OUKA
The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	連続有孔板における流れの干渉と整流に関する研究
Author(s)	門, 久義
Citation	大阪大学, 1986, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/1751
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

The University of Osaka

連続有孔板における流れの干渉と整流に関する研究

昭和 61 年 7 月

門　久義

目　次

主な記号

第1章　序　論 …… 1

1.1　まえがき …… 1

1.2　既往研究とその動向 …… 3

1.2.1　管路要素の抵抗に対する流れの干渉 …… 3

1.2.2　流量計に対する流れの干渉 …… 4

1.2.3　流れの整流 …… 5

1.3　本研究の目的と概要 …… 7

第2章　連続オリフィスの抵抗とその干渉 …… 11

2.1　まえがき …… 11

2.2　実験装置および方法 …… 12

2.2.1　実験装置 …… 12

2.2.2　供試オリフィス …… 13

2.2.3　抵抗係数と干渉係数の定義 …… 13

2.3　単独および多連オリフィスに生ずる抵抗 …… 16

2.3.1　単独オリフィスの抵抗係数 …… 16

2.3.2　多連オリフィスの抵抗係数 …… 17

2.4　オリフィス近傍の壁面静圧分布 …… 19

2.4.1 2連オリフィス …… 19

2.4.2 多連オリフィス …… 21

2.5 多連オリフィスを構成する各オリフィスの特性 …… 23

2.5.1 等間隔多連オリフィスの干渉特性 …… 23

2.5.2 不等間隔多連オリフィスの干渉特性 …… 25

2.6 オリフィス近傍の管内流速および静圧分布 …… 27

2.6.1 単独オリフィス …… 27

2.6.2 多連オリフィス …… 28

2.7 むすび …… 30

第3章 連続有孔板の抵抗とその干渉 …… 32

3.1 まえがき …… 32

3.2 実験装置および方法 …… 32

3.2.1 実験装置 …… 32

3.2.2 供試有孔板 …… 33

3.2.3 諸量の定義 …… 35

3.3 単独および連続有孔板の抵抗係数 …… 36

3.3.1 単独有孔板の抵抗係数 …… 36

3.3.2 連続有孔板の抵抗係数 …… 37

3.4 連続有孔板の干渉 …… 38

3.4.1 有孔板間隔の影響 …… 38

3.4.2 ねじれ角の影響 …… 42

3.5 むすび …… 46

第４章 多孔板の抵抗係数 …… 47

4.1 まえがき …… 47

4.2 実験装置および方法 …… 47

4.2.1 実験装置 …… 47

4.2.2 供試多孔板 …… 48

4.3 多孔板前後の流れ …… 49

4.3.1 軸速度分布 …… 49

4.3.2 静圧分布 …… 50

4.3.3 乱れ分布 …… 51

4.4 抵抗係数 …… 52

4.4.1 抵抗係数の実測値 …… 52

4.4.2 抵抗係数の特性 …… 54

4.4.3 金網の抵抗係数との比較 …… 55

4.5 抵抗係数の実験式 …… 57

4.5.1 流れのモデルと抵抗係数 …… 57

4.5.2 実験式への拡張 …… 58

4.6 むすび …… 61

第５章　多孔板の流出角係数 …… 62
5.1　まえがき …… 62
5.2　実験装置および方法 …… 62
5.2.1　実験装置 …… 62
5.2.2　供試多孔板 …… 64
5.3　二次元流入における流出角係数 …… 64
5.3.1　流入角と流出角の関係 …… 64
5.3.2　流出角係数 …… 65
5.4　旋回流入における流出角係数 …… 66
5.4.1　多孔板前後の旋回流れ …… 67
5.4.2　流出角係数 …… 69
5.5　旋回流の整流 …… 70
5.5.1　抵抗係数 …… 71
5.5.2　軸速度分布の平坦化 …… 72
5.6　むすび …… 73

第６章　多孔板を用いた流れの整流理論 …… 74
6.1　まえがき …… 74
6.2　二次元流れの整流とその考察 …… 75
6.2.1　基礎式と一般解 …… 75
6.2.2　多孔板への流入・流出流れ …… 77

6.2.3 多孔板における接続条件 …… 79
6.2.4 解析結果とその考察 …… 80
6.2.5 応用例 …… 81
6.3 軸対称旋回流れの整流とその考察 …… 83
6.3.1 基礎式と一般解 …… 83
6.3.2 整流装置への流入・流出流れ …… 87
6.3.3 多孔板における接続条件 …… 88
6.3.4 1枚の多孔板による整流 …… 91
6.3.5 2枚の多孔板による整流 …… 93
6.4 実用整流装置の性能 …… 96
6.4.1 整流装置の設計 …… 96
6.4.2 整流装置の性能予測 …… 98
6.4.3 実験結果および考察 …… 100
6.5 むすび …… 102

第7章 流量計測における整流装置の効果 …… 103
7.1 まえがき …… 103
7.2 実験装置および方法 …… 104
7.2.1 実験装置 …… 104
7.2.2 供試オリフィス …… 105
7.2.3 整流装置 …… 106

7.2.4 諸量の測定 …… 107
7.3 空間曲り下流の流れ …… 108
7.3.1 整流装置を設置しない場合 …… 108
7.3.2 整流装置を設置した場合 …… 109
7.4 曲り下流における流量計測 …… 110
7.4.1 単一曲り …… 111
7.4.2 空間二重曲り …… 113
7.4.3 空間三重曲り …… 114
7.4.4 必要直管長さの短縮 …… 115
7.5 むすび …… 116

第8章 結 論 …… 117

謝 辞 …… 119

参考文献 …… 120

著者の研究論文 …… 129

主 な 記 号

A ： 軸速度分布の平坦度、式(5.6) 参照

A_2 ： 式(6.63)参照

B_2 ： 式(6.63)参照

c_c ： 収縮係数

c_v ： 速度係数

C_p ： 圧力係数

D ： 管直径

D_c ： 有孔板の穴の中心円直径

D_e ： 有孔板の穴一つ当りの管断面積に等しい円管の内径

d ： 穴径、あるいは金網の線径

f，g，h ： それぞれψ，γ，pの非減衰成分を示す関数、あるいは係数

I ： 多連オリフィス、あるいは連続有孔板の干渉係数

I_i ： 多連オリフィスを構成する個々のオリフィスの干渉係数

K ： 抵抗係数

$\bar{K}$ ： 旋回流における多孔板の抵抗係数

K_l ： 厚比の大きな多孔板の抵抗係数

K_s ： 厚比の小さな多孔板の抵抗係数

K_t ： 整流装置の抵抗係数

K_0 ： 不均一多孔板の抵抗係数の平均値

k_n ： 一次の第１種円筒関数の零点

L ： 曲り部からオリフィスまでの距離

l ： 多連オリフィス・連続有孔板・多孔板の間隔、千鳥形多孔板の穴ピッチ、あるいは金網のピッチ

m ： オリフィスの絞り面積比

N ： 有孔板の穴数

n ： 多連オリフィスの連数

P ： 静圧またはその無次元量

p ： 静圧または管断面内平均静圧からの無次元じょう乱静圧

p_u, p_d ： 単独または多連オリフィス（あるいは連続有孔板）の十分上流および下流の静圧こう配線から推定したオリフィス（あるいは有孔板）直前・直後の静圧

Δp ： オリフィスの差圧

Δp_i ： 連続オリフィスのオリフィス間静圧差からその間の直管摩擦損失を差し引いた静圧

R ： 管半径

R_e ： レイノルズ数、Ud/ν

R_{eD} ： レイノルズ数、UD/ν

r ： 径方向座標またはその無次元量

s ： 抵抗係数の平均値からの変化量

t ： 板厚

t_e ： 金網の相当厚比

U ： 平均流速

U_c ： 多孔板の穴を通る流れの代表速度

V ： 流速またはその無次元量

V_{zmax} ： 管内軸速度の最大値

v ： 微小じょう乱、あるいは乱れの速度成分

X ： 管断面内の水平方向座標

Y ： 管断面内の鉛直方向座標、あるいは多孔板の抵抗公式のパラメータ

x，y ： 二次元直交座標

z ： 軸方向座標またはその無次元量

α ： オリフィスの流量係数、あるいは多孔板の流出角係数

α_0 ： 基準オリフィスの流量係数

α_s ： 旋回流入における流出角係数

β ： 開口比

β_0 ： 単独有孔板の開口比

γ ： Ωrからの無次元じょう乱循環関数

ξ_0，ξ ： 単独および多連オリフィス（または連続有孔板）の抵抗係数

θ，θ_0 ： 連続有孔板のねじれ角とその最大値

λ ： 管摩擦損失係数

λ_n ： じょう乱減衰成分の減衰特性値

ν ： 流体の動粘度

ρ ： 流体の密度

ϕ ： 旋回流れにおける流れ角

ϕ_1 ： 多孔板への流入角

ϕ_2 ： 多孔板からの流出角

ψ ： 一様流からの無次元じょう乱流れ関数

Ω ： ωの無次元量、$\omega R/U$、あるいは無次元角運動量

ω ： 旋回成分の平均剛体回転角速度

添 字

i ： 領域i、多孔板i、あるいはi番目のオリフィスに属する量

n ： フーリエ・ベッセル級数のn次波数成分

r，θ，z ： それぞれ径、周、軸方向成分

x，y ： それぞれx、y軸方向成分

1 ： 上流側の量

2 ： 下流側の量

∞ ： 無限上流または下流の量

第1章　序　論

1．1　まえがき

流体を輸送する水路・配管技術は、古代ローマにおける大規模な水道用水路建設から、現代における原子力発電所や石油精製工場などの各種プラントの配管に至るまで、文明の維持・発展に必要不可欠な技術の一つとして発達してきた。現代社会においては、例えば大都市の上・下水道や高層ビルにおける空調・衛生用ダクト・管路配管、あるいは各種プラントや工場、さらには各種機械・設備における多種多様な配管など、その例を枚挙すればいとまが無いであろう。しかし、管内を流れる流体のエネルギ損失に関する精密な実験やその予測に関する研究が系統的に行われるようになったのは、ほぼ19世紀に入ってからである[(1)]。

Reynoldsの実験[(2)]に代表される当時の管内流体摩擦に関する研究以来、管路抵抗に関して非常に多くの研究が行われ、現在では各種管路抵抗だけでなく、例えばベンド、エルボ、分岐・合流管、ノズル、ディフューザ、弁、絞り等の多くの配管要素の抵抗についても詳しく調べられている[(3)]。

近年、各種設備の大型化や設備配置の合理化が必要になるとともに、配管設計技術者は多くの管路要素を非常に接近して取り付けなければならなくなってきた。しかし、このような配管内を流れる流体のエネルギ損失を見積る場合には、管路抵抗に関する上述のような資料が必ずしも有効でないことがある。その理由は、これらの資料が十分発達した管内流れにおける実験結果に基づいているのに反して、管路要素が接近して設置されと、上流側の要素から流出した流れが十分発達しないまま下流側の管路要素に流入することになり、

流れの干渉が生ずるからである。流れの干渉は、流入する流れの状態とそこにある管路要素の形状の組み合わせに応じて、複雑に変化する。各種管路要素の組み合わせによる抵抗の干渉問題については 1.2.1で概説するが、このような問題を一般的に明らかにするためには、今後さらに膨大なデータの蓄積が必要となるであろう。

抵抗の干渉とは別に、さらに深刻な流れの干渉問題の一つとして、流量計に対する干渉がある。流量計は配管内の流量を管理するための重要な計測機器であり、その精度に対する要求は非常に厳しい。そのため、流量計の流量係数に及ぼす上・下流側配管要素の影響に関しては非常に多くの研究が行われており[4]、1.2.2で概説する。

流量計の測定精度を低下させないで、しかも上流側必要直管長さをできるだけ短縮したいという、一見矛盾した要求に対して考えられる一つの解決策は整流である。各種配管要素下流に生ずる偏流や二次流れを整流し、発達した管内流れを生成することができれば、その下流にある流量計は上流側配管要素による干渉を全く受けなくなる。とくに、絞り流量計に対してこのような整流装置を用いた場合、流量計の上流側必要直管長さを短縮できるだけでなく、整流装置と絞り流量計の抵抗の合計が、整流装置を設置しない場合に用いるべき絞り流量計の抵抗値よりも、小さくなることさえ可能になる。このような理由から、整流装置に関する研究も比較的多く行われており、1.2.3で概説する。

以上のように、近年における管内流れの重要な問題の一つとして、流れの干渉、とくに各種管路要素の抵抗に対する干渉と流量計の流量係数に対する干渉が、非常に注目されるようになってきている。そして、後者の問題に関連して、干渉を防ぐ方法として性能の良い整流装置の研究・開発が非常に望まれている[5]。

1．2　既往研究とその動向

1.2.1　管路要素の抵抗に対する流れの干渉

実際の配管系では、様々な局部抵抗が相接近して存在することも多く、その場合の全エネルギ損失つまり全抵抗は、個々の本来の抵抗を代数的に加算したものとは必ずしも等しくならない。このような現象を、損失あるいは抵抗の干渉と呼ぶ。この干渉は要素間の距離、流路形態および表面あらさ、要素と要素の空間的位置関係、レイノルズ数、分岐・合流管の場合にはさらに流量分配比などにより大きく変化するので、すべての場合についてデータを蓄積するには膨大な時間と労力を要するであろう。しかし、工業上多く使用される管路要素の組み合わせについては、干渉の程度を見積るための基本的研究がかなり発表されている。

エルボとエルボの組み合わせについては、Kirchbach[6]、Schubart[7]、村上・清水[8),(9)]、ベンドとベンドに関しては、村上・清水[10]、伊藤・今井[11]、ベンドとディフューザでは、Miller[11]、連続分岐管については、高木・細川[12]、細川・森川[13]、Parr[14]、川上ら[15]等の研究がある。これらのうち、エルボとエルボ、ベンドとベンド、ベンドとディフューザに関して実用的観点から詳細にまとめられたもの[11]や、相互干渉の問題に詳しく考察を加えたもの[16]もある。しかし、上述のもの以外の管路要素における損失の干渉については、ほとんど研究が行われていないのが実情である。

各種の弁やダンパ・絞りなどのように急縮小・急拡大流れを伴うものについては、その下流側に大きなはく離領域が生ずるために干渉も激しく、しかも干渉の起こる区間が相当長くなるものと予想される[16]。この問題に関するものとしては、Shermanらが加圧水型原子炉における冷却水配管での流量調整用可変抵抗器として、連続多孔オリフィス板の抵

抗特性を調べたもの[17]や、山田の多段減圧オリフィス装置に関する特許[18]などがある。しかし、これらはともに抵抗装置の開発に的を絞ったものであり、連続絞りの抵抗の干渉問題として広範な実験が行われたものではない。

管路要素の抵抗の干渉問題については、以上述べたような状況にあり、今後の大きな研究課題の一つとして残されている[1]と言っても過言ではないであろう。

1.2.2 流量計に対する流れの干渉

現在一般に使用されている流量計は、オリフィス[19]、ノズル[19]、ベンチュリ管[20]、などの絞り流量計、電磁流量計[21]、超音波流量計[22]、タービン流量計[23]、カルマン渦流量計[24]などがある。これらの流量計の校正は、通常それに流体を流し、その流量を標準流量計によって測定することにより行われる[25]。これに反してオリフィスやノズルなどの絞り流量計は、その流量係数がJIS 規格に与えられており、絞り各部の寸法を規格どおりに製作し、絞り前後の圧力差および流体の密度を測定すれば、流量を求めることができる。大口径の流量計や特殊な流体用流量計、あるいは校正試験の困難なところに用いる流量計では、後者のような流量計が望ましいことは言うまでもない。工業計測の場でオリフィスやノズルが広く用いられている[26]理由は、その機構の簡単さとともに、上述のように、標準流量計によって直接校正する必要がないことにあると思われる[25]。

絞り流量計の測定精度に対する信頼性は高く、通常± 0.5%以上の精度が要求される。それゆえ、その流量係数に及ぼす上・下流側配管要素の影響を除くために、かなり長大な直管を設けるように規定されている。しかし、近年における各種設備の大型化や設備配置の合理化に伴って、このようなことが困難となり[26]、絞り流量計の流量係数に対する各

種配管要素の干渉問題とその対策が注目されるようになった[4]。

絞り流量計に対する干渉の問題について主な研究を挙げると、オリフィス、ノズル、ベンチュリ管の上流側必要直管長さに関する広範な実験[27]、単一、空間曲りがノズル、オリフィスに与える影響[28]、ベンチュリ管やベンチュリノズルに与える影響[29],[30]、拡大・収縮管がオリフィスやベンチュリノズルに与える影響[31],[32]、オリフィスに対するベルマウス付管入口の影響[33]、弁やベンド類の影響[34],[35]、さらにはオリフィス、ベンチュリノズル、欠円オリフィス、ノズル等に対する旋回流れの影響[36]などがある。また、流入する流れの旋回強度とオリフィスの流量係数との関係[37]や、軸速度分布とオリフィスの流量係数との関係[38],[39]を調べた研究もある。

以上のような多くの研究成果によって、絞り流量計に対する各種配管要素の影響がかなり明らかになってきている[4]が、設計資料として利用したり、流量係数の補正値を正確に予測するためには、まだまだ不十分である。そのため、流量計に対する流れの干渉問題は、工業計測の分野において非常に深刻な問題となってきている。そこで、流れの影響を受けにくい流量計の開発や、流れを整流して干渉を少なくする方法などの新たな研究課題が注目され、これによって流量計に対する流れの干渉問題を克服しようとしているのが実情である。

1.2.3 流れの整流

流れの整流に関する研究は、1900年代に入ってから風洞を用いた実験的研究が行われるようになって、主流のじょう乱や乱れを減少させる必要から始まったと言えよう。その足取りをたどってみると、まず金網や多孔板を用いて主流のじょう乱速度分布の低減率と抵

抗係数の関係を実験的に調べたCollar[40]やMacPhail[41]の研究を挙げることができる。また、多孔板、格子、金網、織布などの抵抗係数について、TaylorとDavies[42]は詳しく実験と考察を行い、Adler [43]は金網の抵抗係数とマッハ数の関係を調べた。そして、金網による風洞の乱れの減衰を調べていたDrydenとSchubauer [44]は、金網を流れが通過する際に、直角方向の抵抗力だけでなく接線方向の力も重要であることを認識し、初めて接線力を測定しその特性を詳しく調べた。その結果は２年後TaylorとBatchelor [45]によって公表された。

その報告において、TaylorとBatchelor は抵抗による流れの整流理論を確立し、抵抗係数とともに流出角係数の重要性を明らかにした。そして、DrydenとSchubauer の研究を引用し、金網の流出角係数は抵抗係数に依存して定まることを明示した。その後、 SimmonsとCowdrey [46]、Schubauer ら[47]は相次いで金網の流出角係数に関する研究結果を公表した。

これ以後、金網や多孔板の抵抗係数に関する研究はかなり報告されている[48]～[54]が、多孔板の抵抗については開口比との関係のみが考察され、穴径に対する厚さの比、すなわち厚比の差異による影響については、ほとんど考慮されていない。また、多孔板の流出角係数に関しては、全く報告されていないようである。一方、整流に関する理論的研究は、Taylorらの研究以後かなりの発展をみたが、そのほとんどが金網による風洞内の速度分布の平坦化あるいは生成に関するもの[55]～[68]である。

管内流れの整流、すなわち絞り流量計の上流側必要直管長さを短縮するための整流に関しては、1950年代以降、比較的多くの研究が行われた。抵抗体としては当初から金網は用いられず、多孔板が使用されてきた。その理由は恐らく目づまりに対する安全性、強度的

な信頼性、機械加工による製作の容易さなどにあると思われる。しかし、これらの研究は上述のTaylorらの整流に関する研究の流れとは全く無関係に行われてきたため、多孔板の抵抗係数や流出角係数を調べ、それに基づき整流装置を解析していくような試みは全くなかった。

整流装置に関する実験的研究は、Sprenkleら[69]、Bluschkeら[30]、鳥居ら[70],[71]の報告などがある。これらの整流装置はいずれも穴の配列がほぼ一様になっている。そのため、偏流や二次流れを伴う流れは整流装置の下流で均一な軸速度分布となり、その後管摩擦によって発達した管内流れへと移行するまでには、まだかなりの直管長さを必要とする。田中[72],[73]はTaylorらの考えを発展させて、このような整流装置について理論的に考察を行っている。しかし、抵抗体として金網の特性を用いていること、軸速度分布を平坦化することを目的としていることなどの点で、実用上問題を残している。

板面上不均一な抵抗分布をもつ多孔板によって、発達した管内乱流速度分布を作ることができれば、絞り流量計の上流側必要直管長さをさらに短縮することが可能となる。しかし、このような目的をもつ整流装置に関しては、１枚の多孔板を用いた明石らの実験的研究[74],[75]を見るにすぎない。したがって、このような整流装置に必要な諸特性を詳しく検討することは、工学上非常に有用であると考えられる。

１．３　本研究の目的と概要

１．２節において、管内流れの干渉と整流に関する既往研究とその動向を明らかにした。その結果得られたいくつかの重要な問題点について、できる限り解明することが本研究の目的である。ここではこれらの問題点に関連して、各章の概要を説明する。

まず、連続して設置された管路抵抗の干渉において、最もその干渉が激しく、しかも干渉距離が相当長くなると予想される[16]にもかかわらず、ほとんど調べられていない連続絞りの干渉について、詳しく考察する。なお、本論文では、板面上に一つあるいは複数の穴を開けた絞り板を有孔板と呼び、オリフィスおよび多孔板も含まれるものと考える。

第２章では、薄板オリフィスを管路に複数枚連続して設置し、そこに生ずる流れの干渉を実験的に明らかにする。すなわち、同一絞り面積比のオリフィスを管路に最大５枚直列に設置した多連オリフィスのエネルギ損失が、絞り面積比やオリフィス連数・間隔によってどのように影響されるかを実験的に解明するとともに、多連オリフィスを構成する個々のオリフィスの抵抗特性についても調べる。さらに、多連オリフィス近傍の静圧や流速分布の測定から、流れの相互干渉に関する定性的な考察を行う。

第３章では、一つあるいは複数の穴をもつ同一形状の有孔板を管路に２枚連続して設置し、それに生ずる流れの干渉問題を実験的に明らかにする。すなわち、連続有孔板のエネルギ損失が、穴数や穴径あるいは開口比によってどのような差異を生じ、さらに有孔板間隔や相対ねじれ角の変化によって、どのような影響を受けるかを実験的に詳しく調べる。

つぎに、管内流れの整流に用いられる多孔板の抵抗特性を明らかにする。

第４章では、千鳥形配列に穴を開けた多孔板についてその抵抗係数を測定し、それが開口比と厚比によってどのように影響されるかを実験的に明らかにする。そして、抵抗係数は開口比によって大きく変化するばかりでなく、厚比によってもかなり変化し、厚比が１付近を境にその特性が全く異なることが示される。また、流れ学的考察に基づき、抵抗係数を開口比と厚比によって評価できる実験式を導く。

第５章では、前章に引き続き千鳥形配列の多孔板について、その流出角係数を実験的に

詳しく調べる。その結果、多孔板の流出角係数は金網の場合とは全く異なり、主にその幾何学的形状である厚比、つまり穴径に対する板厚の比によって大きく値が変化することがわかる。さらに、円管内の旋回流れに対する多孔板の整流効果について実験を行い、旋回成分の消去に最適な多孔板形状が見い出される。

最後に、第４、５章で明らかにされた多孔板の抵抗特性を参考にし、Taylorらの整流理論[45]を発展させた管内流れの整流法について詳しく考察する。

第６章では、まず二次元流れにおいて、流入する流れの速度分布と関係なく下流側に任意の速度分布を生成する方法について述べ、整流理論の解説を行う。つぎに、軸対称旋回流れを整流して下流側に十分発達した管内乱流速度分布を生ずる整流装置について、理論的に詳しく検討する。旋回流れを上流側の流れとして解析する理由は、それが各種配管要素下流によく発生し[76]～[78]、絞り流量計の測定精度に大きく影響を与える[36],[37]ので最も長い上流側直管長さを必要とするからである。整流装置の形態は複数の多孔板で構成されるものを考える。流れの解析には作動円板理論を用い、作動円板における流れの接続条件として第４、５章の多孔板の抵抗特性を利用する。そして、２種類の多孔板を組み合わせた整流装置が最適な性能をもつことを明らかにする。さらに、それを試作して実験を行い、十分実用に供し得ることを示す。

第７章では、絞り流量計としてオリフィスを取り上げ、配管要素の中で最も大きな直管長さが必要とされる空間曲り下流において流量計測を行い、前章で設計・試作された整流装置が実用上どの程度の効果を生ずるかを、実験的に詳しく調べる。その結果、本整流装置はオリフィス流量計の上流側必要直管長さを大幅に短縮できることが明らかにされる。

以上のようにして、管内流れの干渉と整流に関連したいくつかの重要な問題が、本研究

によりかなり解明された。だが、管路抵抗の干渉問題については、広範な設計資料を完成するうえで、今後まだ数多くの研究を必要とするであろう。一方、工業計測において非常に深刻な問題となっている絞り流量計の干渉問題については、第７章において検討された整流装置を用いることによってその干渉を十分抑制し、流量計測の精度の悪化を回避できることも明らかとなった。本研究において開発された整流装置は、工学・工業上の流量計測にかなり貢献できるものと思われる。

第２章　連続オリフィスの抵抗とその干渉

２．１　まえがき

実際の配管系では、管路の構成要素が互いに十分な距離を保って配置されている場合ばかりでなく、相接近して存在することも少なくない。この場合、一つの管路要素を通過した流れが、その後、管内流れとして十分発達する前に、再びつぎの管路要素に達することになる。したがって、このような配管系に生ずる全エネルギ損失は、各構成要素がそれぞれ単独で使用された場合のエネルギ損失を、代数的に加算したものとは必ずしも等しくならない。管路系のコンパクト化が切望されている今日、このような管路要素間の相互干渉問題は、とくに解明されるべき重要な課題となってきている[1]。

干渉のある管路要素の組み合わせとしては、1.2.1で述べたように、エルボとエルボ、ベンドとベンド、ベンドとディフューザ、そして連続分岐管に関する研究がある。しかし、これらの組み合わせ以外の管路要素における損失の干渉については、ほとんど研究が行われていないのが実情である。とくに、各種の弁やダンパ、絞りなどのように急縮小・急拡大流れを伴うものについては、その下流側に大きなはく離領域が生ずるために、干渉も激しく、しかも干渉の起こる区間が相当長くなるものと予想される[16]。

そこでこの章では、流路断面積が変化する管路要素の中で最も基本的な形態をもつ薄板オリフィスを管路に複数枚連続して設置し、そこに生ずる流れの干渉問題を実験的に明らかにする。すなわち、同一絞り面積比のオリフィスを管路に最大５枚直列に設置した多連オリフィスのエネルギ損失が、絞り面積比やオリフィス連数・間隔によってどのように影響されるかを実験的に解明するとともに、多連オリフィスを構成する個々のオリフィスの

抵抗特性についても調べる。さらに、多連オリフィス近傍の静圧や流速分布の測定から、流れの相互干渉に関する定性的な考察を行う。

2．2　実験装置および方法

2.2.1　実験装置

実験装置全体の概略を図 2-1に示す。地下水槽Sからポンプ Pによって揚水された水は、弁V_0からタンクTに送られる。この水は測定部Mに導かれ、弁V_1を経て直角三角せきWで流量計測された後、水槽Sに戻る。タンクTの上部からの配管は弁V_2をもつバイパス管であって、弁V_0、V_1、V_2の開度の組み合わせによって、測定部Mにおける流速と静圧を広範囲に変化させることができる。

オリフィスは、規格に定められた環状室を

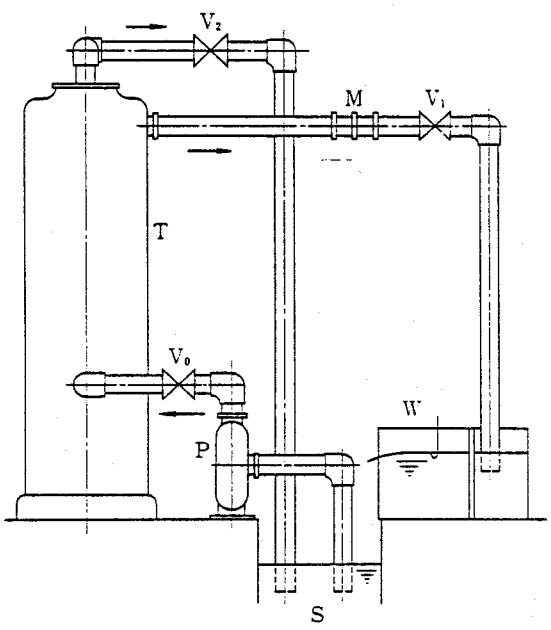


図 2-1　実験装置の概略

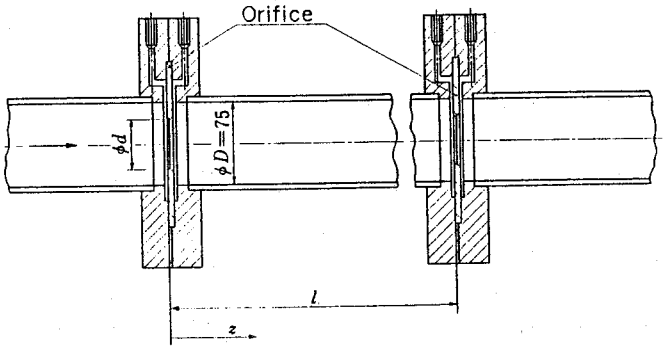


図 2-2　測定部の詳細

もつコーナタップ形式の圧力取出し板にはめ込まれ、図 2-2のように間隔 l で管路に直列に設置されている。なお、測定管には管壁静圧を測定するため、管壁に直径１mmの静圧測定孔を設けている。各オリフィス前後並びに管壁の静圧は、ブルドン管式精密圧力計によって計測され、水温は直角三角せきWにおいて測定された。

2.2.2 供試オリフィス

実験に用いた薄板オリフィスは黄銅製で、その形状は図 2-3に示すように JIS Z 8762 に基づいており、穴径 d が17.25, 30.00, 45.00 mm の３種類についてそれぞれ５枚ずつ、穴径 d が22.50, 37.50 mm の２種類はそれぞれ２枚ずつ、計19枚製作した。オリフィス前縁はとくに注意を払って仕上げ加工し、各オリフィスの流量係数は規格を十分満足する精度であった。オリフィスを取り付ける管は内径 D が75.0 mm の黄銅管で、オリフィスの絞り面積比 m、つまり $(d/D)^2$ は 0.0529 ～ 0.36 の範囲である。

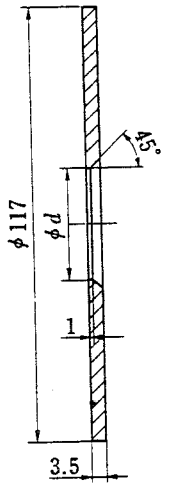


図 2-3 供試オリフィス

2.2.3 抵抗係数と干渉係数の定義

図2-4 (a),(b) のように、オリフィスが管内に単独に置かれた場合と、n 個が連続して置かれた、いわゆる多連オリフィスの場合における管壁静圧 p の分布を考える。

まず図2-4 (a) の単独オリフィスの場合には、周知のように静圧はオリフィス前面でわずかに上昇するが、オリフィス面で急激に低下し、管径の半分ぐらい下流の流れの最収縮

部で極小値となり、その後徐々に回復する。オリフィスから管径の数倍程度下流の断面で静圧は極大となり、それ以後流れは通常の発達した管内流れに漸近し、静圧も流体摩擦によって直線的に降下していく。

さて、図中に示すように、オリフィスから十分上流・下流における直線的な管壁静圧こう配線を、いずれも破線のようにオリフィス前面まで延長して求めた仮想の静圧、つまりオリフィスから十分上流・下流の管壁静圧から管摩擦損失圧力を考慮して推定したオリフィス直前および直後の静圧を、それぞれp_u、p_dとすると、単独オリフィスの抵抗係数ζ_0は式 (2.1)で定義される。ただし、ρは流体の密度、Uは管内平均流速である。

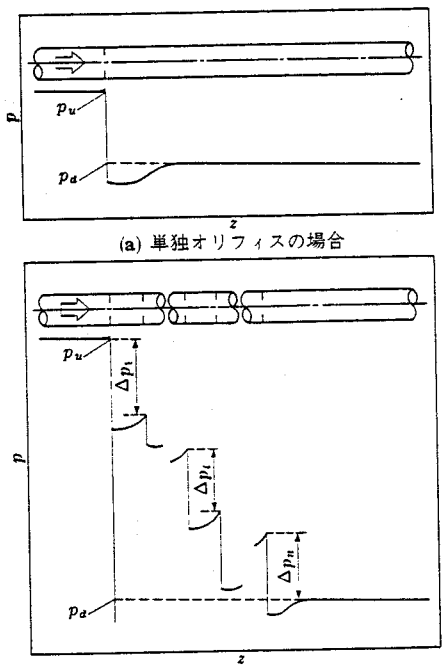


図 2-4 記号の説明

$$\zeta_0 = \frac{p_u - p_d}{\rho U^2/2} \tag{2.1}$$

多連オリフィスの抵抗係数ζは、それを一つのオリフィスとみなし、図2-4 (b) のように、その上流および下流における直線的静圧こう配線から推定される第１オリフィス直前および直後の静圧p_u、p_dを用いて、単独オリフィスと同様に定義する。すなわち式 (2.2) である。

$$\zeta = \frac{p_u - p_d}{\rho U^2/2} \tag{2.2}$$

いま、n連オリフィスの全抵抗が単独オリフィスの抵抗のn倍に等しければ、各オリフィス間で流れに相互干渉を生じていないと言えるが、もしオリフィスが互いに近接して置かれているような場合には、抵抗の相互干渉が起こる。したがって、干渉係数Iとして式(2.3)を定義する。

$$I = \frac{\xi}{n\xi_0} \tag{2.3}$$

なお、オリフィス間隔が十分ある場合には、Iの値は当然１となる。

多連オリフィスの全抵抗に占める各構成オリフィスの抵抗分を明らかにするために、図2-4 (b) に示すようにオリフィス間の静圧差からその間の管摩擦損失を差し引いた値Δp_iを用いて、個々のオリフィスの干渉係数I_iをつぎのように定める。

$$I_i = \frac{\Delta p_i}{\xi_0 \rho U^2/2} \tag{2.4}$$

ここで、添字iは多連オリフィスにおける上流からi番目のオリフィスに関する量を表す。したがって、IとI_iとの間には式(2.5)の関係がある。

$$I = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} I_i \tag{2.5}$$

さらに、単独および多連オリフィスにおけるオリフィス近傍の管壁静圧pの分布を表すのに、前述のp_uを基準として、式(2.6)で定義する圧力係数C_pを用いる。

$$C_p = \frac{p - p_u}{\rho U^2/2} \tag{2.6}$$

レイノルズ数R_{eD}は、管内の諸量を用いて式(2.7)で表した。

$$R_{eD} = UD/\nu \tag{2.7}$$

ここで、νは流体の動粘度である。

なお、管摩擦損失の見積りにあたっては、Blasius の式を適用した。

2．3　単独および多連オリフィスに生ずる抵抗

単独および多連オリフィスの抵抗係数が、絞り面積比やオリフィス枚数あるいはオリフィス間隔に応じてどのような値となるのか、実験結果に従って説明する。

2.3.1　単独オリフィスの抵抗係数

JIS Z 8762　によれば、単独オリフィスの抵抗係数ζ_0はつぎのようになる。

$$\zeta_0 = \frac{1-\alpha m}{1+\alpha m} \cdot \frac{1}{\alpha^2 m^2} \tag{2.8}$$

ただし、αはオリフィスの流量係数であり、絞り面積比mとレイノルズ数R_{eD}の関数である。また、沖[79]によれば、ζ_0はmのみの関数として式(2.9) で与えられる。

$$\zeta_0 = \left(\frac{1}{m}-1\right)\left(\frac{2.75}{m} - 1.56\right) \tag{2.9}$$

実験に用いた個々のオリフィスの圧力損失を式(2.1) で定義する抵抗係数ζ_0で表し、それのレイノルズ数R_{eD}への依存性を示したものが、図 2-5である。これから、本実験範囲内におけるζ_0はmのみによって定まり、R_{eD}に対してはほとんど一定の値となることがわかる。ちなみに、レイノルズ数R_{eD}が 5×10^4 から10^6まで変化した場合の抵抗係数の変

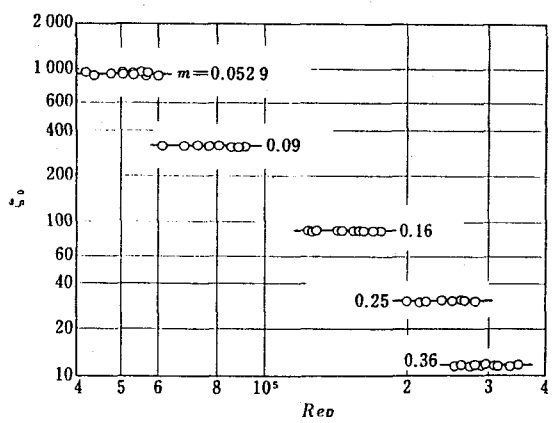


図 2-5　単独オリフィスの抵抗係数(1)

化を式(2.8)によって計算してみると、$m=0.0529$ のオリフィスでは 0%、$m=0.16$ では 0.36 %の増加、$m=0.36$ でも 2.3%増加する程度である。したがって、この実験のレイノルズ数範囲においては、ζ_0の値はほぼ一定値をもつものとして扱うことが十分可能である。

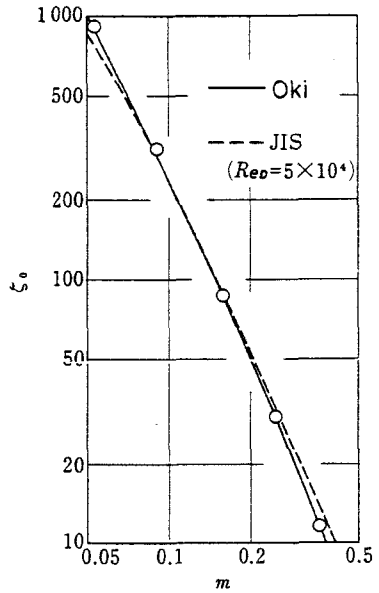


図 2-6　単独オリフィスの抵抗係数(2)

このようにして求められたζ_0と絞り面積比mの関係を、図 2-6 に示す。実験値は沖の式(2.9)と非常によく一致していることがわかる。

2.3.2　多連オリフィスの抵抗係数

多連オリフィスの抵抗係数ζとレイノルズ数R_{eD}との関係を、図 2-7に示す。これは、面積比mが 0.16 で、オリフィス間隔l/Dが 2.5の多連オリフィスの例である。この図から、いずれの場合も実験範囲内では抵抗係数ζがレイノルズ数R_{eD}によらずほぼ一定となっていることがわかる。

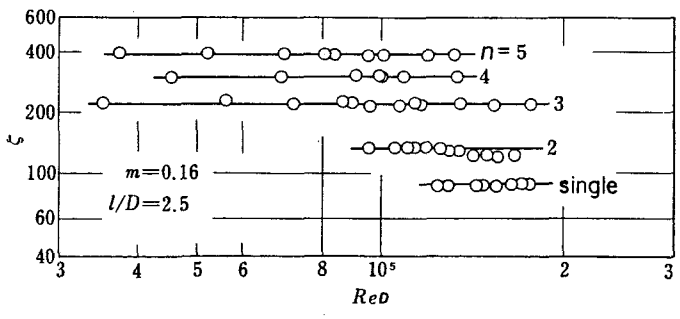


図 2-7　多連オリフィスの抵抗係数

このように、R_{eD}を変化させて、異なった

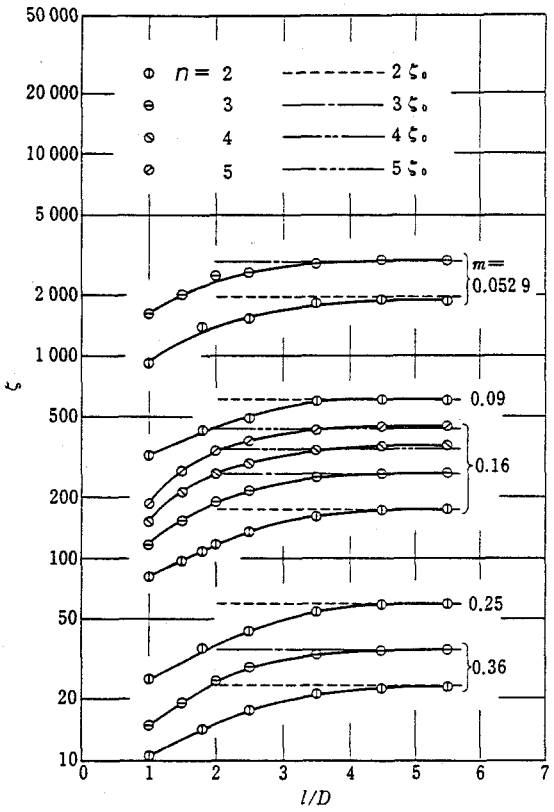


図 2-8　各多連オリフィスの抵抗係数

面積比・間隔・連数をもった多連オリフィスの抵抗係数ζを測定し、その一定値をオリフィス間隔l/Dに対して示したものが、図 2-8である。図中の破線や各種の鎖線は、いずれも同一面積比mの単独オリフィスの抵抗係数ζ_0の連数倍、つまり$n\zeta_0$の値を示している。ζの値がこの$n\zeta_0$と等しくなるということは、多連オリフィスにおける構成オリフィス相互間に抵抗の干渉がないことを意味する。この図からわかるように、ζの実験値は面積比や連数に関係なく、l/Dに対してほぼ類似の傾向を呈している。すなわち、オリフィス間隔l/Dが小さい、つまりオリフィスが比較的近接して置かれた場合には、ζがかなり小さくなって干渉が激しいことを示しているが、l/Dの増加とともに干渉は弱くなってζは大きくなり、l/Dが 4程度以上ともなれば干渉はほとんどなくなって、ζは$n\zeta_0$に漸近している。

つぎに、この抵抗係数ζを式(2.3) で定義した干渉係数Iで表現すると、図 2-9のようになる。同図(a) は、面積比mが 0.16 の2～5連オリフィスの結果をまとめたものである。この図から、いずれの場合もオリフィス間隔l/Dが大きくなるに従って、干渉が少な

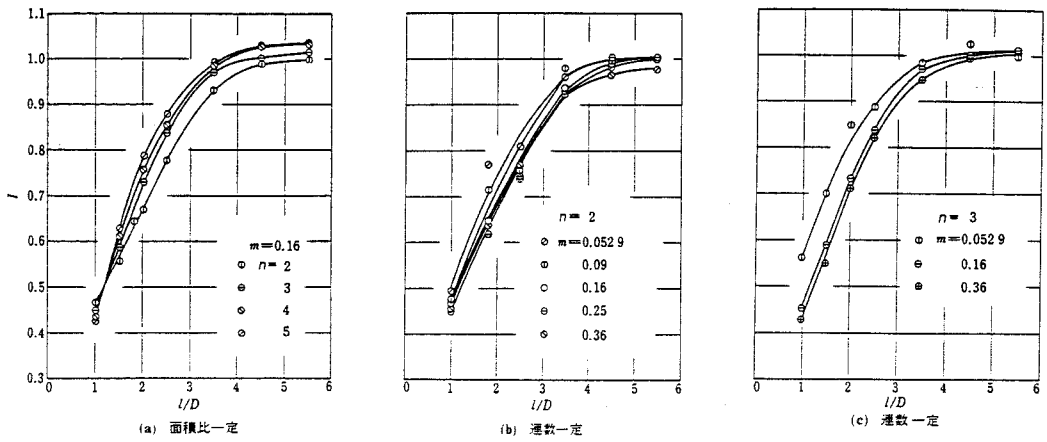


図 2-9　多連オリフィスの干渉係数

くなってくること、また連数に関しては、l/Dが 1.5以上では連数が多いほど、l/Dが 1では逆に連数が少ないほど、干渉の程度が小さくなることが明らかである。

図 2-9(b) 、(c) は、2および3連オリフィスについて面積比mの影響を見たものである。全体の傾向は図 2-9(a) と同様であるが、l/Dが一定の場合には面積比が大きくなるほど干渉を受けやすくなることがわかる。

2．4　オリフィス近傍の壁面静圧分布

多連オリフィスにおける壁面静圧の管軸方向への分布を測定し、単独オリフィスの場合と比較することによって、多連オリフィスに生ずる抵抗の干渉問題を定性的に考察する。

2.4.1　2連オリフィス

面積比mが 0.16 のオリフィス2枚で構成される2連オリフィスにおいて、オリフィス

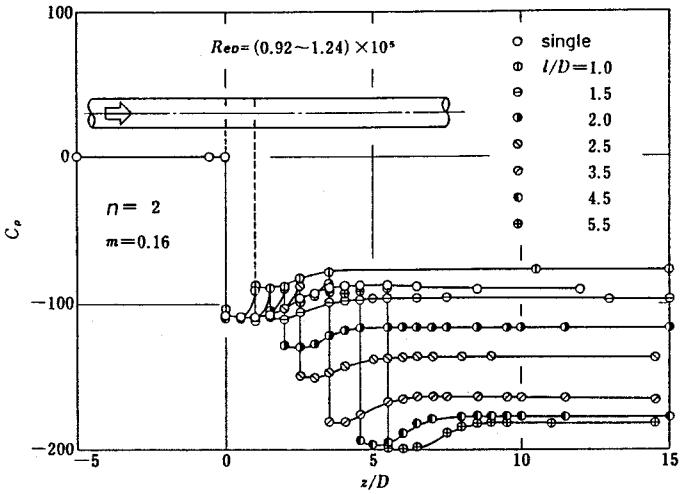


図2-10　2連オリフィスの壁面静圧分布

間隔l/Dを変えた場合の壁面静圧分布を、図2-10に示す。横軸のzは、上流側のオリフィス前面を原点とした管軸下流方向への座標である。なお、この図には、同じ面積比の単独オリフィスの静圧分布も比較のために併記している。また、測定した管内レイノルズ数R_{eD}の範囲は、$(0.92 \sim 1.24)\times10^5$ である。

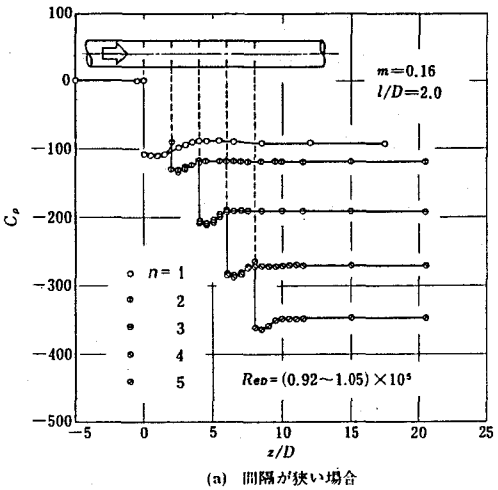
この図において特筆すべきことは、l/Dが 3.5以下の場合に、第１オリフィス直後から第２オリフィスの上流 $0.5D$までの圧力係数C_p の分布が、間隔l/Dにかかわらずほぼ同じであり、しかもそれは単独オリフィス下流の分布にほぼ一致していることである。さらに、第２オリフィスの上流 $0.5D$から第２オリフィス直前にかけて、C_p の値が急激に増加していることも注目すべきである。しかし、l/Dが 4.5以上の場合には、第２オリフィス直前のC_p の値も含めたオリフィス間の圧力係数C_p の分布は、単独オリフィス下流の分布にほぼ一致している。

つぎに、第２オリフィス直前・直後の圧力差を見ると、l/Dが 1の場合にはほとんどなく、l/Dが大きくなると増加するが、l/Dが 4.5以上になるとほとんど一定値のまま変わ

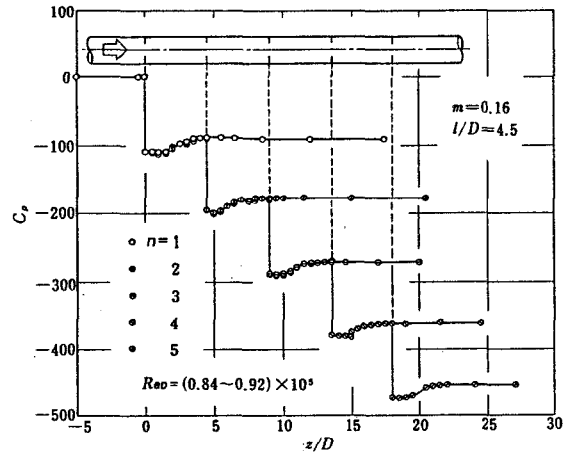
らなくなり、その大きさは単独オリフィスの差圧とほぼ等しくなっている。第２オリフィス下流の静圧分布は、第１オリフィス下流の場合ほどl/Dの影響を受けず、単独オリフィス下流の分布と似ているが、l/Dが 3.5より小さくなると第２オリフィスから流出した噴流の収縮部における静圧低下が顕著でなくなり、その後の圧力回復も弱まってくるようである。

以上のような結果から、２連オリフィスの干渉についてつぎのように考えることができる。l/Dが 4.5以上の場合には、第１オリフィス下流の流れは第２オリフィスによってほとんど影響を受けない。したがって、第１オリフィスの抵抗係数が受ける干渉の程度は、その下流の流れが十分発達する前に第２オリフィスによって割り込まれるために生ずる影響の程度である。そして、第２オリフィスが上流のオリフィスから受ける干渉の度合いは、十分発達していない管内流れが流入するために生ずる影響の程度となろう。しかし、l/Dが 3.5D以下の場合には、第２オリフィスの上流側近傍の流れは、第２オリフィスの出現によって激しく影響を受け、複雑な様相を呈していることが予測され、さらにその影響は第２オリフィス下流にまで及んでいる。

とくに、l/Dが 1の場合、第２オリフィス前後の静圧はごくわずかであるが直後のほうが高く、その下流では圧力の最小値をもたず直ちに回復に向かっている。しかも、回復後のC_pの値が単独オリフィスのそれより大きくなっている。このことは、第１オリフィス下流に形成された噴流が十分に拡大しないうちに第２オリフィスを通過するために、これがかえって噴流の圧力回復を促進する効果を生じ、結果として単独オリフィスの場合よりも圧力損失が少なくなっているものと考えられる。



(a) 間隔が狭い場合



(b) 間隔が広い場合

図2-11　多連オリフィスの壁面静圧分布

2.4.2　多連オリフィス

図2-11に、面積比mが 0.16 の単独および２～５連オリフィスの静圧分布を示す。同図 (a)は抵抗係数ζに関して明らかに干渉が存在するl/Dが 2の場合、同図 (b)は干渉がほぼ消失したと見られるl/Dが 4.5の場合の例である。

図2-11(a) の２～５連オリフィスにおいて、各オリフィス下流の静圧分布の形状は、連数にかかわらずほとんど等しいと言える。ただし、それらは単独オリフィス下流の静圧分布形状とはわずかに異なっており、さらに第２オリフィス直前の静圧は、前述の２連オリフィスのところで述べたように、かなり大きな値を示している。また、３連以上のオリフィスにおける第３～第５オリフィス直前、直後の圧力差はほぼ等しい大きさであり、第２オリフィスにおける圧力差はそれに比較してかなり小さいことが明らかである。すなわち、等間隔に相接近して置かれた多連オリフィスの場合、第２オリフィスによって流れが大きく変化させられ、第３オリフィ

ス以降ではほぼ定まった流れ様相を呈するのではないかと推察される。

図2-11(b) からわかることは、各オリフィス下流の静圧分布形状やオリフィス前後の圧力差が、連数にかかわらず等しいこと、しかもそれが第１～第５オリフィスのいずれの場合でもほとんど変わらないことである。したがって、オリフィス間隔が 4.5の等間隔多連オリフィスでは、オリフィス相互間の干渉がほとんどないということが納得できる。

２．５　多連オリフィスを構成する各オリフィスの特性

多連オリフィスの抵抗に関与する各構成オリフィスの特性を、式(2.4) で定義した個々のオリフィスの干渉係数I_iを用いて、さらに詳細に考察する。

2.5.1　等間隔多連オリフィスの干渉特性

一例として、面積比mが 0.16 、オリフィス間隔l/Dが 1.5の５連オリフィスにおける第１～第５オリフィスに対応する干渉係数I_1～I_5とレイノルズ数R_{eD}との関係を、図2-12に示した。この図から、個々のオリフィスの干渉係数I_iは、本実験範囲内ではほぼR_{eD}の影響を受けないことがわかる。

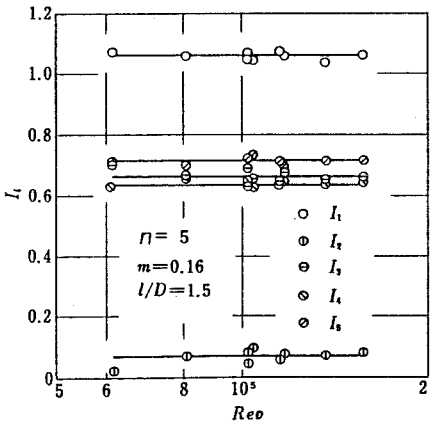


図2-12　５連オリフィスの各干渉係数

図 2-13(a)、(b) は、面積比mが 0.16 のオリフィスを用いて、前者は５連オリフィスの第１～第５オリフィスに対応する干渉係数I_1～I_5が、後者は２～５連オリフィスのI_1～I_3がそれぞれオリフィス間隔l/Dによってどのように変化するかを表したものである。同図(a) から明らかなように、l/Dが 3.5以下

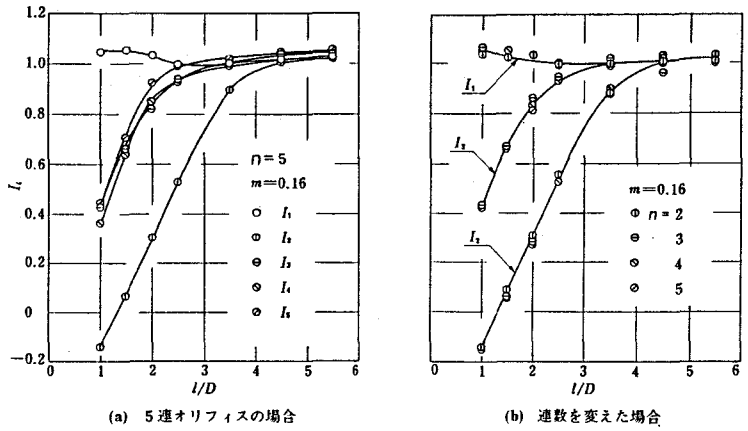
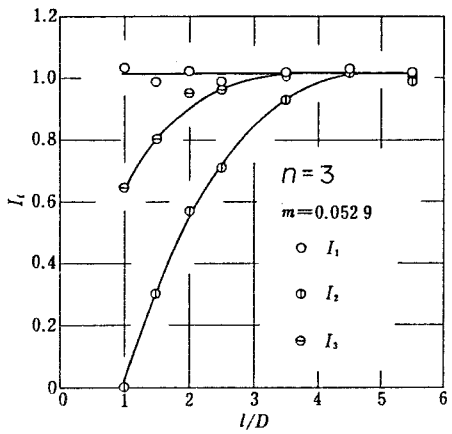


図2-13 多連オリフィスの各干渉係数

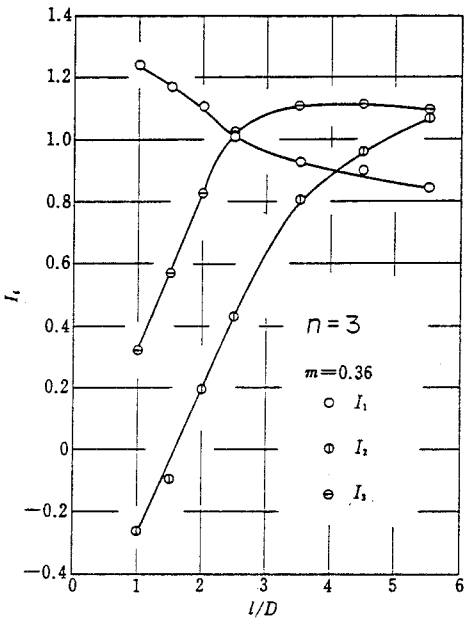
になると、各オリフィスの特性の差異が顕著になる。それらは、あまり干渉を受けないI_1と最も強い干渉を受けるI_2、そしてその中間のI_3～I_5の三つのグループに分かれることがわかる。とくに、I_3～I_5が互いによく一致しているのが注目される。しかし、l/Dが 4.5 以上になると、いずれのI_iもともに 1へ漸近しており、各オリフィスの位置による差異が明確でなくなる。

この傾向は、連数をパラメータとして示した図2-13(b) においても同様である。したがって、多連オリフィスの干渉係数Iの特性は、3連オリフィスのI_1、I_2、I_3の特性によってほぼ特徴付けられていると言うことができる。

図2-14(a) 、(b) は、それぞれ面積比mが 0.0529 、 0.36 の3連オリフィスにおけるI_1～I_3をl/Dとの関係で表したもので、両図のI_1～I_3は、図2-13に示したmが 0.16 の場合と類似の傾向をもっている。詳細に見ると、図2-14(b) のI_1～I_3のいずれもが、l/Dが十分大きくなっても 1に収束していないことがわかる。一方、図2-14(a) のようにmが小さい場合には、l/Dの増加とともにI_1～I_3とも確実に 1に近づいている。しかし、このよ



(a) 面積比が小さい場合



(b) 面積比が大きい場合

図2-14　3連オリフィスの各干渉係数

うにmの値の差異によってI_iの収束性に比較的大きな違いがあるにもかかわらず、図 2-9 (c) に見たように、3連オリフィスの干渉係数Iはmの値によらずl/Dが 4.5以上でほぼ 1 となっていることは興味深い。このことは、IがI_iの平均値として式(2.5) のように表され、かつ図2-14に示す各I_iの収束特性から納得できる。

2.5.2　不等間隔多連オリフィスの干渉特性

個々のオリフィスの特性を詳しく見るために、面積比mが 0.16 の3連オリフィスにおいて、3枚のオリフィスを不等間隔に並べた実験を行った。その結果が図2-15である。これは図中に示すように、第2と第3オリフィスの間隔l_{2-3}／Dを 0（つまり2連オリフィ

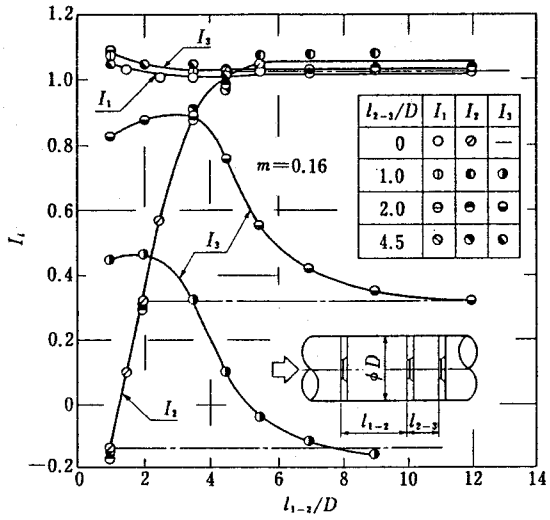


図2-15　不等間隔３連オリフィスの各干渉係数

ス）、1、2、4.5でそれぞれ一定とし、第１と第２オリフィスの間隔l_{1-2}/Dを変化させたときのI_1、I_2、I_3を表したものである。

図からつぎのことが明らかである。I_1はl_{2-3}/Dの値にはほとんど影響されず、ただl_{1-2}/Dの変化に対してごくわずか変わるだけである。I_2も同様に、l_{2-3}/Dにはほとんど影響されず、l_{1-2}/Dが 4.5以下になると急激にその値が低下する。したがって、第１オリフィスは第２オリフィスがかなり接近してくるとわずかな干渉を受けるが、第３オリフィスには干渉されないことがわかる。また、第２オリフィスは、第１オリフィスによる干渉が非常に大きいため、第３オリフィスの影響は無視できる程度である。

I_3の挙動については２通りに分けて考える。まずl_{2-3}/Dが 4.5の場合には、l_{1-2}/Dに対してごくわずか変化するだけである。しかしl_{2-3}/Dが 1と 2の場合には、l_{1-2}/Dの値によって大きく変化し、l_{1-2}/Dが10以上になってようやく一点鎖線で示す２連オリフィスのI_2の値に漸近している。したがって、これはつぎのようにも述べることができる。第３オリフィスは、直前の第２オリフィスとの距離l_{2-3}/Dが 4.5、すなわち第２オリフィスの干渉をほとんど受けない状態にある場合には、第１オリフィスの影響もごくわずかしか受けない。しかし、第２オリフィスの干渉を大きく受けるl_{2-3}/Dが 1、2の場合に

は、さらに上流にある第１オリフィスによっても大きく干渉され、その影響の及ぶ範囲は l_{1-2}／Dが10程度にもなる。

２．６　オリフィス近傍の管内流速および静圧分布

多連オリフィスのエネルギ損失に関する干渉の問題を、管内流れ模様の観察から考察する。実験は、内径Dが124 mmの管路に、面積比mが 0.16 の薄板オリフィスから構成される多連オリフィスを設置し、それに空気を流して各オリフィス前後の数断面における管径上の軸速度と静圧分布を求めた。測定には外径6 mmの３孔円筒形ピトー管を用い、それを管直径に沿って挿入して得られるデータに基づき、軸速度vおよび静圧pを計算した。結果は、管内平均流速Uで除した無次元流速v/Uと、上述のオリフィス直前における仮想静圧p_uを基準とした圧力係数$C_p = (p - p_u) / (\rho U^2/2)$によって表した。

2.6.1　単独オリフィス

図2-16は、単独オリフィス近傍の流速および静圧の分布を表す。図中の管軸に垂直な細線は各測定断面であり、そこを原点として、上半分にはv/U、下半分にはC_pの値をそれぞれ流れの方向を正にとって示している。軸速度分布を見ると、オリフィス直後で管中心部の流速が非常に大きく、噴流状態は管径Dの３倍下流の断面でも消滅せず、4.5D下流の断面になって上

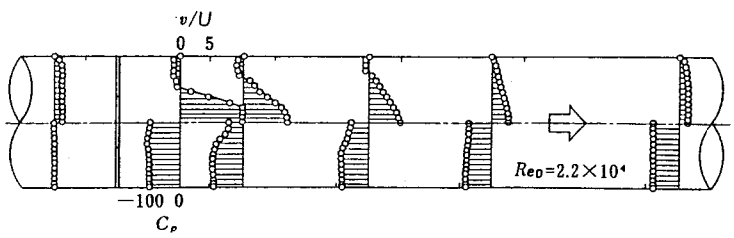


図2-16　単独オリフィス近傍の速度・静圧分布

流側の速度分布とほぼ近い分布となっている。

管断面内の静圧分布については、オリフィス下流 0.5Dでほぼ一様になっており、この位置が流れの最収縮断面に近いことを示唆している。これより下流では、管中心部の噴流速度が次第に減速するに従って圧力係数C_pの値も大きくなり、圧力回復が行われていることがわかる。しかし、 3D下流ではC_pの分布も再び断面にわたってほぼ一様となり、とくに 4.5Dの断面においては完全に一様な静圧分布となっている。したがって、これ以後、流れは徐々に発達した管内流れへと移行し始めると思われる。l/Dが 4.5以上の多連オリフィスにおいて干渉が非常に小さくなる理由は、各オリフィスがこのような流れの区間に設置されることによるものと考えられる[16]。

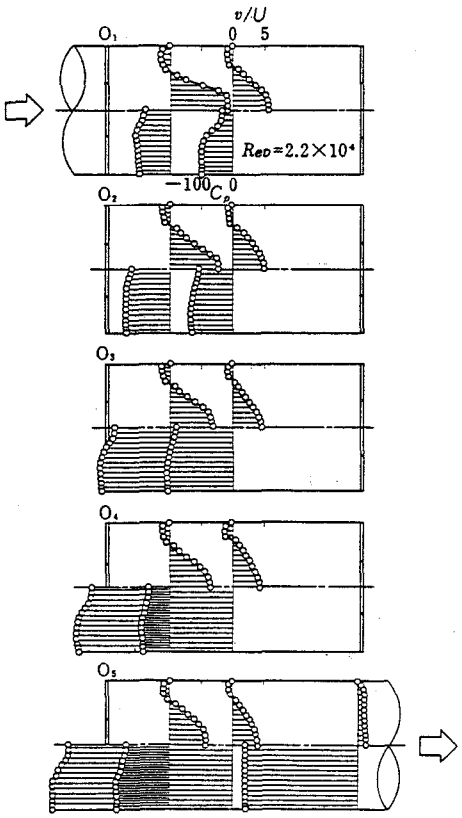


図2-17　5連オリフィス下流の速度・静圧分布

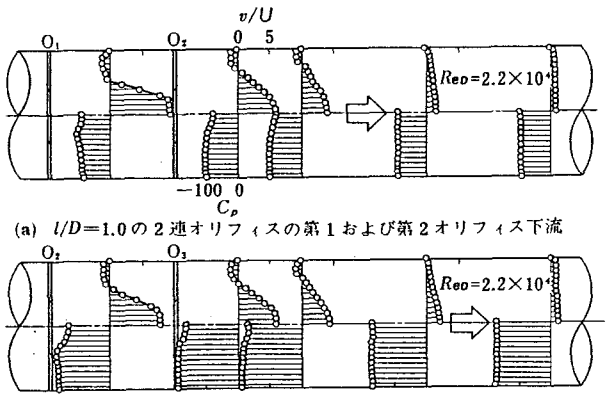
2.6.2　多連オリフィス

図2-17は、干渉が激しく生ずる間隔l/Dが 2の5連オリフィス下流の流れ模様を示したものである。まず第1オリフィス下流の流れは、図2-16に示す単独オリフィス下流の流れとよく一致しており、干渉係数I_1がほぼ 1となることを裏付けている。第2以降のオリフィス下流 1Dにおける流れを

互いに比較してみると、静圧分布がほぼ平坦であり、流速分布も非常によく似ている。さらに、第１オリフィス下流 1Dにおける分布と比較してみると、流速分布はよく似ているが、静圧分布は後者の場合に管中心部でかなり大きな圧力回復があるため、平坦ではないことがわかる。したがって、第３～第５オリフィスへ流入・流出する流れはともにほぼ同じ流れ状態になっているのに対し、第２オリフィスへ流入する流れはまだそのような流れ状態には至らず、前後の流れ状態が異なっている。

以上のような流れの観察によって、多連オリフィスを構成する各オリフィスの干渉係数I_iが、ほぼ 1に等しいI_1、急激に変化するI_2、ほぼ同じ特性を示すI_3以降の３種類に特徴付けられる理由が定性的に明らかとなった。

図2-18の(a) では、l/Dが 1の２連オリフィスにおいて第１および第２オリフィス下流の流れ、(b) ではl_{1-2}/Dが 4.5、l_{2-3}/Dが 1の３連オリフィスにおいて第２および第３オリフィス下流の流れをそれぞれ示したものである。まず、図2-18(a) と図2-16の単独オリフィス下流の流れを比較すると、第１オリフィスを起点とした測定断面上の速度・静圧の両分布は、その形状および値ともほぼ等しくなっている。したがって、２連オリフィスの第２オリフィスの存在が流れにはほとんど影響を与えていないことがわかる。



(a) l/D=1.0の２連オリフィスの第１および第２オリフィス下流

(b) l_{1-2}/D=4.5, l_{2-3}/D=1.0の３連オリフィスの第２および第３オリフィス下流

図2-18　多連オリフィス下流の速度・静圧分布

そしてこれは、図2-13(b) においてl/Dが 1付近になるとI_2が 0に近い値となることをよく説明している。

図2-18(a) の第２オリフィス前後と、(b) の第３オリフィス前後のそれぞれにおける流れの変化を見比べると、後者は明らかに第１オリフィスの影響を受けていると考えられる。これは、図2-15において、l_{2-3}/Dが 1のときのI_3がl_{1-2}/Dの影響のために２連オリフィスのI_2の値と一致しないこととよく符合している。

２．７　むすび

同一絞り面積比のオリフィスを管路に直列に設置した多連オリフィスに生ずるエネルギ損失や、管軸に沿う壁面静圧を測定するとともに、それを構成する各オリフィス近傍の静圧および流速分布を調べた結果、つぎのことが明らかになった。

(1)　多連オリフィスの抵抗係数は、単独オリフィスの場合と同様、本実験範囲内において、レイノルズ数に無関係にほぼ一定値となる。

(2)　多連オリフィスの抵抗係数に及ぼす干渉に関しては、以下のことがわかった。

(a)　オリフィスの面積比および連数が同じ多連オリフィスでは、オリフィス間隔が小さいものほど干渉を受けやすいが、間隔が管径の 4.5倍以上になると、ほとんど干渉が生じなくなる。

(b)　オリフィスの面積比が同じ多連オリフィスの場合、オリフィス間隔がごく小さいときには連数が多くなるほど、また間隔が大きいときには連数が少なくなるほど、干渉を受けやすくなる。

(c)　オリフィスの間隔および連数が同じ多連オリフィスでは、面積比の大きいものほ

ど干渉を受けやすい。

(3)　等間隔多連オリフィスを構成する個々のオリフィスの干渉係数は、比較的干渉の少ない第１オリフィスの干渉係数、干渉の激しい第２オリフィスの干渉係数、それより下流に属するオリフィスの干渉係数の３種類に分類され、特徴付けられる。

(4)　不等間隔３連オリフィスの第１オリフィスは、第２オリフィスによってごくわずか干渉を受けるが、第２オリフィスは第１オリフィスによって非常に大きく干渉される。さらに、第２と第３オリフィスの間隔が小さい場合には、第３オリフィスは第２オリフィスだけでなく、第１オリフィスによっても大きく干渉される。しかし、その間隔が管径の 4.5倍以上の場合には、その干渉はほとんど消失する。

(5)　多連オリフィスの管軸に沿う管壁静圧と、各構成オリフィス前後の断面上における静圧および軸速度を測定した結果は、流れの相互干渉を定性的に説明できる。

なお、以上の結論は、管軸上に穴の中心をもつ同一絞り面積比のオリフィスを連続に設置して実験を行った結果得られたものである。したがって、穴の形状が異なっていたり、絞り面積比の異なったオリフィスを連続に設置した場合、あるいは複数の穴があるときや、穴の位置が偏心したり相対的にねじれている場合などでは、さらに複雑な干渉が生ずるものと思われる。このような問題は３章において考察する。

第３章　連続有孔板の抵抗とその干渉

３．１　まえがき

前章では、流路断面積が変化する管路要素の中で最も基本的な形態をもつ薄板オリフィスを管路に複数枚連続して設置し、そこに生ずる流れの干渉問題を実験的に明らかにした。しかし、穴の位置が管軸上から偏心している場合や複数の穴をもつ場合、さらには穴の位置が相対的にずれている場合などには、どのような干渉が生ずるかという問題が残されている。これに関連するものとしては、Sherman らが加圧水型原子炉における冷却水配管での流量調整用可変抵抗器として連続多孔オリフィス板の抵抗特性を調べたもの[17]や、山田の多段減圧オリフィス装置に関する特許[18]などがある。しかし、これらはともに抵抗装置の開発に的を絞ったものであり、連続絞りの抵抗の干渉問題として広範な実験が行われたものではない。

本章では、一つあるいは複数の穴をもつ同一形状の有孔板を２枚連続して設置し、それに生ずる流れの干渉問題を実験的に明らかにする。すなわち、連続有孔板のエネルギ損失が穴数や穴径あるいは開口比によってどのような差異を生じ、さらに有孔板間隔や相対的なねじれ角の変化によってどのような影響を受けるかを実験的に詳しく調べる。そして、流れの干渉は有孔板の穴数によって大きく様相が異なることを示し、また有孔板間隔やねじれ角の変化に伴う流れの干渉をより一般的に把握できることを結論づける。

３．２　実験装置および方法

3.2.1　実験装置

実験装置の概略を図 3-1に示す。

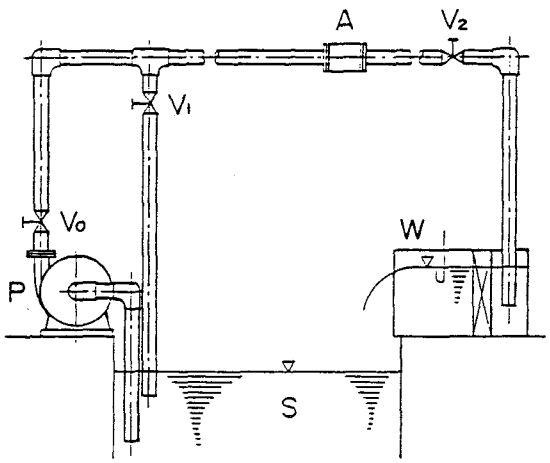


図 3-1　実験装置の概略

地下水槽Sからポンプ Pにより揚水された水は、弁V_0とバイパス管の分岐部を通過後十分な助走距離を経た後測定部Aに入り、弁V_2を通って直角三角せきWから水槽Sに戻る。測定部Aを通過する流量は、弁V_0、V_2とバイパス管の弁V_1によって広範囲に変化させることができ、その測定には三角せきWを用いた。

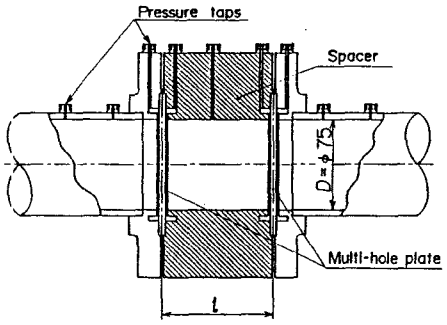


図 3-2　測定部の詳細

測定部の詳細は図 3-2に示すように、内径Dが75 mm の黄銅管路に同一形状の２枚の有孔板がスペーサによって距離lだけ離れて取り付けられている。直管部・スペーサとも壁面静圧測定孔をもち、また有孔板直前・直後にはJIS Z 8762に規定されている環状室をもつコーナ・タップ形式の測圧孔を設け、静圧はブルドン管式精密圧力計を用いて計測した。有孔板の間隔lはスペーサを取り替えることにより、約(0.13 ～3)Dの範囲で変化させた。

3.2.2　供試有孔板

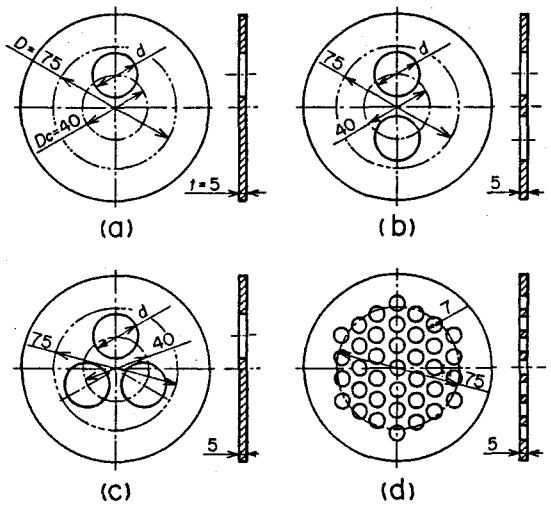


図 3-3　供試有孔板の種類

供試有孔板は黄銅製で、いずれも板厚 t は5 mmである。その種類は、図3-3(a)～(c) に示す穴数 N が 1、 2、 3のものと、同図 (d) に示す千鳥形配列のものである。有孔板の形状は、前者の場合穴の中心円直径 D_c を40 mm で一定とし、穴径 d を変化させることにより、後者では穴径 d を 7mmで一定とし千鳥形配列の穴ピッチを変えることにより、それぞれ定められた。同一形状の有孔板は２枚づつ製作され、その詳しい寸法や開口比 β_o、厚比 t/d について表 3-1に示す。

表 3-1　供試有孔板の寸法・形状

N	d mm	β_o	t/d
1	24	0.102	0.208
2	17	0.103	0.294
	24	0.205	0.208
3	14	0.105	0.357
	20	0.213	0.250
	24	0.307	0.208
	28	0.418	0.179
	30	0.480	0.167
11	7	0.100	0.714
35	7	0.302	0.714

２枚の有孔板を管軸方向にのぞき、穴が完全に重なる状態から一方を角度 θ だけ回転させたときの例を図 3-4に示す。この図において、ねじれ角 θ を $2\theta_0$ とすると穴は再び完全に重なることになる。 $2\theta_0$ の値は、$N=1$ の有孔板では 360° 、$N=2$ では 180° 、$N=3$ では 120° 、千鳥形配列の場合には60° となる。したがって、連続有孔板においてねじれ角の影響を調べる場合には、θ を 0から θ_0 までの範囲で変化させれば十分であることがわかる。

3.2.3 諸量の定義

一般に、穴径dに対する板の厚さtの比t/dは厚比、管断面積に対する穴断面積の総和の比β_0は開口比と呼ばれる。次式はβ_0と管径D、穴数N、穴径dの関係を表す。

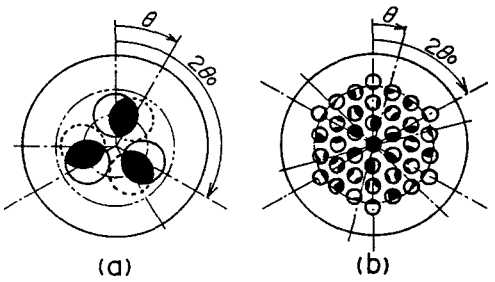


図 3-4 連続有孔板のねじれ角

$$\beta_0 = N\left(\frac{d}{D}\right)^2 \qquad (3.1)$$

単独有孔板の抵抗係数ζ_0は、２章と同じく次式で定義される。

$$\zeta_0 = \frac{p_u - p_d}{\rho U^2/2} \qquad (3.2)$$

ここで、p_u、p_dは有孔板から十分上流・下流における直線的な管壁静圧こう配線を、有孔板前面までそれぞれ延長して求めた、直前・直後の仮想の静圧であり、ρは流体の密度、Uは管内平均流速である。連続有孔板の抵抗係数ζも式(3.2) と同様に定義される。

２枚連続に設置された有孔板の全抵抗係数ζが単独有孔板の抵抗係数ζ_0の２倍に等しければ、各有孔板間で流れに相互干渉が生じていないが、もし有孔板が互いに接近して置かれている場合には、抵抗の相互干渉が起こる。したがって、抵抗の干渉係数Iを式 (3.3) で定義する。

$$I = \frac{\zeta}{2\zeta_0} \qquad (3.3)$$

干渉が生ずると、Iの値は一般に 1と異なった値となる。

本章におけるレイノルズ数R_e は、次式に示すように代表長さとして穴径dが採用されており、前章のR_{eD}と異なったものである。これは、多孔板などにおいて一般によく用い

られるものである。

$$R_e = U d / \nu \tag{3.4}$$

ただし、νは流体の動粘度である。

3．3　単独および連続有孔板の抵抗係数

単独有孔板の抵抗係数がレイノルズ数、開口比、厚比に対してどのように依存するのかを実験的に調べ、また、連続有孔板の抵抗係数がレイノルズ数に依存しないことも明らかにする。

3.3.1　単独有孔板の抵抗係数

供試有孔板を単独に用いた場合の抵抗係数ζ_0とレイノルズ数R_eの関係を図 3-5に例示する。なお、厚比t/dが 0.714の有孔板の抵抗係数を詳しく調べるために、この図には、表 3-1に記載していない有孔板の抵抗係数も表されている。これによると、本実験範囲内におけるζ_0は、R_eの変化に対してほとんど一定の値となることがわかる。したがって、以後ζ_0の値として各レイノルズ数範囲における実測値の平均値を用いる。

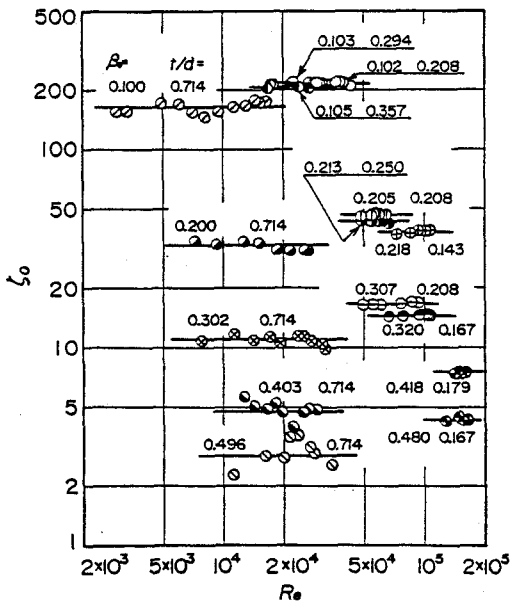


図 3-5　単独有孔板の抵抗係数 (1)

このようにして求められた抵抗係数ζ_0を、厚比t/dをパラメータとして開口比

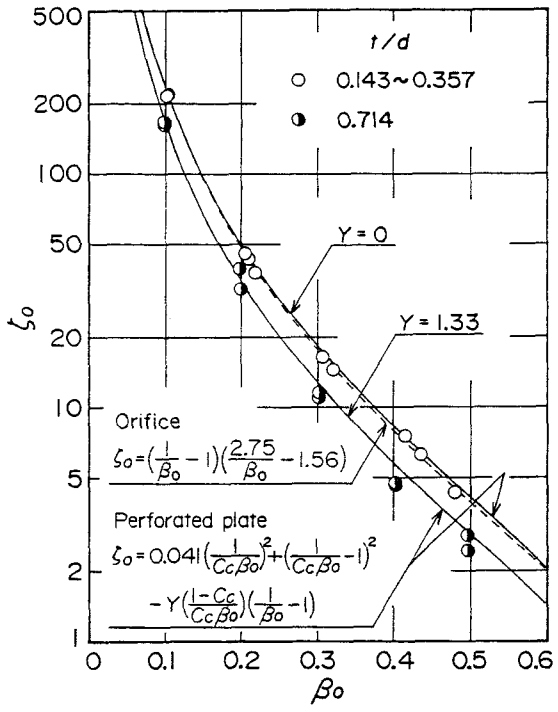


図 3-6 単独有孔板の抵抗係数 (2)

β_0との関係で表したのが図 3-6である。厚比t/dが 0.357より小さな有孔板の抵抗係数ζ_0は、穴数Nや穴径dの差異にかかわらず破線で示す沖の式 (2.9)[79] と非常によく一致していることがわかる。また、図中の実線は多孔板の抵抗係数に関する実験式であり、厚比t/dが 0.357以下および 0.714の有孔板の抵抗係数ζ_0をそれぞれよく表している。この式については４．５節で詳しく述べるが、式中における収縮係数c_cの値としては、Benedictら[80]によって与えられた次式を用いる。

$$c_c = 0.61373 + 0.13318\beta_0 - 0.26095\beta_0^2 + 0.51146\beta_0^3 \qquad (3.5)$$

以上のことから、単独有孔板の抵抗係数は多孔板の場合と同様、穴数Nや穴径dにかかわりなく、厚比t/dと開口比β_0のみによって決定されることが明らかである。

3.3.2 連続有孔板の抵抗係数

単独有孔板の抵抗係数は、厚比t/dと開口比β_0のみによって一意的に定まることがわかったが、連続有孔板の場合にはさらに有孔板間隔lやねじれ角θによっても大きく影響を

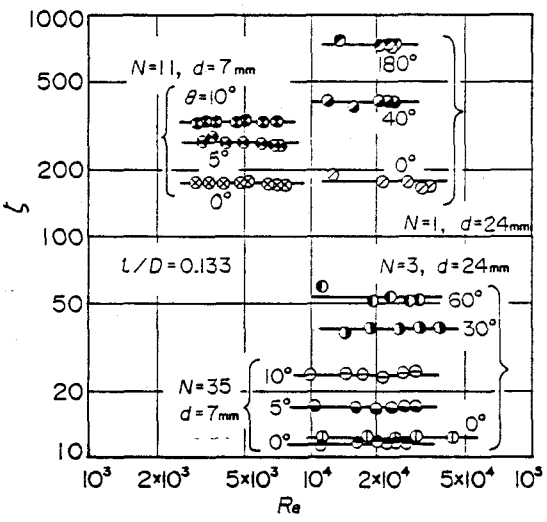


図 3-7　連続有孔板の抵抗係数

受けるであろう。連続有孔板の抵抗係数に対するこれらの影響をより一般的にとらえることが、連続絞りの干渉問題を解明するうえで非常に重要である。

図 3-7は同一形状の有孔板を2枚連続して設置した場合の抵抗係数ζとレイノルズ数R_eの関係を例示したものである。これは、管内径Dに対する有孔板間隔lの比l/Dが 0.133の例で、本実験範囲内では最も接近して設置した場合に相当する。これによると、穴数Nや穴径d、あるいはねじれ角θの差異によってζの値は大きく異なった値を示している。しかし、この例からわかるように、本実験範囲内では連続有孔板の抵抗係数ζはレイノルズ数R_eに依存せずほぼ一定値をとるとみなしうる。したがって、以後扱う連続有孔板の抵抗係数については、図中の実線で示すζの平均値を用いることにする。

3．4　連続有孔板の干渉

連続有孔板の抵抗係数の干渉が、有孔板間隔やねじれ角によってどのように変化するかを調べる。そしてそれらがある特定の尺度によって統一的に表されることを示す。

3.4.1　有孔板間隔の影響

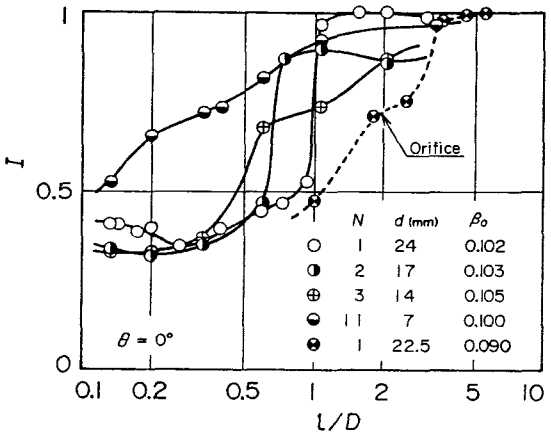


図 3-8　開口比が一定の連続有孔板の干渉係数

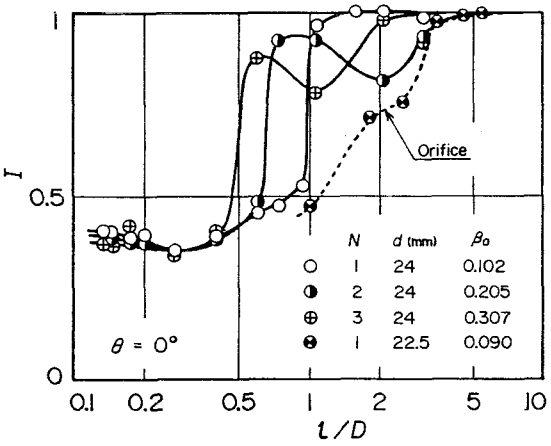


図 3-9　穴径が一定の連続有孔板の干渉係数

ここでは、ねじれ角が一定の連続有孔板において、有孔板間隔 l が変化したときの抵抗係数の干渉について詳しく考察する。図 3-8 はねじれ角 θ が 0° で、開口比 β_0 がほぼ 0.1のものだけを比較したものである。これによると、開口比 β_0 がほぼ等しいにもかかわらず、l/D に対する干渉係数 I の変化は大きく異なっている。穴径 d が小さくなるほど、あるいは穴数 N が増加するほど、干渉係数 I の変化は全体に緩やかなこう配となり、しかもより短い有孔板間隔で 1に近づくと言えよう。したがって、l/D に対する $\theta = 0°$ の連続有孔板の干渉係数は絞りの平均的な特性量である開口比 β_0 ではなく、穴径 d の大きさあるいは穴の数 N というような量によって大きく影響を受けることがわかる。

そこで、穴径 d が同じものについて干渉係数 I の変化を比較し、それを図 3-9に示す。

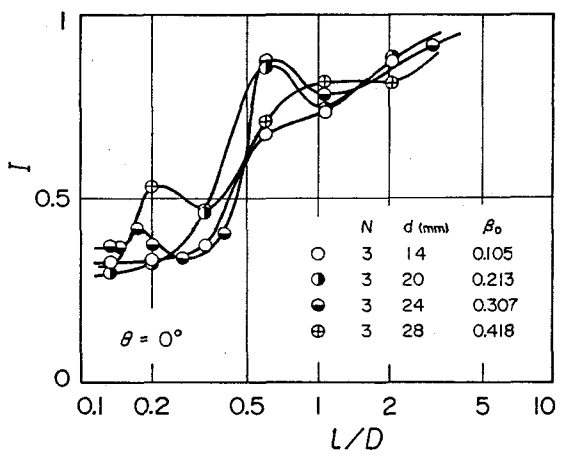


図3-10　穴数が一定の連続有孔板の干渉係数

これによると、干渉係数Iが急激に 1に近づく位置l/Dは、穴数Nが増加するほど小さくなっている。すなわち、連続有孔板の干渉係数は穴数Nが多いほど短い有孔板間隔で１に近づく傾向にあると言える。なお、図 3-8、9 からわかるように、穴数Nが１の連続有孔板と破線で示す連続オリフィスの例を比較すれば、連続オリフィスのほうが干渉の生ずる間隔がより大きいことを示している。

このことから有孔板間隔l/Dに対する干渉係数Iの変化は、穴数Nに大きく依存していると思われる。一例として$N=3$ の場合の干渉係数Iの変化を図3-10に示す。開口比β_0や穴径dの差異にもかかわらず、l/Dに対するIの変化は比較的よく一致していることがわかる。

以上のような結果から考えて、有孔板間隔lに対する干渉係数Iの変化の傾向は、穴数Nによって異なることが明らかである。このことは、板間隔lを無次元化する代表寸法として、管内径Dではなく穴数Nに関連した適当な寸法が存在することを示唆している。そこで、有孔板の穴一つ当りの管断面積を考え、それに等しい円管の内径をD_e とすると、つぎのように表される。

$$\pi D_e^2 / 4 = \pi D^2 / (4N)$$

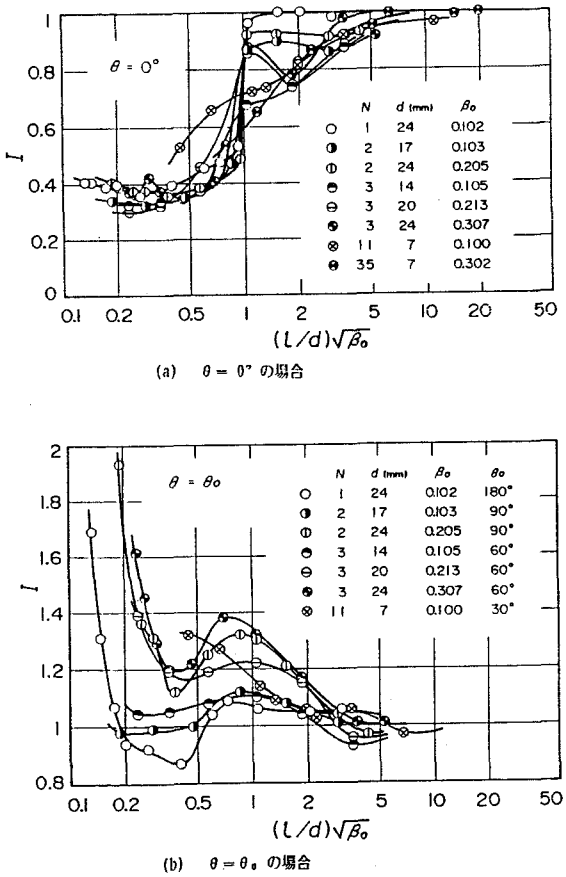
式(3.1) によってNを消去すれば、D_e はつぎのように定まる。

$$D_e = \frac{D}{\sqrt{N}} = \frac{d}{\sqrt{\beta_0}} \tag{3.6}$$

この式で与えられるD_e を用いて、有孔板間隔 l を無次元化すると、つぎのようになる。

$$\frac{l}{D_e} = \left(\frac{l}{d}\right)\sqrt{\beta_0} \tag{3.7}$$

なお、$N=1$ の場合には式(3.6) より$D_e = D$となるので、前章で連続オリフィスの干渉係数を調べる際に用いたl/Dは、式(3.7) で定義されたl/D_e と全く等価である。



(a) $\theta = 0°$ の場合

(b) $\theta = \theta_0$ の場合

図3-11 連続有孔板の干渉係数

この無次元有孔板間隔、すなわち $(l/d)\sqrt{\beta_0}$を用いて、ねじれ角θが一定の連続有孔板の干渉係数を表したのが図3-11である。同図(a) は$\theta = 0°$ の場合であり、図 3-8、9 の例と比較しても明らかなように、有孔板の種類にかかわらずIの変化はかなりよく一致するようになっている。とくに、$(l/d)\sqrt{\beta_0}$が 0.5以下の範囲では、どの場合もIが 0.4程度でほぼ一定となっている。そして、$(l/d)\sqrt{\beta_0}$が 1付近でIの値は急激に増加し、5 以上になるとど

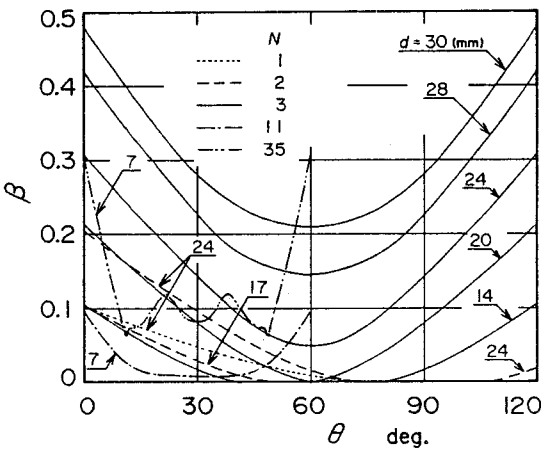
の場合にもIはほぼ1となり、干渉がほとんどなくなる。

$(l/d)\sqrt{\beta_0}$が1 付近でのIの変化を詳しく見ると、連続有孔板の干渉係数のほとんどが階段状の急激な増加を示しているのに対して、$N=11$、35および$N=3$、$d=14$ mm の連続有孔板の干渉係数だけが比較的緩やかに増加しているのがわかる。これらの有孔板は、表 3-1に示したように、ともに厚比t/dが 0.714、 0.357と大きなものばかりである。それゆえ、厚比が 0.357程度以上の有孔板の場合とそれ以下のものとは、$(l/d)\sqrt{\beta_0}$が1付近での干渉係数Iの変化の傾向が異なっていることがわかる。

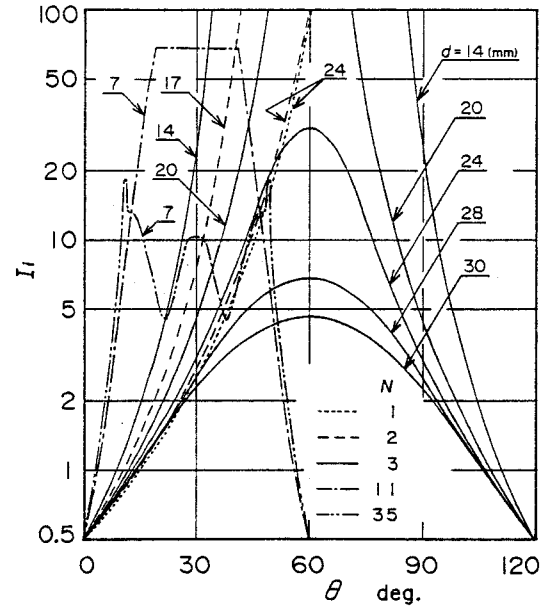
図3-11(b) は連続有孔板のねじれ角が最も大きい、すなわち$\theta=\theta_0$の場合である。このときの干渉係数Iは非常に特異な振舞いをするが、その変化の傾向はどの有孔板の場合にも非常によく似ている。そして、$\theta=0°$ の場合と同様に、やはり$(l/d)\sqrt{\beta_0}$が5 以上になるとIの値はほぼ 1となっている。しかし、$(l/d)\sqrt{\beta_0}$が 1付近で極大値、 0.4付近で極小値をとり、その後は$(l/d)\sqrt{\beta_0}$の減少とともにIの値は急激に増加し始める。ただし、このような傾向は$d=7$ mm、すなわち厚比t/dが 0.714の有孔板においては現れておらず、穴径dが14、17、20 mm …と大きくなるほど、つまり厚比t/dが小さくなるほど顕著になっている。

3.4.2 ねじれ角の影響

連続有孔板の干渉係数に対するねじれ角の影響の程度は、$\theta=0°$ の図3-11(a) とねじれ角が最大の値、すなわち$\theta=\theta_0$の同図(b) を比較すれば、おおよそ明らかになる。前者の場合、$(l/d)\sqrt{\beta_0}$が 0.5程度より小さくなると有孔板の種類にかかわりなく干渉係数Iはほぼ 0.4程度で一定となり、後者の場合、$(l/d)\sqrt{\beta_0}$が 0.4より小さくなるとIの



(a)　開口比の変化

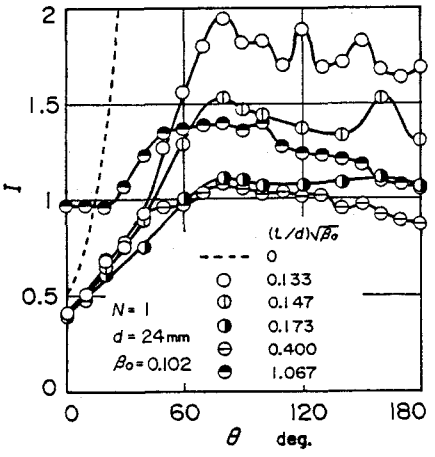


(b)　干渉係数の変化

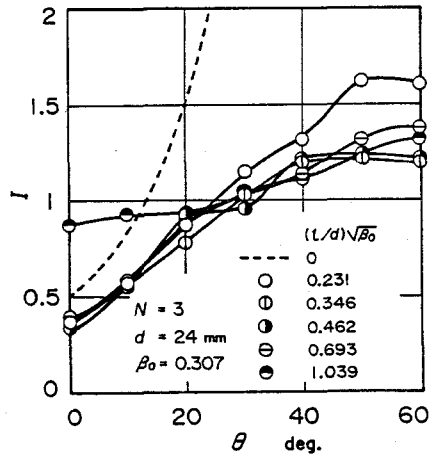
図3-12　$(l/d)\sqrt{\beta_0}=0$ の連続有孔板

値は１程度から急激に大きくなる。したがって、連続有孔板においてねじれ角θによる干渉係数Iの変化が顕著となるのは、無次元有孔板間隔$(l/d)\sqrt{\beta_0}$がほぼ 0.5以下の範囲であって、1 より大きな範囲では、θによる影響がさほど現れなくなると思われる。この場合、接近して設置された２枚の有孔板が相対的にねじられると、図 3-4 に示したように、２枚の有孔板の穴を貫通して流れる流体噴流の断面積が絞られることになる。そのため、連続有孔板の開口比が減少したのとよく似た効果が生ずるものと思われる。

ここで、有孔板間隔lが零の場合を考えると、２枚の有孔板はともに同一の空間を占めることになる。すなわちこれは、図 3-4において黒く塗りつぶした部分を穴とする１枚の有孔板に相当する。この有孔板の開口比βと、図 3-6の抵抗公式にこのβを代入して計算された干渉



(a)　$N=1$, $d=24$ mmの場合



(b)　$N=3$, $d=24$ mmの場合

図3-13　ねじれ角と干渉係数の関係

係数I_iを図3-12に示す。これからわかるように、連続有孔板の開口比βはねじれ角θによって大きく変化し、これに伴って干渉係数I_iも非常に大きな変化を示している。しかし、βあるいはI_iが急激に変化するθの範囲は、千鳥形配列の有孔板の場合 0° ～10° 程度、他の場合でも 0° ～60° 程度の範囲である。したがって、$(l/d)\sqrt{\beta_0}$が非常に小さな連続有孔板においては、ねじれ角θと干渉係数Iの関係が図3-12(b) に示すI_iとよく似た傾向になると予想される。

実測された干渉係数Iとねじれ角θの関係について、図3-13に例を示す。図中の破線はそれぞれ計算により求められたI_iの値である。同図(a) は穴数$N=1$ 、穴径$d=24$ mm の例で、$(l/d)\sqrt{\beta_0}$が 0.4以下の場合には、θが80° 付近まで干渉係数Iは単調に増加し、80° 以上になるとθの値にかかわらずあまり変化しなくなる。この連続有孔板を通過する流れについて考えてみると、θが80° 以下の範囲では１枚目の有孔板の穴を通った噴流が２枚目の有孔板の穴によってさらに絞られることになり、θが80° 以上になると２枚の有孔板の穴は全く重ならなくなり、１枚目の穴

を通り抜けた流れは２枚目の有孔板とのすき間に沿って流れたのち、２枚目の穴から流出するという非常に複雑な流れとなる。連続有孔板のねじれ角を変化させた場合には、流れの様相がこのように大きく異なった二つの現象が現われる。しかし、$(l/d)\sqrt{\beta_0}$の値が１以上になると、このようなねじれ角によるIの変化の特徴が明確でなくなり、Iはθによってあまり差異が生じなくなる。

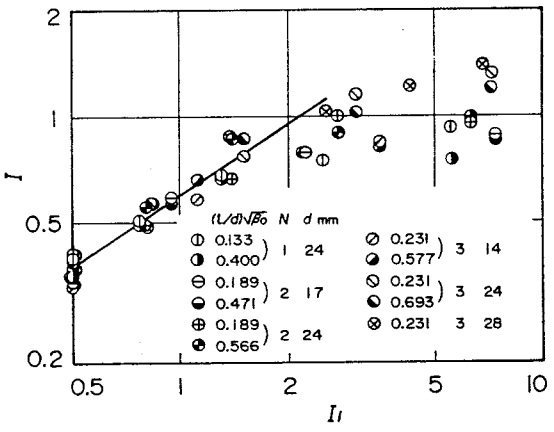


図3-14　IとI_iの関係

以上のような傾向は、図3-13に示した例だけでなく、他のすべての連続有孔板についても同様であった。したがって、大きな減圧を必要とする場合には、山田[18]が考えたように多段絞りが有効であるが、キャビテーションを生じないためには、絞り板の無次元間隔$(l/d)\sqrt{\beta_0}$は１程度以上とし、穴は互いに重ならないようにするほうがよいであろう。Sherman ら[17]のように可変抵抗器として連続絞りを用いる場合には、$(l/d)\sqrt{\beta_0}$を 0.5程度以下にすれば、ねじれ角を変化させることにより数倍の抵抗係数の変化を得ることができる。

なお、図3-14は干渉係数IとI_iの関係を示したものである。有孔板間隔$(l/d)\sqrt{\beta_0}$が図示のように小さく、I_iが 0.5から 1.5程度の範囲、すなわちねじれ角θが比較的小さな範囲においては、有孔板の穴数や穴径の差異に関係なくIとI_iには一定の明確な比例関係

のあることが明らかである。

3．5　むすび

穴数、穴径および穴の分布が全く同じ２枚の有孔板を管路に直列に設置し、その連続有孔板に生ずる抵抗の干渉について調べた結果、つぎのことが明らかになった。

(1)　単独有孔板の抵抗係数は、多孔板の場合と同様に、開口比と厚比のみの関数として与えられる。

(2)　連続有孔板の干渉係数と有孔板間隔 l との関係は、穴数によって異なった傾向を示すが、無次元距離（l/d）$\sqrt{\beta_0}$によって統一的に表現できる。

(3)　無次元距離（l/d）$\sqrt{\beta_0}$が5 程度以上になると、ねじれ角にかかわりなく連続有孔板の干渉はほとんど消失する。

(4)　無次元距離（l/d）$\sqrt{\beta_0}$が 0.5程度以下になると、ねじれ角によって干渉係数 I は大きく変化する。とくに、計算による干渉係数 I_t が 1.5より小さな値をとるねじれ角の範囲では、I と I_t は普遍的な比例関係を示す。

第４章　多孔板の抵抗係数

４．１　まえがき

管路やダクト内の二次流れや偏流を整流するために用いられる抵抗体として、金網、織布、格子、多孔板などがある。多孔板の抵抗係数に関しては、Collar[40]、MacPhail[41]、Taylorら[42]、Bainesら[48]、明石ら[75]、鳥居ら[71]の資料がある。しかし、それらはともにデータ数が少なく[81]、とくに穴径に対する厚さの比、つまり厚比、の影響についてほとんど考慮されていない。

本章では、千鳥形配列に穴を開けた多孔板についてその抵抗係数を測定し、それらが開口比と厚比によってどのように影響されるかを実験的に明らかにする。そして、抵抗係数は開口比によって大きく変化するばかりでなく、厚比によってもかなり変化し、厚比が 1 付近を境にその特性が全く異なることを示す。また、流れ学的考察に基づき抵抗係数を開口比と厚比によって評価できる実験式を導く。

４．２　実験装置および方法

4.2.1　実験装置

実験装置の概略を図 4-1 に示す。内径Dが 100 mmの透明アクリル樹脂製測定管内に空気を流し、下流側で大気

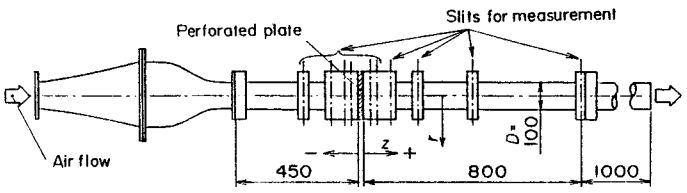


図 4-1　実験装置の概略

に放出させた。測定管への流入速度分布は管壁付近を除いた断面内でほぼ一様である。

多孔板を管軸に垂直な面内に取付け、その前後の各測定断面内の直径に沿って流速と静圧（ゲージ圧）の分布を測定した。その測定にはそれぞれ熱線風速計と外径 2.5 mm の静圧管を用いた。平均流速Uは多孔板より上流へ $1D$の断面における速度分布より求めた。

本実験における測定はすべて測定管のレイノルズ数$R_{eD}=DU/\nu$が(1.9～14) $\times 10^4$ の範囲で行い、多孔板について通例用いられるレイノルズ数$R_e=Dd/\nu$が1300～9500の範囲に対応する。ただし、νは空気の動粘度である。以後、後者のレイノルズ数R_eを用いる。なお、ここで使用する座標系は図 4-1に示す。

4.2.2 供試多孔板

実験に用いた多孔板はすべて黄銅製とし、図 4-2に示すように直径dの穴をピッチlの千鳥形配列に開けたものである。多孔板の開口比βはつぎのようになる。

$$\beta=(\pi/2\sqrt{3})(d/l)^2 \qquad (4.1)$$

また、穴径dに対する板厚tの比t/dを厚比と呼ぶ。

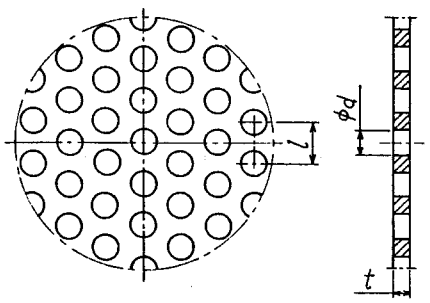


図 4-2 供試多孔板

穴はすべて7 mmのドリルでせん削したのち、多孔板の両面を800 番の研磨紙にて仕上げた。開口比βはlを 7.97 mmから10.39 mmまで六とおりに変えることにより6 種類とし、そのそれぞれに対して、板厚tが 1、 2.5、 4、 6、 8、15、28 mm のものを準備し、合計42種類の多孔板を製作した。穴径と板厚の仕上

表 4-1　供試多孔板の寸法・形状

		t mm	d mm	ℓ mm	t/d	β
A	1	1.01	7.01		0.144	0.702
	2.5	2.51	7.18		0.350	0.736
	4	4.09	7.04		0.581	0.708
	6	6.08	7.05		0.862	0.710
	8	8.04	7.05	7.97	1.14	0.709
	15	14.93	6.98		2.14	0.695
	28	28.05	7.11		3.95	0.722
B	1	1.00	7.03		0.143	0.631
	2.5	2.51	7.20		0.349	0.662
	4	4.08	7.02		0.581	0.629
	6	6.09	7.20		0.845	0.662
	8	8.04	7.13	8.43	1.13	0.649
	15	15.02	7.07		2.13	0.637
	28	28.06	7.16		3.92	0.654
C	1	1.01	7.08		0.143	0.589
	2.5	2.51	7.23		0.347	0.616
	4	4.09	7.07		0.578	0.589
	6	6.10	7.07		0.862	0.589
	8	8.06	7.04	8.78	1.15	0.583
	15	14.95	7.11		2.10	0.595
	28	28.10	7.07		3.97	0.589

		t mm	d mm	ℓ mm	t/d	β
D	1	1.01	7.03		0.143	0.525
	2.5	2.51	7.22		0.348	0.553
	4	4.08	7.08		0.576	0.533
	6	6.09	7.25		0.839	0.559
	8	8.03	7.25	9.24	1.11	0.558
	15	14.96	7.00		2.14	0.521
	28	28.07	7.25		3.89	0.559
E	1	1.01	7.10		0.142	0.475
	2.5	2.51	7.12		0.353	0.477
	4	4.08	7.11		0.573	0.476
	6	6.08	7.11		0.855	0.476
	8	8.06	7.09	9.82	1.14	0.473
	15	14.99	7.14		2.10	0.480
	28	28.06	7.10		3.95	0.475
F	1	1.01	7.11		0.142	0.424
	2.5	2.51	7.21		0.348	0.437
	4	4.08	7.02		0.581	0.413
	6	6.09	7.15		0.853	0.429
	8	8.04	7.05	10.39	1.14	0.417
	15	14.96	7.06		2.12	0.419
	28	28.09	7.11		3.95	0.424

がり寸法はそれぞれ万能投影器およびマイクロメータによって実測し、その詳細を表 4-1 に示す。

4．3　多孔板前後の流れ

この節では、管内に多孔板を設置してほぼ一様な流れを流入させた場合に、その前後の速度分布や圧力分布、そして多孔板下流に生成される乱れの分布とその減衰について詳しく考察する。

4.3.1　軸速度分布

図 4-3は軸速度分布の実測例である。ほぼ一様に流入した流れは、多孔板直後で多数の平行噴流を形成するが、z/d が14.3、すなわち 1D 下流の断面では再びほぼ一様な速度分

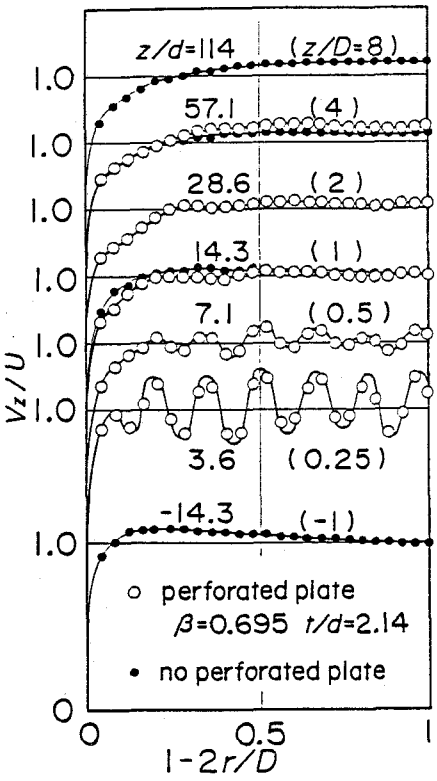


図 4-3 軸速度分布

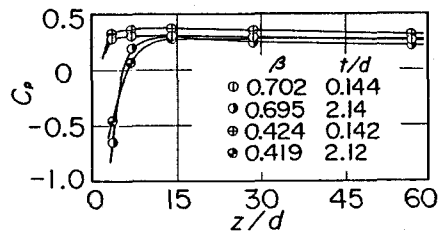


図 4-4 多孔板下流の静圧変化

布になっている。その後は管壁における境界層の発達によって、通常の管内流れへと移行し始めているのが観察される。このような軸速度分布の変化は、他の多孔板の場合にもほとんど同じである。

4.3.2 静圧分布

各測定断面内の静圧は、測定管出口の静圧（大気圧）との差として測定した。その分布は多孔板直後の断面を除けばほぼ均一で、それを断面内で平均し $\rho U^2/2$ で無次元化して C_p で表す。C_p の管軸方向への変化は、図4-4 のようになる。この図より明らかなように、多孔板下流の静圧は t/d、β の値にかかわらず z/d が14.3（$z/D=1$）の断面において最大値を示し、その後管摩擦損失による圧力降下のために徐々に下流方向へ減少している。

上流側の C_p の値は多孔板によって大きく異なるので図に示していないが、やはり管摩擦損失による下流方向への圧力降下が見られ、さらに $z/D \geqq -0.5$ の範囲になると、多孔

板へ接近するとともに、せき止め効果のためわずかに静圧が増加するので、どの多孔板の場合にも$z/D=-1$ の断面にて静圧はほぼ最小の値を示していた。

4.3.3 乱れ分布

多孔板下流に生ずる乱れ速度のr.m.s.値v_z の分布と下流方向へのその変化を測定した一例を図 4-5に示す。多孔板直後の噴流によって生じた大きな乱れは、下流に行くに従って、断面内では一様になりつつ減衰して行く様子がわかる。z/d が57.1の断面においても依然として2 %程度の乱れがあり、境界層の発達に伴う管壁近傍における乱れの増加も見られる。乱れの計測については、厚比t/d が 0.143、 1.13 、 2.12 の三とおりの多孔板についてのみ測定した。これらのうち、同じ開口比の場合について比較すると、多孔板直後の乱れの強さはt/d が 0.143の場合が他の厚比の場合と比べて大きな値となっていた。そして、同じ厚比の多孔板については、開口比が小さいほうが直後の乱れは大きな値を示

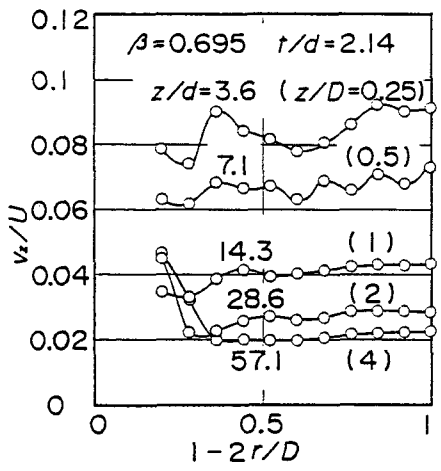


図 4-5 多孔板下流の乱れ分布の一例

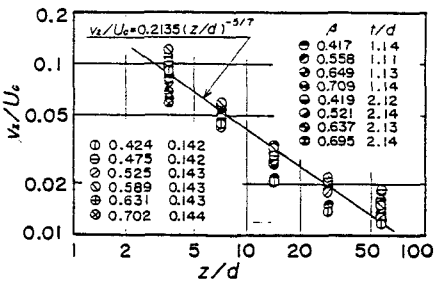


図 4-6 乱れの減衰

した。このことより、多孔板直後の乱れの強さは、多孔板の穴から流出する噴流の速度に大きく依存することが推論できる。

このような測定結果より、多孔板下流の乱れの減衰をまとめたのが図 4-6である。図中、乱れ速度υ_zは各断面内で管壁の影響を受けずほぼ均一な値をもつ範囲における算術平均値である。無次元化のための代表速度U_cは、厚比が 0.143の薄い多孔板の場合には収縮部の平均流速$U/c_c\beta$を、厚比が 1.13 、 2.12 の場合には多孔板の穴の平均流速U/βの値を用いた。なお、収縮係数c_cの値は後述の式(4.6) により与えられる値を用いた。この図より、多孔板下流の乱れは、BainesとPetersonの測定結果[48]と同じく、多孔板からの距離zの$-5/7$ 乗に比例して減衰することがわかる。

4．4　抵抗係数

ここでは、多孔板の抵抗係数とその特性について述べ、金網の抵抗係数との差異を明らかにする。

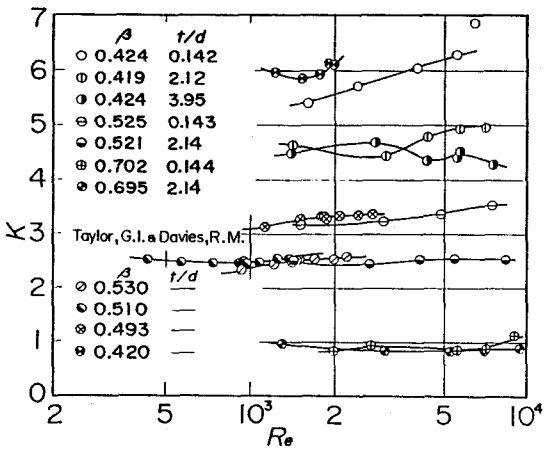


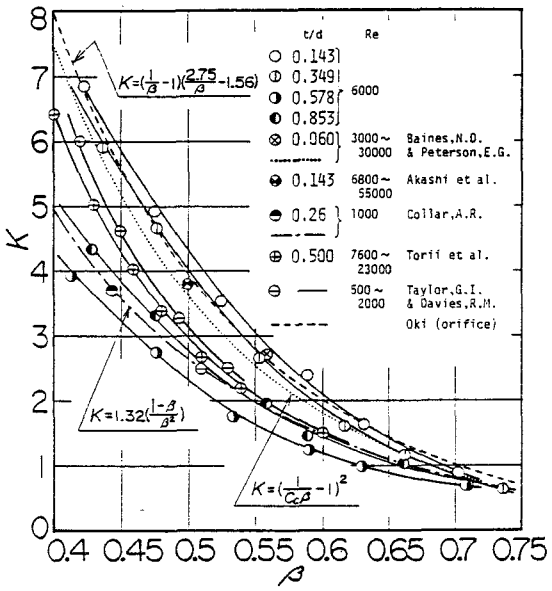
図 4-7　抵抗係数に及ぼすレイノルズ数の影響

4.4.1　抵抗係数の実測値

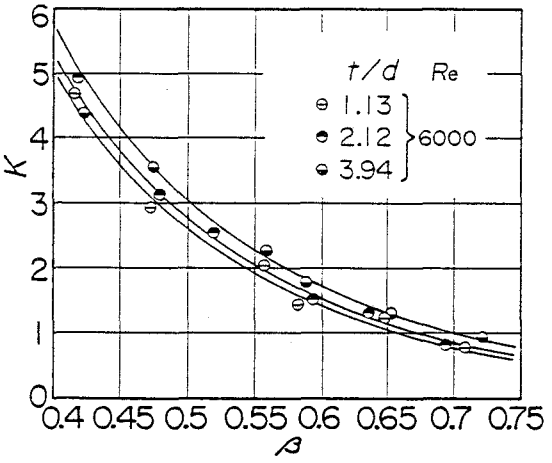
一般に、抵抗係数Kはつぎのように定義される。

$$K=\frac{P_1-P_2}{\rho U^2/2} \qquad (4.2)$$

ただし、Pは静圧、Uは平均流速、ρは流体の密度であり、添字 1、2 はそれぞれ上、下流の量を意味



(a)　厚比が１以下の場合



(b)　厚比が１以上の場合

図 4-8　抵抗係数に及ぼす開口比の影響

する。この実験では多孔板の抵抗を円管内で測定するので、Uは管内平均流速とし、P_1、P_2はそれぞれ多孔板より上、下流方向へ 1D 離れた断面の静圧とした。

こうして得られた抵抗係数Kを、レイノルズ数R_e に対して示すと図 4-7のようになる。図から明らかなように、開口比β、厚比t/dがともに小さい場合を除けば抵抗係数KはR_e によってあまり変化せず、本実験範囲内ではほぼ一定と考えてよい。Taylorら[42]の実験値は厚比t/dが不明であるが、参考資料として図 4-7に併記した。

抵抗係数Kが、開口比β、厚比t/dによってどのように変化するかを詳しく見るために、t/dをパラメータとし、βを横軸にして、R_e =6000付近のKの値を示せば図4-8(a)、(b) となる。後述する理由と図示の煩雑さを避けるため、図4-8(a)にはt/dが１以下、(b) には１以上のものを示してある。これより、

抵抗係数Kは厚比t/dにかかわらず、開口比βの増加とともに単調に減少することがわかる。t/dに対するKの変化を見ると、$t/d<1$では$t/d=0.853$の一部例外を除きt/dの増加とともにKはかなり激しく減少するのに反し、$t/d>1$では漸増し、$t/d=1$付近を境にした逆傾向が注目される。

4.4.2 抵抗係数の特性

上述のような多孔板の抵抗係数の振舞いは、後述する金網の抵抗係数などと比較して非常に特異であり、実験式化に先立って、もう少し流れ学的な考察を行うことにする。

図4-8(b)を詳しく見ると、厚比$t/d=1.13$、2.12、3.94と増加するにつれ、ほぼそれに比例してKの値も増加している。これは、多孔板の穴内における管摩擦損失による圧力降下が増し、その増分だけ多孔板前後の圧力差に付加されるからである。したがって、少なくとも$t/d \geqq 1.13$の多孔板では穴を通る流れは前縁ではく離し、縮流後穴内壁に再付着していると考えられる。

図4-8(a)の$t/d<1$における抵抗係数Kの挙動は特異であるが、これは円筒オリフィスにおいて生ずる現象と類似している。Lichtarowiczらの報告[82]によれば、厚比が1より少し小さな円筒オリフィスの場合、噴流を取り囲むはく離領域内の循環による誘起作用のために、噴流に沿ってかなり大きな圧力回復が生ずる。このような現象は、多孔板の穴内における流れにも生じていると予測される。このため、t/dが大きくなって1に近づくにつれ、この循環により誘起される圧力回復によって、多孔板前後の圧力差はかなり小さくなり、その結果、抵抗係数は小さくなると推測される。

このように、多孔板の抵抗係数Kは開口比βの変化によるだけでなく、厚比t/dによっ

ても大きく影響されることがわかった。したがって、厚比に対する考慮がされていない既存の抵抗公式は、図4-8(a)に示すように、多孔板の抵抗係数を十分に表しているとは言えない。同図中の破線は薄板オリフィスの抵抗係数に関する沖の公式[79]であり、本実験の $t/d \leqq 0.349$における多孔板の抵抗係数とよく一致している。点線で示すBainesらによる公式[48]と一点鎖線で示すCollarの公式[40]は、ともに多孔板の抵抗係数を表すものとしては不十分であることがわかる。また、Collar[40]、Taylorら[42]のデータはレイノルズ数がかなり小さい場合のものなので直接比較はできないが、Bainesら[48]、明石ら[74]、鳥居ら[71]のデータは、本実験結果の傾向と非常によく一致していることがわかる。

4.4.3 金網の抵抗係数との比較

金網と多孔板を比べて、抵抗係数の特性にどのような違いがあるのかを明確にすれば、それらを利用する際に大いに参考になると思われる。そのため、まず金網の幾何学的形状について、JIS Z 8801 標準ふるい に示されている金網を参考にして考えてみる。

金網の形状は、図 4-9に示すように、線径 d、線ピッチ l によって定まり、開口比 β と厚比 t_e は次式のようになる。

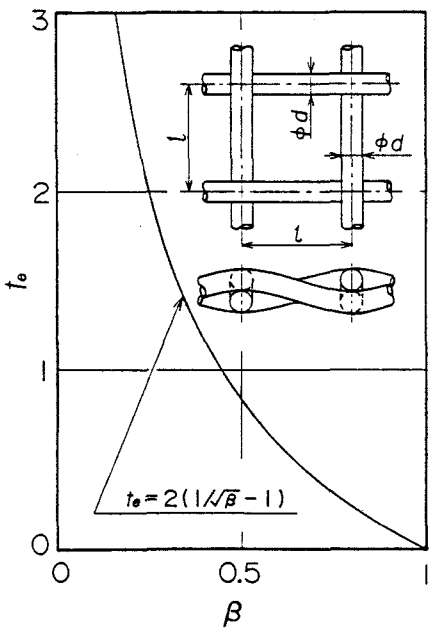


図 4-9 金網の厚比と開口比の関係

$$\beta = (1 - d/l)^2 \qquad (4.3)$$

$$t_e = \frac{2\,d/l}{(1 - d/l)} \qquad (4.4)$$

これより、金網の開口比βと厚比t_eはd/lの関数として一意的に定まり、すなわちβの等しい金網はすべて幾何学的に相似であることを意味する。多孔板では開口比と厚比が与えられて初めて、その幾何学的形状が定まることと比較して、これは金網の大きな特徴と言える。なお、整流を目的として用いられる金網は、通常、βが 0.7以下、つまりt_eが 0.4以上のものである。また、金網の形状から推測して、それを通過する流れは多孔板の穴を通る流れとは異なって、非常に複雑な３次元的流れになると思われる。

既存の金網の抵抗係数[81]と図4-8(a)に示した多孔板の抵抗係数を比較すると図4-10のようになる。これからわかるように、多孔板はレイノルズ数が一定にもかかわらず開口比β、厚比t/dによってKが大きく変化するが、金網は開口比、レイノルズ数のみに依存している。たとえば、レイノルズ数が 200程度のものがほぼ同じ曲線に乗っており、またすくなくともR_eが16～35程度に小さくなると、Kがかなり大きく増加している。ただし、金網のレイノルズ数は上流の一様流速U、流体の動粘度ν、金網の線径dによってUd/νで計算されたものである。

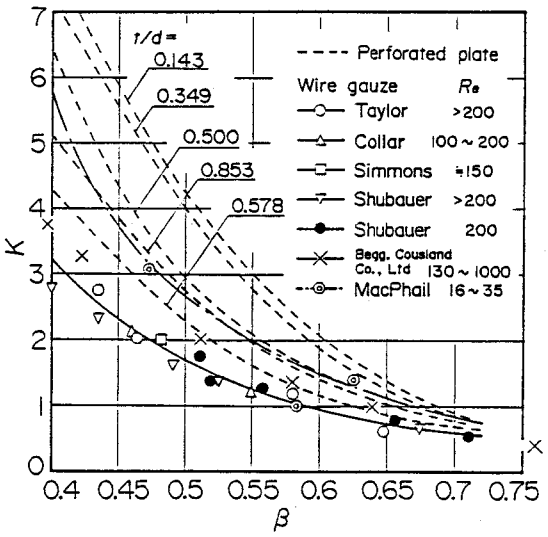


図4-10　金網と多孔板の抵抗係数の比較

以上のように、金網の形状は開口比βのみによって定まるため、レイノルズ数が一定の場合の抵抗係数は、開口比によって一意的に決定される。したがって、開口比と厚比の二つの幾何学的量に依存

して抵抗係数が定まる多孔板と比較すると、金網は抵抗係数を決定する自由度が一つしかなく、利用範囲の狭い抵抗体であると言える。

4．5　抵抗係数の実験式

前節において、多孔板の抵抗係数は開口比だけでなく厚比によってもかなり変化することが明らかとなった。そこで、これを実験式で表すために、多孔板の穴を通る流れについてモデル化をして抵抗係数の式を誘導し、それをもとに実験式を組み立てる。

4.5.1　流れのモデルと抵抗係数

前節で述べた考察をもとにして、多孔板の穴を通る流れのモデルを図4-11のように考える。同図(a) は上流側断面１において断面積A_t をもつ流管が、断面積A_oの穴に流入し、その前縁からはく離して縮流部ｃを通過後、下流側断面２において再び流入前の流管の大きさA_t まで拡大する例である。この場合の抵抗係数をK_s とすれば、断面１からｃまでの急縮小による損失と断面ｃから２までの急拡大損失との和と考えられ、抵抗係数の定義式(4.2) に従って導くと次式が得られる。

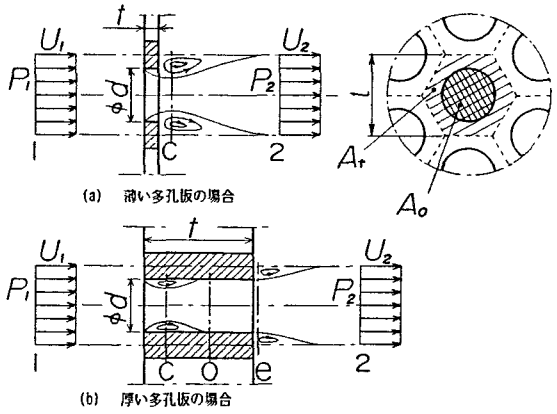


図4-11　多孔板の穴を通る流れのモデル

$$K_S = \left(\frac{1}{C_v^2} - 1\right)\left(\frac{1}{C_c\,\beta}\right)^2 + \left(\frac{1}{C_c\,\beta} - 1\right)^2 \qquad (4.5)$$

ただし、C_vは速度係数、C_cは収縮係数である。

一方、図4-11(b) は厚比がかなり大きな場合の流れのモデルであり、穴の前縁からはく離した流管が縮流部cを経て穴内断面oに再付着し、その下流で穴を満たしながら出口eに達し、再び断面 2にてもとの流管の大きさA_t まで拡大している。この場合も、前述の式(4.5) と同様な方法で抵抗係数K_t を導けば、つぎのようになる。

$$K_t = K_S - 2\left(\frac{1-c_c}{c_c\ \beta}\right)\left(\frac{1}{\beta} - 1\right) + \lambda\left(\frac{1}{\beta}\right)^2\left(\frac{t-t_0}{d}\right) \qquad (4.6)$$

ただし、λは穴の管摩擦係数、t_0は穴前縁から再付着点までの距離である。

式 (4.6)は、厚比の小さな多孔板の抵抗係数K_S と厚比がかなり大きな場合の抵抗係数K_t の関係を示している。右辺第３項は穴における管摩擦損失を表し、右辺第２項は急拡大による圧力回復の違いを表している。したがって、右辺第２項を適切に評価することにより、任意の厚比をもつ多孔板の抵抗係数Kの実験式を誘導することが、可能であると思われる。

4.5.2 実験式への拡張

ここでは、パラメータ$Y=Y\ (t/d\ )$を導入し、式 (4.6)におけるK_S とK_t を結び付ける形で、つぎのように抵抗係数Kの式を仮定する。

$$K = K_S - 2\left(\frac{1-c_c}{c_c\ \beta}\right)\left(\frac{1}{\beta} - 1\right) Y + \lambda\left(\frac{1}{\beta}\right)^2 \left\langle \frac{t}{d} - 1 \right\rangle \qquad (4.7)$$

ただし、この式で噴流の再付着距離t_0は、前述のKの実験値に対する考察を参考にして、$t_0\ /d = 1$と仮定してあり、今後このように取扱う。また右辺第３項における〈 〉の意味は、その中の値が正のときその値をとり、負のときは零とおくものとする。

収縮係数c_cは、軸対称オリフィスにおけるWeisbachのデータをBenedictら[80]が最小二

乗近似して得た次式を用いる。

$$C_c = 0.61375 + 0.13318\beta - 0.26095\beta^2 + 0.51146\beta^3 \qquad (4.8)$$

管摩擦係数λは、穴内のレイノルズ数R_e/βと穴内壁の相対粗さε/dに依存していると考えられる。そのため、R_eが大きく変化すれば当然λの値も変化する。しかし、図4-8(a)、(b)の実験値Kの値は、R_eが6000付近のデータなので、穴内のレイノルズ数R_e/βは開口比βの範囲0.4～0.75に応じて15000～8000となっている。また、供試多孔板の穴内壁面の粗さは、表面粗さ計で測定した結果、最大高さがほぼ20 μmで、相対粗さε/dは0.003となっていた。

以上の結果より、多孔板の穴における管摩擦係数λをムーディ線図から求めると、開口比β = 0.4～0.75に対応して、λ = 0.034～0.037程度になると思われる。しかし、この値は十分な長さをもつ穴を流体が流れる場合の値である。ここで扱う多孔板の穴の長さはたかだか4d程度であり、はく離流れが再付着後まだ十分発達するに至っていない、言わば助走区間内の流れに相当する。そのため、λを上述の値よりも少し大きく定め、しかもβによらず一定と考えても実用上ほとんど問題はないと考えられる。それゆえ、ここでは管摩擦係数λの値を0.04で一定と仮定する。

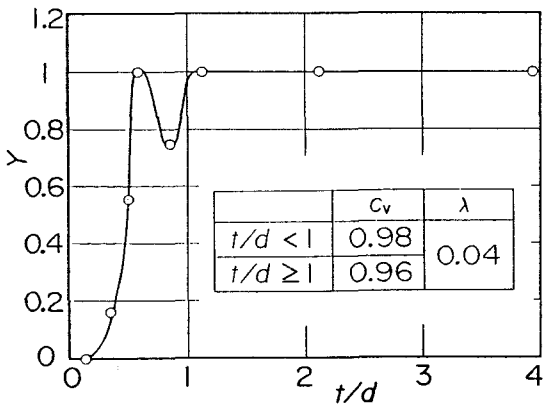
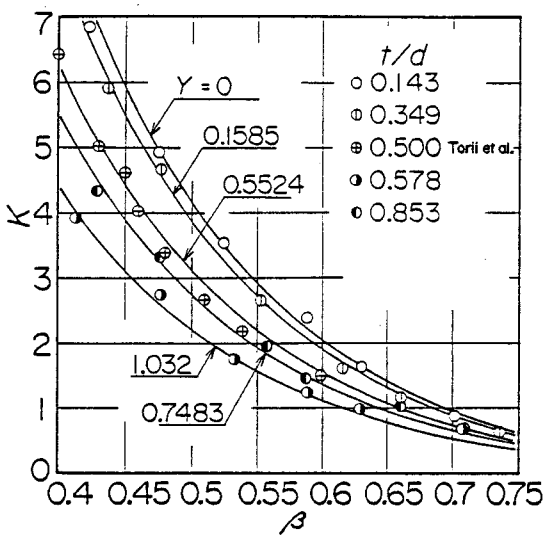
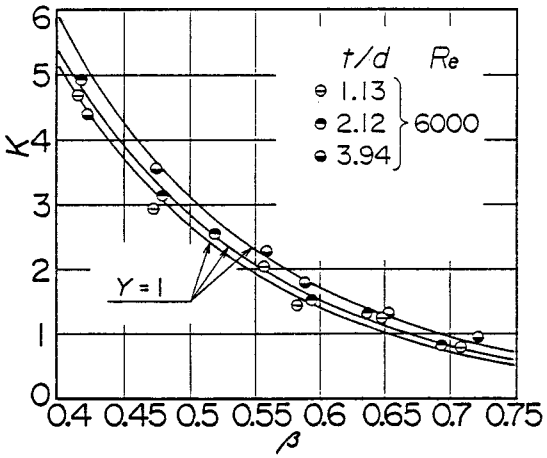


図 4-12　パラメータYの値

式(4.7)と式(4.5)、(4.6)を比較すれば明らかなように、パラメータYの値は、t/dが非常に小



(a)　厚比が1以下の場合



(b)　厚比が1以上の場合

図 4-13　多孔板の抵抗係数と実験式

さい場合には、零とおくことによりK＝K_s となり、t/dが1以上の場合にはY＝1とおきK＝K_t となる。その間の厚比t/dについては、図 4-8のデータを用いて最小二乗近似によって式 (4.7)からYを評価できる。図4-12にその結果を示す。ただし、速度係数c_vは$t/d<1$のとき 0.98 、$t/d \geqq 1$のとき 0.96 とすると実験値と比較的よく一致するので、ここではそのように仮定した。

この結果、式 (4.7)は図 4-13 (a) 、(b) の実線のようになり、実験値と非常によく一致しているのがわかる。したがって式 (4.7)は多孔板の抵抗係数を開口比と厚比の関数として十分精度よく表していると言える。

4．6　むすび

穴の前縁が比較的鋭く加工された千鳥形多孔板について、抵抗係数を実験的に調べた結果、以下のことが明らかになった。

(1)　多孔板の抵抗係数は開口比によって変化するだけでなく、厚比によっても大きく影響を受ける。

(2)　実験式 (4.7)は、多孔板の抵抗係数を開口比と厚比の関数として十分精度よく表しており、今後技術資料としての意義は大きい。

第５章　多孔板の流出角係数

５．１　まえがき

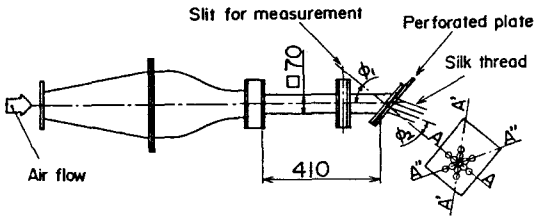
整流のために抵抗体を用いる場合、抵抗係数と流出角係数が重要な特性値であることを、Taylorら[45]は二次元流れにおける整流の理論解析によって指摘している。多孔板の抵抗係数に関しては、前章において詳しく述べたが、多孔板の流出角係数に関する報告は、全く無いようである。

ここでは、前章に引き続き千鳥形配列に穴を開けた多孔板について、その流出角係数を実験的に詳しく調べる。そして、多孔板の流出角係数は金網の場合[46]，[47]とは全く異なり、主にその幾何学的形状である厚比、つまり穴径に対する板厚の比によって大きく値が変化することを示し、さらに、円管内の旋回流れに対する多孔板の整流効果について実験を行い、旋回成分の消去に最適な多孔板形状を明らかにする。

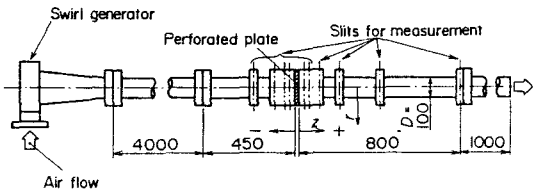
５．２　実験装置および方法

5.2.1　実験装置

二次元流入における流出角係数の測定装置を図5-1(a)に示す。これはSchubauer ら[47]が金網の流出角係数を測定するために用いた装置と基本的に同じものである。図示のように、多孔板はすべて穴列ＡＡが流れ面、すなわち紙面に直角になるようにフランジへ取付けられている。流入角ϕ_1で多孔板にほぼ一様に流入した空気は、流出角ϕ_2で大気中に流出している。ϕ_1は、角ダクトへの多孔板の取付け角に等しいとみなし、 5°、10°、20°、30°、40°、50°とし、ϕ_2は多孔板下流の流れの中に置かれた絹糸の方向を測定すること



（a） 二次元流入の場合



（b） 旋回流入の場合

図 5-1 実験装置の概略

により求めた。

この実験は、角ダクト内の壁面付近を除きほぼ一様な速度分布をもつ流れが、図5-1(a)のように、多孔板に対して特定の方向からほぼ二次元的に流入する場合について調べたものである。したがって、穴列に対して任意の方向から流入するときや、不均一な速度分布をもつ流れが流入する場合などでは、異なった結果になる可能性がある。

そこで、図5-1(b)に示すように、多孔板に旋回流れを流入させて、同じく流入・流出特性を調べた。送風機から送られてきた空気は、うず巻ケーシング状の旋回発生部により旋回成分を付与されて、内径Dが100 mm、長さ4000 mm の塩化ビニル製直管内に流入し、その下流に接続された測定管を通過後、大気中に放出する。測定管上流の長さ40Dの直管を通過することによって、測定管内の旋回流れは十分発達した強制うず－自由うず形旋回速度分布となっていた[83]。

測定には外径 5.9 mm の３孔円筒形ピトー管を用い、多孔板前後の各測定断面内で流速ベクトル、全圧の分布を求めた。この実験における管レイノルズ数R_{eD}の範囲は、(5.6～7.8) $\times 10^4$ で、多孔板のレイノルズ数$R_e = U d/\nu$では、3900～5500の範囲に対応する。ただし、Uは管内平均流速、νは空気の動粘度である。

5.2.2 供試多孔板

実験に用いた供試多孔板は、前章と同じく穴径 $d=7$ mmの千鳥形多孔板である。開口比 β は 0.4から 0.7まで六とおり、穴径 d に対する板厚 t の比、つまり厚比 t/d は1/7 から28/7まで七とおり、合計42種類の多孔板について実験を行った。供試多孔板の詳細については、 4.2.1に詳しい。

5．3 二次元流入における流出角係数

ここでは、一様な流れが多孔板に対して二次元的に流入する場合の流出角係数の特性について、詳しく考察する。

5.3.1 流入角と流出角の関係

一様な流れが多孔板に対して斜めに流入する場合、その流入角 ϕ_1 と流出角 ϕ_2 の関係を図 5-2に例示する。これより明らかなように、ϕ_1 と ϕ_2 の間にはほぼ比例関係が成り立ち、金網の例[4.6]と同様、式(5.1) の関係が満たされている。

$$\phi_2=\alpha\phi_1 \qquad (5.1)$$

この曲線の傾き、すなわち流出角係数 α は、厚比 t/d の増加とともに急激に小さくなり、t/d が１を

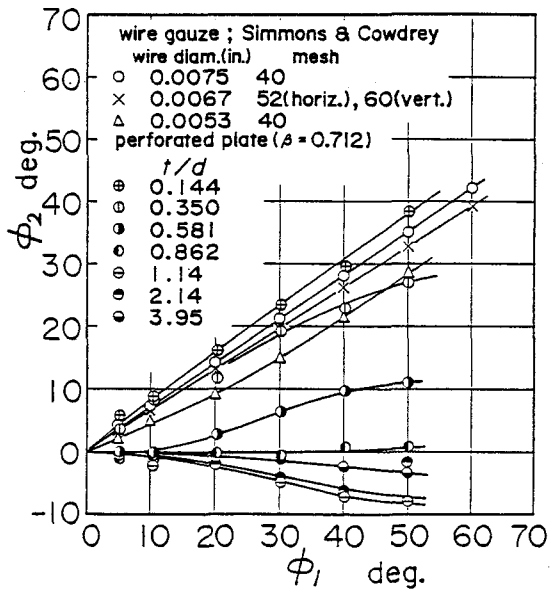


図 5-2 二次元流入における流入・流出角の関係

超えると負値を示すようになる点が、金網と大きく異なるところである。なお、多孔板へ流入する一様流の風速を 4～24 m/sの範囲で変化させても、この流入・流出角関係はほとんど変化がなかった。

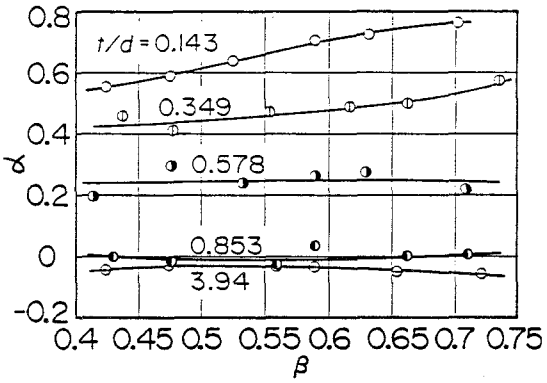


図 5-3　流出角係数に及ぼす開口比の影響

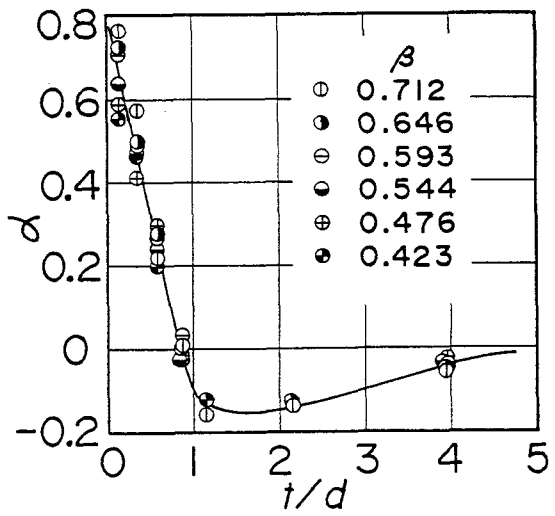


図 5-4　流出角係数に及ぼす厚比の影響

5.3.2　流出角係数

このような測定結果からϕ_1とϕ_2が直線的に比例する範囲においてαを評価し、開口比βに対する関係で表したのが図 5-3である。この図より、この実験範囲内においては、t/dの小さな場合を除き流出角係数αは開口比βにあまり依存せず、むしろt/dの変化によってその値が大きく変わることがわかる。t/d = 0.853の場合には、開口比βの値にかかわりなくαはほぼ零となっており、流入角ϕ_1に無関係に下流側ではϕ_2 = 0°、つまり多孔板に直角に流れが流出することを意味している。したがって、これは旋回成分を消去する場

合などに非常に重要な特性である。

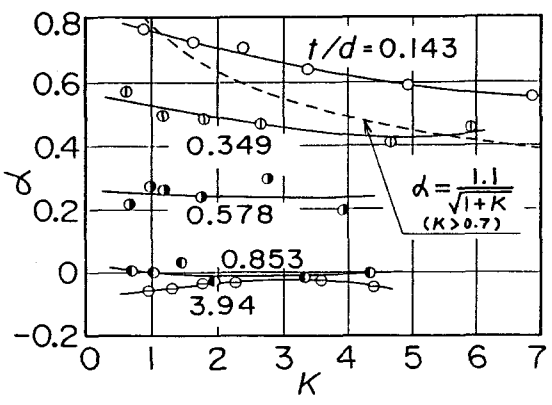


図 5-5　金網と多孔板の流出角係数の比較

図 5-4は、流出角係数αを厚比t/dに対して表したものである。これによるとαはほぼt/dの値のみによって定まり、t/dが 0.85 付近でほぼ零となり、さらにt/dが大きくなるとαは負の値となり、４程度に大きくなっても依然として負値のままである。

金網の特性との比較のために、流出角係数αと前章で述べた抵抗係数Kとの関係として図 5-5に示す。これより明らかなように、厚比t/dが 0.349以下の多孔板は、破線で示す金網の特性[46]に比較的近いことがわかるが、それより厚比が大きくなるとαは全く異なった傾向を示している。

以上のことから、多孔板の流出角係数は厚比に応じて非常に広範な値を取り、しかも開口比にはほとんど依存しないことがわかった。流れの整流のために多孔板を用いる場合、このような特性は、金網などを用いる場合と比べてはるかに有利な条件となる。

５．４　旋回流入における流出角係数

二次元流入の場合と比較して、不均一な速度分布をもつ流れが任意の方向から多孔板へ流入する場合には、どのような流入・流出特性となるのか。そして、それが二次元流入の場合と比較してどの程度異なっているであろうか。このような疑問を解決するために、多

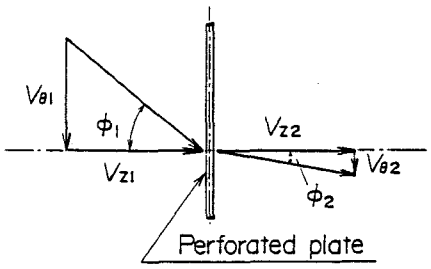


図 5-6　多孔板前後の流入・流出関係

孔板に旋回流れを流入させて、実験的に詳しく調べる

5.4.1　多孔板前後の旋回流れ

軸対称旋回流れが多孔板へ直角に流入する場合、任意半径上の一つの流線は多孔板前後において、図 5-6に示す流入・流出関係をもつ。図中、V_θ は周速度、V_z は軸速度である。ϕ_1とϕ_2はそれぞれ多孔板への流入・流出角であり、式 (5.1)により関係づけられている。ただし、この場合の流出角係数は、二次元流入におけるαと区別してα_sとする。また、図 5-6より明らかなように、ϕ_1、ϕ_2はともに式 (5.2)で与えられる旋回流れの流れ角でもある。

$$\phi = \tan^{-1}\left(V_\theta / V_z\right) \tag{5.2}$$

旋回流れの強さを表す量として、式 (5.3)に示す無次元の角運動量を考える。

$$\begin{aligned}\Omega &= \frac{2\pi\rho\int_0^R V_z V_\theta r^2\,dr}{\rho\pi R^3 U^2} \\ &= 2\int_0^1 \left(V_z/U\right)^2 \tan\phi \cdot r^2\,dr\end{aligned} \tag{5.3}$$

ただし、ρは空気の密度、Rは管半径である。多孔板直前・直後の旋回強さΩ_1、Ω_2の関係は、軸速度V_{z1}、V_{z2}が連続の条件より等しいので、流れ角ϕ_1、ϕ_2がともに比較的小さいと仮定すれば、つぎのようになる。

$$\begin{aligned}\Omega_2 &= 2\int_0^1 \left(V_{z2}/U\right)^2 \tan\phi_2 \cdot r^2\,dr \\ &\fallingdotseq 2\alpha_s\int_0^1 \left(V_{z1}/U\right)^2 \tan\phi_1 \cdot r^2\,dr \\ &= \alpha_s\Omega_1\end{aligned} \tag{5.4}$$

この関係より、旋回流入における多孔板の流出角係数α_sを評価することができる。

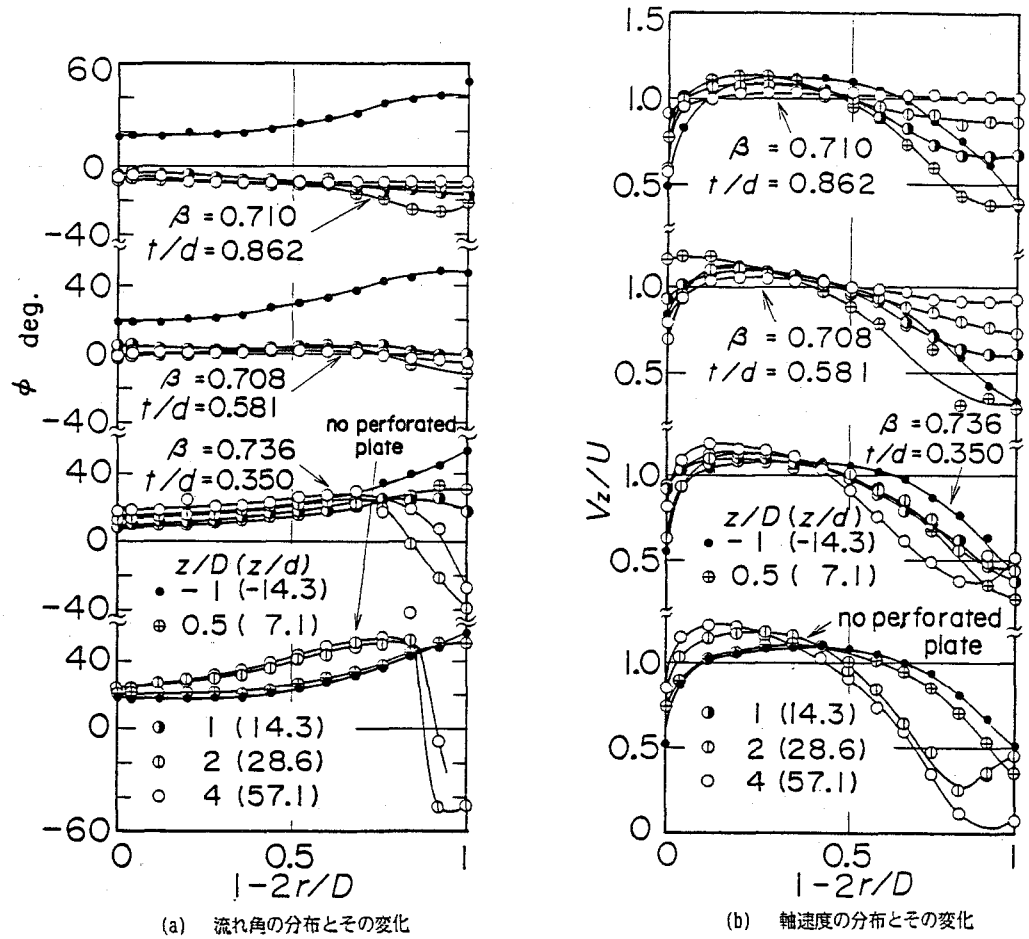


図 5-7 多孔板前後の旋回流れ

図 5-7は、多孔板に旋回流れを流入させ、流れ角φと軸速度V_zの分布を実測した例である。この実験では、測定管より上流に十分な長さの助走区間を設けているため、測定管内の旋回速度成分はほぼランキン渦に近い分布をしているが、その渦心は不安定で、管軸より半径の10%余りの範囲内で移動していた。

図中、厚比t/dが 0.350（$\alpha=$ 0.572）の多孔板では、下流側でも流れ角がかなり大きな値をもっており、軸速度分布も多孔板のない場合と大きな差異はない。t/dが 0.581の多孔板では、αが 0.218であるにもかかわらず下流側で旋回成分はかなり消失している。そのため、軸速度分布は下流へ行くに従って平坦化してきている。さらに、t/dが 0.862（$\alpha=$ 0.006）では、二次元流入の流出角係数αがほぼ零であるにもかかわらず、多孔板下流でわずかであるが流れが逆方向に旋回している。これらの例から、千鳥形多孔板においてαとα_sの値は等しくならないと推測される。

5.4.2 流出角係数

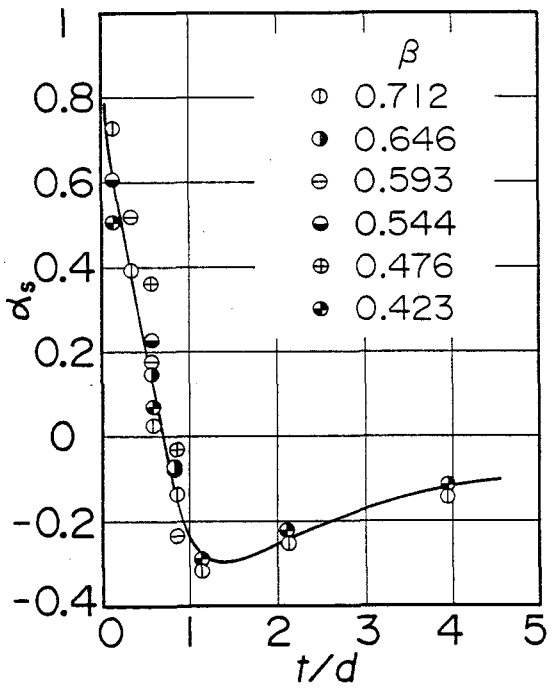


図 5-8 旋回流入における流出角係数

実験は、多孔板より上流へ 1D、すなわち$z/D=-1$ の断面での旋回強さΩの値が 0.30 ～ 0.43 の範囲で行った。多孔板前後の速度分布の測定結果より、多孔板下流 0.5Dの断面における軸速度分布は、いずれの多孔板の場合にも上流側 1Dにおける分布と比較的よく似た形状をしていることがわかった。したがって、上流側 1Dと下流側 0.5Dの断面における旋回強さをそれぞれΩ_1、Ω_2として求め、

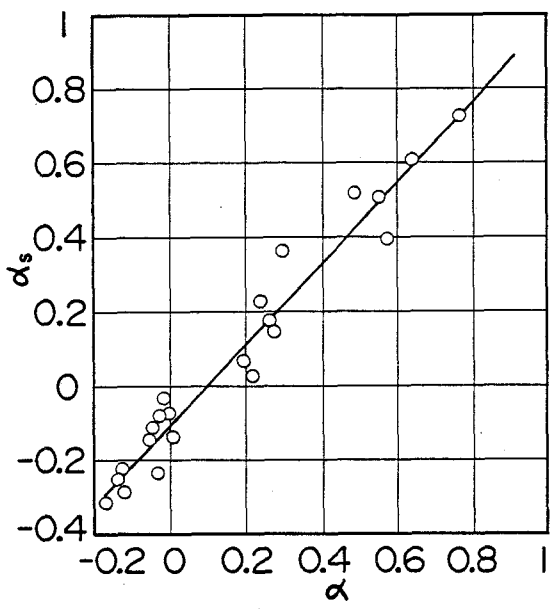


図 5-9　旋回流入と二次元流入における流出角係数の関係

式 (5.4)の関係により旋回流入における流出角係数α_sを評価した。このα_sを厚比t/dに対して表すと図 5-8のようになる。α_sは図 5-4に示すαの特性と明らかによく似た傾向を示している。これより、旋回成分が消失する条件（$\alpha_s = 0$）は、厚比t/dが 0.7付近の多孔板によって達成されることがわかる。

同一多孔板におけるα_sとαの関係は、図 5-9のようになる。これより、旋回流入におけるα_sは二次元流入におけるαとほぼ比例しており、ごくわずかであるが、α_sはαよりも小さくなっていることがわかる。

5．5　旋回流れの整流

管内流れの旋回成分や二次流れを消去するために、従来ハニカムなどがよく用いられているが、一般には流出角係数α_sが零となる抵抗体を用いればよい。多孔板によって$\alpha_s = 0$の特性を得るためには、前述のように最適な厚比のものがあり、不注意に厚比を大きくしても逆効果となる。そこで、α_sが零付近の多孔板で旋回流れを整流した場合に、抵抗係数

や軸速度分布がどのようになるかについて、詳しく説明する。

5.5.1 抵抗係数

多孔板を用いて旋回流れを整流する場合、抵抗係数がどのような値になるかということが実用面で非常に重要となる。旋回流れでは、各断面内の静圧が均一ではないので、面積平均した静圧を算出し、多孔板より上流側ではそれが最小となる断面の値を$\overline{P}_1$、下流側では最大となる値を$\overline{P}_2$とし、一様流における抵抗係数Kの定義式 (4.2)と同様に、旋回流れにおける抵抗係数$\overline{K}$をつぎのように定義する。

$$\overline{K}=\frac{\overline{P}_1-\overline{P}_2}{\rho U^2/2} \tag{5.5}$$

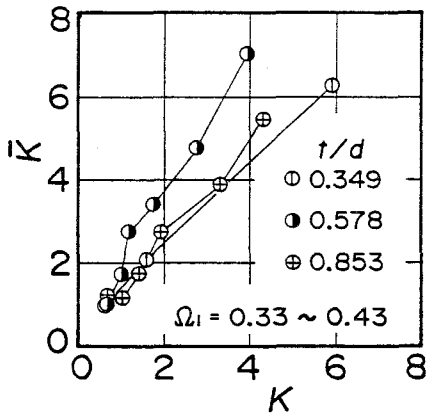


図5-10 旋回流・一様流に対する抵抗係数の関係

同一厚比の多孔板において、$\overline{K}$とKの関係を示したのが図5-10である。これによると、厚比の等しい多孔板では$\overline{K}$の値がKに比例し、かつKの値よりも大きくなっていることがわかる。とくに、旋回成分をよく減衰させる厚比$t/d=0.578$ ($\alpha_s=0.025\sim0.36$) の多孔板ではKに対する$\overline{K}$の増加の割合が大きく、整流のために消費される圧力が非常に大きいことを示している。しかし、$t/d=0.853$ ($\alpha_s=-0.031\sim-0.24$) の多孔板では、同程度の減衰効果をもつにもかかわらず、$\overline{K}$の増加割合がそれほど大きくないのが注目される。

5.5.2 軸速度分布の平坦化

本実験範囲内において、とくに旋回成分の消去効果がよい、すなわちα_sの非常に小さな多孔板について、下流側の軸速度分布の変化を調べた結果が図5-11である。縦軸のAは、軸速度分布の平坦度を表す量で、式(5.6) に示すように、断面内の最大軸速度V_{zmax}と平均流速Uとの差を、上流側$z/D=-1$ における同じ量で除したものである。

$$A=(V_{zmax}-U)_{z/D}\ /\ (V_{zmax}-U)_{z/D=-1} \qquad (5.6)$$

この図において、$\alpha_s=$ 0.025、$-$ 0.031の場合を見ると、多孔板より下流へいくに従ってAは急激に小さくなっていくことがわかる。これは、多孔板によって旋回成分がほとんど消失した結果、図5-7(b)に示した旋回流れ独特の軸速度分布、すなわち管中心部で小さな値をもつ凹形の軸速度分布が、下流側で管壁における管摩擦の効果によって中心部が加速され、急速に平坦化するからである。したがって、旋回成分を消去すると、軸速度分布は下流側 $4D$の断面でほぼ平坦となることがわかる。

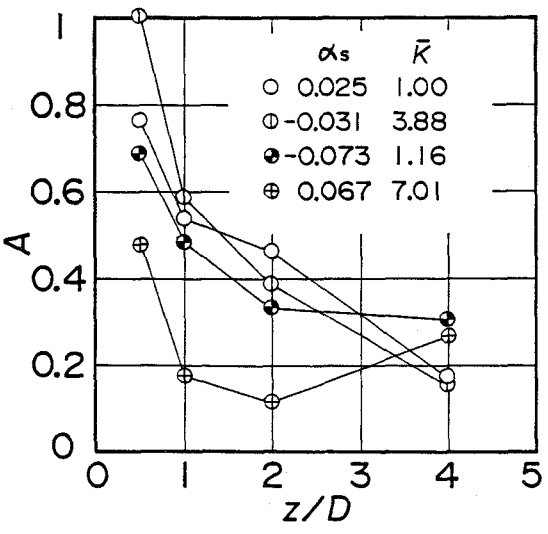


図5-11 旋回成分の整流により得られる軸速度分布の平坦度

さらに、$\alpha_s=-$ 0.073、 0.067の場合を見ると、上記の場合と比べてα_sの絶対値が少し大きく、かなり弱いが旋回成分が残っているために、$z/D=4$ の断面においてもAの値は上記の場合より大きな値になっている。なお、$\bar{K}=$ 7.01の多孔板では、$\bar{K}$の値が大きいの

で多孔板の上流側において軸速度分布を平坦化する効果が高まるために、下流側1 ～ 2Dの断面においてAの値はかなり小さくなり、十分平坦な軸速度分布が得られている。その後、弱い旋回成分の影響により不均一化がわずかに増し、$z/D=4$ でAの値が少し大きくなっていると考えられる。

5．6　むすび

穴の前縁が比較的鋭く加工された千鳥形多孔板について、流出角係数を実験的に調べた結果、以下のことが明らかになった。

(1)　多孔板の流出角係数は、金網の場合とは全く異なった特性をもち、主に幾何学的形状である厚比によって大きく値が変化する。

(2)　多孔板の流出角係数を、二次元流入の場合と旋回流入の場合とで測定した結果、両者はほぼ比例するが、後者のほうが少し小さな値となる。

(3)　旋回流れを整流するために最適な多孔板の形状は、厚比が 0.7付近のものである。また、その抵抗係数は、開口比を大きくすることにより１以下にすることも可能である。

第６章　多孔板を用いた流れの整流理論

６．１　まえがき

近年、プラントの大型化による配管の大口径化と設備配置の合理化に伴い、絞り流量計に対してJIS Z 8762に定められた直管長さの確保が困難となる場合が多くなり、ときには精度を犠牲にして必要直管長さ以内で測定が行われる場合も少なくない[26]。このため、配管要素下流の偏流や二次流れを消去し、十分発達した管内流れを発生させる整流装置の開発が切望されている[4]。

整流装置に関する実験的研究としては、Sprenkleら[69]、Bluschkeら[30]、そして鳥居ら[71]の報告などがある。これらの整流装置はいずれも穴の配列がほぼ一様な多孔板を用いている。つまり、多孔板面上の抵抗分布はほぼ一様になっている。そのため、偏流や二次流れを伴う流れは、整流装置の下流で均一な軸速度分布となり、その後管摩擦によって発達した管内流れへと移行するまでにはまだかなりの直管長さを必要とする。そこで、板面上不均一な抵抗分布をもつ多孔板によって、発達した管内乱流速度分布をつくることができれば、絞り流量計上流側必要直管長さをさらに短縮することが可能になる。しかし、このような整流装置に関しては１枚の多孔板を用いた明石らの実験的研究[75]を見るにすぎない。したがって、このような整流装置に必要な諸特性を詳しく検討することは、工学上非常に有用であると考えられる。

本章では、ダクトや管路内の流れに対象を限定し、そこを流れる偏流や二次流れ成分をもつ主流を、多孔板を用いて整流する方法について解析的に考察し、整流の基本的考え方や、２、３の応用例について説明する。しかし、本題に入る前に『整流』という言葉の流

体工学的意味について厳密に定義しておく。整流と言う言葉が速度分布を一様にするという意味や、また往々にしてあいまいなままに使われるからである。

本研究において、整流とはつぎの三つの目的を同時に達成するものでなければならない。

(1)　二次流れや旋回速度成分を除去すること。

(2)　整流装置の上流側の流れが、下流側の流れに影響を与えないこと。

(3)　下流側の流れは、目的とする定まった速度分布をもつこと。

なお、目的とする速度分布のなかには、当然一様な速度分布をも含めて考える。

6．2　二次元流れの整流とその考察

ここでは、偏流のみを伴う角ダクト内の流れを、二次元流れとして扱うことにより、多孔板を用いた整流の方法について簡単に説明する。なお、以下の理論的取扱いは、Taylorら[45]の解析をより一般的に発展させたものである。

6.2.1　基礎式と一般解

図 6-1に示すように、流れは二次元で定常、非圧縮、非粘性とし、流路に平行にx'軸、直角にy'軸をとる。x'およびy'方向速度成分をそれぞれV_x'、V_y'、静圧をP'、それらのじょう乱成分をそれぞれv_x'、v_y'、p'とすると、つぎのようになる。

$$V_x' = U + v_x', \quad V_y' = v_y',$$

$$P' = P_0' + p' \qquad (6.1)$$

ただし、Uは平均流速、P_0'は平均静圧で、ともに定数である。

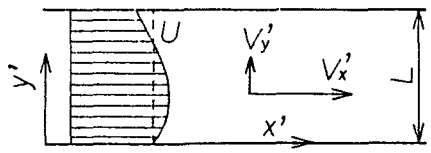


図 6-1　二次元流路と物理量

ここで、V_x'、V_y'をUで、P'をρU^2

で無次元化し、さらにx'、y'座標をともに流路幅Lで無次元化して、オイラーの運動方程式を表すとつぎのようになる。

$$\frac{\partial v_x}{\partial x}+\left(v_x\frac{\partial v_x}{\partial x}+v_y\frac{\partial v_x}{\partial y}\right)=-\frac{\partial p}{\partial x}$$
$$\frac{\partial v_y}{\partial x}+\left(v_x\frac{\partial v_y}{\partial x}+v_y\frac{\partial v_y}{\partial y}\right)=-\frac{\partial p}{\partial y} \tag{6.2}$$

ただし、式中の各量はすべて無次元量で、式 (6.3)で与えられる。

$$v_x=v_x'/U,\quad v_y=v_y'/U,\quad p=p'/\rho U^2,$$
$$P_0=P_0'/\rho U^2,\quad x=x'/L,\quad y=y'/L \tag{6.3}$$

無次元じょう乱速度成分v_x、v_yに対して流れ関数ψを導入し、式 (6.1)のV_x'、V_y'、P'の無次元表示V_x、V_y、Pとともに式 (6.4)に示す。

$$v_x=\frac{\partial \psi}{\partial y},\quad v_y=-\frac{\partial \psi}{\partial x}$$
$$V_x=1+v_x,\quad V_y=v_y,\quad P=P_0+p \tag{6.4}$$

じょう乱速度v_x、v_yは一次の微小量と考え、式 (6.2)左辺の（　）内に示す二次の微小量の項を無視すると、つぎの基礎式が得られる。

$$\frac{\partial v_x}{\partial x}=-\frac{\partial p}{\partial x},\quad \frac{\partial v_y}{\partial x}=-\frac{\partial p}{\partial y} \tag{6.5}$$

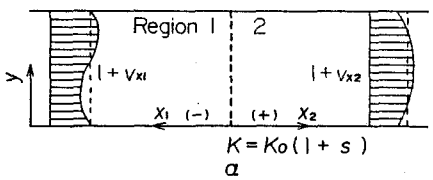


図 6-2　多孔板前後の流れ

ここで扱う流れ場を図 6-2に示す。抵抗係数K、流出角係数αをもつ多孔板が流路に直角に設置されてあり、その上流側を領域１、下流側を領域２と定める。各領域に属するすべての量は、それぞれ添字 1、2 を付して表

す。

領域 i における流れ関数 ψ_i の基礎式は式 (6.5)よりつぎのようになる。

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x_i^2}+\frac{\partial^2}{\partial y^2}\right)\left(\frac{\partial \psi_i}{\partial x_i}\right)=0 \tag{6.6}$$

この式の一般解は次式で与えられる。

$$\left(\frac{\partial \psi_i}{\partial x_i}\right)=\sum_{n=1}^{\infty}\left[a'_{in}\exp(-\lambda_{in}x_i)+b'_{in}\exp(\lambda_{in}x_i)\right] \times(\sin\lambda_{in}y+c'_{in}\cos\lambda_{in}y) \tag{6.7}$$

ただし、a'_{in}、b'_{in}、c'_{in}、λ_{in} は定数である。

y 方向じょう乱速度 $v_{yi}=-(\partial\psi_i/\partial x_i)$ は壁面上、すなわち $y=0$ および $y=1$ において零となることから、式 (6.7)で $c'_{in}=0$ となり、定数 λ_{in} はつぎの条件を満足しなければならない。

$$\sin\lambda_{in}=0 \quad ; \quad \lambda_{in}=n\pi \tag{6.8}$$

したがって、式 (6.7)を積分して ψ_i を求め、さらに式 (6.5)の関係より p_i を定めると、つぎのようになる。

$$\psi_i=\sum_{n=1}^{\infty}\left[a_{in}\exp(-n\pi x_i)+b_{in}\exp(n\pi x_i)\right]\sin n\pi y+f_i(y) \tag{6.9}$$

$$p_i=-\sum_{n=1}^{\infty}n\pi\left[a_{in}\exp(-n\pi x_i)+b_{in}\exp(n\pi x_i)\right]\cos n\pi y$$

これが領域 i における ψ_i と p_i の一般解である。ただし、$f_i(y)$ は y の任意関数である。

6.2.2 多孔板への流入・流出流れ

領域1 ($x_1\leqq 0$) の無限上流 ($x_1\to-\infty$) では、式 (6.9)の各量が有限値でなければな

らないので、$a_{1n}=0$ となる。さらに、上流側のじょう乱の流れ関数$\psi_{1\infty}$が次式のように正弦級数で与えられるものと考える。

$$\psi_{1\infty}=\sum_{n=1}^{\infty} f_{1n}\ \sin\ n\pi y \tag{6.10}$$

ただし、f_{1n} は任意定数である。すると、$x_1\to-\infty$において$\psi_1\to\psi_{1\infty}$ となることから、任意関数f_1（y）は$\psi_{1\infty}$ となることがわかる。これより、領域１における解はつぎのように表される。

$$\begin{aligned}\psi_1&=\sum_{n=1}^{\infty}\left[\ b_{1n}\exp(n\pi x_1)+f_{1n}\ \right]\sin\ n\pi y\\ p_1&=-\sum_{n=1}^{\infty} n\pi\ b_{1n}\exp(n\pi x_1)\ \ \cos n\pi y\end{aligned} \tag{6.11}$$

領域２（$x_2\geqq 0$ ）の無限下流（$x_2\to\infty$）においても、やはり、式（6.9)の各量が有限値でなければならないことから、$b_{2n}=0$ となる。そして、下流側では目的とする速度分布$\psi_{2\infty}$が式(6.12)のように正弦級数で表されているものとする。

$$\psi_{2\infty}=\sum_{n=1}^{\infty} f_{2n}\ \sin\ n\pi y \tag{6.12}$$

したがって、領域２における解はつぎのようになる。

$$\begin{aligned}\psi_2&=\sum_{n=1}^{\infty}\left[\ a_{2n}\exp(-n\pi x_2)+f_{2n}\ \right]\sin\ n\pi y\\ p_2&=-\sum_{n=1}^{\infty} n\pi\ a_{2n}\exp(-n\pi x_2)\ \ \cos n\pi y\end{aligned} \tag{6.13}$$

式(6.10)の$\psi_{1\infty}$、すなわちf_{1n} は上流側の偏流を表すものであり、式(6.12)の$\psi_{2\infty}$、す

なわちf_{2n}は、多孔板による整流の結果下流側に生ずべき速度分布を表している。

6.2.3 多孔板における接続条件

領域１、２における解は、多孔板の位置においてつぎのような関係を満足しなければならない。

連続の条件　：

$$\frac{\partial \phi_2}{\partial y}\Big|_{x_2=0} = \frac{\partial \phi_1}{\partial y}\Big|_{x_1=0} \tag{6.14}$$

流入・流出角条件　：

$$\frac{\partial \phi_2}{\partial x_2}\Big|_{x_2=0} = \alpha \frac{\partial \phi_1}{\partial x_1}\Big|_{x_1=0} \tag{6.15}$$

圧力損失条件　：

$$p_1|_{x_1=0} - p_2|_{x_2=0} = K_0\ v_{x1}|_{x_1=0} + (K_0/2)\, s(y) \tag{6.16}$$

多孔板の抵抗係数はy方向に変化するものと考えているので、Kをつぎのように仮定している[56]。

$$K = K_0\ [1 + s(y)], \quad |s(y)| \ll 1 \tag{6.17}$$

ただし、K_0はKの平均値で、一次微小量$s(y)$はつぎのように正弦級数に展開でき、s_nはその係数とする。

$$\int_0^y s(y)\, dy = \sum_{n=1}^{\infty} s_n \sin n\pi y \tag{6.18}$$

金網の流出角係数αと抵抗係数Kはともに開口比の関数で、そのため、つぎのような関係[46]となり、これらを独立な量として扱うことができない。

$$\alpha = 1.1 / \sqrt{K+1} \tag{6.19}$$

しかし、多孔板のαとKは、4、5章で述べたように、つぎのような関数となる。

$$\alpha = \alpha\ (t/d)\ ,\quad K = K\ (\beta\ ,\ t/d) \tag{6.20}$$

これより明らかなように、αの値は厚比t/dを決めるとある一定値に定まり、さらに開口比βを変化させることにより、Kの値のみを任意に設定することができる。金網と比べて多孔板のこのような特性は、整流装置を設計するうえで非常に大きな利点となっている。

6.2.4 解析結果とその考察

式(6.11)と(6.13)を式(6.14)に代入すれば、つぎの関係が得られる。

$$a_{2n} - b_{1n} + f_{2n} - f_{1n} = 0 \tag{6.21}$$

同じく式(6.15)よりつぎの式が得られる。

$$a_{2n} + \alpha\ b_{1n} = 0 \tag{6.22}$$

そして、式(6.16)より次式を得る。

$$a_{2n} - (K_0 + 1)\ b_{1n} - K_0\ f_{1n} - (K_0/2)\ s_n = 0 \tag{6.23}$$

式(6.21)～(6.23)より、f_{2n}について解くとつぎのような関係となる。

$$f_{2n} = A_2\ f_{1n} - (K_0\ B_2/2)\ s_n \tag{6.24}$$

$$A_2 = \frac{1 - \alpha\ (K_0 - 1)}{1 + K_0 + \alpha}\ ,\quad B_2 = \frac{1 + \alpha}{1 + K_0 + \alpha} \tag{6.25}$$

式(6.24)から明らかなように、下流側の速度分布を決定するf_{2n}は上流側偏流の波数成分f_{1n}と多孔板の抵抗係数分布s_nによって定まる。したがって、f_{2n}が上流側の偏流の影響を受けないようにするためには、$A_2 = 0$とすればよい。式(6.25)からわかるように、

A_2 および B_2 は多孔板の流出角係数 α と平均抵抗係数 K_0 のみによって定まる定数であるから、α と K_0 の値をつぎのような関係を満たすように設定すれば、$A_2 = 0$ となる。

$$K_0 = 1 + 1/\alpha \tag{6.26}$$

このとき、下流側速度分布の波数成分 f_{2n} は、式(6.24)からつぎのようになる。

$$f_{2n} = -\left(\frac{K_0 B_2}{2}\right) s_n = -\frac{1}{2} s_n \tag{6.27}$$

これより、f_{2n} は多孔板の抵抗係数分布 s_n のみによって定まることになる。それゆえに、s_n は目的とする速度分布 $\phi_{2\infty}$ とつぎのような関係をもっていなければならない。

$$\begin{aligned} s_n &= -\left(\frac{4}{K_0 B_2}\right) \int_0^1 \phi_{2\infty} \sin n\pi y \, dy \\ &= -4 \int_0^1 \phi_{2\infty} \sin n\pi y \, dy \end{aligned} \tag{6.28}$$

この s_n を用いると、多孔板の抵抗係数分布はつぎのように定まる。

$$K / K_0 = 1 + \sum_{n=1}^{\infty} n\pi s_n \cos n\pi y \tag{6.29}$$

以上のようにして、整流に最適な多孔板の形状は、式(6.26)、(6.28)、(6.29)を同時に満たすものであることがわかる。

6.2.5 応用例

ここでは、上述の二次元偏流の整流について、具体的に解説する。まず、流れを整流してつぎのような速度分布 $V_{x2\infty}$ を発生させることを考える。

$$V_{x2\infty} = 1 + v_{x2\infty} \tag{6.30}$$

この式において、$v_{x2\infty}$ は既知の一次の微小量で、式(6.12)の $\phi_{2\infty}$ によって、つぎのように与えられているものとする。

$$v_{x2\infty} = \frac{d\phi_{2\infty}(y)}{dy} = \sum_{n=1}^{\infty} n\pi f_{2n} \cos n\pi y \qquad (6.31)$$

この速度分布$v_{x2\infty}$を生ずるために必要な多孔板の抵抗係数分布は、式(6.29)、(6.28)よりつぎのようになる。

$$K/K_0 = 1 + \sum_{n=1}^{\infty} n\pi s_n \cos n\pi y$$

$$= 1 - 4\sum_{n=1}^{\infty} n\pi \int_0^1 \phi_{2\infty}(z) \sin n\pi z \, dz \cos n\pi y \qquad (6.32)$$

右辺の積分は式(6.12)を代入して計算すると、つぎのようになる。

$$\int_0^1 \phi_{2\infty}(z) \sin n\pi z \, dz = \sum_{m=1}^{\infty} f_{2m} \int_0^1 \sin m\pi z \sin n\pi z \, dz$$

$$= \frac{1}{2} f_{2n}$$

したがって、式(6.32)はつぎのように表される。

$$K/K_0 = 1 - 2\sum_{n=1}^{\infty} n\pi f_{2n} \cos n\pi y$$

$$= 1 - 2\, v_{x2\infty} = 3 - 2\, V_{x2\infty} \qquad (6.33)$$

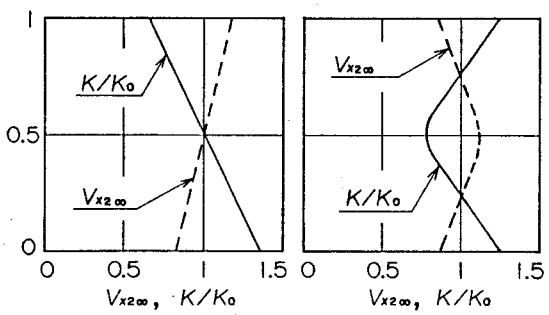


図 6-3 二次元偏流の整流の例

この式から明らかなように、目的とする軸速度分布$V_{x2\infty}$が与えられると、多孔板の抵抗係数分布K/K_0を簡単に求めることができる。図 6-3にその例を示す。

つぎに、多孔板の設計法について簡単に説明する。多孔板の厚比

を適当に選定し、図 5-3を参照して流出角係数αを読み取る。このαの値を式(6.26)に代入し、K_0の値を定める。与えられた$V_{x2\infty}$の分布とK_0の値を式(6.33)に代入して、Kの分布を計算する。Kの分布が求まれば、多孔板の抵抗公式 (4.7)を用いることにより、開口比βの分布を逆算できる。

開口比βの分布を与える場合、多孔板の穴径dを変えるのではなく穴のピッチを変化させなければならない。そうでなければ、多孔板の厚比t/dを一定に保つことが困難になる。また、穴径dの値はできるだけ小さい方が、滑らかな速度分布$V_{x2\infty}$が得られるので、実用上可能な限り小さくすることが好ましい。

6．3　軸対称旋回流れの整流とその考察

本節では、軸対称旋回流れを整流して下流側に十分発達した管内乱流速度分布を生ずる整流装置について、理論的に詳しく検討する。旋回流れを上流側の流れとして解析を行う理由は、それが各種配管要素下流によく発生し[76]～[78]、絞り流量計の測定精度に大きく影響を与える[36],[37]ので最も長い上流側直管長さを必要とするからである。整流装置の形態は、複数の多孔板で構成されるものを考える。流れの解析には作動円板理論を用い、作動円板における流れの接続条件として、4、5章で述べた多孔板の抵抗特性を利用する。そして、2種類の多孔板を組合せた整流装置が最適な性能をもつことを示し、それを試作して実験を行い、十分実用に供し得ることを明らかにする。

6.3.1　基礎式と一般解

ここで扱う整流装置前後の流れは定常、非圧縮、非粘性の円管内軸対称旋回流れである。径、周、軸方向速度成分をそれぞれV_r'、V_θ'、V_z'、静圧をP'とし、それらが剛体回

転一様流とそれからのじょう乱成分v_r'、v_θ'、v_z'、p'の和として式(6.34)のように表す。

$$V_r' = v_r', \qquad V_\theta' = \omega r' + v_\theta',$$
$$V_z' = U + v_z', \qquad P' = P_0' + p' \tag{6.34}$$

ただし、Uは管内平均流速、ωは剛体回転角速度、P_0'は平均静圧で、ともに定数である。また、r'は径方向座標である。ここで、V_r'、V_θ'、V_z'をUで、P'をρU^2で無次元化し、さらに径、軸方向座標r'、z'をともに管半径Rで無次元化して、オイラーの運動方程式を表すとつぎのようになる。

$$\begin{aligned}
&(\partial v_r/\partial z) - \Omega^2 r - 2\Omega v_\theta + [v_r(\partial v_r/\partial r) + v_z(\partial v_r/\partial r) \\
&\qquad - v_\theta^2/r] = -(\partial p/\partial r), \\
&(\partial v_\theta/\partial z) + 2\Omega v_r + [v_r(\partial v_\theta/\partial r) + v_z(\partial v_\theta/\partial z) \\
&\qquad v_r v_\theta/r] = 0, \\
&(\partial v_z/\partial z) + [v_r(\partial v_z/\partial r) + v_z(\partial v_z/\partial z)] \\
&\qquad = -(\partial p/\partial z)
\end{aligned} \tag{6.35}$$

ただし、式中のv_r、v_θ、v_zはそれぞれ径、周、軸方向の無次元じょう乱速度であり、pは無次元じょう乱静圧、Ωは無次元角速度で、ともに式(6.36)で与えられる。

$$v_r = v_r'/U, \quad v_\theta = v_\theta'/U, \quad v_z = v_z'/U,$$
$$p = p'/\rho U^2, \quad \Omega = \omega R/U \tag{6.36}$$

じょう乱速度成分に対して流れ関数ψと循環関数γを導入し、無次元の径、周、軸方向速度V_r、V_θ、V_z、静圧Pとともに式(6.37)に示す。

$$\begin{aligned}
&v_r = -(1/r)(\partial\psi/\partial z), \quad v_z = (1/r)(\partial\psi/\partial r), \\
&v_\theta = \gamma/r, \\
&V_r = v_r, \quad V_z = 1 + v_z, \\
&V_\theta = \Omega r + v_\theta, \quad P = P_0 + p
\end{aligned} \tag{6.37}$$

ここで、じょう乱速度v_r、v_θ、v_zは一次の微小量と考え、式(6.35)中の［　］内に示す二次の微小量の項を無視すると、つぎの基礎式が得られる。

$$(1/r)(\partial^2\psi/\partial z^2) + \Omega^2 r + 2\Omega v/r = \partial p/\partial r \tag{6.38}$$

$$\partial(v - 2\Omega\psi)/\partial z = 0 \tag{6.39}$$

$$\partial[p + (1/r)(\partial\psi/\partial r)]/\partial z = 0 \tag{6.40}$$

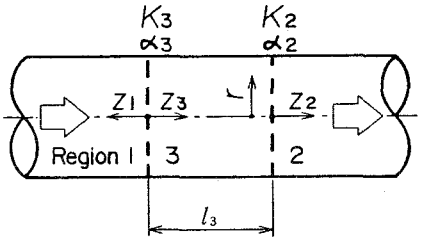


図 6-4　整流装置前後の流れ場

ここで扱う流れ場の一例として、多孔板を２枚組合せた整流装置の場合を図 6-4に示す。多孔板で区切られた各領域は、整流装置の上流側を１、下流側を２、多孔板の間を３と定める。各領域１、２、３に属するすべての量は、それぞれ添字１、２、３を付して表し、各多孔板の抵抗係数Kと流出角係数αは、それぞれその下流の領域の添字を付して区別する。

領域iにおける流れ関数ψ_iの基礎方程式を式(6.38)～(6.40)より導くと、つぎのようになる。

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial z_i^2} + \frac{\partial^2}{\partial r^2} - \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r} + 4\Omega_i^2\right)\frac{\partial\psi_i}{\partial z_i} = 0 \tag{6.41}$$

この式の一般解は式(6.42)で与えられる。

$$\frac{\partial\psi_i}{\partial z_i} = \sum_{n=1}^{\infty} r\left[a'_{in}\exp(-\lambda_{in} z_i) + b'_{in}\exp(\lambda_{in} z_i)\right] \times \left[J_1(k_n r) + c'_{in} N_1(k_n r)\right] \tag{6.42}$$

ただし、$J_1(k_n r)$、$N_1(k_n r)$はそれぞれ一次の第１種および第２種円筒関数であり、a'_{in}、b'_{in}、c'_{in}、λ_{in}、k_nは定数で、λ_{in}とk_nの関係を次式に示す。

$$\lambda_{in} = \sqrt{k_n^2 - 4\Omega_i^2} \tag{6.43}$$

径方向じょう乱速度$v_{ri}=-(1/r)(\partial\phi_i/\partial z_i)$は、管軸（$r=0$）および管壁（$r=1$）で0となることから、式(6.42)において$c'_{in}=0$となり、定数$k_n$はつぎのような条件を満足しなければならない。

$$J_1(k_n)=0 \quad (k_1<k_2<\cdots<k_n<\cdots) \tag{6.44}$$

すなわち、k_nは一次の第１種円筒関数の零点である。

このようにして求まった$\partial\phi_i/\partial z_i$を積分して$\phi_i$を定め、さらに式(6.39)、(6.40)に代入して求められたγ_i、p_iを下式に示す。

$$\begin{aligned}
&\phi_i \equiv \sum_{n=1}^{\infty} r\,[\,a_{in}\exp(-\lambda_{in}z_i)+b_{in}\exp(\lambda_{in}z_i)\,]\,J_1(k_n)\\
&\phi_i=\phi_i+r f_i(r)\\
&\gamma_i=2\Omega_i\phi_i+r g_i(r)\\
&p_i=(1/r)(\partial/\partial r)\,[\,r h_i(r)-\phi_i]
\end{aligned} \tag{6.45}$$

ただし、a_{in}、b_{in}は定数であり、$f_i(r)$、$g_i(r)$、$h_i(r)$はrの任意関数である。なお、$r=0$においてv_{zi}、p_iが有限値をもち、$v_{\theta i}$が零となるためには、ϕ_i、γ_i、p_iの右辺の任意関数は$r=0$で２位以上の零点をもたなければならないので、便宜上それらを$r f_i(r)$、$r g_i(r)$、$r h_i(r)$のように表してある。

さて、任意関数$f_i(r)$、$g_i(r)$、$h_i(r)$は一般につぎのようにフーリエ・ベッセル展開できる。

$$\begin{aligned}
&f_i(r)=\sum_{n=1}^{\infty} f_{in}J_1(k_n r), \quad g_i(r)=\sum_{n=1}^{\infty} g_{in}J_1(k_n r),\\
&h_i(r)=\sum_{n=1}^{\infty} h_{in}J_1(k_n r)
\end{aligned} \tag{6.46}$$

したがって、式(6.45)、(6.46)より、領域 i におけるじょう乱の流れ関数、循環関数、静圧は次式のようになる。

$$\psi_i = \sum_{n=1}^{N} \left[a_{in}\exp(-\lambda_{in} z_i) + b_{in}\exp(\lambda_{in} z_i) + f_{in} \right] \times r J_1(k_n r)$$

$$\gamma_i = \sum_{n=1}^{N} \left\{ 2\Omega_i \left[a_{in}\exp(-\lambda_{in} z_i) + b_{in}\exp(\lambda_{in} z_i) \right] + g_{in} \right\} \times r J_1(k_n r) \qquad (6.47)$$

$$p_i = \sum_{n=1}^{N} \left[-a_{in}\exp(-\lambda_{in} z_i) - b_{in}\exp(\lambda_{in} z_i) + h_{in} \right] \times k_n J_0(k_n r)$$

この式の右辺は厳密には無限級数でなければならないが、本報では項数Nが20、30、40の場合について計算し、$N=20$で実用上十分な精度が得られることがわかった。なお、任意定数f_{in}、g_{in}、h_{in}のうち、h_{in}とg_{in}は互いに独立ではなく、旋回成分と半径方向の静圧分布との平衡を表す式(6.38)によって、つぎのように関係づけられている。

$$h_{in} = -(2\Omega_i / k_n^2)\, g_{in} - 2\Omega_i^2 / [k_n^3 J_2(k_n)] \qquad (6.48)$$

また、定数a_{in}、b_{in}は、多孔板がじょう乱の各波数成分に与える影響の大きさを表し、λ_{in}はそれらの軸方向への減衰特性を意味している。それゆえ、式(6.43)からわかるように、旋回成分Ω_iが大きい程λ_{in}は小さくなり、多孔板の影響がより遠方まで及ぶことになる。

6.3.2 整流装置への流入・流出流れ

領域1（$z_1 \leqq 0$）の無限上流（$z_1 \to -\infty$）では、式(6.47)の各量が有限値でなければならないので、$a_{1n} = 0$となる。さらに、流れ関数、循環関数が整流装置への流入条件とし

て$\psi_{1\infty}$、$\gamma_{1\infty}$で与えられ、式(6.47)はつぎのようになる。

$$\psi_{1\infty}/r=\sum_{n=1}^{N} f_{1n}\ J_1(k_n r)$$
$$\gamma_{1\infty}/r=\sum_{n=1}^{N} g_{1n}\ J_1(k_n r) \qquad (6.49)$$

すなわち、f_{1n}、g_{1n}はそれぞれ$\psi_{1\infty}/r$、$\gamma_{1\infty}/r$に関するフーリエ・ベッセル級数の係数である。なお、Ω_1は流入条件として与えられ、h_{1n}は式(6.48)により既知であるので、未知定数はb_{1n}のみとなる。

整流装置下流の領域2($0\leqq z_2$)では、無限下流($z_2\to\infty$)においてやはり式(6.47)の各量が有限値でなければならないので、$b_{2n}=0$となる。そして流れが整流されて、旋回成分のない十分発達した管内乱流速度分布$\psi_{2\infty}$が生ずるためには、定数f_{2n}、g_{2n}、h_{2n}、Ω_2がつぎに示す流出条件を満足する必要がある。

$$\psi_{2\infty}/r=\sum_{n=1}^{N} f_{2n}\ J_1(k_n r),\quad g_{2n}=h_{2n}=\Omega_2=0 \qquad (6.50)$$

6.3.3 多孔板における接続条件

ここでは、多孔板の穴径とそのピッチが流れに影響を与えない程度に十分小さいと仮定する。そして、多孔板を作動円板とみなすと、その前後の領域の諸量は以下に示す三つの条件によって接続することができる。なお、便宜上ここでは多孔板の直前および直後の各物理量に、それぞれ添字u、dを付して表す。

連続の条件　：

$$\partial\psi_u/\partial r=\partial\psi_d/\partial r \qquad (6.51)$$

流入・流出角条件　：

$$\Omega_d = \alpha\,\Omega_u \tag{6.52}$$

$$\gamma_d = \alpha\,\gamma_u \tag{6.53}$$

$$\partial\phi_d/\partial z = \alpha\ (\ \partial\phi_u/\partial z\ ) \tag{6.54}$$

6.2.3　で述べたように、金網の流出角係数αと抵抗係数Kはともに開口比の関数で、そのため$\alpha = 1.1/\sqrt{K+1}$のような関係となり、これらを独立な量として扱うことができない。しかし、多孔板のαとKは、式(6.20)のような関数となる。αの値は厚比t/dを決めるとある一定値に定まり、さらにその厚比の多孔板において開口比βを変化させることにより、Kの値を任意に設定することができる。金網と比べて多孔板のこのような特性は、整流装置を設計するうえで非常に大きな利点となっている。

多孔板の圧力損失条件としては、式(6.55)に示す抵抗の定義式を用いる。

$$P_u - P_d = K\,V_{zu}^2/2 \tag{6.55}$$

抵抗係数Kの値が多孔板面上で半径方向に変化している、すなわち不均一な抵抗係数の場合には、Kはつぎのように表される[56]。

$$K = K_0\ [\ 1+s\ (r)\ ],\quad |\ s\ (r)\ | \ll 1 \tag{6.56}$$

ただし、K_0はKの平均値で、一次微小量$s\ (r)$は次式のようにフーリェ・ベッセル展開でき、s_nはその係数とする。

$$\frac{1}{r}\int_0^r r\ s\ (r)\ \mathrm{d}r = \sum_{n=1}^{N} s_n J_1\ (k_n r) \tag{6.57}$$

式(6.55)に式(6.37)の諸量を代入し、一次微小量v_zあるいはsの二次以上の項を無視して、さらにじょう乱のない平均流れに適用した式(6.55)を減ずることにより、次式が得ら

れる。

圧力損失条件　：

均一な抵抗係数の場合　；

$$p_u = p_d + (K/\gamma)(\partial \psi_u / \partial \gamma) \tag{6.58}$$

不均一な抵抗係数の場合　；

$$p_u = p_d + (K_0/\gamma)(\partial \psi_u / \partial \gamma) + K_0 \, s(\gamma)/2 \tag{6.59}$$

旋回成分がなく微小じょう乱のみがある流れが多孔板を通過する場合には、個々の流線において式(6.55)あるいは式(6.58)、(6.59)の関係がほぼ成立すると考えられる。しかし、多孔板前後で流れが大きく変化するときには、式中のKの値は式(6.20)で与えられる値よりも大きくなると思われる。たとえば、流れが整流格子に斜めに流入するときの全圧損失係数は、流入角が大きくなると急激に増加する[84]。それゆえに、旋回成分を消滅させる多孔板（$\alpha = 0$）では、それに流入する流れの旋回成分が強いほど、Kの値をより大きく見積らなければならない。しかし、後述のごとく、整流装置では$\alpha = 0$ とする多孔板の抵抗係数Kの増加は、下流側軸速度分布に対する上流側じょう乱の影響を低減させるという好ましい効果を生ずる。したがって、式(6.20)で与えられるKの値を式(6.58)、(6.59)に用いると、実際よりも厳しい条件で整流装置を解析することになる。それゆえ、その結果得られた最適な整流装置を用いて実際に旋回流れを整流した場合、下流側に現われる上流側じょう乱の影響は、解析的に予測された程度よりもさらに小さくなる可能性がある。

以上より、多孔板の直前および直後の物理量を接続する関係式は、式(6.51)～(6.54)と式(6.58)または式(6.59)の合計五つの式である。

6.3.4　1枚の多孔板による整流

ベンド、収縮・拡大管、弁、分岐・合流管などの配管要素下流の流れ模様は種々異なった様相を示し、さらにそれらは流量によっても変化し、ときには旋回成分を伴うこともある。したがって、このような流れを整流するためには、6．1で述べたように、多孔板の抵抗特性を利用してつぎの三つの問題を解決しなければならない。

(1)　旋回成分を消去する。

(2)　上流側の流れが下流側の流れに影響を与えない。

(3)　下流側の流れは、十分発達した管内乱流速度分布をもつ。

これら三つの問題を解決する方法を模索することによって、最適な整流装置を見いだすことができる。

まず、ここでは1枚の多孔板による整流について考える。この多孔板は流出角係数α_2と不均一な抵抗係数$K_2 = K_0 (1+s)$をもつものとする。多孔板前後の領域1と2の諸量を$z_1 = z_2 = 0$における五つの接続条件式によって関係づけ、下流側の旋回成分Ω_2、g_{2n}について表すとつぎのようになる。

$$\Omega_2 = \alpha_2 \Omega_1,$$
$$g_{2n} = \alpha_2 [g_{1n} + 2\Omega_1 (f_{2n} - f_{1n})] \tag{6.60}$$

この式より、Ω_2、g_{2n}をともに零とするためには、多孔板の流出角係数α_2を零とする必要がある。$\alpha_2 = 0$の場合、下流側軸速度分布の各波数成分f_{2n}はつぎのように表される。

$$f_{2n} = -\frac{K_0}{2(K_0+1)} \left[s_n - \left(\frac{2}{K_0} \right) (f_{1n} + h_{1n}) \right] \tag{6.61}$$

この式から明らかなように、f_{2n}は上流側じょう乱の波数成分（$f_{1n} + h_{1n}$）と多孔板の抵抗係数分布s_nによって定まる。したがって、f_{2n}が上流側じょう乱の影響を受けない

ようにするためには、多孔板の平均抵抗係数K_0を無限大にしなければならない。しかし、実用上からはK_0ができるだけ小さくなることが望ましい。それゆえ、１枚の多孔板による整流では上流側の流れの影響を排除することができず、十分な性能が得られないことがわかる。

流入する流れに旋回成分がなく、軸対称じょう乱のみがある場合を考える。このとき、$\Omega_1 = g_{1n} = 0$ であるので、式(6.60)からわかるように、α_2 の値と無関係に下流側でも旋回成分はなく、$\Omega_2 = g_{2n} = h_{2n} = 0$ となり、f_{2n} はつぎのようになる。

$$f_{2n} = -(K_0 B_2 / 2) s_n + A_2 f_{1n} \tag{6.62}$$

ここで、定数B_2、A_2 は多孔板に固有の量で、次式で与えられる。

$$B_2 = \frac{1 + \alpha_2}{1 + K_0 + \alpha_2}, \quad A_2 = \frac{1 - \alpha_2 (K_0 - 1)}{1 + K_0 + \alpha_2} \tag{6.63}$$

したがって、A_2 が零となるようにK_0 とα_2 の組合せを選べば、式(6.62)は式(6.64)のようになり、f_{2n} はs_n のみで決まることになる。

$$f_{2n} = -(K_0 B_2 / 2) s_n \tag{6.64}$$

このとき、s_n がつぎのように定められていれば、f_{2n} は流出条件(6.50)を満足するようになる。

$$s_n = -\frac{4}{K_0 B_2 [J_2(k_n)]^2} \int_0^1 J_1(k_n r) \phi_{2\infty} \, dr \tag{6.65}$$

以上の考察から考えると、１枚の不均一多孔板を用いた整流装置は、旋回成分のない場合には下流側に十分発達した管内流れを生成することができるが、旋回を伴う流れに対しては整流効果が期待できないことになる。それゆえに、はん用性のある整流装置を１枚の多孔板によって作ることは不可能である。

6.3.5　2枚の多孔板による整流

1枚の多孔板で旋回流れを整流できない理由は、旋回成分を除去する機能（$\alpha_2 = 0$）と上流側じょう乱の影響を消去する機能（$A_2 = 0$）とが、1枚の多孔板で同時に成立たないからである。そこで、これら二つの機能を分離し、上流側の多孔板によって旋回成分を除去することを考える。

整流装置として、均一な抵抗係数K_3と流出角係数α_3 (=0)をもつ多孔板と、その下流に距離l_3を隔ててて$K_2 = K_0(1-s)$とα_2をもつ多孔板を設置する。以後、前者を旋回除去用多孔板、後者を速度分布用多孔板と呼ぶ。この場合、整流装置下流の流れを決める量はつぎのようになる。

$$\Omega_2 = g_{2n} = h_{2n} = 0 \quad (\because \quad \alpha_3 = 0) \tag{6.66}$$

$$f_{2n} = E_n \left[s_n + \delta_n \left(f_{1n} + h_{1n} \right) \right] \tag{6.67}$$

$$E_n = -\frac{K_0}{2} \cdot \frac{B_{2n} - C_n / \cosh(\lambda_{3n} l_3)}{1 + K_0 C_n / \cosh(\lambda_{3n} l_3)} ,$$

$$\delta_n = \frac{-2A_{2n} / K_0}{B_{2n} - C_n / \cosh(\lambda_{3n} l_3)} \times \frac{1 - K_0 C_n / \cosh(\lambda_{3n} l_3)}{1 + K_3 - K_3 (K_0 - 1 + A_{2n}) / K_0 \cosh(\lambda_{3n} l_3)} ,$$

$$A_{2n} = \frac{1 - \alpha_2 (K_0 - 1) \tanh(\lambda_{3n} l_3)}{1 + K_0 + \alpha_2 \tanh(\lambda_{3n} l_3)} ,$$

$$B_{2n} = \frac{1 + \alpha_2 \tanh(\lambda_{3n} l_3)}{1 + K_0 + \alpha_2 \tanh(\lambda_{3n} l_3)} ,$$

$$C_n = \frac{K_3 / (K_3 + 1)}{1 + K_0 + \alpha_2 \tanh(\lambda_{3n} l_3)} \tag{6.68}$$

式(6.66)に示すように、下流側の旋回成分は旋回除去用多孔板によって零となっている。下流側の軸速度分布f_{2n}が上流側じょう乱の影響を受けないためには、式(6.67)において

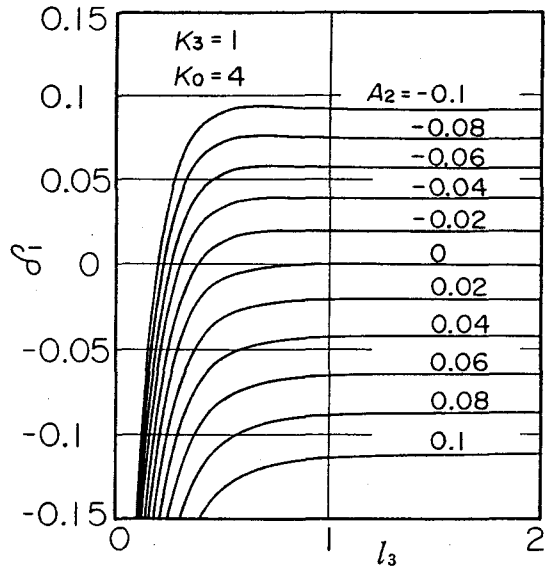


図 6-5　整流装置の性能に及ぼす板間隔の影響

δ_n を常に零とする必要がある。ところが、式(6.68)からわかるように δ_n 、E_n は K_0 と α_2 および K_3 のほかに、積 $\lambda_{3n}\ l_3$ の関数である。このうち、領域3におけるじょう乱の軸方向への減衰の大きさを表す λ_{3n} は、$\Omega_3 = \alpha_3\ \Omega_1 = 0$ となるので、式(6.43)より k_n に等しくなる。k_n の値は $n=1$ のときに最も小さくなり、それゆえ多孔板で生じたじょう乱のうち、$n=1$ の成分が最も減衰しにくく、その影響が遠くまで及ぶことになる。したがって、これが十分減衰しない範囲に多孔板を接近して設置することは許されず、多孔板間距離 l_3 には最小値がある。

図 6-5は $n=1$ の波数成分に対する δ_1 を計算した例である。これによると、l_3 をほぼ1以上にすれば δ_1 は一定値に収束している。したがって、多孔板に生ずるじょう乱が十分減衰し、互いに影響を与えなくなる最適な設置距離として、本報では以後 $l_3=2$ を採用することにする。

いま、この最適距離を式(6.67)に適用すれば、次式が得られる。

$$f_{2n} = -\left(\frac{K_0\ B_2}{2}\right)\left[\ s_n + \delta\ (f_{1n} + h_{1n})\ \right] \qquad (6.69)$$

ただし、δは多孔板に固有の定数で、つぎのように表される。

$$\delta = -\frac{2A_2}{(1+K_3)\,K_0\,B_2} \tag{6.70}$$

上流側じょう乱の影響を表すδを零とするためには、$A_2=0$とする必要がある。したがって、下流側の速度分布用多孔板に対し$A_2=0$とすると、式(6.69)の関係は式(6.64)と同じになり、f_{2n}はs_nのみの関数となる。そして、s_nを式(6.65)によって与えると、f_{2n}は流出条件(6.50)を満足するようになる。

以上の考察から明らかなように、旋回除去用多孔板は$\alpha_3=0$の特性をもち、速度分布用多孔板は$A_2=0$と式(6.65)の特性をもたなければならない。そして、距離$l_3=2$だけそれらを離して設置したものが、最適な性能をもつ整流装置となる。なお、速度分布用多孔板は、6.3.4で述べた旋回のない流れを整流できる多孔板と全く同じ特性であり、それゆえ旋回のない場合には、速度分布用多孔板単独でも使用できることがわかる。

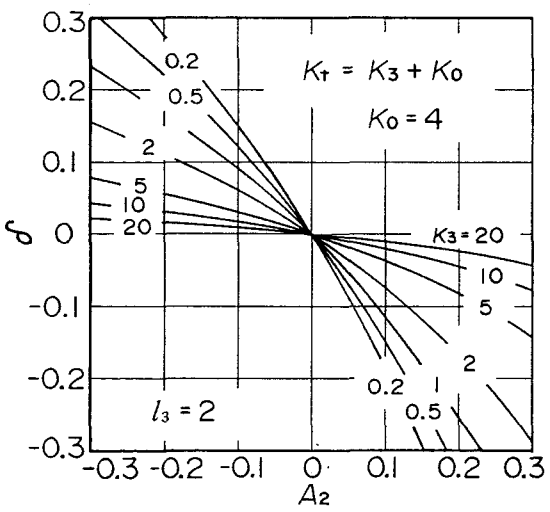


図 6-6　δに及ぼすA_2の影響とK_3の効果

さて、実際にこの整流装置を製作する場合、A_2を正確に零とすることは容易でなく、δは小さな値をもちうる。このとき、δの値に比例して上流側じょう乱の影響が下流側速度分布に現れ、整流装置の性能が低下する。しかし、式

(6.70)からわかるように、K_3 を大きくとることによってこの影響を小さくでき、この効果を示したのが図 6-6である。これより、旋回除去用多孔板の抵抗係数K_3 の値は、実用上許される範囲内で大きくとる方がよく、抵抗の小さいハニカムなどはあまり有効でないことがわかる。また、使用中の目づまりなどは抵抗を増加させ、そのため $|A_2|$ の値が零からずれたとしても、K_3 も大きくなるので $|\delta|$ の増加は抑制され、長期にわたって比較的性能が安定しやすいと考えられる。

6．4　実用整流装置の性能

前節の考察から、最適な整流装置は旋回除去用多孔板（Straightener）と速度分布用多孔板（Velocity profile generator）を、管径Dだけ離して設置したものであることがわかった。しかし、理論的に導かれたこれらの多孔板は、穴径とピッチが無限に小さいものと仮定されている。したがって、有限の大きさの穴をもつ実用的な多孔板によって、これらを近似する方法を検討しなければならない。さらに、このようにして設計された整流装置が、目標とする軸速度分布$V_{z2\infty}$ をどの程度実現できるかをも調べる必要があろう。

6.4.1　整流装置の設計

表 6-1　旋回除去用多孔板の形状と特性

	Straightener
β	0.75
t/d	5/7
K_3	1
α_3	0

旋回除去用多孔板は流出角係数α_3（$=0$）と抵抗係数K_3 がともに一定値であればよく、実際にこのような特性の多孔板を作るのは容易である。ここでは、表 6-1に示すような仕様のものを試作し実験に供した。

速度分布用多孔板の抵抗係数K_2 は、下流側の$\psi_{2\infty}$ が与えられると式(6.65)によって計算でき、半径方向に連

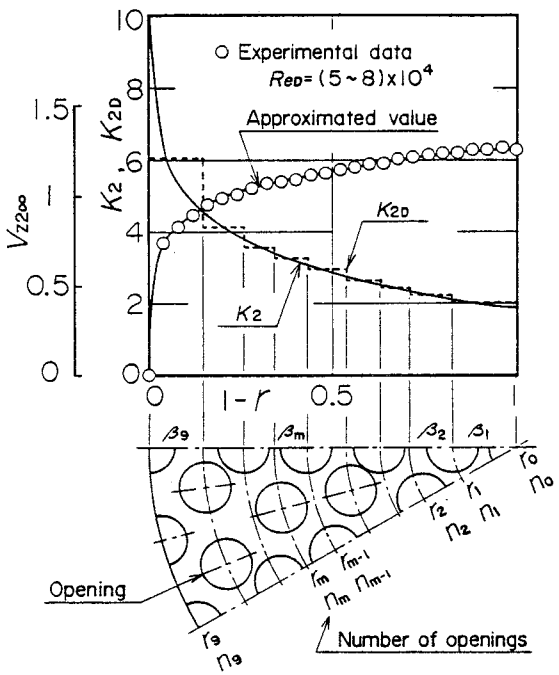


図 6-7　速度分布用多孔板の設計

続な関数である。そこで、K_2 分布を有限の大きさの穴をもつ実用的な多孔板の抵抗係数分布 K_{2D} によって、近似する必要がある。以下にその手順を説明する。

図 6-7に十分発達した管内乱流速度分布 $V_{z2\infty}$ の実測値を示す。これをフーリエ・ベッセル展開で近似して $\phi_{2\infty}$ を定め、式(6.65)の関係を用いて s_n を求めると、式(6.57)、(6.56)より速度分布用多孔板の抵抗係数 K_2 を計算することができる。図中の実線 K_2 はこうして得られたものである。ただし、平均の抵抗係数 K_0 は 4、α_2 は 0.4（多孔板の厚比 $t/d = 2.5/7$）と設定し、$A_2 = -0.04$ となっている。なお、$K_3 = 1$ であるので、式(6.70)の δ の値は 0.036となっている。

さて、多孔板の開口比 β と抵抗係数 K の関係は、厚比 t/d が 2.5/7の場合、式 (4.5)よりつぎのように与えられる。

$$K = 0.041\left(\frac{1}{C_c\beta}\right)^2 + \left(\frac{1}{C_c\beta}-1\right)^2 - 0.317\left(\frac{1}{\beta}-1\right)\frac{1-C_c}{C_c\beta},$$
$$C_c = 0.61375 + 0.13318\beta - 0.26095\beta^2 + 0.51146\beta^3 \qquad (6.71)$$

この関係は、多孔板面上で局部的に区切られた基本面積要素において定義される β と K の

表 6-2　速度分布用多孔板の寸法

r_m	n_m	β_m	K_{2D}
0	1	-----	----
0.176	6	0.590	2.03
0.288	6	0.575	2.26
0.368	6	0.565	2.43
0.463	12	0.556	2.59
0.568	12	0.541	2.88
0.660	12	0.522	3.30
0.742	12	0.512	3.53
0.854	24	0.489	4.13
1.0	24	0.434	6.12

Remark ;　d/R=7/50
K_0=4, α_2=0.4 (t/d=2.5/7)
A_2=-0.04

間にも適用できると仮定する。実用の速度分布用多孔板の抵抗係数K_{2D}は軸対称分布であるから、図 6-7の下に示すような穴の分布を考え、基本面積要素として半径r_{m-1}とr_mに囲まれた環状部をとる。その部分の開口比β_mを式(6.71)のβに代入すれば、対応する抵抗係数K_{2D}の値を計算することができる。K_{2D}の分布は図 6-7中に破線で示す不連続な階段関数で表され、各区間でK_2の平均値に一致するように、r_mが決定されている。このようにして計算された速度分布用多孔板の詳細な寸法・形状を表 6-2に示す。

6.4.2　整流装置の性能予測

以上のようにして設計された整流装置が、目標の軸速度分布$V_{z2\infty}$をどの程度実現できるかを、解析的に検討してみる。そのために、K_{2D}についても式(6.56)と同様な形式に、$K_{2D}=K_0\ [\ 1+S_D(r)\ ]$と表し、さらに、$S_D(r)$についても式(6.57)と同じくフーリエ・ベッセル展開し、$(1/r)\int_0^r r\,S_D\,dr=\sum_{n=1}^{N}S_{Dn}\,J_1(k_n r)$と表す。上述の$K_{2D}$と$K_2$の関係を考慮すると、係数$S_{Dn}$は$S_n$よってつぎのように表される。

$$S_{Dn}=\frac{2}{k_n\,[\,J_2(k_n)\,]^2}\sum_{m=1}^{9}\sum_{j=1}^{N}\frac{S_j}{(r_m^2-r_{m-1}^2)}\{r_m r_{m-1}\,[\,r_{m-1}J_1(k_j r_m)-r_m J_1(k_j r_{m-1})\,]\,[\,J_0(k_n r_m)-J_0(k_n r_{m-1})\,]+[\,r_m J_1(k_j r_m)-r_{m-1}J_1(k_j r_{m-1})\,]\,[\,r_m^2 J_2(k_n r_m)-r_{m-1}^2 J_2(k_n r_{m-1})\,]\} \qquad (6.72)$$

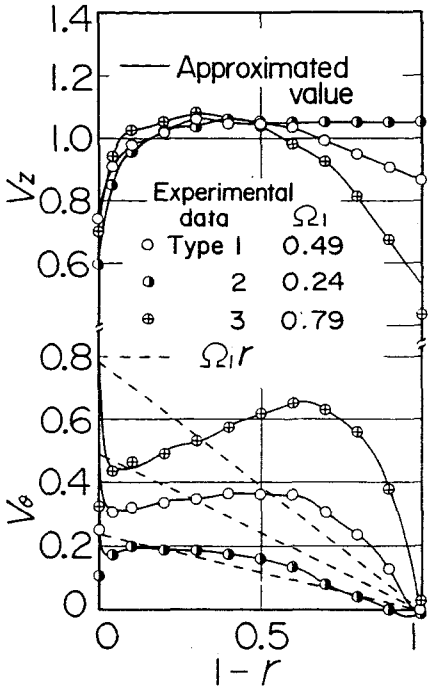


図 6-8 計算に用いた流入条件

実用の整流装置下流の軸速度分布は、この s_{Dn} を式(6.69)の s_n に代入することによって計算できる。計算に際して、整流装置への流入条件は3種類の旋回強さ Ω_1 をもつ発達した円管内旋回流れを用いた。それらの軸・周速度分布を図 6-8に示す。Type1は Ω_1=0.49で、Type2はそれよりも Ω_1 が小さく軸速度分布がほぼ平坦で、Type3は逆に Ω_1=0.79 で旋回成分がかなり強く、軸速度は管中心部で極端に小さくなっている。

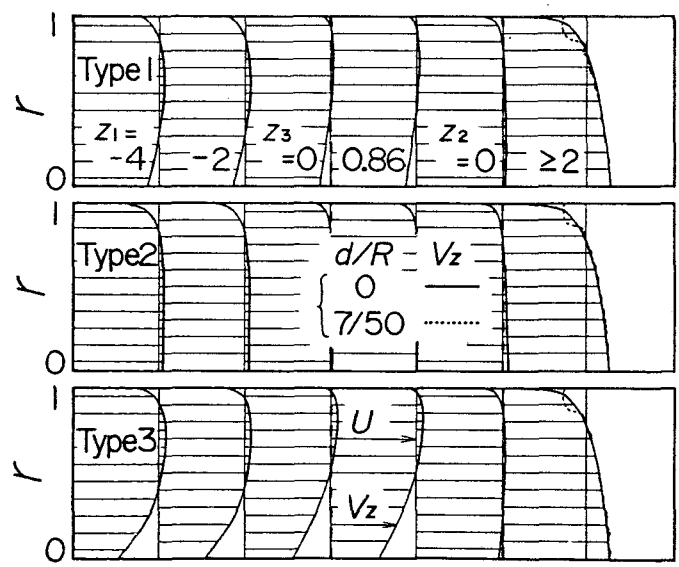


図 6-9 計算による整流装置前後の軸速度分布

これらの流れを整流装置に流入させ、その前後の軸速度分布について、計算した結果を図 6-9に示す。実線は K_2 をもつ理想的な多孔板を、破線は K_{2D} をもつ表 6-2の実用的多孔板を用いた場合である。図から明らかなように、流入する流れのタイプにかかわらず、

整流装置下流 1D（z_2= 2）の断面における軸速度分布は、実・破線ともそれぞれほとんど同じ形状をしている。とくに実線は、図中に明示していないが、$V_{z2\infty}$ にほぼ完全に一致している。

破線で示す実用の多孔板の場合には、管壁付近において実線からのずれが比較的大きく生じている。この理由は、図 6-7に示すように、K_2 に対するK_{2D}の近似精度が管壁付近で極端に悪くなるからである。したがってこれを改善するには、孔径のできるだけ小さな多孔板を用いるか、あるいは管壁付近の穴径をできるだけ小さくするような方法で、実用の多孔板を設計することである。なお、管半径Rに対する孔径dの比d/Rを、7/50からその半分の 3.5/50 にして、同様の計算を行った結果、この程度ではあまり大きな改善がなかった。

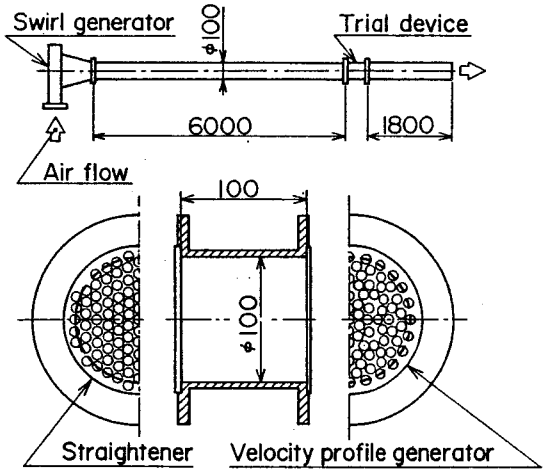


図6-10　試作整流装置とその試験装置の概略

6.4.3　実験結果および考察

表 6-1、2 の多孔板を試作し、整流装置の性能を実験的に調べた。実験装置の概略を図6-10に示す。送風機から送られてきた空気は渦巻ケーシング状の旋回発生装置で旋回成分を付与され、内径100 mm、全長 6 mの塩化ビニル製円管内へ流入する。流れは整流装置を通過後、同じく内径100 mm、全長 1.8 mの塩化ビニル製円管を通って大気中へ流出している。整流装置の概略は、図6-10の下部に示すように、表 6-1

の旋回除去用多孔板(Straightener)と、表 6-2の速度分布用多孔板 (Velocity profile Generator) を管径Dだけ離して取付けたものである。

整流装置前後の各断面において、半径上の速度分布を熱線風速計により測定し、その結果を図6-11に示す。図示のように、整流装置へ流入する３種類の旋回流れは、互いにかなり異なった速度分布をもっている。しかし、どの場合にも整流装置下流で旋回成分はほぼ完全に消え、軸速度分布も管径の２倍下流（$z_2=4$ ）の断面で、十分発達した乱流速度分布$V_{z2\infty}$によく一致している。実用整流装置では管壁近傍において$V_{z2\infty}$からのずれが生ずるという解析的予測どおり、$z_2=2$ における速度分布は管壁付近で平坦な形状となっている。それにもかかわらず、$z_2=4$ に至る非常に短い区間でそのずれが補正される理由は、管壁の粘性作用に加えて、管中央部で速度分布が$V_{z2\infty}$になっているためであろう。

以上の結果から、この整流装置は抵抗係数が約５で、旋回流れに対しても十分な整流効果があり、下流側 $2D$ の断面において発達した乱流速度分布を生ずるという、三つの大きな特徴をもっていることが明らかになった。したがって、従来の整流装置と比べて性能が大幅に改善され、実際面に十分活用できるも

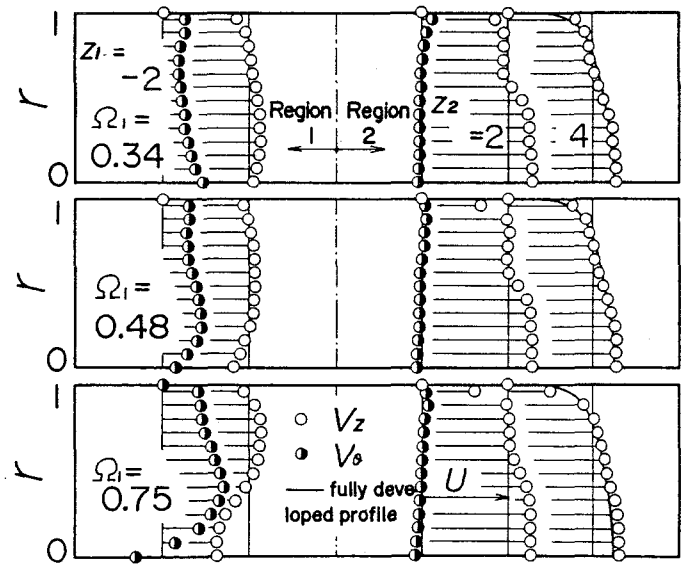


図6-11　試作整流装置前後の旋回流れ

のと考えられる。

6．5　むすび

管路やダクト内の流れを、多孔板を用いて整流する方法について理論的に考察を行い、また実験をした結果つぎのような結論を得た。

(1)　二次元流れの整流については、目的とする軸速度分布が与えられれば、式(6.33)により容易に多孔板の抵抗係数分布を定めることができる。ただし、抵抗係数の平均値と流出角係数の値は、式(6.26)の関係を満足しなければならない。

(2)　軸対称旋回流れを整流する場合には、旋回除去用多孔板（表 6-1）と速度分布用多孔板（表 6-2）を管径Dだけ離して設置すればよい。

(3)　速度分布用多孔板の一般的な設計法を確立した。この方法は、乱流速度分布以外の流れを作り出す手法としても十分利用できる。

(4)　実用の整流装置を試作し実験した結果、上流側の旋回流れの強さにかかわらず、下流 $2D$の断面にほぼ目標の乱流速度分布を得ることができた。この装置の抵抗係数は約５であり、十分実用に供することができる。

(5)　軸速度分布を平坦化して、その後管摩擦によって発達した流れを得ようとする既存のSprenkleら、Bluschkeら、鳥居らの整流装置と比べて、本整流装置は直接発達した管内流れを生成でき、またその抵抗もかなり小さく、さらに明石らの整流装置よりも旋回流に対して安定した性能をもっていると思われる。したがって、本整流装置の性能は、既存のものと比較して大きく向上している。

第７章　流量計測における整流装置の効果

７．１　まえがき

通常の配管内における流量計測では、ベンド、エルボ、分岐・合流管、弁、収縮・拡大管などの各種配管要素下流に、絞り流量計を設置する場合がほとんどである。このとき、流れの速度分布が発達流のそれと異なっていたり、強い乱れや旋回成分を伴っていれば、流量係数がJIS Z 8762に定められた値から大きくずれることになり、流量の計測値に大きな誤差を生ずる結果となる。そのため、オリフィス、ノズルなどの絞り流量計では、流入する流れが発達流となるように上流側に十分な長さの直管を設けることが、JIS に規定されている。

近年、各種プラントの大形化に伴い、絞り流量計上流側必要直管長さの確保が困難になり[26]、さらには設備配置の合理化のために、流量計測のためだけに設けられる長大な配管を不合理と考える傾向さえある。そこで、絞り流量計の流量係数に誤差を生ずるような流れを整流し、発達した管内流れを生成することが強く要望される[4]。前章においては、このような整流装置に要求される条件を詳しく考察し、それを設計・試作して、十分実用に供し得ることを明らかにした。

本章では絞り流量計としてオリフィスを取り上げ、配管要素の中で最も大きな直管長さが必要とされる空間曲り下流において流量計測を行い、前章に従い設計・試作された整流装置が実用上どの程度の効果を生ずるかを、実験的に詳しく調べる。そして、本整流装置が絞り流量計上流側必要直管長さを大幅に短縮できることを明らかにする。

7．2　実験装置および方法

7.2.1　実験装置

図 7-1に実験装置の概略を示す。ポンプにより水槽から圧力タンクへ送り込まれた水は、試験管路に流入し、管路出口の直角三角せきにおいて流量と水温を計測されたのち、水槽に戻る。試験管路は、まず圧力タンクに接続された、管内径80.7 mm の 9.4倍の長さをもつ直管とその曲り部、そしてその下流の管内径D＝75 mm の供試管路からなる。

曲り部は市販の３インチ突き合わせ溶接式90° ロングエルボから構成され、図示のようにその組み合わせにより単一、空間二、三重曲りとなる。なお、90° ロングエルボの管中心軸の曲率半径と管直径との比は、 1.46 である。また、ロングエルボと供試管の内径がわずかに異なっているので、半頂角 4.35 ° 、厚さ40 mm の縮小管を用いて、内面が段差なく連続に変化するよう配慮されている。

供試管路は黄銅製で、その上流端から距離Lの位置にオリフィスを設置し、さらにそのオリフィスから48D以上下流に同一絞り直径比の基準オリフィスが設置されている。距離Lは、曲り部とオリフィスの間に種々の長さの直管を挿入することにより可変とした。オリフィス上流側に整流装置を設置する場合、その位置は曲り部直後とした。したがって、

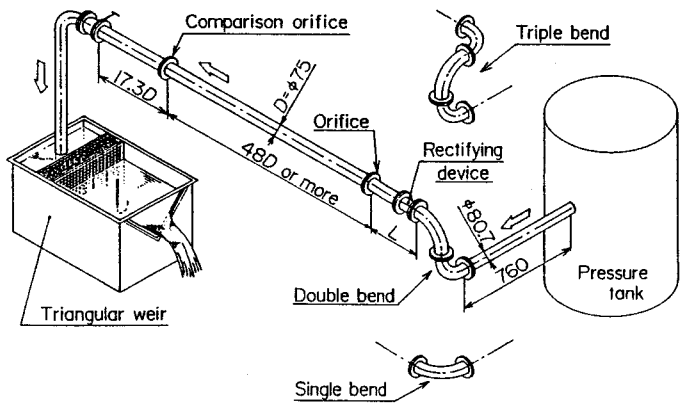


図 7-1　実験装置の概略

距離Lには整流装置の長さが含まれることになる。

7.2.2 供試オリフィス

実験に用いた供試オリフィスの穴径dは30.0、37.6、44.9 mm であり、絞り直径比d/Dは 0.40 、 0.50 、 0.60 となっている。同一絞り直径比のものを２枚づつ用意し、これらの流量係数がJIS に規定された値に一致するかを確認するために、単一曲り下流54Dに取り付け流量係数の検定を行った。オリフィスの差圧は環状室付きコーナ・タップにより取り出し、フルスケール２mHg のU字形水銀マノメータにより測定した。流量の計測は前述のように直角三角せきにより行った。この結果を図 7-2に示す。供試オリフィスの流量係数はわずかなばらつきはあるものの、実線で示すJIS の規定値に対してすべて± 0.5%の誤差範囲に納まっており、同一絞り直径比の２枚のオリフィスの流量係数もほとんど差異がないことがわかる。

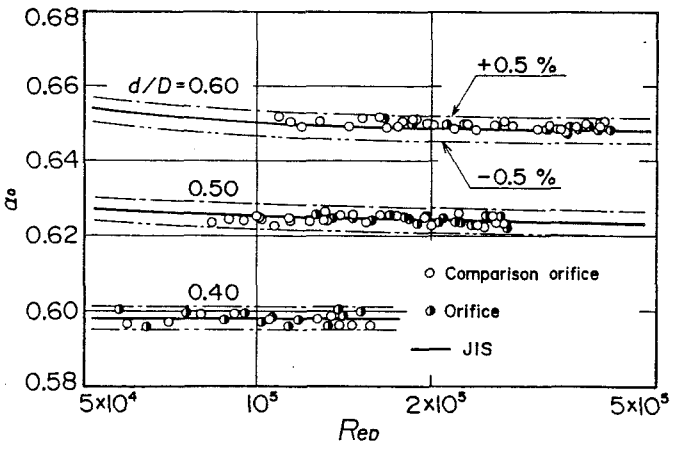


図 7-2 供試オリフィスの流量係数

なお、この実験において、流量の計測は十分な精度が要求されるので、三角せきは重量法による精密流量測定装置によってあらかじめ検定されたものを用いた。この装置は容量 0.5 m³ の容器をもつ

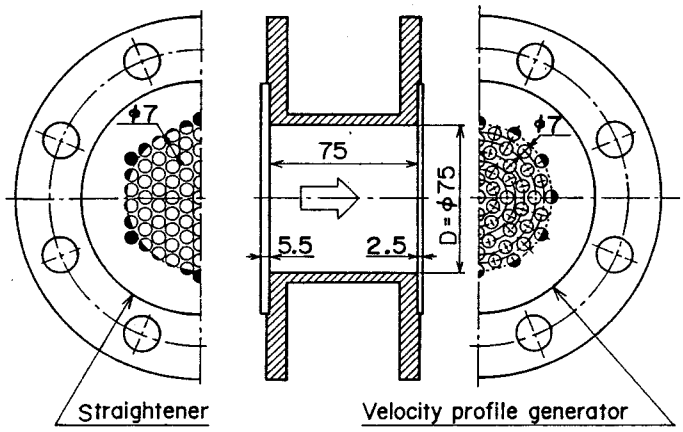


図 7-3　整流装置の概略

精度1/2500のロードセル指示はかりと最小目盛1/100 秒の電子時計、そして配管から流出する水流の向きを空気圧シリンダ駆動により容器の内・外へ切り換えるダンパから構成されている。この装置による検定の結果、直角三角せきは本実験のレイノルズ数R_{eD}に換算して少なくとも(3.2～ 41)×10⁴ の範囲内で、JIS B 8302の流量算出公式によく一致することが確認された。

7.2.3　整流装置

整流装置の概略を図 7-3に示す。上流側の

表 7-1　旋回除去用多孔板の詳細

Open area ratio β	0.694
Thickness ratio t/d	0.786
Triangular arrangement	

表 7-2　速度分布用多孔板の詳細

r/R	Number of openings
0	1
0.236	6
0.386	6
0.494	6
0.625	12
0.772	12
0.903	12
1.0	12
t/d = 0.357, d/D = 0.187	

旋回除去用多孔板（ Straightener ）と下流側の速度分布用多孔板（ Velocity profile generator ）が 1Dの距離に設置されたものである。これらは今回新たに設計・試作されたもので、前章の表 6-1、2 のものとは少し異なっており、表 7-1、2 にその詳細を示す。

7.2.4 諸量の測定

オリフィスの流量係数αに対する曲り部の影響を調べる実験では、そのオリフィスの差圧Δpと基準オリフィスの差圧Δp_0を同時に測定することにより、式 (7.1)のように、量$(\alpha-\alpha_0)/\alpha_0$を算定した。

$$\frac{\alpha-\alpha_0}{\alpha_0}=\sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p}}-1 \qquad (7.1)$$

これは基準オリフィスの流量係数α_0に対するαの相対誤差を表しており、絞り流量計による流量計測の問題に関連してよく用いられる量である[4]。

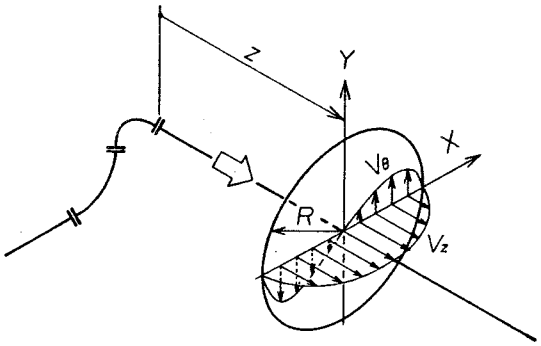


図 7-4 管路断面内の流速と座標

供試管路断面内の流速分布は、直径 5.8 mm の３孔円筒形ピトー管で測定した。曲り部からzの位置にある断面内の軸速度V_zと周速度V_θの測定は、図 7-4に示すように水平方向Xおよび鉛直方向Yに沿って行われた。図中のV_z、V_θはともに正の方向を示している。

7．3　空間曲り下流の流れ

空間二重曲りを例にとって、その下流の流れの様相を明らかにし、それが整流装置によってどのように発達した流れに近づくかを調べる。

7.3.1　整流装置を設置しない場合

図 7-5は、空間二重曲り下流の速度分布の実測例である。図中、V_z 、V_θ は管内平均流速Uで、XとY座標は管半径Rでそれぞれ除してある。これからわかるように、周速度成分はほぼ剛体回転に近い分布をしており、その減衰がわずかなため$z/D=49.9$においても旋回成分が残っている。また軸速度分布は旋回成分のため管中心付近で少し小さくなっており、流れの発達が阻害されている。このような傾向は、空間三重曲りの場合にもほぼ同様である。

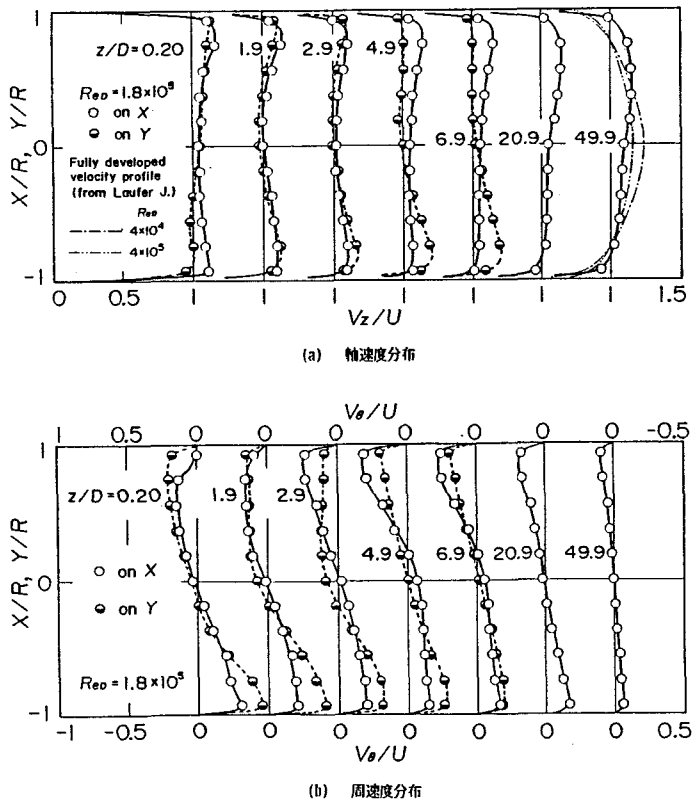


図 7-5　空間二重曲り下流の速度分布

空間曲り下流の流れについて、旋回強さΩ_sの減衰を表したのが、図 7-6である。ここでΩ_sは次式に示す無次元の角運動量である。ただし、ρは流体の密度、rは半径方向座標であ

り、$r=\sqrt{X^2+Y^2}$となる。

$$\Omega_S = \frac{2\pi\rho\int_0^R V_z V_\theta r^2 dr}{\rho\pi R^3 U^2}$$

$$= 2\int_0^1 \left(\frac{V_z}{U}\right)\left(\frac{V_\theta}{U}\right)\left(\frac{r}{R}\right)^2 d\left(\frac{r}{R}\right) \qquad (7.2)$$

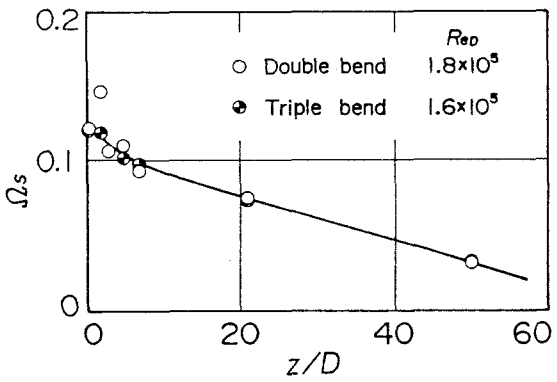


図 7-6 空間曲り下流の旋回強さの減衰

図 7-6によると、本実験における空間二、三重曲りの場合、旋回強さにほとんど差はなく、ともに十分減衰するためには、ほぼ70D程度の直管長さを必要とすることが推測される。

7.3.2 整流装置を設置した場合

整流装置の抵抗係数K_tを図 7-7に示す。これより、K_tはほぼ4であり、絞り直径比$d/D=$ 0.4、 0.5、 0.6のオリフィスの抵抗係数がそれぞれ82、28、11であることから考えても、実用上十分小さな値であることがわかる。

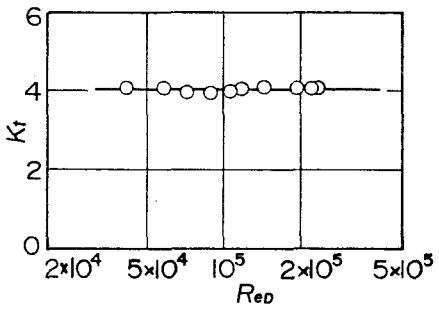


図 7-7 整流装置の抵抗係数

整流装置を空間二重曲り直後に取り付けて、その下流の速度分布を測定した結果が図 7-8

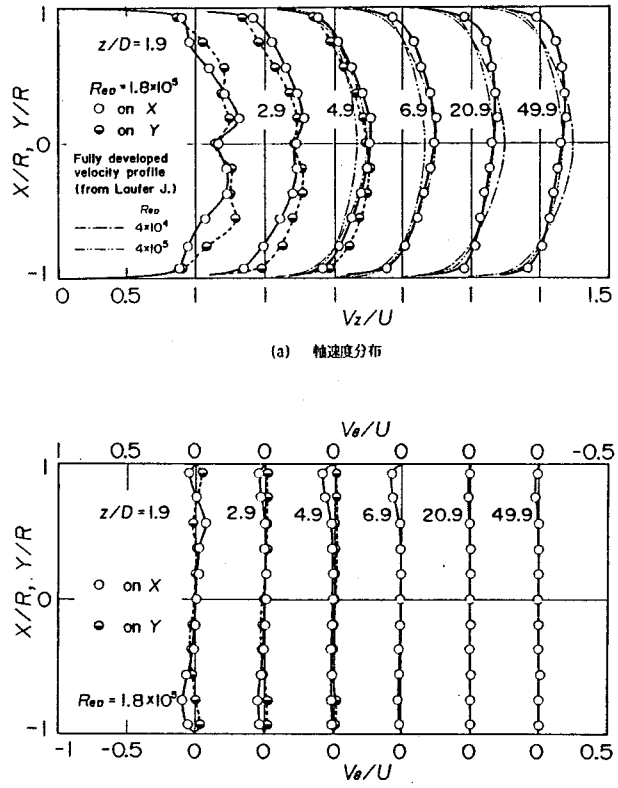


図 7-8 整流装置を設置した空間曲り下流の速度分布

である。周速度成分V_θ/Uはほとんど消失し、軸速度分布V_z/Uも$z/D=4.9$、すなわち整流装置の下流 $3.9D$ の断面以降では、図中に示す発達流の分布[85]に近いものとなっている。なお、軸速度分布が軸対称でなく少し偏っているが、これは速度分布の測定の際、3孔円筒形ピトー管をX軸上では負から正の方向へ、Y軸上では正から負の方向へ挿入しており、それが流れに抵抗として作用したために生じたものと思われる。したがって、実際にはもう少し軸対称性が保たれた流れであると推測できる。空間三重曲りについても速度分布を測定した結果、ほぼ同様の流れが得られることがわかった。

7．4 曲り下流における流量計測

空間曲り下流の旋回流れに対して、整流装置を設置した場合の効果が前節において明らかになった。そこで、ここでは実際に曲り下流にオリフィスを設置して流量の計測を行い、

その流量係数に生ずる誤差が整流装置を設置することにより、どの程度小さくなるかを実験的に調べる。そして、整流装置により、流量計測の精度を損うことなくオリフィス上流側曲りまでの直管長さを、どの程度短縮することが可能であるかを明らかにする。

7.4.1　単一曲り

旋回がなく偏流のみを伴う流れの代表として単一曲りを取りあげ、その下流におけるオリフィスの流量係数について、まず検討する。

図 7-9は、絞り直径比d/D＝ 0.4、 0.5、 0.6のオリフィスを単一曲り下流 5Dに設置し、$(\alpha-\alpha_0)/\alpha_0$の値をパーセントで表した例である。図からわかるように、レイノルズ数R_{eD}に対する$(\alpha-\alpha_0)/\alpha_0$の値は比較的ばらついているが、全体として$R_{eD}$への依存性は認められない。しかも、どのオリフィスについても実線で示すそれらの平均値は明らかに零からのずれを示している。このような傾向は、他のL/Dの場合だけでなく、空間二、三重曲り下流で計測を行った場合にも同様であることがわかった。したがって、以後オリフィスの流量係数に対する曲りの影響を表す場合には、各レイノルズ数範囲における$(\alpha-\alpha_0)/\alpha_0$の平均値とその最大および最小値を用いたばらつき範囲を示すことにする。

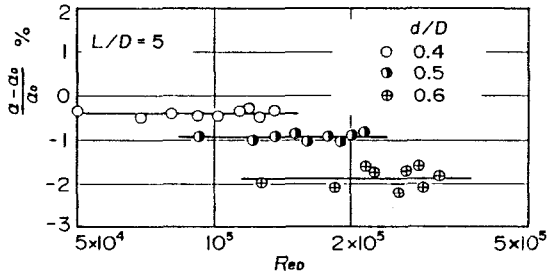
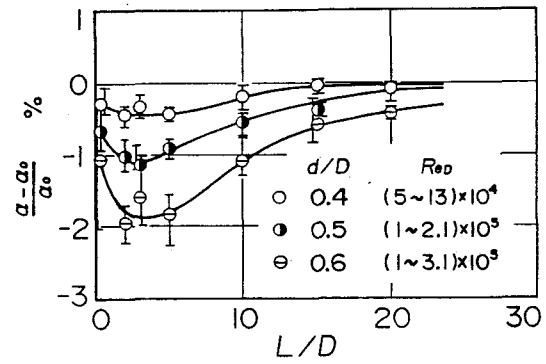
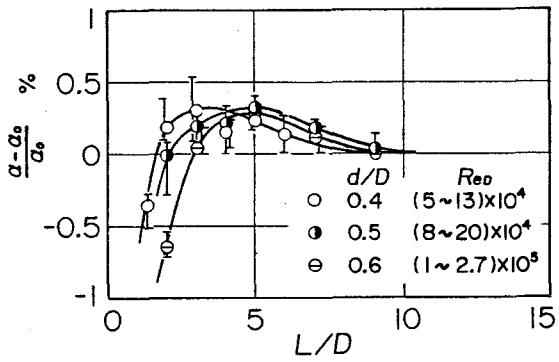


図 7-9　単一曲り下流の流量係数の一例

なお、流量計の測定精度を考える場合には、$(\alpha-\alpha_0)/\alpha_0$の平均値だけでなく、そのばらつき範囲をも含めて、要求される精度内に納まることが必要なのは当然である。以



(a)　整流装置がない場合



(b)　整流装置がある場合

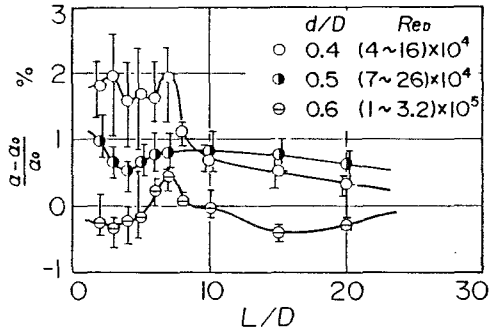
図7-10　単一曲りの影響

下においては、この条件を前提に考察を行っている。

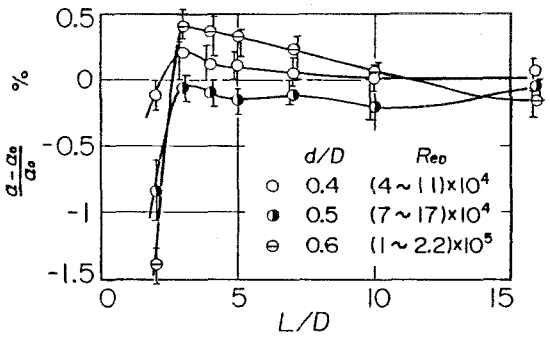
図 7-10(a)は単一曲り下流の位置L/Dにオリフィスを設置したときの$(\alpha-\alpha_0)/\alpha_0$を表している。絞り直径比が大きいほど絶対値も大きく、さらにL/Dが4付近で流量計測の精度は最も悪くなるが、L/Dが大きくなると、$(\alpha-\alpha_0)/\alpha_0$の値も零に漸近している。この図より、オリフィス流量計の精度が 0.5%以内になるのに必要な直管長さは、絞り直径比$d/D=$ 0.4のオリフィスでは$L/D=10$、$d/D=$ 0.5では 15 、$d/D=$ 0.6では 20 であることがわかる。しかし、JIS に規定されている単一曲り下流の必要直管長さを見ると、例えば$d/D=$ 0.6のオリフィスに± 0.5%の計測誤差を許容する場合には$L/D=$ 9でよいことになっている。このことから明らかなように、JIS 規格に示されているオリフィス流量計の上流側必要直管長さの値は、必ずしも十分な条件でないことがわかる。

単一曲り直後に整流装置を取り付け、その下流で流量計則を行った結果を図 7-10(b)に

示す。整流装置を用いることにより、$(\alpha-\alpha_0)/\alpha_0$ の値が非常に小さくなっている。この図において、オリフィス流量計の精度が± 0.5%以内になるのに必要な直管長さは、$d/D=$ 0.4では$L/D=$ 4、$d/D=$ 0.5では 2、$d/D=$ 0.6では 3である。したがって、これら両図の結果を比較すれば、整流装置によりオリフィス流量計の上流側直管長さを大幅に短縮できることが明らかである。



(a) 整流装置がない場合



(b) 整流装置がある場合

図7-11 空間二重曲りの影響

7.4.2 空間二重曲り

前節において述べたように、空間曲り下流の管内流れは比較的強い旋回成分を伴い、それが十分減衰するためには管径の70倍程度の直管長さを必要とする。そのため、空間曲り下流に十分な直管長さを設けないでオリフィス流量計を設置すると、旋回成分のため大きな計測誤差が現われることになる。

図 7-11(a)は、整流装置を用いないときの空間二重曲り下流におけるオリフィス流量計の相対誤差 $(\alpha-\alpha_0)/\alpha_0$ を表している。旋回流れがオリフィスを通過する場合、絞り直径比d/Dが 0.6程度より小さくなると、オリフィス直後の静圧は旋回強さ Ω_s の増加と

ともに大きくなり、また旋回流れの渦心がオリフィスを通過後非常に不安定となり、管軸から大きく偏心するために、オリフィス下流の管壁面上の圧力分布も大きく偏心することが報告されている[37]。そのため、流量係数の相対誤差 $(\alpha-\alpha_0)/\alpha_0$ は正の値となり、またばらつき幅も非常に大きくなっている。

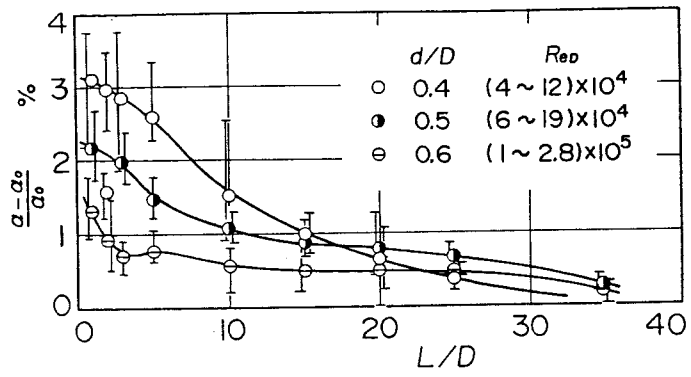
前述の単一曲りの図 7-10(a)の例と比較するとよくわかるように、これは旋回流れによる顕著な特徴であり、空間曲り下流における $(\alpha-\alpha_0)/\alpha_0$ の値の予測を非常に困難なものにしている。したがって、空間曲り下流で流量計測を行う場合には、整流装置が必要不可欠なものと思われる。

図 7-11(b)は整流装置を設置した場合の例である。相対誤差 $(\alpha-\alpha_0)/\alpha_0$ の絶対値やばらつき幅がかなり小さくなっているのがわかる。この図より、オリフィス流量計の精度が 0.5%以内になるのは、絞り直径比 $d/D=0.4$ のオリフィスでは $L/D=2$、$d/D=0.5$ では3、$d/D=0.6$ では4となっており、直管長さを大きく短縮できることが明らかである。

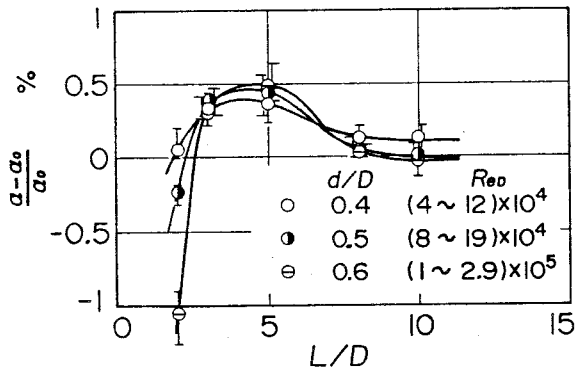
7.4.3 空間三重曲り

図 7-12(a)は整流装置がない場合の結果である。L/D に対する $(\alpha-\alpha_0)/\alpha_0$ の変化の傾向は、図 7-11(a)に示した空間二重曲りの例と比較的よく似ているが、その値は全体により大きくなっていることがわかる。

この場合も、整流装置を設置すると同図(b) のようになり、整流装置の効果が大きく表れている。オリフィス流量計の精度が± 0.5%以内になるのは、絞り直径比 $d/D=0.4$ のオリフィスでは $L/D=2$、$d/D=0.5$、0.6 では $L/D=8$ となっている。



(a)　整流装置がない場合



(b)　整流装置がある場合

図7-12　空間三重曲りの影響

表 7-3　曲り部とオリフィスとの間に必要な直管の最小長さ

Kinds of bent pipes	Orifice d/D	Necessary pipe length on inlet side within 0.5% orifice meter accuracy		
		JIS	Authors' experiment	
				with rectifying device
Single bend	0.4	7	10	4 (6)
	0.5	7	15	2 (7)
	0.6	9	20	3 (7)
Double bend	0.4	18	20	2 (5)
	0.5	20	>20	3 (16)
	0.6	24	20	4 (>16)
Triple bend	0.4	18	25	2 (8)
	0.5	20	35	8 (8)
	0.6	24	35	8 (8)

Pipe length in ( ) is needed within 0.25% accuracy.

7.4.4　必要直管長さの短縮

オリフィスによる流量計測において許容される精度の一つの目安として、αの相対誤差$(\alpha-\alpha_0)/\alpha_0$の値が± 0.5%の範囲内となる場合を考える。この条件を満足するために必要なオリフィス上流側直管長さの最小値を、図7-10～12の結果に従ってまとめると表7-3 となる。これより、整流装置の設置によって、オリフィス上流側必要直管長さの大幅な短縮が明らかである。すなわち、本実験範囲内においては、単一、

空間二重曲り下流に整流装置を設置した場合、オリフィスを$L=4D$の位置に取り付けることが可能となり、空間三重曲りの場合でも$L=8D$で十分な精度が得られる。

7．5　むすび

曲り部下流でオリフィスを用いて流量計測を行い、表 7-1、2 および図 7-3に示した整流装置を設置しその効果を調べた。その結果、つぎのような結論が得られた。

(1)　空間曲り直後に整流装置を設置すると、その下流では旋回成分がほぼ消失し、軸速度分布も整流装置下流$4D$の断面以降でほぼ発達流に近い分布となる。

(2)　曲り部とオリフィスとの間に必要な直管長さは、整流装置の設置によって、表 7-3に示すように大幅に短縮することが可能となる。

なお、本実験に用いられた整流装置の抵抗係数は約４である。

第8章　結　　論

近年における各種設備の大型化や設備配置の合理化に伴い、管内流れの干渉問題が引き起こされ、とくに各種管路要素の抵抗の相互干渉や流量計の流量係数に対する上流側配管要素の干渉は、配管設計技術者に深刻な問題を提起している。さらに後者の場合には、流れの干渉が流量計測に大きな誤差を生ずるために、流れを整流して干渉を少なくする方法などの新たな課題が着目されている。本研究は、このような問題を取り上げ、その解明に取り組んだものである。具体的な結論は各章末に列記したとおりであり、ここではそれらの概要について述べ、さらに本研究に関連する今後の展望について少し触れることにする。

まず、第2、3章においては連続絞りの干渉について、連続オリフィスと連続有孔板を例にとり、実験的に明らかにした。すなわち、同一絞り面積比のオリフィスを管路に最大5枚直列に設置した多連オリフィスのエネルギ損失が、絞り面積比やオリフィス連数・間隔によってどのように影響され、また多連オリフィスを構成している個々のオリフィスの干渉がどのようになるかを示すことができた。さらに、一つあるいは複数の穴をもつ同一形状の有孔板を管路に2枚連続して設置して実験することにより、連続絞りの穴数や穴径さらには間隔や穴の相対的位置関係による干渉の程度をより一般的に解明することができた。これにより、今までほとんど行われていなかった連続絞りの干渉を、かなり詳しく解き明かすことができたと思われる。

つぎに、第4、5章では、整流装置に用いられる多孔板の抵抗係数と流出角係数について詳しく実験を行い、その特性を明らかにした。その結果、多孔板の抵抗係数は開口比と厚比によって大きく変化することがわかり、流れ学的考察に基づき、抵抗係数を開口比と

厚比によって評価できる実験式を導くことができた。流出角係数については、開口比によってほとんど影響を受けず、厚比によって大きくその値が変化することを示した。さらに、管内流れの旋回成分の除去に最適な多孔板形状を見い出すことができた。

多孔板の抵抗特性に関する既存の資料が不十分であり、とくに多孔板の厚比の影響についての考慮が全くなされていない既存の抵抗公式や、流出角係数に関する資料が全く見当たらなかったことから考えると、これらの結果は工学的な意義が十分あるものと思われる。

最後に、第６、７章では、多孔板を用いた管内流れの整流法について理論的に詳しく考察し、最適な整流装置を実際に設計する方法について述べ、さらに、試作された整流装置が十分な整流効果を発揮することを実験的に示した。とくにオリフィス流量計の上流側必要直管長さを短縮する目的でこの整流装置を用いると、精度を低下させることなく大幅な直管長さの短縮が可能であることを実験的に明らかにできた。

以上のように、本研究は１．３節に述べた当初の目的をほぼ達成したものと考えられるが、管内流れの干渉問題全般から見れば、まだほんの一部を解明したにすぎない。とくに、管路要素の抵抗の相互干渉については、既存のデータと合わせて考えても、とても十分な資料とは言えない。しかし、配管設計に際して、その組み合わせ方法をある程度配慮できるだけの資料がそろいつつあることも事実である。他方、本研究における整流装置については、十分な成果が得られたものと思われる。これによって、絞り流量計の流量係数に対する上流側配管要素の干渉を効率よく遮断することが可能となり、今後工業計測の分野に十分貢献できるものと考えられる。

謝　辞

本研究論文の上梓にあたり、本研究に終始懇切な御指導と御激励を賜わり、とりまとめにあたって原稿の御校閲をいただいた大阪大学工学部・森川敬信教授に、謹んで深謝の意を表します。また、本研究論文の作成に際し、有益な御助言と御討論をいただいた大阪大学工学部・三宅裕教授、世古口言彦教授に厚く御礼申しあげます。

本研究は、昭和54年 4月より姫路工業大学機械工学教室において行われたものであるが、この研究の構想と遂行に、有益な御教示と多大の御援助をいただいた姫路工業大学・細川欽延教授、研究の進展に則して適切な御討論と御助力をいただいた藤原良樹助教授に深く感謝致します。

さらに、大阪府立大学名誉教授・飯田周助氏、同大学工学部航空工学教室の宮城敏夫助教授を始めとする諸先生方には、しばしば御激励を賜わり、また、姫路工業大学機械工学教室・関口久美教授ほかの諸先生方には、力強い励ましや有形無形の御助力をいただき、心から御礼申しあげます。

最後に、各種実験装置の製作に際しては姫路工業大学・工作センタ職員各位の御尽力を賜わり、実験に際しては水力実験室の卒業生諸君に多大の御協力を得た。ここに、改めて御礼申しあげます。

参 考 文 献

(1) 伊藤、管内流れの予知 － 今と昔、日本機械学会誌、84-747（昭56）、166。

(2) Reynolds, O., An Experimental Investigation of The Circumstances Which Determine Whether The Motion of Water Shall Be Direct or Sinuous, and of The Law of Resistance in Parallel Channels. Phil. Trans. Roy. Soc. London, 174-3 (1883), 935.

(3) 管路・ダクトの流体抵抗出版分科会、 技術資料 － 管路・ダクトの流体抵抗、（昭54）、53、日本機械学会。

(4) 石原・古屋、絞り流量計の問題点 － (1) 測定精度におよぼす諸因子の影響 －、機械の研究、23-1（昭46）、229。

(5) 田中、絞り流量計の問題点 － (3) 整流装置に対する考え方 －、機械の研究、23-1（昭46）、247。

(6) Kirchbach, H., Der Energieverlust in Kniestücken, Mitt. Hydr. Inst. T. H. München, Ht. 3 (1929), 68.

(7) Schubart, W., Der Energieverlust in Kniestücken bei glaffer und rauher Wandung, Mitt. Hydr. Inst. T. H. München, Ht. 3 (1929), 121.

(8) 村上・清水、連続曲管内の流れと損失（主として３個の90° エルボによる曲管の場合）、日本機械学会論文集（第２部）、38-314（昭47）、2600。

(9) 村上・清水、ねじ込み式45° エルボを用いた曲管路の水力損失、日本機械学会論文集（第２部）、40-334（昭49）、1739。

(10) 村上・清水、連続曲り管路の水力損失と流れについて（曲り半径比および曲り管内壁あらさの影響）、日本機械学会論文集（第２部）、43-365（昭52）、174。

(11) 文献 (3)の p. 100 。

(12) 高木・細川、近接した２本の支管をもつ直角分岐管路の損失について、日本機械学会論文集、34-262（昭43）、1133。

(13) 細川・森川、分岐損失の干渉に関する研究、空気調和・衛生工学、48-4（昭49）、251。

(14) Parr, G. A., Interaction between Adjacent T-Junctions in a Dividing Flow Manifold, Council for Scientific and Industrial Research, Pretoria, South Africa, (1973) .

(15) 川上・ほか２名、分岐管の研究（第５報）多連直角分岐管における流量分配の類似性と干渉、日本機械学会講演論文集、No.710-3（昭46）、153。

(16) Smith , A. J. W., Component Interactions and Their Influence on The Pressure Losses in Internal Flow Systems , Proc. Instn . Mech. Engrs . , 190-8 (1976) , 349.

(17) Sherman , J . , ほか２名, Variable Flow Resisrance with Adjustable Multihole Orifice Plates in Series, Trans . ASME, Ser.D , 82 (1960) , 645.

(18) 山田、多段減圧オリフィス装置、特許公報、昭51-42776、日本国特許庁。

(19) JIS Z 8762 - 1969 絞り機構による流量測定方法。

(20) JIS Z 8763 - 1972 ベンチュリ管による流量測定方法。

(21) JIS Z 8764 - 1975　電磁流量計による流量測定方法。

(22) 山本、超音波流量計、計測と制御、18-5（昭54）、418。

(23) JIS Z 8765 - 1980　タービン流量計による流量測定方法。

(24) 栗田、カルマン渦流量計、計測と制御、18-5（昭54）、407.

(25) 川田・小宮、流れ計測に関する最近の動向、計測と制御、18-5（昭54）、385。

(26) 坪田・ほか６名、流れの計測に対する現場からの要望、計測と制御、18-5（昭54）、431 。

(27) Sprenkle, R. E., Piping Arrangements for Acceptable Flowmeter Accuracy, Trans . ASME, 67 (1945), 345.

(28) Schröder, A. , Notwendige störungsfreie Rohrstrecken für Düsen und Blenden , Brennst . Wärme Kraft , 13-1 (1961) , 20.

(29) Bluschke, H. , ほか３名, Ergänzende Versuche über den Einfluβ von Rohrkrümmern auf die Durchfluβzahlen von Norm-venturidüsen, Brennst . Wärme Kraft , 18-12 (1966) , 605.

(30) Bluschke, H. , ほか２名, Versuche über den Einfluβ von Rohr-krümmern auf die Durchfluβzahlen von Normventuridüsen und Klassischen Venturirohren , Brennst . Wärme Kraft , 18-2 (1966) , 68.

(31) Herning , Fr. und Bellenberg, H. , Neue Versuche mit Normblenden , Brennst . Wärme Kraft , 12-3 (1960) , 89.

(32) Bluschke, H. , ほか３名, Untersuchungen über den Einfluβ von Konfusoren und Diffusoren auf die Durchfluβzahlen von

Normventuridüsen, Brennst . Wärme Kraft , 20-3 (1968) , 104.

(33) Bogema, M. , ほか2名, Quadrant Edge Orifice Performance — Effect of Upstream Velocity Distribution, Trans . ASME, Ser.D , J. of Basic Eng . , 84 (1962) , 415.

(34) Murdock , J. W. , ほか2名, Effect of a Globe Valve in Approach Piping on Orifice-Meter Accuracy, Trans . ASME, 78 (1956) , 369.

(35) 古山・ほか2名、流量測定法の研究 — 単一障害物のオリフィス流量係数への影響、三菱重工技報、 6-4 (昭44) 、 379。

(36) Lugt, H. , Einfluβ der Drallströmung auf die Durchfluβzahlen genormter Drosselmeβgeräte, Brennst . Wärme Kraft , 13-3 (1961) , 121 .

(37) 村上・鬼頭、旋回流における絞り流量計の特性（オリフィスの場合）、日本機械学会論文集、43-369 (昭52) 、1811。

(38) Ghazi , H. S. , A Pressure Index for Predicting the Effect of Flow Profiles on Orifice Meter Performance , Trans . ASME, J. of Basic Eng. , 88 (1966) , 93.

(39) 小宮・長塩、流速分布が絞り流量計の流量係数に及ぼす影響についての一実験、計測自動制御学会論文集、5-3 （昭44） 、 198。

(40) Collar, A. R. , The Effect of a Gauze on The Velocity Distribution in a Uniform Duct, ARC Rep . Memo , 1867 (1939) .

(41) MacPhail, D. C. , Experiments on Turning Vanes at an Expansion ,

ARC Rep. Memo, 1876 (1939).

(42) Taylor, G. I. and Davies, R. M., The Aerodynamics of Porous Sheets, ARC Rep. Memo, 2237 (1944).

(43) Adler, A. A., Variation with Mach Number of Static and Total Pressures through Various Screens, NACA CB L5F-28 (1946).

(44) Dryden, H. L. and Schubauer, G. B., The Use of Damping Screens for The Reduction of Wind-Tunnel Turbulence, J. Aero. Sci., 14-4 (1947), 221.

(45) Taylor, G. I. and Batchelor, G. K., The Effect of Wire Gauze on Small Disturbances in a Uniform Stream, Quart. J. Mech. and Applied Math., 2 (1949), 1.

(46) Simmons, L. F. G. and Cowdrey, C. F., Measurements of The Aerodynamic Forces Acting on Porous Screens, ARC Rep. Memo, 2276 (1949).

(47) Schubauer, G. B., ほか2名, Aerodynamic Characteristics of Damping Screens, NACA Tech. Note, 2001 (1950).

(48) Baines, W. D. and Peterson, E. G., An Investigation of Flow Through Screens, Trans. ASME, 73 (1951), 467.

(49) Идельчик, И. Е., Определение Козффициентов Сопротивления при Истечении через Отверстия, Гидротехническое

строительство, 5 (1953) ,31.

(50) Wieghardt , K. E. G. , On The Resistance of Screens , Aeronaut. Q., 4 (1953) , 186.

(51) Annand, W. J. D. , The Resistance to Air Flow of Wire Gauzes, J . Royal Aeronaut. Soc . , 57 (1953) , 141.

(52) Grootenhuis , P. , A Correlation of The Resistance to Air Flow of Wire Gauzes, Proc. Inst. Mech. Eng . , 168-34 (1954) , 837.

(53) Cornell , W. G. , Losses in Flow Normal to Plane Screens , Trans . ASME, 80 (1958) , 791.

(54) Идельчцк, И. Е. , Учет Влияния Вязкости на Гидравлическое Сопротивление Диафрагм и Решеток, Тенлознергетика, 9 (1960) , 75.

(55) Owen, P. R. and Zienkiewicz , H. K. , The Production of Uniform Shear Flow in a Wind Tunnel, J. Fluid Mech. , 2 (1957) , 521.

(56) Elder , J. W. , Steady Flow through Non-Uniform Gauzes of Arbitrary Shape , J. Fluid Mech. , 5 (1959) , 355.

(57) 新津・ほか３名、多孔板の整流特性（第１報） － 二次元流の場合 －、日本機械学会関西支部第36期定期総会講演会前刷、（1961）、39。

(58) McCarthy, J. H. , Steady Flow past Non-Uniform Wire Grids , J . Fluid Mech. , 19 (1964) , 491.

(59) Livesey , J. L. and Turner, J. T. , The Generation of Symmetrical Duct Velocity Profiles of High Uniform Shear , J. Fluid Mech. , 20 (1964) , 201.

(60) Bradshaw, P. , The Effect of Wind-Tunnel Screens on Nominally Two-Dimensional Boundary Layers, J. Fluid Mech. , 22 (1965) , 679.

(61) Rose, W. G. , Results of an Attempt to Generate a Homogeneous Turbulent Shear Flow, J. Fluid Mech. , 25 (1966) , 97.

(62) Lau , Y. L. and Baines, W. D. , Flow of Stratified Fluid through Curved Screens , J. Fluid Mech. , 33 (1968) , 721.

(63) Turner, J. T. , A Computational Method for The Flow through Non-Uniform Gauzes : The General Two-Dimensional Case, J. Fluid Mech. , 36 (1969) , 367.

(64) Rose, W. G. , Interaction of Grid Turbulence with a Uniform Mean Shear , J. Fluid Mech. , 44 (1970) , 767.

(65) Koo , J. -K. and James , D. F. , Fluid Flow around and through a Screen, J. Fluid Mech. , 60 (1973) , 513.

(66) Liversey, J. L. and Laws, E. M. , Flow through Non-Uniform Gauze Screens , J. Fluid Mech. , 59 (1973) , 737.

(67) Castro, I. P. , Some Problems concerning The Production of a Linear Shear Flow using Curved Wire-Gauze Screens , J. Fluid Mech. , 76 (1976) , 689.

(68) 木谷・ほか２名、平面壁上の多孔平板をよぎる非粘性せん断流れ、日本機械学会論文集、45-393, B （昭54）、 758。

(69) Sprenkle, R. E. and Courtright, N. S., Straightening Vanes for Flow Measurement, Mech. Eng., 80-2 (1958), 71.

(70) 鳥居・根本、流量測定における整流装置の効果、ターボ機械、4-10 (1976)、37。

(71) 鳥居・ほか２名、絞り流量計用整流装置に関する実験的研究、幾徳工業大学研究報告、B-5 （昭55）、 9。

(72) 田中、管内流における複数抵抗体による整流効果（軸対称じょう乱の場合）、日本機械学会論文集（第２部）、40-339（昭49）、3122。

(73) 田中、管内流における複数抵抗体による整流効果（Ｓ字状じょう乱速度分布の場合）日本機械学会論文集（第２部）、41-346（昭50）、1802。

(74) 明石・ほか２名、管路流量計測用非一様多孔板式整流装置（第１報、基礎実験）、日本機械学会講演論文集、No.720-15 （1972）、 275。

(75) 明石・山中、整流装置による流量計上流側配管の短縮、配管技術、 21-11 (1979)、51。

(76) 村上・ほか２名、三次元曲管内の流動に関する実験的研究、日本機械学会論文集、35-272 (昭44)、 763。

(77) Tunstall, M. J. and Harvey, J. K., On The Effect of a Sharp Bend in a Fully Developed Turbulent Pipe-Flow, J. Fluid Mech., 34 (1968), 595.

(78) 細川・森川、分岐損失の干渉に関する研究 (2) 十字分岐管路内の損失とその流れ、

空気調和・衛生工学、49-7（昭50）、625。

(79) 沖、水力学、（昭17）、442、岩波書店。

(80) Benedict, R. P., ほか２名, Flow Losses in Abrupt Enlargements and Contractions, Trans. ASME, Ser.A, 88-1 (1966), 33.

(81) 文献 (3)の p.109。

(82) Lichtarowicz, A., ほか２名, Discharge Coefficients for Incompressible Non-Cavitating Flow through Long Orifices, J. Mech. Eng. Sci., 7-2 (1965), 210.

(83) 村上・ほか３名、旋回を伴う管内流れの実験的研究、日本機械学会論文集（第２部）41-346（昭50）、1793。

(84) Spanglar, J., Untersuchungen über den Verlust an Rechen bei Schräger Zuströmung, Mitt. Hydr. Inst. T. H. München, Ht. 2 (1928), 46.

(85) Laufer, J., The Structure of Turbulence in Fully Developed Pipe Flow, NACA Rep., 1174 (1954).

著者の研究論文

本論文に集録した著者の研究論文は以下のとおりである。

（第２章）　連続して設置した絞りの抵抗とその干渉

空気調和・衛生工学会論文集、No.28 （昭60）、33。

（第３章）　連続して設置した絞りの抵抗とその干渉　第２報　２枚の有孔板の干渉

空気調和・衛生工学会論文集、No.31 （昭61）、870 。

（第４章）　多孔板の抵抗特性　第１報　抵抗係数

日本機械学会論文集、50-455、 B（昭59）、1808。

（第５章）　多孔板の抵抗特性　第２報　流出角係数と旋回流の整流

日本機械学会論文集、50-455、 B（昭59）、1812。

（第６章）　多孔板を用いた気流の整流について

空気調和・衛生工学会近畿支部　環境工学研究会資料 112号（昭60）、 9。

多孔板を用いた整流装置の研究

日本機械学会論文集、51-461、B （昭60）、106 。

Production of Fully Developed Pipe Flow Using Perforated Plates

Bull. of JSME, 28-243(1985), 1955.

（第７章）　多孔板を用いた整流装置の研究　第２報　流量計測における整流装置の効果

日本機械学会論文集、52-477、 B（昭61）、2094。