimental apparatus.

タンクBに揚水された水は、8.5m下に水平に設置された管路に導びかれ、供試オリフィスCを通り管路末端のニードル弁Eより放出される。オリフィス上流、および下流にそれぞれ管路直径の120倍、50倍の直管部を設け、曲りや弁による影響がオリフィスにおよばないように配慮した。管路内の瞬時の平均流速を測定するために管路の途中に電磁流量計Dを設置した。オリフィスによる差圧の測定はひずみゲージ式差圧変換器Gからひずみゲージ式変換器用直流増幅器Hを経て電磁オシロJに記録して測定した。同時に流速変化も電磁オシロに記録した。流速変化は管路末端にもうけたニードル弁を油圧駆動装置Fにより動かし、時間に対し直線的に減速するよう変化させた。

Fig. 4に本実験に用いた供試オリフィスを示す。オリフィスはJISに規定された標準オリフィス板で、板厚4mmの黄銅板を使用した。図中の表に示すようにオリフ

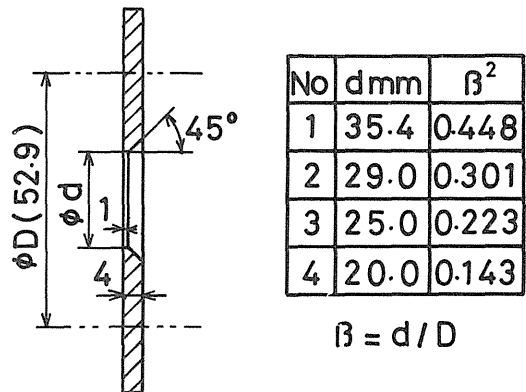


Fig. 4. Orifice.

イスの穴径は 4 種類とした。 β^2 は絞り面積比を表わす。

Fig.5に流量係数および損失係数を測定するための差圧取出位置を示す。流量係数の場合は(A)で示すように、

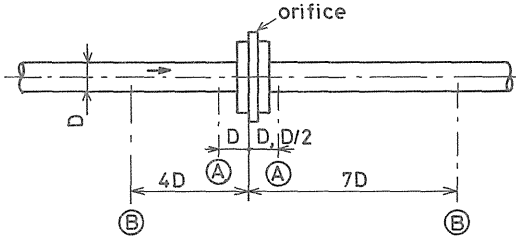


Fig. 5. Locations of pressure taps.

縮流タップ方式とし、上流側圧力取出口をオリフィス上流面より 1 D の位置、下流側圧力取出口をオリフィス上流面より 1 D と 1/2D の 2 種類とし、オリフィス穴径の違いにより使い分け、縮流位置と取出口のずれは補正係数により補正した。また損失係数測定のための圧力取出口の位置は(B)に示すように、オリフィス上流面より上流側に 4 D、下流側に 7 D の位置とした。これらの圧力取出口は、上流側においてオリフィスによる圧力上昇のない点、下流側においてオリフィス通過後、圧力が十分に回復した点である。

4. 実験結果および考察

Fig.6に定常流れにおける 4 種類のオリフィスの流量係数 C_d とレイノルズ数 Re との関係を示す。图中的 β^2 は絞

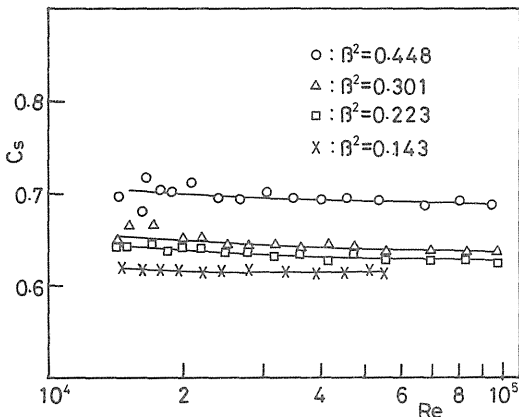


Fig. 6. Discharge coefficients in the steady flow.

り面積比で、絞り面積比が大きくなるにしたがい流量係数も大きくなり、またどの絞り面積比においても、レイノルズ数が大きくなるにしたがい流量係数は小さくなる傾向を示す。Fig.7は定常流れにおける損失係数 ζ_0 とレ

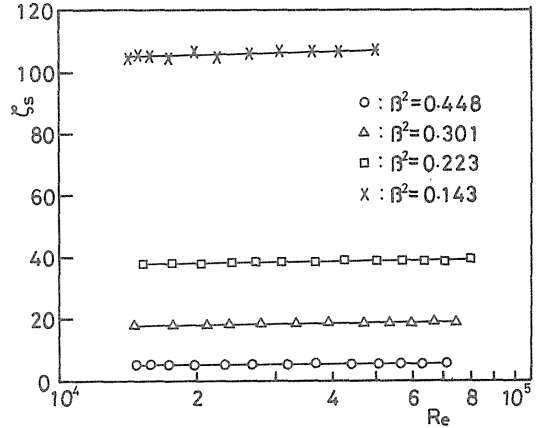


Fig. 7. Loss coefficients in the steady flow.

イノルズ数 Re との関係を示す。流量係数の場合とは逆に、絞り面積比が大きくなるにしたがい損失係数は小さくなり、どの絞り面積比においても、レイノルズ数が大きくなるにしたがい損失係数は大きくなる傾向を示す。

次に減速流れにおける流量係数、損失係数を整理するのに用いた無次元減速度 θ を次のように定めた。

ナビエーストックスの一次元運動方程式を、代表寸法 l 、代表速度 U 、流体の密度 ρ を使って無次元化すると

$$\frac{\partial u^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} = -\frac{\partial P^*}{\partial x^*} + \frac{\nu}{Ul} \frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}} \dots\dots\dots (15)$$

ここで、*印は無次元量を表わす。式(15)の非定常項を無次元減速度 θ とすれば

$$\theta = \frac{\partial u^*}{\partial t^*} = \frac{\partial u}{U} \cdot \frac{l}{U \partial t} = \frac{l}{U^2} \frac{\partial u}{\partial t} \dots\dots\dots (16)$$

式(16)の代表寸法 l の代わりにオリフィスの穴径 d に書き換えると

$$\theta = \frac{d}{U^2} \frac{\partial u}{\partial t} \dots\dots\dots (17)$$

ここで、 $\partial u / \partial t$: 実際の減速度、 U : 初期流速、 d : オリフィスの穴径を表わす。本実験において式(17)の θ を無次元減速度のパラメーターとして用いた。

4.1 非定常流れにおける流量係数

本実験で得られたデータを式(7)に代入して非定常流

れにおける流量係数 C_u を求め, 定常流れにおける流量係数 C_s との比 C_u/C_s とレイノルズ数 Re の関係を求めた。次に前述の関係について, 絞り面積比 β^2 , 無次元減速度 θ をパラメーターとした実験式を求め, 実験値と比較した。実験結果より求めた実験式は

$$\frac{C_u}{C_s} = 1 + a R_e^b \quad \dots\dots\dots (18)$$

ここで $a = 0.32 e^{-40\beta^2} \Phi^{4.6}$, $b = -5.3 e^{-\beta^2} - 0.9 \log \Phi + 4.5$
 $\Phi = \theta \times 10^5$, $4.6 \times 10^{-4} \leq \theta \leq 3.14 \times 10^{-3}$
 $0.143 \leq \beta^2 \leq 0.448$, $1.5 \times 10^4 \leq Re \leq 10^5$

Fig. 8は実験値と実験式(18)の比較の一例である。これらの結果から実験値と実験式の良い一致が見られた。Fig. 9～Fig. 12はそれぞれ絞り面積比 $\beta^2 = 0.143, 0.223,$

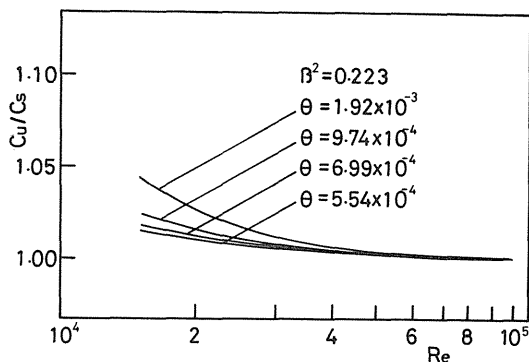


Fig. 10. The ratio of discharge coefficients in decreasing flow to that in steady flow vs. Reynolds numbers.

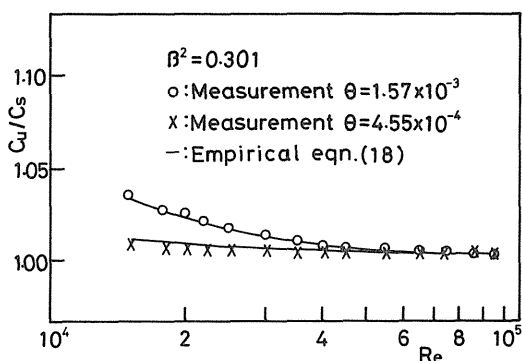


Fig. 8. The ratio of discharge coefficients in decreasing flow to that in steady flow vs. Reynolds numbers.

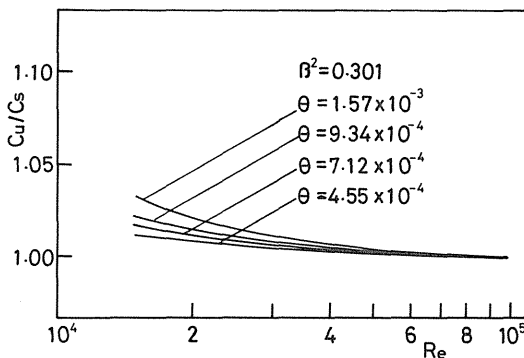


Fig. 11. The ratio of discharge coefficients in decreasing flow to that in steady flow vs. Reynolds numbers.

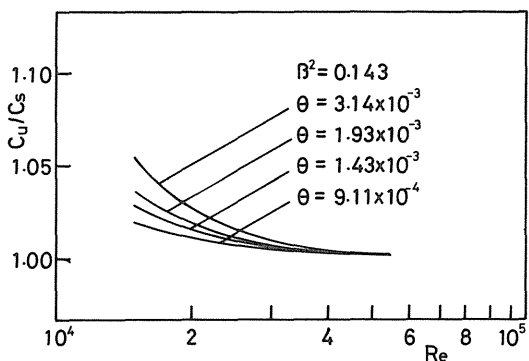


Fig. 9. The ratio of discharge coefficients in decreasing flow to that in steady flow vs. Reynolds numbers.

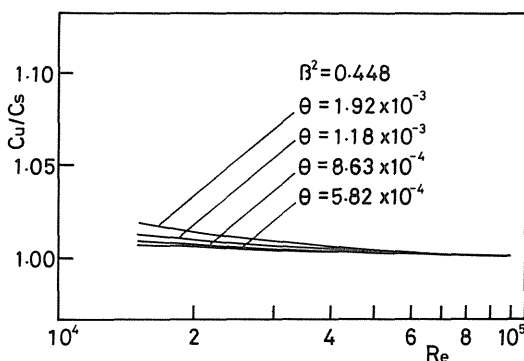


Fig. 12. The ratio of discharge coefficients in decreasing flow to that in steady flow vs. Reynolds numbers.

0.301, 0.448における C_u/C_s と Re の関係を実験式(18)で求めたものである。これらの結果から、それぞれの絞り面積比において、減速度が増大するほど、また流速が遅くなるほど、減速流れにおける流量係数は定常流れにおけるそれと比較して大きくなる。また絞り面積比が小さくなるほどその傾向が著しい。

4.2 非定常流れにおける損失係数

前述の流量係数の場合と同様、減速流れにおける損失係数についても実験式を求めた。

$$\frac{\zeta_u}{\zeta_s} = 1 - C Re^d \dots\dots\dots (19)$$

ここで $C = 1.79 \times 10^6 e^{-2.6\beta^2} \Phi^{0.67}$, $d = 1.1\beta - 2.37$
 $\Phi = \theta \times 10^5$, $4.7 \times 10^{-4} \leq \theta \leq 3.0 \times 10^{-3}$
 $0.143 \leq \beta^2 \leq 0.448$, $1.5 \times 10^4 \leq Re \leq 10^5$

Fig. 13 は実験値と実験式(19)の比較の一例である。これらの結果から実験値と実験式の良い一例が見られた。

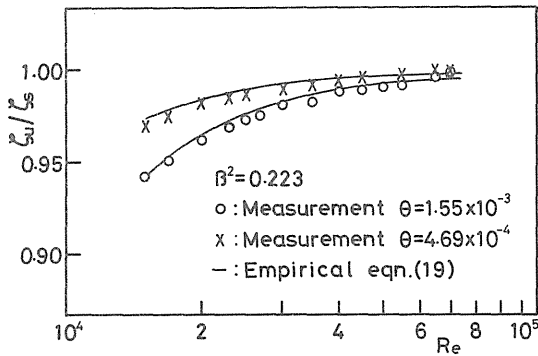


Fig. 13. The ratio of loss coefficients in decreasing flow to that in steady flow vs. Reynolds numbers.

Fig. 14~Fig. 17 はそれぞれの絞り面積比 $\beta^2=0.143$, 0.223, 0.301, 0.448 における ζ_u/ζ_s と Re の関係を実験式(19)で求めたものである。これらの結果から、それぞれの絞り面積比において減速度が増大するほど、また流速が遅くなるほど、減速流れにおける損失係数は定常流れにおけるそれと比較して小さくなる。また絞り面積比が小さいほどその傾向が著しい。

非定常流れにおける損失係数を求めるときに定常流れにおける管摩擦係数を用いているが、これの ζ_u に対する影響を考えてみると、式(14)から

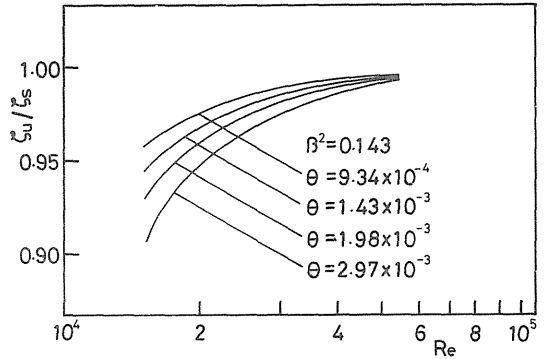


Fig. 14. The ratio of loss coefficients in decreasing flow to that in steady flow vs. Reynolds numbers.

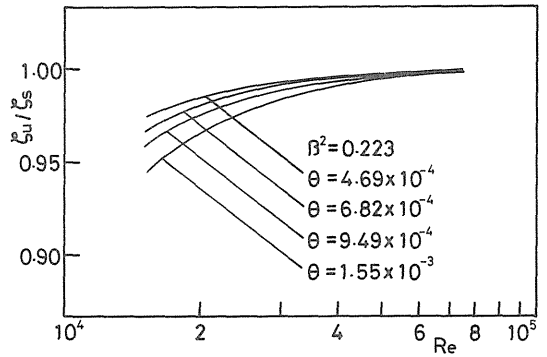


Fig. 15. The ratio of loss coefficients in decreasing flow to that in steady flow vs. Reynolds numbers.

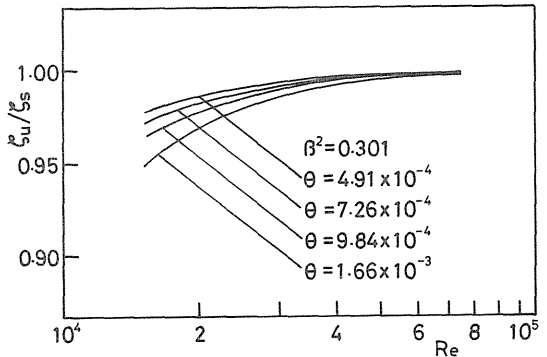


Fig. 16. The ratio of loss coefficients in decreasing flow to that in steady flow vs. Reynolds numbers.

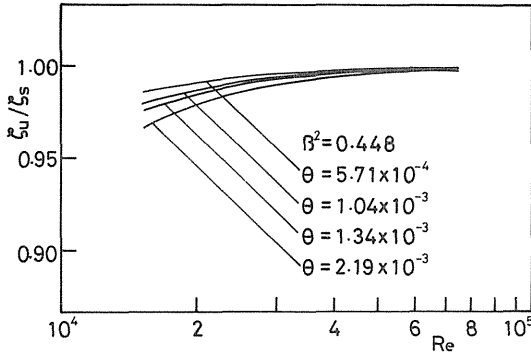


Fig. 17. The ratio of loss coefficients in decreasing flow to that in steady flow vs. Reynolds numbers.

$$\frac{2g}{u^2} \left\{ \frac{1}{\gamma} (P_1 - P_4) - \frac{1}{g} \left(l_1 + \frac{l_2}{\beta^2} + l_3 \right) \frac{\partial u}{\partial t} \right\} = A$$

とすると式(14)は

$$\zeta_u = A - \lambda_s \frac{l_1 + l_3}{D} \dots\dots\dots (20)$$

式(20)を微分し両辺をζ_uで除せば

$$\frac{d\zeta_u}{\zeta_u} = \frac{1}{1 - \frac{\lambda_s}{A} \frac{l_1 + l_3}{D}} \cdot \frac{dA}{A} - \frac{1}{\frac{A}{\lambda_s} - \frac{l_1 + l_3}{D}} \frac{l_1 + l_3}{D} \frac{d\lambda_s}{\lambda_s} \dots\dots\dots (21)$$

いま実際の値を代入してみると

$$\frac{l_1 + l_3}{D} = 11, \lambda_s = 2.88 \times 10^{-2}, A = 5.7$$

ゆえに式(21)は

$$\frac{d\zeta_u}{\zeta_u} = 1.06 \frac{dA}{A} - 5.88 \times 10^{-2} \frac{d\lambda_s}{\lambda_s} \dots\dots\dots (22)$$

よってλ_sの変化が5%のときζ_uの変化は約0.29%であり,

式(14)で定常流れにおける管摩擦係数を用いたことによるζ_uへの影響は、ほとんど無視してよいと考えられる。

5. むすび

以上の結果から

(1) 減速流れにおける流量係数は定常流れにおけるそれと比較して、流速が遅くなるにつれて増大する。その増大の割合は絞り面積比が小さいほど、また減速度が大きいほど大きくなる。

(2) 減速流れにおける損失係数は定常流れにおけるそれと比較して、流速が遅くなるにつれて減少する。その減少の割合は絞り面積比が小さいほど、また減速度が大きいほど大きくなる。

(3) 減速流れにおける流量係数, 損失係数について絞り径比β, 絞り面積比β², 無次元減速度θをパラメータとした実験式が得られた。それらの実験式は実験範囲内において実験値と良く一致した。

終りに臨み、本研究を進めるに当って実験に当られた当時の卒業研究の学生諸君に御礼申し上げる。

参 考 文 献

- 1) J.W. Daily 他 Trans. ASME, 78 (1956-7), 1071.
- 2) 古屋, 機習教 (第321回), (昭45-2), 17.
- 3) 古屋, 機誌, 75-638 (昭47-3), 140.
- 4) 星野他, 機講論, 720-17 (昭47-8), 115.
- 5) 村上, 機習教 (第367回), (昭47-9), 37.
- 6) 山口, 機論, 41-349 (昭50-9), 2622.
- 7) 工業計測技術大系編集委員会編, 流量(上), (昭44), 61, 日刊工業新聞社.