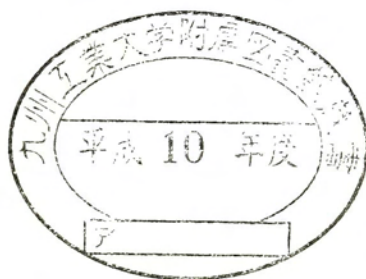


# 変動圧力場計測の高度化と ポンプ工学への応用に関する研究



九州工業大学附属図書館

1997年12月



\*10247120\*

宇野 美津夫

# 目次

## おもな記号

### 第1章 序論・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ (1)

- 1. 1 本研究の背景と目的・・・・・・・・・・・・・・ (1)
- 1. 2 これまでの研究・・・・・・・・・・・・・・ (3)
  - 1. 2. 1 圧力計測法・・・・・・・・・・・・・・ (3)
  - 1. 2. 2 ターボ機械内の圧力と流れの計測・・・・・・・・・・・・ (4)
- 1. 3 本論文の概要・・・・・・・・・・・・・・ (6)

### 第2章 壁面変動圧力および非定常流れの計測・・・・・・・・ (9)

- 2. 1 変動圧力の計測・・・・・・・・・・・・・・ (10)
  - 2. 1. 1 圧力センサと測定系の構造・・・・・・・・・・・・ (10)
  - 2. 1. 2 校正試験・・・・・・・・・・・・・・ (12)
- 2. 2 圧力センサを用いた圧力測定系の動特性・・・・・・・・ (14)
  - 2. 2. 1 理論解析・・・・・・・・・・・・・・ (14)
  - 2. 2. 2 実験結果との比較・・・・・・・・・・・・ (22)
  - 2. 2. 3 圧力測定系の最適化・・・・・・・・・・・・ (24)
- 2. 3 5孔ピトープローブ・・・・・・・・・・・・・・ (28)
  - 2. 3. 1 構造と測定原理・・・・・・・・・・・・・・ (29)
  - 2. 3. 2 特性数の選定・・・・・・・・・・・・・・ (34)
  - 2. 3. 3 検定試験・・・・・・・・・・・・・・ (38)
  - 2. 3. 4 測定精度の推定・・・・・・・・・・・・・・ (41)



(1)	5孔ピトープローブによる流れの測定法	(42)
(2)	測定精度の理論的予測	(43)
2. 3. 5	プローブ振動の影響	(50)
(1)	実験装置および方法	(50)
(2)	流体中に挿入されたプローブの固有振動数	(52)
(3)	静止流体中で振動するプローブの取圧孔圧力	(54)
(4)	一様流中で振動するプローブの測定精度	(57)
2. 3. 6	最適設計	(62)
2. 4	変動流れと圧力計測の不確かさ	(66)
2. 5	自動計測システム	(71)
2. 5. 1	システム構成	(72)
2. 5. 2	計測方法	(74)
2. 5. 3	時系列データの処理	(82)
<b>第3章 変動圧力計測によるターボ形ポンプ内流れの分析</b>		<b>(86)</b>
3. 1	斜流ポンプ内流れ	(86)
3. 1. 1	実験装置および方法	(87)
3. 1. 2	羽根車出入口流れと性能の関係	(95)
3. 1. 3	ケーシング壁面変動圧力変化と 羽根車の作動状態の関係	(101)
3. 1. 4	ディフューザベーン流路内圧力変動	(107)
3. 1. 5	ディフューザベーンに作用する流体力の変化	(120)
3. 2	ディフューザポンプ羽根車下流における圧力変動	(124)
3. 2. 1	実験装置および方法	(125)
3. 2. 2	ディフューザベーン流路における圧力変動	(130)
3. 2. 3	ボリュートにおける圧力変動	(139)

3. 2. 4	回転圧力場	(142)
---------	-------	-------

## 第4章 感圧導電ゴムを用いた壁面変動圧力分布計測システム (147)

4. 1	圧力分布検出センサ	(148)
4. 2	圧力分布計測システム	(153)
4. 3	圧力分布センサの特性	(156)
4. 4	圧力分布センサの変形と流れに対する影響	(161)
4. 4. 1	圧力分布センサの変形	(161)
4. 4. 2	変形が流れに及ぼす影響	(165)
4. 5	圧力分布計測システムの応用例	(174)
4. 5. 1	物体接触圧力	(174)
4. 5. 2	衝突空気噴流	(176)
4. 5. 3	衝突水噴流	(179)
4. 5. 4	ターボ形ポンプ内圧力変動	(184)

## 第5章 結論 (192)

5. 1	本研究で得られた結果	(192)
5. 2	残された問題点と今後の展望	(194)

## 謝辞 (196)

## 参考文献 (197)

付 録	(207)
-----	-------

A. 1	5 孔ピトープローブ軸からポンプ軸への座標変換	(207)
------	-------------------------	-------

A. 2	デジタル処理	(212)
------	--------	-------

A. 3	統計解析	(214)
------	------	-------

A. 4	MAC法を用いた数値解析の妥当性	(220)
------	------------------	-------

## おもな記号

### 第 2 章

$A$	: 流体の運動量
$a$	: プローブ取圧部半径, または断面積
$B$	: 減衰力または精密度
$C_p$	: 取圧孔圧力係数
$C_{xx}$	: 自己相関関数
$C_{xy}$	: 相互相関関数
$coh^2(f)$	: コヒーレンス関数
$d$	: 直径
$E$	: ヤング率
$f$	: 周波数
$G$	: ゲイン
$h$	: 受圧板の厚さ
$I$	: 慣性モーメント
$k$	: 受圧板のバネ定数
$l$	: 長さ
$M$	: 質量
$M_p$	: 受圧板の質量
$m$	: ポアソン比またはモーメント
$m_f$	: 流体付加質量
$n$	: 非一様性パラメータ
$P_r$	: 確率密度関数
$prob$	: 確率
$p$	: 圧力
$p_s$	: 静圧

$q$	: 擾乱速度
$Re$	: レイノルズ数
$r$	: 半径
$S$	: 正確度
$S_t$	: 非定常パラメータ
$S_{xx}$	: パワースペクトル密度関数
$S_{xy}$	: クロススペクトル密度関数
$t$	: 時刻およびスチューデント値
$U$	: 上流速度
$U_{RSS}$	: 不確かさ
$u, v, w$	: プローブ $x, y, z$ 軸の速度成分
$V, V_s$	: 絶対速度
$V_x, V_y, V_z$	: ポンプ $x, y, z$ 軸の速度成分
$v$	: たわみ
$w$	: 体積変位
$X, Y$	: ピトープローブの特性数
$X(f)$	: フーリエ成分
$x, y, z$	: 座標
$x_0, y_0, z_0$	: プローブ中心座標
$\alpha$	: 流れのヨー角
$\gamma_1$	: skewness
$\gamma_2$	: kurtosis
$\delta$	: 流れのピッチ角
$\Delta t$	: サンプリングの時間間隔
$\zeta$	: 減衰係数
$\theta_h$	: 取圧孔角度位置
$\lambda$	: 振動数比

$\mu$	: 粘度
$\nu$	: 動粘度
$\xi$	: 変位の無次元量
$\rho$	: 密度
$\sigma$	: 標準偏差
$\tau$	: 時間差
$\phi$	: 速度ポテンシャル
$\varphi$	: 位相差
$\Omega$	: 無次元周波数
$\omega$	: 角速度
$\omega_0$	: 固有振動数

### 第 3 章

$c$	: 羽根先端隙間あるいは周方向位置
$E_i$	: 翼素による単位質量当たりの仕事
$F$	: 流体力
$f$	: 周波数
$H$	: 全揚程
$l$	: 翼弦長
$m$	: メリディアン方向距離
$m_g$	: ディフューザベーンのメリディアン方向距離
$N$	: 回転数
$n_s$	: 比速度
$P$	: 軸動力
$PS$	: スペクトル密度関数
$PS_{ref}$	: 基準位置でのスペクトル密度関数
$p_t^*$	: 相対全圧

$\psi$	: 揚程係数
$\psi_i^*$	: 相対全圧の無次元量
$\psi_{p-p}$	: 無次元圧力変動の振幅
$\omega$	: 角速度

#### 第 4 章

$a$	: 計算領域の幅
$b$	: 変形の片振幅
$c$	: 変形壁面の移動速度
$d$	: 直径
$E$	: ヤング率
$H$	: 高さ
$i$	: $x$ 方向のセル番号
$j$	: $y$ 方向のセル番号
$n$	: 繰り返し回数
$P$	: 圧力の無次元量
$p$	: 圧力
$R_e$	: レイノルズ数
$t$	: 時刻あるいは圧力分布センサの厚さ
$U$	: 流路軸方向速度の無次元量
$U_s$	: 一様流の速度
$u$	: 流路軸方向速度
$V$	: 流路幅方向速度の無次元量
$v$	: 流路幅方向速度
$x, y, z$	: 座標
$X, Y, Z$	: 無次元座標
$\alpha$	: 波数 ( $= a/\lambda$ )

$p$	: 圧力
$Q$	: 流量
$Q_0$	: 設計流量
$R$	: 半径
$R^*$	: ハブ・ケーシング間距離の無次元量
$r$	: 半径
$s$	: 翼前縁から翼に沿って測った長さ
$T$	: 羽根車が 1 回転する時間
$T.C.$	: 翼先端隙間
$t$	: 時刻あるいは羽根間距離
$u_2$	: 羽根車出口先端周速度
$V_m$	: メリディアン速度
$V'_m$	: フロートラバース方向に直角方向の速度成分
$W$	: 相対速度
$y$	: 周方向距離
$Z_i$	: 羽根車羽根枚数
$Z_d, Z$	: ディフューザベーン羽根枚数
$\beta$	: 相対流出角
$\gamma$	: 斜流角
$\Delta c_L$	: 流体力の無次元変化量
$\Delta \psi$	: 無次元圧力の変動成分
$\eta$	: 効率
$\theta$	: 周方向位置
$\theta_s$	: ディフューザベーン間の周方向距離
$\rho$	: 密度
$\phi$	: 流量係数
$\phi_0$	: 設計流量係数



$\beta$	: 压力修正係数
$\varepsilon$	: 振幅比 ( $= a/b$ )
$\rho$	: 密度
$\lambda$	: 波長
$\sigma$	: 標準偏差
$\psi$	: 压力係数
$\omega$	: 緩和係数

# 第 1 章 序論

## 1. 1 本研究の背景と目的

最近のターボ形ポンプは、高速化や大容量化の傾向にあり、しかも、高性能化および信頼性が要求されている。高速化、すなわち羽根車回転数の増加による変動周波数の上昇、大型化によるポンプ要素の固有振動数低下などによって、ターボ形ポンプ内の流れ場は複雑化し、変動流れ場がポンプ系全体の安定運転に支障をきたす恐れもでてきている<sup>(1)</sup>。したがって、ターボ形ポンプの性能向上のためには、従来の手法による損失分析、数値シミュレーションに加え<sup>(2)</sup>、ポンプ内部の複雑な変動流れ場、圧力場についての検討が必要となる。また、ターボ形ポンプの運転状態診断、異常現象のセンシングや不安定状態の回避<sup>(3)(4)</sup>などターボ形ポンプの制御においても、変動流れ場、圧力場から得られる情報は不可欠となっている。

ターボ形ポンプ内の変動流れ場、変動圧力場計測は、センサ技術の向上と共に変化してきている。たとえば、変動速度場の計測法として、熱線を用いたターボ機械内部流れの乱流成分や変動周波数成分測定<sup>(5)(6)</sup>、レーザー流速計による回転羽根車内の流れ計測<sup>(7)(8)</sup>、画像処理技術を応用したPIVによる速度ベクトル測定が行われている。また、ターボ形ポンプの性能評価や損失分析、羽根に作用する流体力を知るには速度に加え圧力情報が必要であり、従来より、3次元流れの速度と同時に圧力を計測できる多孔ピトー管による測定<sup>(9)(10)</sup>が行われている。しかし、定常測定(平均値測定)や周期現象測定を対象にしたものが多く、変動流れの瞬時値計測に適した高速応答可能なピトープローブの使用例は少ない。これは、高精度の非定常測定が難しい上に、多量なデータ解析を伴い、時間応答性に優れたピトープローブの設計法や効率的な計測・処理法の確立が必要となるためである。

一方、壁面変動圧力計測は電気電子機器の発達、コンピュータ技術の発展とともに、センサを用いた最新計測法に移行しつつある。現在、ターボ形ポンプ内部の

変動圧力測定では、静的・動的に安定で、瞬時値の定量的分析も可能なピエゾ抵抗効果を利用した半導体式圧力センサが多く用いられている。しかし、圧力センサを含む圧力測定系の周波数特性は、測定方式、使用条件等の構造上の問題から変化することが多く、変動圧力計測によって高精度の現象分析を行おうとすれば、圧力センサを含む圧力測定系に対する応答性の把握と最適設計法の確立が要求される。さらに、ターボ形ポンプ内圧力変動に関して、空間的な分析を行うには、多点および多量の情報が必要となるため、効率的な計測・処理法の確立も要求される。しかも、瞬時圧力測定の空間分解能を高めるためには、多大な労力とコストがかかることから、先進のセンサや機能性材料を流体圧力計測に応用した新計測法の開発が望まれている。

さらに、近年のコンピュータ能力のめざましい発展とともに、進歩してきた数値流体力学（CFD）により、今後、ターボ機械内部の複雑な非定常流れのシミュレーションが行われると思われる。得られた数値計算結果の評価には、非定常流れの測定データは不可欠であり、変動圧力および変動流れ計測は、この分野でも重要な位置を占める。

本研究では、ターボ形ポンプ内での不安定現象解明や性能分析、振動・騒音などの運転状態把握に重要な情報となる壁面および流れの中の変動圧力場の計測法、処理法について検討するとともに、その精度向上を目指した。また、変動圧力場計測によって、ターボ形ポンプ内部の変動現象がとらえられることを明らかにし、実験結果の分析によって、その有用性を示した。さらに、壁面上の変動圧力情報を高密度にとらえることができる同時多点圧力分布計測システムを開発し、それによるターボ形ポンプ内圧力計測の可能性について検討した。

これらにより、ターボ形ポンプのための変動圧力場計測の現状が分析され、その有用性と将来性が考察される。

## 1.2 これまでの研究

### 1.2.1 圧力計測法

ターボ形ポンプに関して、圧力は流量と共に重要な物理量の一つである。そのため計測法に関しても測定条件等に対応した数多くの方法が検討されてきた<sup>(10) (11) (12)</sup>。なかでも平均圧力測定法として、圧力によって生じる力と液柱をつり合わせるマノメータ（液柱計）は、古くから利用されており、測定圧力範囲によって、密度の異なる液体を使用したり、構造を変化させたりしている。しかし、最近では、使用液体の毒性の問題でその使用範囲が限られてきつつある。また、弾性体の変形量とつり合わせる方法として、ブルドン管、ベローズ、ダイヤフラムなどを用いた圧力計があり、現場で直接指示値を確認でき電力を必要としない圧力計として、一般社会でよく利用されている。これらの測定精度はマノメータほど良くなく、微小変形の拡大指示機構で振動を発生したり、圧力変動による摩擦抵抗の変化が問題となることもある。

近年、圧力による変位を電気抵抗<sup>(13) (14)</sup>、電磁誘導、静電容量<sup>(15)</sup>、磁気抵抗<sup>(16)</sup>、光パワー<sup>(17)</sup>などの変化としてとらえる新しい形式の圧力センサがみられるようになり、平均値、変動値測定に適した各種センサが用いられている。それらに対して、静的校正法<sup>(18)</sup>、測定孔の形状<sup>(19)</sup>や導圧管の形状の影響などについて検討が行われてきた。測定対象を変動圧力に限定すれば、圧力測定系の動特性や測定計器の応答性など種々の問題が生じるため、圧力センサの小形化、受圧板の固有振動数上昇、非線形ひずみの低減等を目指した素材開発が進んでいる。また、変動圧力測定値の信頼性を確認するため、変動圧力測定系すべてを含む動特性試験が種々の導圧管と圧力センサを測定対象として行われている<sup>(20) (21) (22)</sup>。さらに、これらの特性を把握した上で、衝撃波<sup>(23)</sup>、水撃現象<sup>(24)</sup>、および送風機、圧縮機<sup>(3)</sup>、ポンプ<sup>(25) (26)</sup>、水車<sup>(27)</sup>、プロペラ<sup>(28)</sup>における圧力変動の測定が行われている。しかし、圧力測定部の構造、圧力測定系の動特性を考慮して変動圧力測定における精度を検討したものは少ない。

一方、ポンプなど流体圧力計測の分野では、壁面や流れ場の圧力を分布として同時に計測しようとする試みは少なく、ロボット<sup>(29)</sup>、医療・福祉<sup>(30)</sup>分野で使用されている触覚センサに比べて、さほど研究もなされていない。触覚センサは、センサ表面に作用する力を変位としてとらえるため、原理・用途とも圧力センサに比較的近く、流体計測に十分応用可能と考えられる。現在、分布型触覚センサでは、センサ機能の特性より、いかに高密度に配置して、後処理で効率的に情報抽出を行うかが問題となっており、感圧導電ゴムの電気抵抗変化<sup>(31)</sup>、誘電ポリマーの電荷の発生<sup>(32)</sup>、光の強度や反射光量の変化<sup>(33)</sup><sup>(34)</sup>、シリコンストレインゲージの電気抵抗変化<sup>(35)</sup>を利用したセンサが用いられている。今後は、コンピュータの発達と共に、いかに現象をセンシングするかというハードウェアの開発がソフトウェアより注目されつつある。これらの分野での触覚センサに関する一連の動きは、ポンプ内部の流体圧力分布計測で参考となるため、今後、注目しなければならない。

## 1. 2. 2 ターボ機械内の圧力と流れの計測

ターボ機械内部流れの変動現象とそれに伴う圧力や流体力の変動は、高性能化、安全性、および信頼性を目指す上で解明しなければならない問題である。特に、水力機械は、空気機械に比べ、圧力変動の機械全体に及ぼす影響も大きい。ターボ形ポンプでは、旋回失速、サージング、羽根車とボリュートケーシングやディフューザベーンとの干渉による圧力脈動は、ポンプ主軸やポンプ自体に振動を発生させ、時にはシステム全体に影響を及ぼす。したがって、圧力変動の推定、圧力変動発生メカニズムの解明、運転状態の把握や制御のため、詳細な圧力変動データの計測が必要になってきている。

このような状況のもと、ターボ形ポンプ内の平均圧力分布測定が、羽根車に作用する流体力を調べる一つの方法として用いられ、Binderら<sup>(36)</sup>は、ボリュート内部の圧力測定により羽根車出口での非一様性を明らかにした。Iversenら<sup>(37)</sup>、今市ら<sup>(38)</sup>、斎藤<sup>(39)</sup>、川田ら<sup>(40)</sup>、Chamiehら<sup>(41)</sup>は、遠心ポンプについて、羽根車出口周囲の圧力測定値と羽根車軸に作用する半径力測定値の比較をした。さらに、

ふれまわる遠心羽根車出口の圧力分布測定が辻本ら<sup>(42)</sup>により、吉田ら<sup>(43)</sup>によって、圧力変動と軸変位の関係が調べられた。一方、山口ら<sup>(44)</sup>によって、ポンプ水車、ポンプ過渡運転時の加振力の分析が圧力変動測定値を用いて行われた。Guelichら<sup>(45)</sup>は羽根車まわりの圧力分布の非一様性、羽根車とディフューザの干渉による圧力変動が遠心ポンプ羽根車に作用する半径方向力に影響を及ぼすことを示した。Simpsonら<sup>(46)</sup>は、ポンプ運転時の圧力変動レベルを理論的に調査し、種々のポンプ形式と測定された圧力変動レベルを比較した。村上ら<sup>(47)</sup>は回転羽根の後流が原因となる静止翼の周期的な流体力変化を、羽根面上の圧力分布から測定した。また、遠心ポンプ羽根車とディフューザの干渉により羽根車内に生じる羽根車内の圧力変動が、飯野ら<sup>(48)</sup>、羽根車とボリュートケーシングの干渉による羽根車での圧力変動が、菊山ら<sup>(49)</sup>によって調べられ、測定位置での圧力変動はN Z成分が支配的であることが明らかにされた。さらに、Arndt<sup>(50)</sup>らは、ディフューザベーンの壁面とシュラウド壁面の非定常圧力測定値から集積平均・スペクトルを求め、動静翼干渉による圧力変動振幅の考察を行った。

また、同時に変動圧力場の計測は、ターボ機械の開発に必要となるポンプ内流れの把握、流量変化と共に現れる旋回失速、逆流、サージングの発生やその予知と回避、不安定現象発生の原因を調べる異常診断に、その測定方法の手軽さから、これまで利用されてきた。特に、静止壁面上の変動圧力場は内部での圧力変動場に比べ、実機での測定が容易なことから、測定例も多いようである。Gostelow<sup>(51)</sup>は、コンピュータを利用したターボ機械内の非定常圧力測定とそのデータ処理法の提案を行った。湯浅ら<sup>(52)</sup>は遠心ポンプの騒音と圧力変動の関係を調べるため、空気を作動流体として、羽根車後方の流速、圧力変動を測定し、松永<sup>(25)</sup>らは、斜流ポンプ羽根車壁面変動圧力測定から、羽根の作動状態と流量による変化を分析した。さらに、Toureetら<sup>(53)</sup>は遠心ポンプ内での騒音発生の原因解明のため、吸込管、ポンプ羽根車、ボリュート内、吐出し管の変動圧力を測定し、その測定結果の補間により、ポンプ全体にわたる変動圧力場の画像化を試みた。また、運転状況の把握のため、横山ら<sup>(54)</sup>は遠心ポンプのボリュートケーシングの圧力変動から、後藤ら<sup>(26)</sup>

はポンプケーシング吐出し口の圧力変動を測定し、異常診断のためのデータを提示した。大野ら<sup>(55)</sup>は両吸い込み渦巻きポンプの圧力脈動と諸因子の相関関係を、吸込管、吐出し管に取り付けた圧力変換器の測定値から考察した。山本<sup>(56)</sup>はキャピテーションによる吸込管、吐出し管の圧力脈動を分析した。さらに、Mathioudakisら<sup>(57)</sup>は、タービン翼の変形や流路内での異常現象を各段の壁面ケーシングに取り付けた圧力センサでとらえようとした。Inoue<sup>(58)</sup>らは、軸流圧縮機の羽根車壁面ケーシングでの圧力変動の相関関係から、翼端すき間による失速直前の変化をとらえ、センシングに利用した。

このように、変動圧力の計測は、ターボ形ポンプ内部の変動圧力が起因した流体力、不安定特性の分析、運転状態の診断に利用されてきた。しかし、これらは1測定点の時系列データの平均値、平均値からの標準偏差、変動周波数、変動振幅など、定性的な評価を加えたものが多く、空間的分解能や伝達される変動圧力場を詳しく調べたケースは少ない。

### 1.3 本論文の概要

第2章では、圧力センサによる変動圧力場計測の精度向上および高速応答化に関連して、測定系の構造、校正試験法を検討した後、理論解析により、圧力センサを用いた圧力測定系の周波数特性を理論的に導く。理論解から周波数特性の実用的な予測式が導かれ、実験結果との比較により、その妥当性が確認されている。また、理論解析結果から、圧力測定系の動特性を最適化する方法、導圧管の設計法を明らかにする。続いて、ターボ形ポンプ内部の変動速度と圧力を同時計測できる3次元非定常流れ計測用5孔ピトープローブに関して、構造、測定原理、特性数の選定による方向感度の検討の後、検定試験について述べ、変動3次元一様流中におかれた5孔ピトープローブの出力を理論計算により求め、入出力の関係から変動流れ計測時の測定精度を明らかにする。また、流れに起因するピトープローブの振動によって生じる測定誤差を実験的、理論的に調べ、振動の影響を少なくするための測定条



件、形状の最適化を提案した。さらに、膨大な計測データ量进行处理する必要のある非定常流計測の能率をあげるために、変動圧力、変動流れ場計測のデータ収集システムと処理方式の検討を行う。その際、測定装置、計測機器、データ収集・処理を含めた変動圧力、変動流れ場計測誤差が、不確かさ解析により明らかにされた。

第3章では、ターボ形ポンプ内の変動現象が変動圧力計測によって分析可能であることを確認する。はじめに、オープン羽根車を有する斜流ポンプについて、第2章で確立されたケーシング壁面の非定常圧力計測法を用いて、壁面圧力情報と低流量域での不安定特性と羽根の作動状態の関連性を調べ、低流量域でのターボ形ポンプ不安定特性が羽根先端近傍の流れと深く関連していることを示した。続いて、ポンプ回転羽根車と静止羽根の相互干渉により発生する非定常流れ場が、ケーシング壁面の変動圧力計測により調べられている。本研究では、斜流ポンプおよびディフューザポンプを測定対象として、多量の時系列データから有効データを抽出する処理と評価法も示されている。また、ターボ形ポンプ壁面近傍での圧力変動情報と内部圧力変動を確認する目的で、圧力センサによる壁面変動圧力計測と5孔ピトープローブによる内部流れ計測による結果が比較されている。動静翼干渉によるディフューザベーン流路内の変動圧力の特徴、ポンプ内での圧力変動の伝播、羽根に作用する流体力を調べ、変動の発生メカニズムを実験的に明らかにしている。その結果、ターボ形ポンプの変動圧力場計測が現象分析に有効であることを示した。

今後、高度化、高速化、知能化が予想されるターボ形ポンプの変動圧力場計測法は、センシング技術導入による新開発が待望されていることから、第4章では、壁面変動圧力を高密度にとらえることができる感圧導電ゴムを利用した圧力分布センサ、および同時多点計測が可能な圧力分布計測システムについて示した。圧力分布センサ、計測システムの構成を述べ、システムの性能評価、開発した圧力分布センサの特性を調べている。続いて、圧力分布センサの作用圧力による変形量と変形の流れに及ぼす影響を理論計算により推定した。また、開発した圧力分布計測システムを用いて、衝突噴流、遠心ポンプディフューザベーン表面での変動圧力場の可視化を試み、本システムがターボ形ポンプ内変動圧力場の解明に有効な手段となるこ



とを示した。

第5章は、圧力センサによる変動圧力、5孔ピトープローブによる変動流れ計測の精度向上、および高速応答化に関連して明らかにされたこと、また、ターボ形ポンプ内の変動圧力、および速度の計測、測定データ分析により、得られた知見、同時多点計測が可能な圧力分布計測システムの開発の成果についてまとめられている。

## 第 2 章 壁面変動圧力および非定常流れの計測

ターボ形ポンプ内部で発生する変動圧力は、ポンプの不安定特性や振動現象の解明、性能分析、運転状態の把握を行う上で、速度と共に重要な情報である。これらポンプ内部の非定常 3 次元流れの圧力変動は、高速応答可能な静止ピトープローブを用いることで、速度と同時測定できることが知られている<sup>(9)</sup>。また、圧力センサによる壁面圧力変動測定は、ターボ形ポンプの運転状態診断、異常現象のセンシング、不安定状態の回避などの情報収集に利用されている<sup>(3)</sup>。これらの方法によりターボ形ポンプ内変動流れの詳細な分析を行うには、静的に安定し、応答性の良い圧力センサを使用することはもちろん、測定方式、測定目的、測定条件等を考慮した上で、計測方法全体の安定性、応答性の検討が必要となる。また、変動流れ計測時に発生する誤差要因の把握が測定精度向上に不可欠である。さらに、非定常計測では、膨大な計測データ量効率よく処理することも要求される。

本章では、ターボ形ポンプ内での不安定現象解明やターボ形ポンプの性能分析、振動・騒音などの運転状態把握に重要な情報となる壁面および流れの中の変動圧力場の計測法、処理法の検討を行うと共に、精度向上を目指した。そのため、壁面圧力センサと 5 孔ピトープローブを用いた変動流れの計測、処理法について、測定方法、校正法、特性数の選定法を検討すると共に、動特性予測、その他誤差要因による精度の推定を行い、圧力測定系や 5 孔ピトープローブの最適設計法を提案した。また、能率よく流路内の圧力変動を計測し、かつ、データを評価しうる方法について検討し、パソコンを用いた変動流れ計測システムにより、操作性、測定作業の能率化を計った。さらに、変動圧力、変動流れ場計測の誤差が、不確かさ解析により明らかにされ、ターボ形ポンプのための変動圧力場計測法の検討がなされた。

## 2. 1 変動圧力の計測

### 2. 1. 1 圧力センサと測定系の構造

現在、圧力計測には電気電子技術を応用した圧力センサが利用されている。圧力センサは圧力情報を電気量へ変換するもので、代表的なものとして、インピーダンス法と起電力法とに分けられる<sup>(10) (11)</sup>。変動圧力場計測に限定すれば、圧力変動に対する応答性から、これらの方式の中で測定に適したセンサとして、ピエゾ圧電効果（起電力法）、ピエゾ抵抗効果（インピーダンス変換法）を利用した形式が多く用いられている。しかし、圧電形センサは等価回路でインピーダンスが並列に入るため電圧減衰が速く、平均値測定は難しく、主に変動振幅や周波数測定に使用されることが多い。一方、ピエゾ抵抗効果を利用した半導体ひずみゲージは、センサの固有振動数も高く、温度補償抵抗をつけることや4ゲージ接続法で補償することで温度変化の影響を小さくすることも可能で、静的に安定し、さらに、ひずみに対してブリッジ出力を大きくするブリッジ構成法も可能で、良い直線性を示す。変動成分のみならず損失分析や性能評価のために圧力の絶対値が必要なことを考慮すれば、ターボ形ポンプ内の圧力測定では、静的安定性と動的応答の両者を兼ね備えた半導体ひずみゲージ式の圧力センサを用いることが有効である。したがって、本研究でも壁面圧力と5孔ピトープローブには半導体ひずみゲージ式の圧力センサを使用し、変動流れの計測を行う。測定に用いた標準的な圧力センサの性能は、零点移動温度特性 $\pm 0.5\%FS/deg$ 、非直線性 $\pm 1\%FS$ 、ヒステリシス $\pm 0.5\%FS$ 、繰り返し精度 $\pm 0.5\%FS$ 、固有振動数60~200kHzで、静的に安定し、変動計測にも適しており、ターボ形ポンプ内の変動圧力計測に利用可能である。

圧力センサを用いた変動圧力場の計測において、圧力センサの受圧面形状が十分小さければ、高い固有振動数を活かすために圧力検出面を流路壁面や測定面と一致させるフラッシュマウント形式にすることが望ましい。しかし、半導体素子では、異物や水からの受圧面の保護や蒸着された半導体の剥離防止、また、ピトープローブ取圧部のように小さな部分や壁面の圧力変化が大きい部分の空間分解能を高める

ためには、測定孔と圧力センサの間に導圧管を設けなければならない。このとき、壁面圧力は、図2-1に示すように、流路壁面の測定孔から導圧管を介して圧力センサまで導かれる。また、図2-2の3次元的な流れの速度ベクトル・静圧を同時に計測できる5孔ピトープローブは、直径2mmの取圧部上の5個の取圧孔の圧力を複数段の導圧管によって本体に内蔵された圧力センサへと導く。なお、圧力測定孔の形

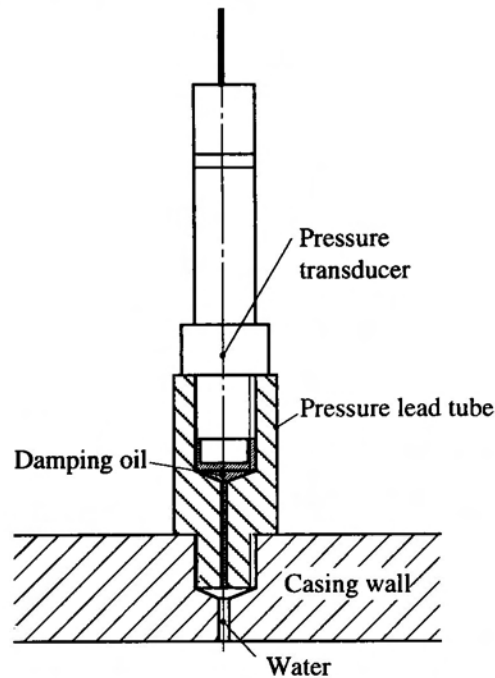


図2-1 圧力センサによる壁面圧力計測

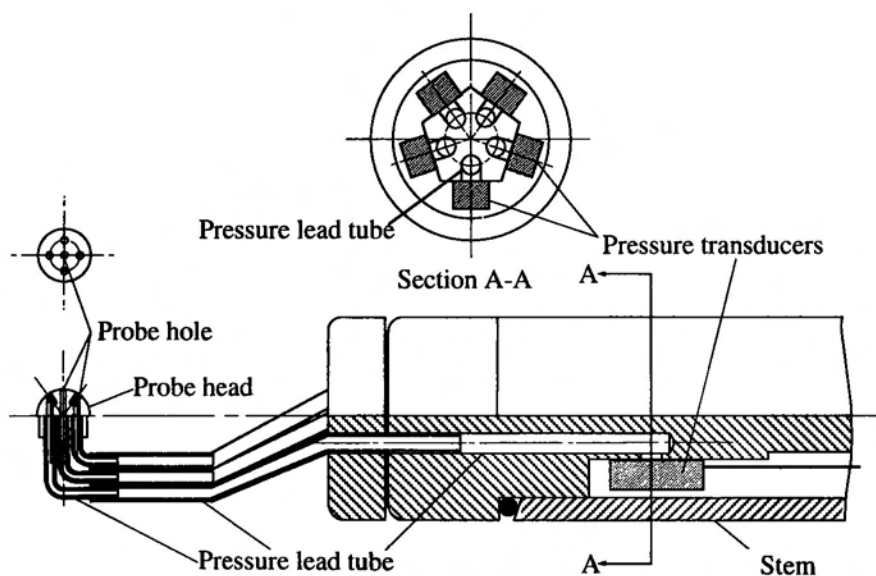


図2-2 非定常流計測用5孔ピトープローブの構造

状や角度、圧力孔径と深さ、取圧孔の加工精度に関しては、十分な配慮が必要であることが指摘されている<sup>(19)</sup>。本研究では、これらのデータや多くの実験経験と測定条件を考え、取圧孔径（直径0.2～0.8mm）を決定した。また、図2-1、図2-2に示された導圧管の長さとその径は圧力センサを含む圧力測定系の応答周波数に影響を及ぼす。したがって、変動圧力測定時には、形状を最適化し、導圧管内の封入液の粘度も選定しなければならない。さらに、5孔ピトープローブや壁面の複数の圧力情報を用いて計算、分析を行う場合には、各取圧孔の動特性を一致させることも要求される。このことから、変動圧力の計測では、事前に圧力測定系の周波数特性を推定し、必要に応じて、測定対象を考慮した圧力測定系の最適設計が必要となる。

## 2. 1. 2 校正試験

本研究で利用した壁面圧力測定や非定常流計測用5孔ピトープローブに使用される市販の圧力センサは、あらかじめ出荷以前の圧力校正試験で出力電圧と圧力の関係が求められている。しかし、これらは一定温度下で電氣的に安定した条件の下で求められる場合が多く、大容量動力電源のノイズや温度変化が大きい環境では、計測機器（電源印加装置や増幅器など）を含む圧力測定系の定常特性が変化し、測定結果の精度に大きく影響を与えることも考えられる。さらに、経年変化による圧力センサの抵抗値変化は、出力電圧を変化させ、製造段階で求められた校正式が使用不可能となることもある。したがって、試験・研究に用いる圧力測定器は、定常、非定常測定を問わず、できるだけ実験と同じ条件で、また、実験前後で校正値を確認する必要がある。それにより、センサを用いた圧力測定の精度は向上し、実験分析に有効なデータの収集が可能となる。

図2-3には、圧力校正用加圧装置を備えたディフューザポンプの実験装置を示している。測定対象流路は上流、下流弁を閉鎖することにより、閉じられた空間とすることができる。流路には、自由表面を持つ高さの異なる2つの容器が接続され、弁を切り替えることによって、測定流路内に一定静水圧が加圧される。そのとき加

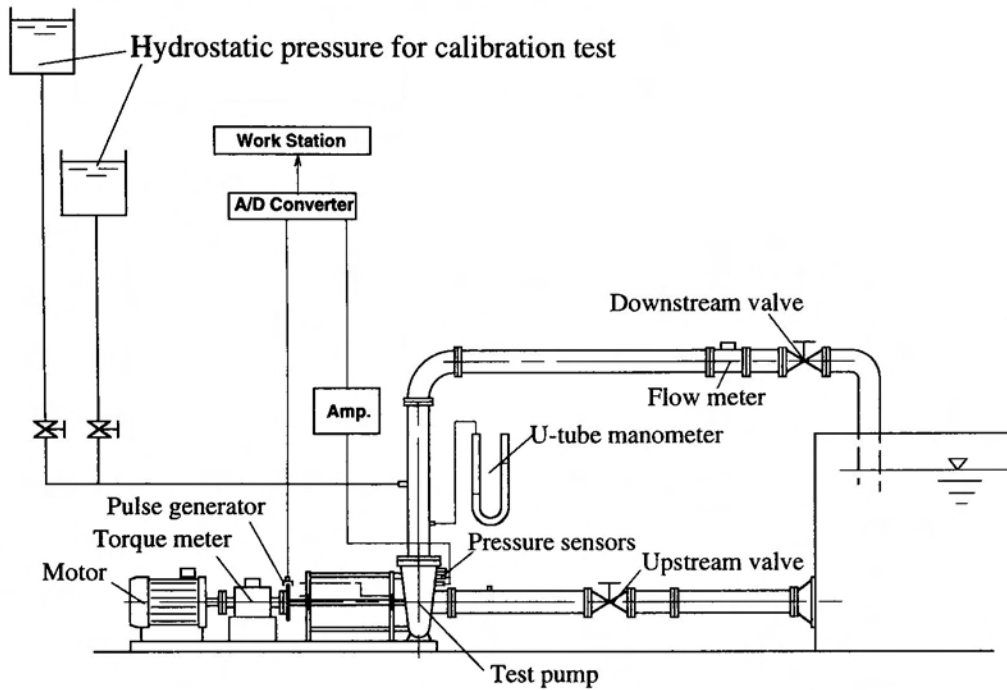


図 2-3 実験装置内の圧力校正試験設備

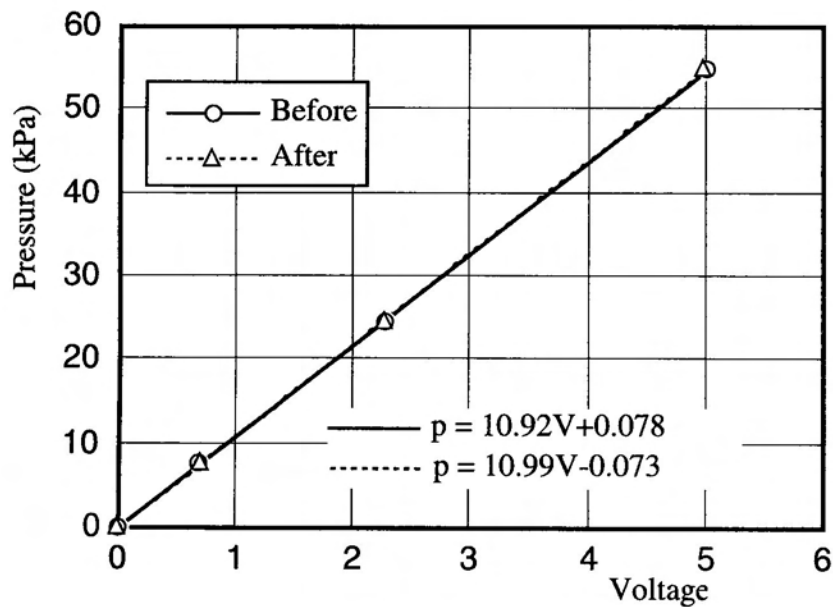


図 2-4 圧力校正試験結果の一例

えられた圧力値はマノメータによって測定され、圧力センサからの出力電圧との関係が求められる。変動圧力測定実験では、圧力センサを壁面や内部に取り付けた後、実験前後で上記操作を繰り返し、圧力校正式を求め、その変化を確認する。図 2-4 には実験前後で得られた校正試験結果を示す。図には、校正試験点と最小

自乗法で得られた近似直線を表した。この例では、実験前後で校正式の切片と傾きが1%以内で一致している。なお、前後の校正実験から、補間によって変動圧力測定時の圧力校正式を求めることもできる。さらに、不確かさ解析の際のデータとして使用でき、測定精度の予測にも利用できる。

## 2.2 圧力センサを用いた圧力測定系の動特性

圧力センサは変動圧力測定に多く使用されている。このとき使用される圧力センサは、測定対象周波数に比べて、十分固有振動数の高いものが選定される。圧力センサを含んだ圧力測定系の動特性については多くの研究<sup>(20) (59)</sup>があるが、これまで、導圧管を付加した場合に簡単で実用的な特性予測法とその調整に対する具体策を示した例は少ない。ここでは、導圧管を機械的なローパスフィルタの機能を持つ制動管として積極的に利用することを念頭に置き、制動管つき圧力センサの動特性を理論的に予測する方法を示し、実験値との比較によってその妥当性を明らかにする。さらに、変動圧力測定に必要な周波数特性を得るために最適な圧力測定系の設計法を確立する。

### 2.2.1 理論解析<sup>(60) (61)</sup>

圧力センサを用いた圧力測定系を図2-5のような一端にバネ付き平板をもつモデルで置き換え、その動特性を解析することにする。解析に際しては、管は剛体、流体は非圧縮性、各断面の流速分布は一様、エネルギーの消散は層流抵抗のみと仮定する。

今、一端に振動圧力 $p$ を加えたときの管内流体の軸方向振動を考えれば、流体要素 $I, II, \dots, K, \dots, N$ および受圧板 $P$ に関する運動方程式はつぎのようになる。

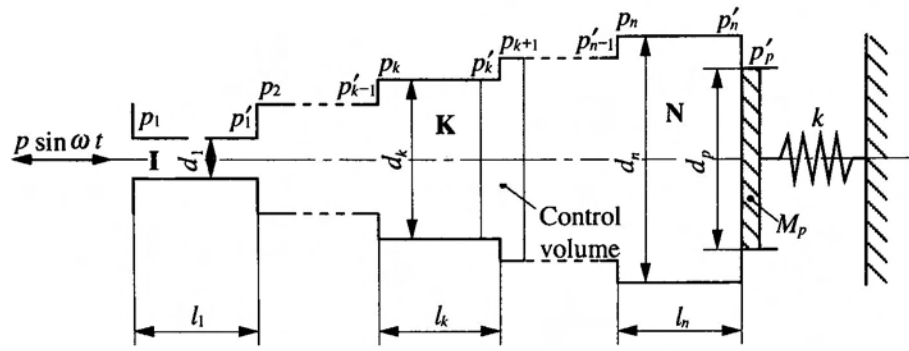


図 2-5 圧力測定系のモデル

$$\left. \begin{aligned}
 I.... \quad \rho a_1 l_1 \ddot{x}_1 &= p_1 a_1 - p'_1 a_1 - 8\pi\eta v l_1 \dot{x}_1 \\
 II.... \quad \rho a_2 l_2 \ddot{x}_2 &= p_2 a_2 - p'_2 a_2 - 8\pi\eta v l_2 \dot{x}_2 \\
 &\vdots \\
 K.... \quad \rho a_k l_k \ddot{x}_k &= p_k a_k - p'_k a_k - 8\pi\eta v l_k \dot{x}_k \\
 &\vdots \\
 N.... \quad \rho a_n l_n \ddot{x}_n &= p_n a_n - p'_n a_n - 8\pi\eta v l_n \dot{x}_n \\
 M_p \ddot{x}_p &= p'_p a_p - k x_p, \quad p'_n = p'_p
 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (2-1)$$

今，図 2-5 のような検査面に運動量理論を適用すれば，

$$\begin{aligned}
 \dot{x} > 0 \text{ のとき } \rho a_{k+1} \dot{x}_{k+1}^2 - \rho a_k \dot{x}_k^2 &= p'_k a_k - p_{k+1} a_k \\
 \dot{x} < 0 \text{ のとき } \rho a_{k+1} \dot{x}_{k+1}^2 - (-\rho a_k \dot{x}_k^2) &= p'_k a_k - p_{k+1} a_k \quad \dots \dots \dots (2-2)
 \end{aligned}$$

となる。ただし， $k=1, \dots, n-1$ である。

一方，非圧縮性流体の連続条件により次式が与えられる。

$$\begin{aligned}
 a_k \dot{x}_k &= a_p \dot{x}_p \\
 x_k &= \frac{a_p}{a_k} x_p \quad \dots \dots \dots (2-3) \\
 \ddot{x}_k &= \frac{a_p}{a_k} \ddot{x}_p
 \end{aligned}$$



今，開放端の圧力を  $p \sin \omega t$  とすれば，

$$p_1 = \begin{cases} p \sin \omega t - \frac{\rho}{2} \left( \frac{a_p}{a_1} \right) \dot{x}_p^2 & \dot{x} > 0 \\ p \sin \omega t & \dot{x} < 0 \end{cases} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (2-4)$$

となる。式 (2-1) から (2-4) により，振動方程式

$$M \ddot{x}_p + \left\{ B - \left[ \begin{matrix} A \\ A' \end{matrix} \right] \left| \dot{x}_p \right| \right\} \dot{x}_p + k x_p = a_p p \sin \omega t \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (2-5)$$

が得られる。ここで振動系の質量，減衰力，流体運動量に関する諸量  $M$ ， $B$  および  $A$ ， $A'$  は次式のようにになる。

$$\left. \begin{aligned} M &= M_p + \rho a_p^2 \sum_{j=1}^n (l_j / a_j) \\ B &= 8 \pi \rho v a_p^2 \sum_{j=1}^n (l_j / a_j^2) \\ A &= \rho a_p^2 \left[ \sum_{j=1}^{n-1} \left( \frac{1}{a_{j+1}^2} - \frac{1}{a_{j+1} \cdot a_j} \right) - \frac{1}{2 a_1^2} \right] \\ A' &= \rho a_p^2 \left[ \sum_{j=1}^{n-1} \left( \frac{1}{a_{j+1}^2} - \frac{1}{a_{j+1} \cdot a_j} \right) \right] \end{aligned} \right\} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (2-6)$$

ただし， $a_{n+1} = a_p$  である。

式 (2-5) を無次元化すれば，

$$\ddot{\xi}_p + \left\{ \mathbf{B} - \left[ \begin{matrix} \mathbf{A} \\ \mathbf{A}' \end{matrix} \right] \left| \dot{\xi}_p \right| \right\} \dot{\xi}_p + \xi_p = \mathbf{P} \sin \Omega \tau \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (2-7)$$

となる。ここで，

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{B} &= B/\sqrt{Mk} \quad , \quad \mathbf{A} = Ad_p/M \quad , \quad \mathbf{A}' = A'd_p/M \\ \Omega &= \omega/\sqrt{k/M} \quad , \quad \mathbf{P} = p\pi d_p/4k \quad , \quad \xi_p = x_p/d_p \\ \tau &= t\sqrt{k/M} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (2-8)$$

である。

式 (2-7) の解は次式で与えられる。

$$\xi_p(\tau) = \mathbf{b}_0 + \mathbf{X} \sin(\omega\tau + \varphi) \dots \dots \dots (2-9)$$

$$\frac{16(\mathbf{A} + \mathbf{A}')^2}{9\pi} \Omega^4 \mathbf{X}^4 - \frac{8\mathbf{B}(\mathbf{A} + \mathbf{A}')}{3\pi} \Omega^3 \mathbf{X}^3 + \{\mathbf{B}\Omega^2 + (1 - \Omega^2)\} \mathbf{X} = \mathbf{P} \quad (2-10)$$

$$\mathbf{b}_0 = \frac{\mathbf{A} - \mathbf{A}'}{4} \Omega^2 \mathbf{X}^2 \dots \dots \dots (2-11)$$

$$\sin \varphi = \left\{ \mathbf{B}\Omega \mathbf{X} - \frac{4(\mathbf{A} + \mathbf{A}')}{3\pi} \Omega^2 \mathbf{X}^2 \right\} / \mathbf{P} \dots \dots \dots (2-12)$$

ここで,  $\mathbf{b}_0 = b_0/x_p$ ,  $\mathbf{X} = x/x_p$  である。

式 (2-9) ~ (2-12) より瞬時変位は求められるが, 無次元振幅  $\mathbf{X}$  は式 (2-10) より明らかなように 4 次方程式の根となり, 一般には根が 4 個存在する。物理的に意味のある解を決定するため, 根の適否を判定する安定条件を導入する。無次元振幅  $\mathbf{X}$  の安定条件はラウス・フルビッツの判別法<sup>(62)</sup> により

$$\frac{3\pi \left\{ \mathbf{B} - \sqrt{\mathbf{B}^2 - 8 \left[ (1 - \Omega^2)^2 / \Omega \right]^2} \right\}}{16(\mathbf{A} + \mathbf{A}')\Omega} < \mathbf{X} < \frac{3\pi \left\{ \mathbf{B} + \sqrt{\mathbf{B}^2 - 8 \left[ (1 - \Omega^2)^2 / \Omega \right]^2} \right\}}{16(\mathbf{A} + \mathbf{A}')\Omega} \quad (2-13)$$

となり, 共振点においては,  $\Omega = 1$  となり,

$$0 < X < \frac{6\pi B}{16(A+A')} \dots \dots \dots (2-14)$$

しかし、式 (2-9) から (2-13) で与えられる解は容易には得られず、実用とは程遠いものである。そこで以下に実用的な予測式を導いておこう。圧力センサを使用する立場から見れば、広い周波数範囲での測定を可能にするためには、変動周波数の増加によりゲインが増大したり、位相が複雑に変化しないことが好ましい。そのため、点測定と圧力センサ受圧面保護の目的で設けた導圧管内に適当な粘度の油を封入して、ゲインの増大を抑制する方法を採用する。そのような場合、図2-6に示すように式 (2-5) 左辺第二項{ }内は、 $\left\{ B - \left[ \frac{A}{A'} \right] \dot{x}_p \right\} \cong B$ と近似することができ、式 (2-5) を二階線形振動方程式に帰着させることができる。このとき、特性量は次式で示すように振動数比 $\Omega$ 、および減衰係数比 $\zeta$ によって表される。

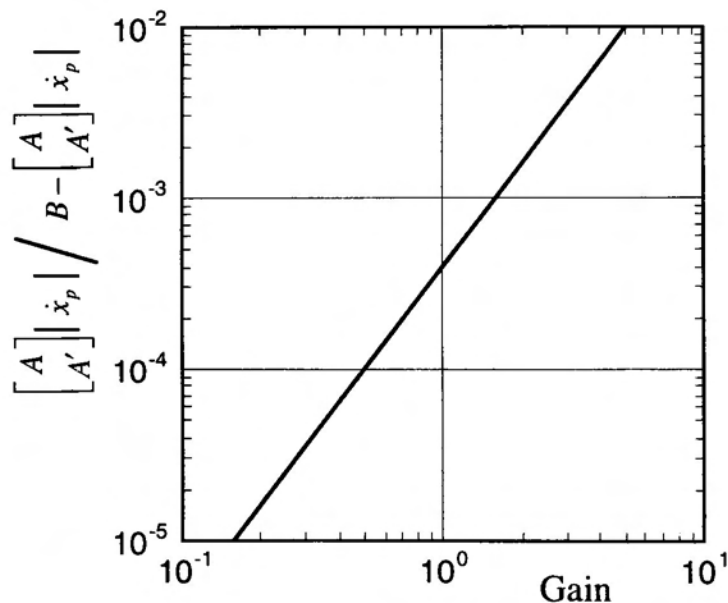


図2-6 ゲインに及ぼす流入流出損失の影響

$$\zeta = \frac{B}{2\sqrt{Mk}} = \frac{\mathbf{B}}{2} \quad \dots \dots \dots (2-15)$$

$$G = \frac{1}{\sqrt{(1-\Omega^2)^2 + (2\zeta\Omega)^2}} \quad \dots \dots \dots (2-16)$$

$$\varphi = \tan^{-1} \left( \frac{-2\zeta\Omega}{1-\Omega^2} \right) \quad \dots \dots \dots (2-17)$$

圧力センサ受圧板のバネ定数 $k$ および質量 $M_p$ ，導圧管の寸法，封入油の種類が既知ならば式(2-16)，(2-17)を用いて，容易に周波数特性を計算することができる。

なお，圧力測定系の固有振動数 $\omega_0$ ，そのときのゲイン $G_0$ は

$$\omega_0 = \sqrt{k/M} \quad \dots \dots \dots (2-18)$$

$$G_0 = \frac{1}{2\zeta} = \frac{1}{\mathbf{B}} \quad \dots \dots \dots (2-19)$$

となる。

また，圧力測定系の周波数特性を理論計算により予測するには，導圧管形状，制動油の動粘度のほか圧力センサ受圧板のバネ定数 $k$ を知る必要がある。そこで，以下にバネ定数を求める方法を示しておく。

図2-7に示すように圧力センサ受圧板の固有振動数 $\omega_n$ は周辺固定円板の最低次固有振動数に等しいとみなしうるため，受圧板のヤング率 $E$ ，ポアソン比 $m$ ，厚み $h$ ，円板径 $d$ ，密度 $\rho$ とすれば式(2-20)で与えられる<sup>(62)</sup>。

$$\omega_n = 2\alpha_{10}^2 \frac{h}{d^2} \sqrt{\frac{E}{3\rho(1-m^2)}} \quad \dots \dots \dots (2-20)$$

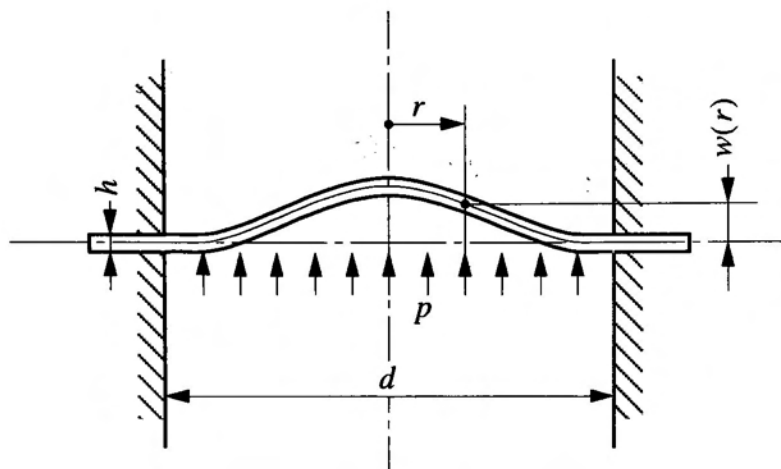


図 2-7 圧力センサの受圧板モデル

ここで、 $\alpha_{10}=3.196$ である。

図 2-7 に示すような周辺固定の薄肉円板の円板中心より  $r$  の位置のたわみ  $w$  は、式 (2-21) で表される。

$$w = \frac{3(1-m^2)}{16} \frac{p}{E} \frac{[(d/2)^2 - r^2]^2}{h^3} \quad \dots \quad (2-21)$$

ここで、 $p$ ：一様圧力である。したがって、体積変位  $v$  は、

$$\begin{aligned} v &= \int_0^{d/2} 2\pi r (dr) w = \int_0^{d/2} 2\pi r \frac{3(1-m^2)}{16} \frac{p}{E} \frac{[(d/2)^2 - r^2]^2}{h^3} \cdot dr \quad \dots \quad (2-22) \\ &= \frac{\pi p d^6 (1-m^2)}{1024 h^3 E} \end{aligned}$$

平均変位  $x$  およびバネ定数  $k$  は

$$x = \frac{v}{\pi d^2/4} = \frac{p d^4 (1-m^2)}{256 h^3 E} \quad \dots \quad (2-23)$$

$$k = \frac{\pi d^2 p/4}{x} = \frac{64\pi h^3 E}{d^2(1-m^2)} \dots \dots \dots (2-24)$$

と表される。したがって、圧力センサの材質・寸法が既知ならば、バネ定数を求めることができる。しかし、実際にはゲージの接着状態などの影響のため、同一寸法の受圧板であっても、その固有振動数は個体により異なるのが通例である。そこで、固有振動数を実験的に求めることとし、式(2-24)より同一の材質・寸法の場合の $\omega_n$ のバラツキの主要因である $h$ を消去した次式によってバネ定数を求めることにする。

$$k = 24\pi\rho d^4 \frac{\omega_n^3}{\alpha_{10}^6 \sqrt{\frac{E}{3\rho(1-m^2)}}} \dots \dots \dots (2-25)$$

表2-1は圧力センサ受圧板の寸法、材質から式(2-24)によって求められたバネ定数 $k$ と、 $\omega_n$ の実験値を用いて算出したバネ定数 $k$ (式(2-25))との比較を示しているが、両者には大きな違いが見られる。したがって、正確な動特性の予測をするには $\omega_n$ を実験的に求めることが不可欠である。後述の動特性計算値はこの方法を

表 2-1 圧力センサのバネ定数

圧力センサ		バネ定数 k (N/m)	
形式	定格 (Pa)	式 (2-24)	式 (2-25)
拡散形半導体	$1.96 \times 10^5$	$9.355 \times 10^5$	$3.158 \times 10^5$
半導体	$9.81 \times 10^4$	$5.541 \times 10^5$	$4.187 \times 10^5$
半導体	$1.96 \times 10^5$	$1.518 \times 10^6$	$6.178 \times 10^5$
半導体	$4.90 \times 10^5$	$4.437 \times 10^6$	$2.089 \times 10^6$

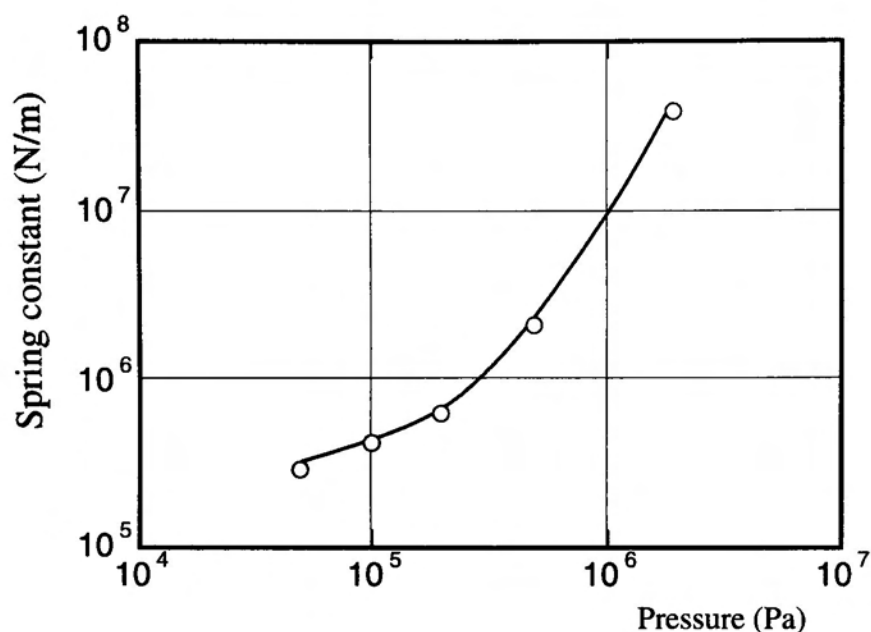


図2-8 圧力センサの定格とバネ定数の一例

用いたものである。なお、拡散形半導体圧力センサのように固有振動数が高すぎるために、実験的にそれを求めることが困難な場合には、単純な導圧管をつけたときの周波数特性試験や固有振動数によってバネ定数を求めればよい。図2-8には圧力センサの定格とバネ定数の関係の一例を示す。

## 2. 2. 2 実験結果との比較

周波数特性試験装置を図2-9に示す。試験は、水で満たされた容器に基準となる固有振動数が十分高い圧力センサと供試導圧管付き圧力センサを圧力発生源から同じ距離に取り付ける。各圧力センサの圧力校正試験を2.1.2項の方法で行った後、関数発生器から発信された任意周波数の正弦波形をパワーアンプで増幅し、圧力変動発生用水中スピーカに与え、容器内に正弦的な圧力変動を発生させる。そのときの変動周波数と基準圧力センサと導圧管付き圧力センサの出力波形から、それぞれの振幅比 (Gain) および位相差 (Phase) を測定する。以上の操作を周波数を徐々に増やしながら繰り返し、実験的に周波数特性を求める。

表2-2に、供試導圧管形状、バネ定数、制動油動粘度を示す代表的な4ケースに

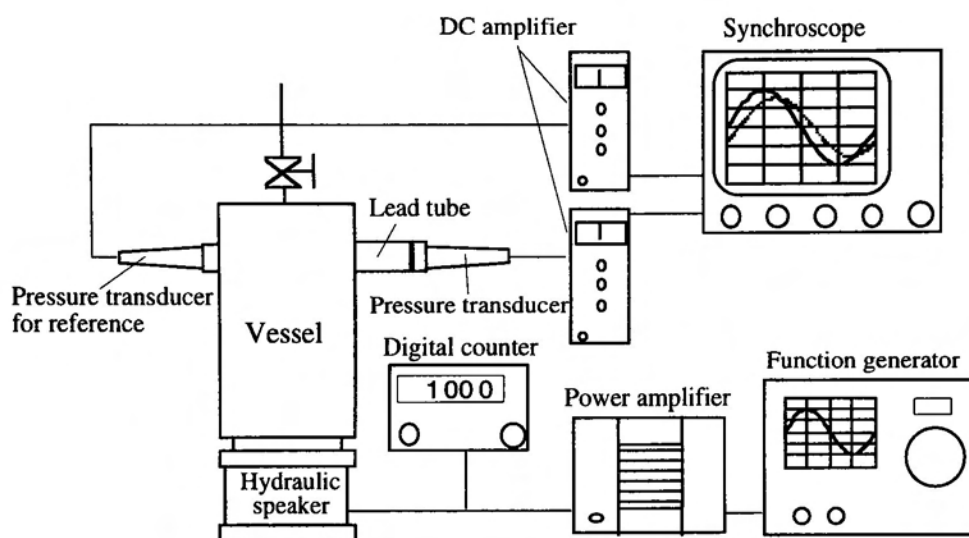


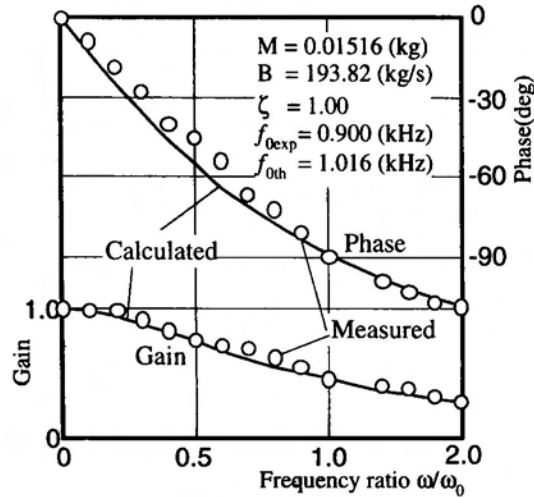
図 2-9 周波数特性試験装置

ついて、実験を行い、理論計算値との比較を行った。その結果を図2-10に示す。図中には式(2-15)～(2-17)で求められた計算値を記入し、理論予測値と実験結果を比較し、その妥当性を検討した。縦軸は基準圧力センサ信号との相対ゲイン、相對位相差を、横軸は容器内の正弦圧力変動の周波数を導圧管を含む圧力測定系の固有振動数で無次元化した振動数比を表している。図2-10(a)および(b)は導圧管形状と圧力センサが同一な圧力測定系で、導圧管内に封入する制動油の種類を変えた場合、(b)と(c)は導圧管長さが異なる場合、(d)は導圧管の段数が多く複雑な場合である。この結果より、導圧管を含む圧力測定系の固有振動数は、理論計算結果  $f_{0th}$  が実験値  $f_{0exp}$  に比べて10%程度高くなっているものの、理論計算結果と

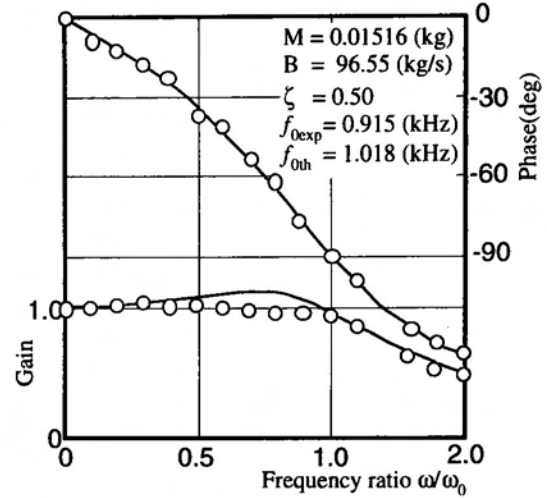
表 2-2 供試導圧管寸法と諸量

Case	$d(mm)/l(mm)$					$d_p(mm)$	$\nu(m^2/s)$	$k(N/m)$
	1	2	3	4	5			
a	0.5/20	5.0/2.0				4.0	$1.1 \times 10^{-4}$	$6.178 \times 10^5$
b	0.5/20	5.0/2.0				4.0	$5.0 \times 10^{-5}$	$6.178 \times 10^5$
c	0.4/50	5.0/2.0				4.0	$5.0 \times 10^{-5}$	$2.089 \times 10^6$
d	0.2/8.65	0.4/7.4	0.6/5.2	0.8/1.8	2.0/0.5	2.0	$2.0 \times 10^{-5}$	$3.158 \times 10^5$

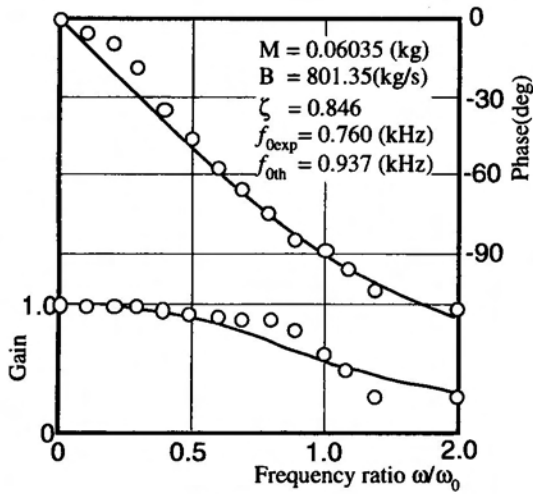




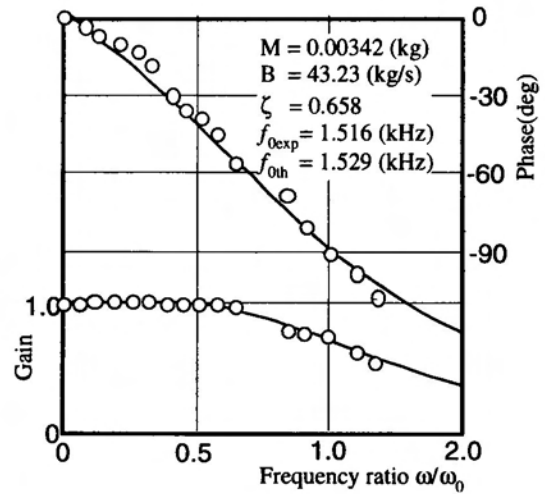
(a) Case a



(b) Case b



(c) Case c



(d) Case d

図 2-10 圧力測定系の周波数特性

実験結果の傾向は、ゲイン、位相とも良く一致している。したがって、前項の理論解析で提案した圧力測定系の実用的な予測式で、信頼性のある動特性予測が可能であることが明らかにされた。

### 2.2.3 圧力測定系の最適化<sup>(61)</sup>

非定常圧力測定に際しては、測定可能周波数域、2つ以上の測定点がある場合の圧力測定系相互の動特性の一致などを考慮した圧力測定系を用いることが望ましい。そこで、ここでは、制動油を封入した導圧管の使用を前提として、所要の特性

最初に、理想的な特性とはいかなるものであるか考えておこう。前述のように、対象とする圧力測定系は二階線形振動方程式で記述されうる。二階線形振動系において、周波数特性、過渡特性とも、測定系として優れているのは、減衰係数比  $\zeta = 0.707$  の場合である。このとき、周波数特性では全周波数域にわたってゲインの増大がなく、位相と周波数比の間にほぼ直線関係が成立している。一方、過渡特性の面から見れば、ステップ応答においては、行き過ぎ量  $0.05$ 、 $\omega_0 t = 1.0$  でほぼ定常値となり、また、インパルス応答においては  $\omega_0 t = 0.2$  でゲイン  $0.43$ 、 $\omega_0 t = 1.0$  でほぼ定常値となるなど、安定するまでの時間が短い特徴をもっている。したがって、変動に対する速応性が優れていること、低域フィルターの役割を果たすことを考えれば、 $\zeta = 0.707$  のときが理想的な特性を有する場合と考えられる。

いま、式 (2-6) 第 1 式および式 (2-18) より

また、式 (2-6) 第 2 式および式 (2-15) より

となる。ただし、式 (2-26), (2-27) において、 $l_i > 0$  である。

-25-

れる。もし、 $l_j \leq 0$ となるようなことがあれば、 $a_j$ をより大なる値として上述の手段を繰り返せばよい。ただし、連立方程式  $(C) \cdot (l_j) = (D)$  を考える際に、 $rank(C) = rank(C \cdot D) = 2$ となるよう注意する必要がある。図2-11は圧力測定系の設計手順を示したものである。

前述の設計法では封入油の種類をあらかじめ定めてしまったが、導圧管の寸法決定後、封入油を選定する方法も考えられる。この方法は、既存の導圧管の特性を改善する際に特に有効である。導圧管の寸法が定まっているため、系の固有振動数を大きく変更することはできないが、応答曲線の形状を改善することは可能である。以下にその手順を示そう。

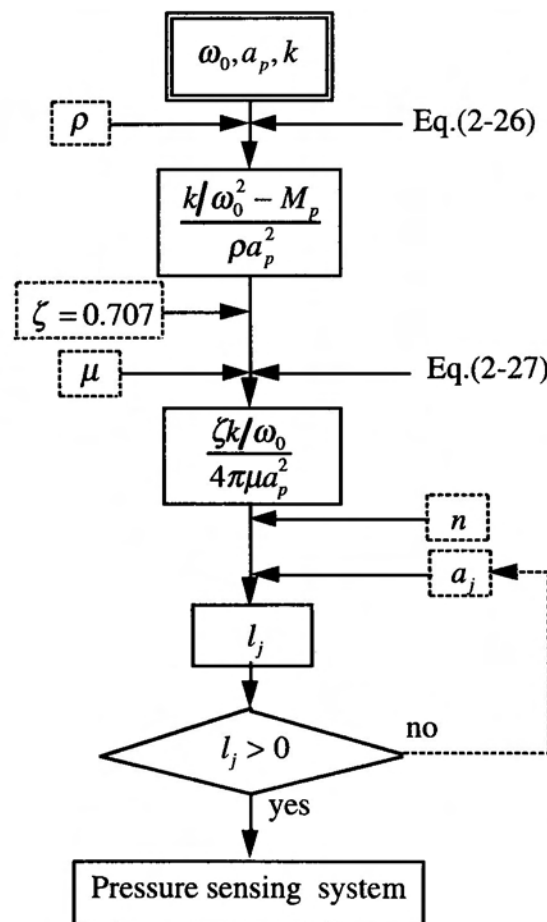


図 2-11 導圧管設計法

式 (2-6) 第 2 式および式 (2-15) から

$$\frac{\zeta \sqrt{Mk}}{4\pi\rho v} = a_p^2 \sum_{j=1}^n (l_j/a_j^2) \cdot \dots\dots\dots (2-28)$$

ここで、一般に  $M_p \ll \rho a_p^2 \sum_{j=1}^n (l_j/a_j)$  であることを考慮して、 $M \approx \rho a_p^2 \sum_{j=1}^n (l_j/a_j)$  とし

上式に代入すれば,

$$\frac{\mu^2}{\rho} = \frac{\zeta^2 k \sum_{j=1}^n (l_j/a_j)}{16\pi^2 a_p^4 \left\{ \sum_{j=1}^n (l_j/a_j^2) \right\}^2} \cdot \dots \cdot \quad (2-29)$$

となる。したがって、 $\zeta=0.707$ に対応する $\mu^2/\rho$ が算出される。以後は、図 2-12 に

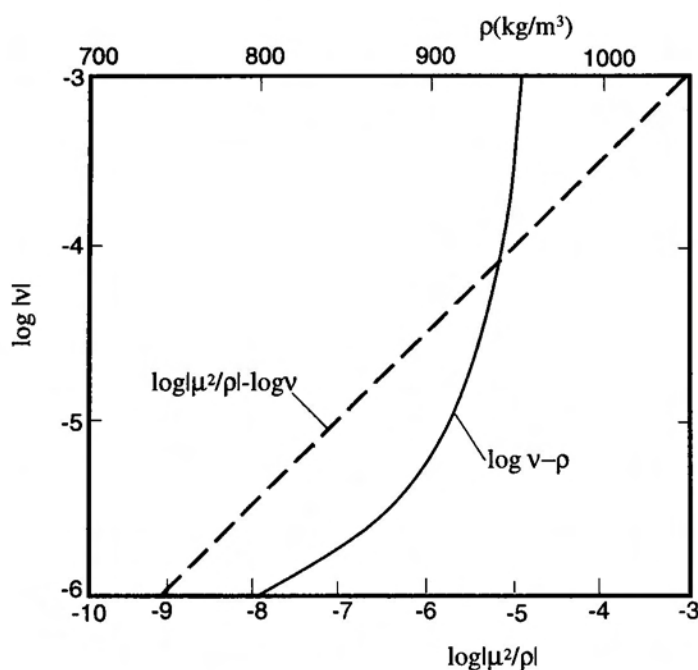


図 2-12 油の選定図

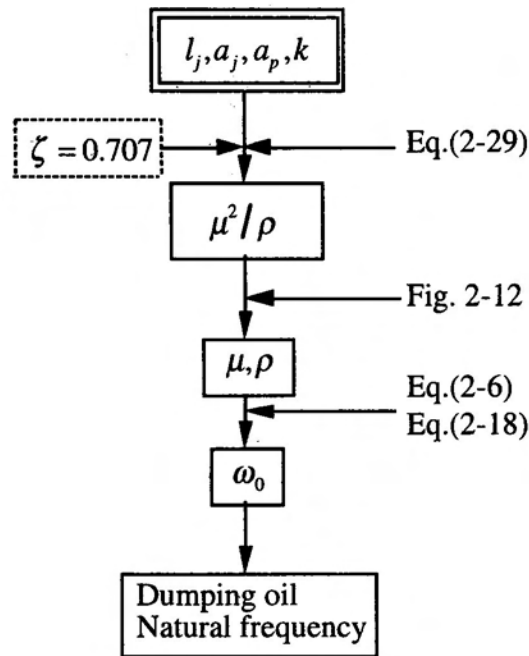


図 2-13 制動油選定法

例示するような油の選定図にしたがい、使用油を決定すればよい。なお、特性改善後の系の固有振動数 $\omega_0$ は式(2-18)、および式(2-6)第1式により求められる。図2-13はこの手順を示している。

以後、示される変動圧力場計測の結果は、前述の方法を用いて設計された圧力測定系によって測定されたものである。

## 2.3 5孔ピトープローブ

3次元の速度と静圧を同時測定できる測定器として、多孔ピトープローブは古くから使用されている。このピトープローブを使って、非平衡法で3次元流れの測定を行うには、4つの圧力情報が得られれば十分である。通常、測定範囲の対称性を考慮して5孔のものが多く利用されている。しかし、現在では、測定方向範囲を拡げるため、8孔<sup>(63)</sup>、13孔<sup>(64)</sup>など多数の取圧孔を有するピトープローブも使用されている。また、ピトープローブを回転させることにより3次元流れ計測を実現した2孔ピトープローブ<sup>(65)</sup>も利用されている。しかし、10個以上の取圧孔を有

するピトープローブは、取圧部径（10mm 程度）が大きくなると共に、非定常流れ計測に利用しようとするれば、圧力センサ設置の問題から、流れの中に挿入される本体もさらに大きくなることが予想されるため、主に、平均流れの測定に有効利用されている。一方、ポンプ羽根車や水車ランナの出口流れのように周期性が強い流れには、高速応答化、小形化が可能な 2 孔ピトープローブによる計測が有用な手段となる。しかし、不規則変動と周期的変動を含む流れの瞬時値は、プローブを回転させながらの周期抽出方式では測定できない。そこで、本研究では、高速応答化、小形化を計った 5 孔ピトープローブを設計し、変動流れの測定に用いることとした。

5 孔ピトープローブを用いて非定常 3 次元流れを計測する際、通常、各取圧孔の測定圧力値から特性値を計算し、この特性値の関数としてあらかじめ表示された検定曲線によって、速度ベクトル・静圧が算出される。このとき、特性値の選定が方向測定感度に影響を及ぼす。また、非定常時のプローブ取圧部圧力分布は準定常であると仮定し、非定常流の計測に定常検定特性を流用して速度ベクトル、および静圧を求める方式が採用されている。これが、圧力測定系の動特性とともに変動流れ計測時の誤差要因となる。

### 2. 3. 1 構造と測定原理

図 2-14 は、本研究で使用した 5 孔ピトープローブである。設計に際しては、高速応答化・小形化を考慮し、取付場所が小さく、固有振動数が高い（200kHz 以上）圧力センサを用いた。それにより、取圧部径が 2mm、本体径 7mm、取圧孔から圧力センサまでの導圧管距離 30mm 以内を実現した。図 2-15 には式 (2-16)、(2-17) で予測された中心取圧孔の周波数特性が示されている。固有振動数は約 6kHz で、導圧管内の油の粘度調整により、ほぼ適正制動となっている。また、取圧部は半円形で段差を設け、取圧部表面のはく離点移動に伴う変動の、取圧孔圧力への影響を小さくした。

ピトープローブによる測定原理を以下に示す。図 2-16 のように取圧孔にそれぞれ  $i=1, 2, 3, 4, 5$  の番号を付ける。ここで、流れの方向  $\alpha$ 、 $\delta$  は検定曲線が比較的単

純な関数となり、検定試験での角度設定やターボ形ポンプ内部流れ測定の際、羽根車に相対的な座標系への変換（A.1 参照）が容易である定義法を採用した。未知の流れの中に挿入されたピトープローブから得られる情報は、この5個の取圧孔圧力のみである。これらの情報から速度ベクトル、および静圧を算出するためには、あらかじめ取圧孔圧力と流れの関係を検定試験によって求めておかなければならない。いま、流れ場の上流の任意の点からプローブ取圧孔*i*に至る流線を仮定すれば、エネルギーの式から、

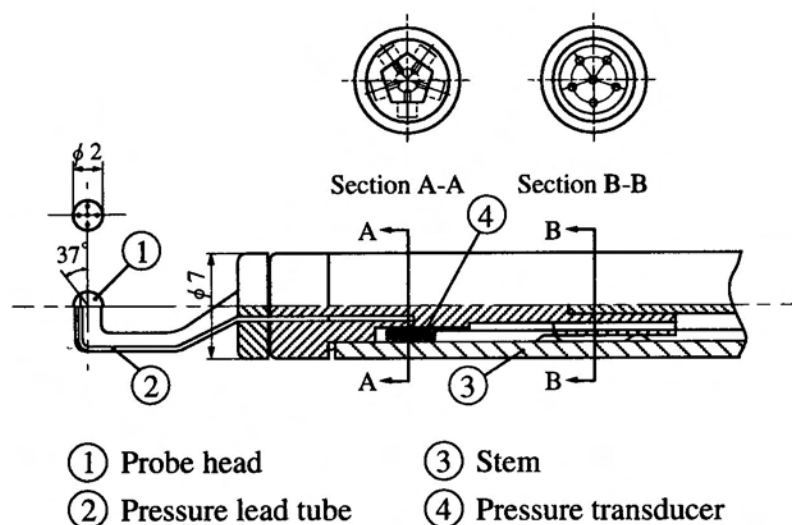


図 2-14 非定常流計測用 5 孔ピトープローブの構造

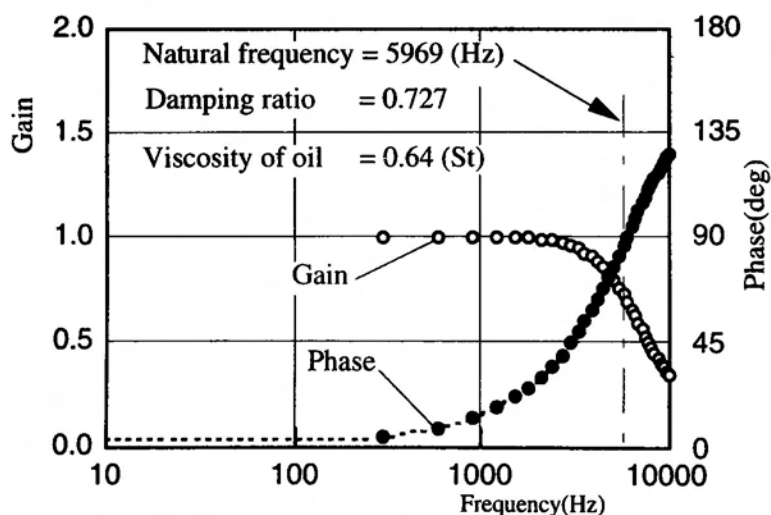


図 2-15 5 孔ピトープローブ中央取圧孔の周波数特性

$$p_s + \frac{\rho}{2} V_s^2 = p_i + \frac{\rho}{2} V_i^2 \quad (2-30)$$

$(i = 1, 2, \dots, 5)$

取圧孔  $i$  に加わる圧力は,

$$p_i = p_s + \left(1 - \frac{V_i^2}{V_s^2}\right) \cdot \frac{\rho}{2} V_s^2 \quad (2-31)$$

$$= p_s + C_{pi} \cdot \frac{\rho}{2} V_s^2$$

ここで、圧力係数  $C_{pi}$  は流れの方向  $\alpha$ ,  $\delta$  のみの関数となる。また、5つの取圧孔

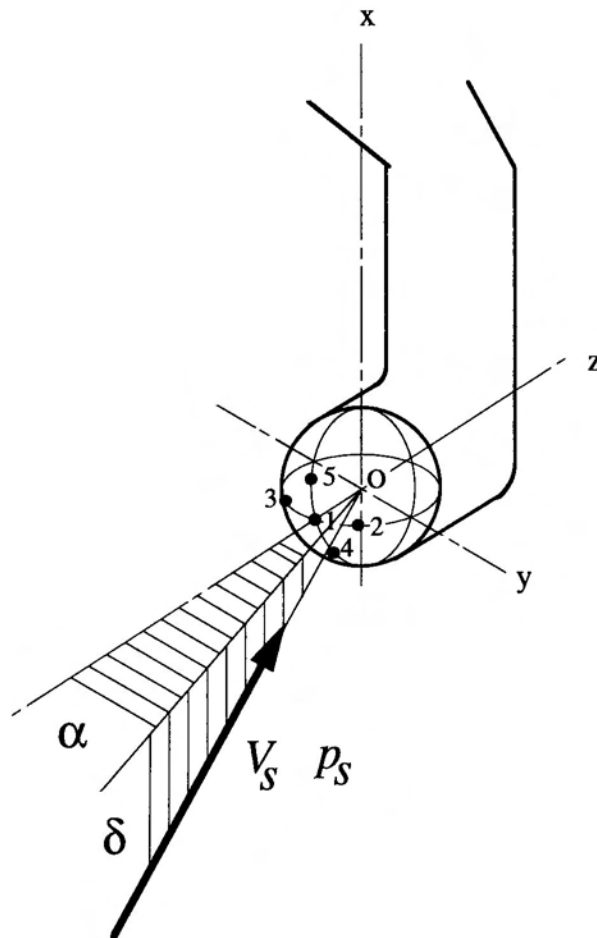


図 2-16 5 孔ピトープローブと流れの関係



圧力の適当な組合わせで定義される特性数  $X$ ,  $Y$  も  $\alpha$ ,  $\delta$  の関数となる。

$$\begin{aligned} C_{p_i} &= f_{ci}(\alpha, \delta) \\ X &= f_x(\alpha, \delta) \\ Y &= f_y(\alpha, \delta) \end{aligned} \quad (2-32)$$

速度、圧力が既知の噴流中に置き、流れに対しての方向  $\alpha$ ,  $\delta$  を変化させれば式 (2-32) の関係が求められ、流れ方向  $\alpha$ ,  $\delta$  は  $X$ ,  $Y$  の関数として次式で表される。

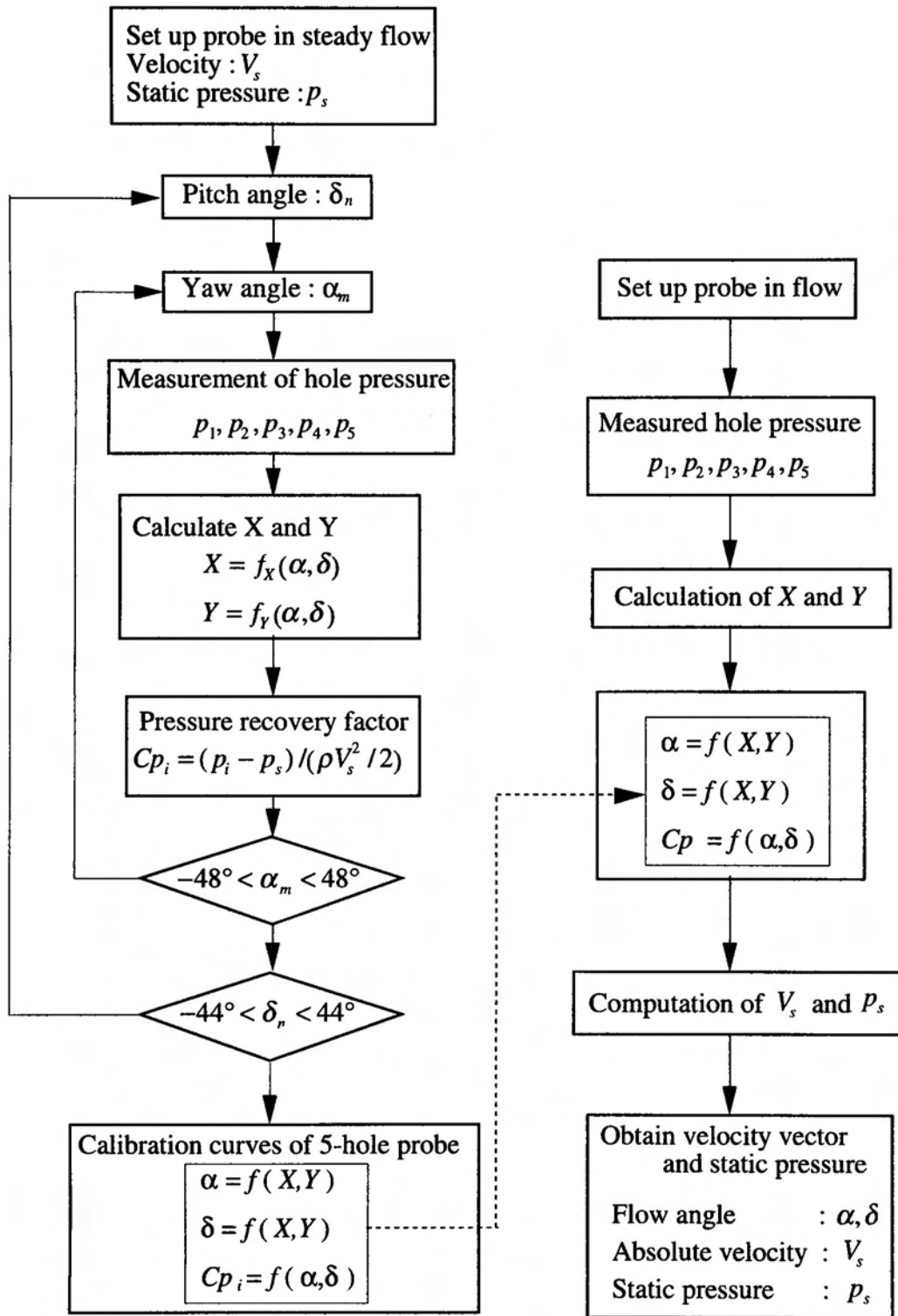
$$\begin{aligned} \alpha &= f_\alpha(X, Y) \\ \delta &= f_\delta(X, Y) \end{aligned} \quad (2-33)$$

したがって、上式の間係を図 2-17 (a) のような手順の検定実験であらかじめ求めておけば、未知の流れの中に置かれたプローブの取圧孔圧力を測定すれば式 (2-33) から流れの方向を算出でき、式 (2-32) から各取圧孔の圧力係数も求められる。

5 孔ピトープローブによる 3 次元流れ計測を例にとって、以下に速度ベクトル・静圧の算出法を示す。このときの手順は図 2-17 (b) のようになる。まず、流れの中に挿入されたピトープローブの取圧孔圧力  $p_1, p_2, p_3, p_4, p_5$  より特性数  $X$ ,  $Y$  を計算する。検定実験で求められたプローブ方向特性、式 (2-33) から流れ方向  $\alpha$ ,  $\delta$ , 続いて取圧孔圧力係数  $C_{p_i}$  が式 (2-32) より定まる。速度  $V$  は中心取圧孔 1 と下流に位置する取圧孔にベルヌーイの式を適用して、

$$V_s = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{p_1 - \min(p_2, p_3)}{C_{p_1} - \min(C_{p_2}, C_{p_3})}} \quad (2-34)$$

から求める。さらに、その点における静圧は式 (2-31) を中心取圧孔に適用して、計算される。



(a) Calibration test of 5-hole probe

(b) Measurement of 3-dimensional flow

図 2-17 ピトープローブ計測の流れ

$$p_s = p_1 - C_{p_1} \cdot \frac{\rho}{2} V_s^2 \quad (2-35)$$

### 2.3.2 特性数の選定<sup>(66)</sup>

前項の測定原理に基づく速度ベクトル・静圧の算出によって、3次元変動流れの測定が可能である。しかし、特性数X、Yにより、ピトープローブの $\alpha$ 、 $\delta$ 方向感度は変化するため、特性数X、Yの選定法には注意を払わなければならない。そこで、特性数の定義式を理論計算結果を用いて検討してみる。ここで、プローブの取圧孔圧力分布は、一様流中に置かれた球のポテンシャル解で求められている。定義式は、よく用いられている以下の3種類の方法について、比較検討が行われた。

(1) 松永らの方法<sup>(9)</sup> (方法1)

$$X = \frac{(p_2 - p_3)}{\{p_1 - \min(p_2, p_3)\}} \quad (2-36)$$

$$Y = \frac{(p_4 - p_5)}{\{p_1 - \min(p_4, p_5)\}}$$

(2) Kerrebrockらの方法<sup>(67)</sup> (方法2)

$$X = \frac{(p_2 - p_3)}{\{(p_2 - p_1) + (p_3 - p_1)\}} \quad (2-37)$$

$$Y = \frac{(p_4 - p_5)}{\{(p_4 - p_1) + (p_5 - p_1)\}}$$

(3) Leeらの方法<sup>(68)</sup> (方法3)

$$\begin{aligned}
 X &= \frac{(p_2 - p_3)}{\{p_1 - \min(p_2, p_3)\}} \\
 Y &= \frac{(p_4 - p_5)}{\{p_1 - \min(p_2, p_3)\}}
 \end{aligned}
 \tag{2-38}$$

ここで、 $\min(A, B)$ はAとBを比較して小さな方を採用することを意味する。図2-18は各方法による理論検定曲線を示している。ここで、実線は $\alpha$ 、破線は $\delta$ の $5^\circ$ 間隔の等角度線である。いずれの方法においても流れ方向 $\alpha$ はXのみの関数となっている。また、方法1、3では、 $0^\circ$ 付近で等角度線が疎になり、方法2では密になっている。図2-19から図2-21に各方法による方向特性および方向感度を示す。ここで、方向特性および感度特性は各々、原点および縦軸に対して対称であるので、1象限のみが表示されている。なお、理論値による検討の妥当性を確認するため、図2-19に実験値が併記されている。この図より理論値と実験値は良く一致しており、理論値による特性数選定の妥当性が確認される。以下に3つの方法の特徴を述べる。

#### (1) 方法1 (図2-19)

方向特性、方向感度は $\alpha$ 、 $\delta$ とも同じ傾向となる。 $\alpha$ 曲線はXのみの関数となり、 $\delta$ 曲線は $|X| < 1.0$  ( $|\alpha| < 20^\circ$ )程度までXの影響が少ない。方向感度は、 $d\alpha/dX$ 、 $d\delta/dY$ いずれも、平均値約 $20^\circ$ 、 $|X|, |Y| = 1.2$ 付近で最大値 $30^\circ$ 、 $X, Y = 0$ で最小値 $10^\circ$ を示し、広い方向範囲に対して感度の低下は少ない。

#### (2) 方法2 (図2-20)

$|\alpha|, |\delta|$ が $40^\circ$ 付近で特性数X、Yの分母が0となり、方法1に比べて測定可能範囲が狭くなる。方向感度は $\alpha$ 、 $\delta$ とも同じ傾向を示し、平均感度約 $10^\circ$ 、 $X, Y = 0$ で最大値約 $20^\circ$ 、 $|X|, |Y|$ の増加にしたがって $0^\circ$ に漸近する。この方法は $\alpha$ 、 $\delta$ が $0^\circ$ 付近で感度が高いから、 $\alpha = \delta = 0$ のまわりに微少な角度変動をする流れに対して有効である。

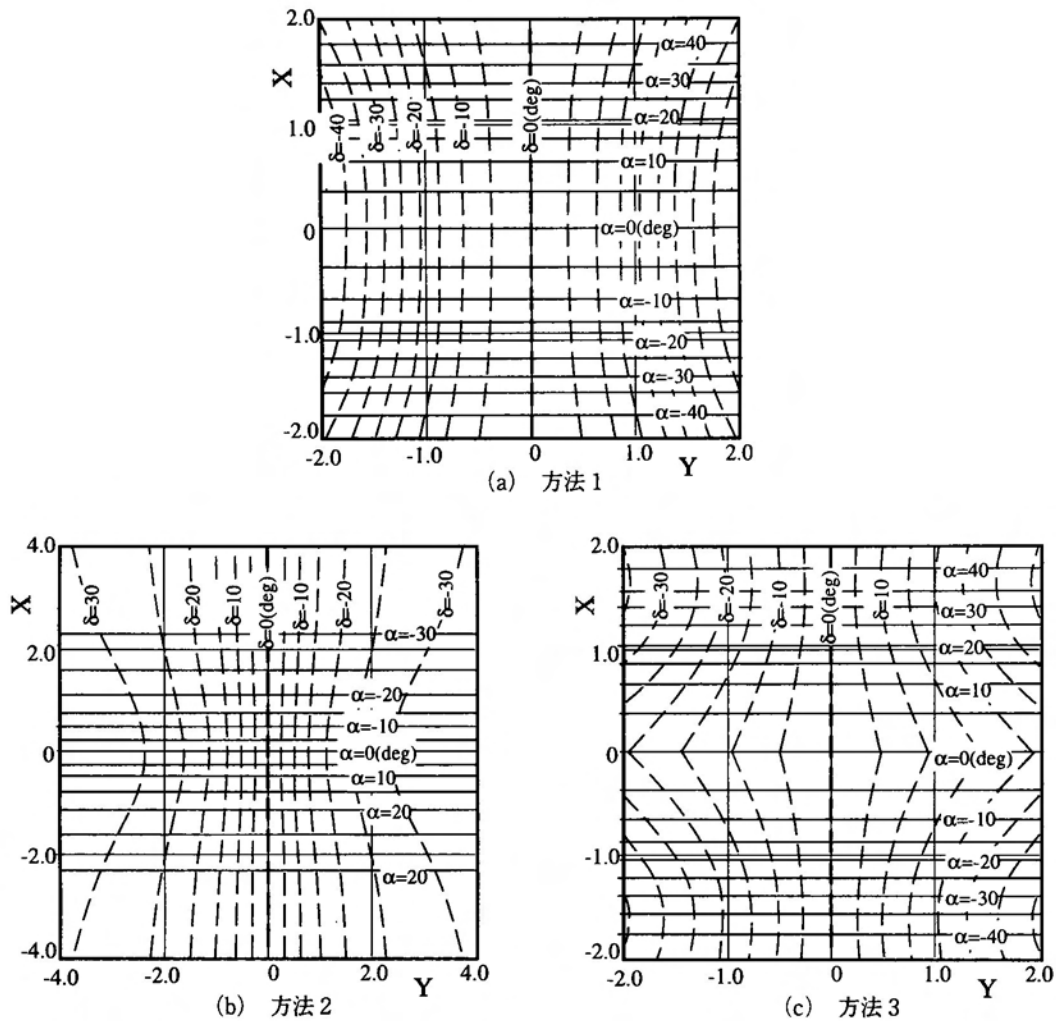


図 2-18 理論検定曲線

### (3) 方法 3 (図 2-21)

$\alpha$  曲線,  $\alpha$  方向感度は, X の定義が同一の方法 1 と同じである。一方,  $\delta$  方向特性は, 方法 1 とは逆に, X の増加にともない曲線の傾きが大きくなる。換言すれば, 方向感度  $d\delta/dY$  が大きくなる傾向を示している。 $\delta$  方向感度は, 平均感度  $15^\circ$ , Y の変化に対して感度があまり変化せず一定値を示す。したがって, 方法 1 と同様に  $\delta$  方向の角度変化が大きな場合には有効な方法である。反面,  $\alpha, \delta = 0$  のまわりに変動する流れの計測に際しては,  $\delta$  方向特性が X に影響され, また, 方法 1 に比べて平均感度も小さいから, 方法 1 に比べ不利である。

以上の結果を総括してみると, 角度  $0^\circ$  まわりに微小角度変動 ( $|\alpha|, |\delta| < 20^\circ$ ) する場

合には、 $0^\circ$ 付近の方向感度の高い方法2が有利である。また、方法1、3は方法2に比べて測定範囲が広がっている。特に、 $|\alpha| < 20^\circ$ で $\delta$ 方向特性がほぼ $Y$ のみの関数となる上、 $|\alpha|, |\delta| < 40^\circ$ での平均感度が最も高い方法1が大きな角度変動を伴う非定常流の計測には最適である。したがって、ターボ形ポンプ内の変動流れの計測には

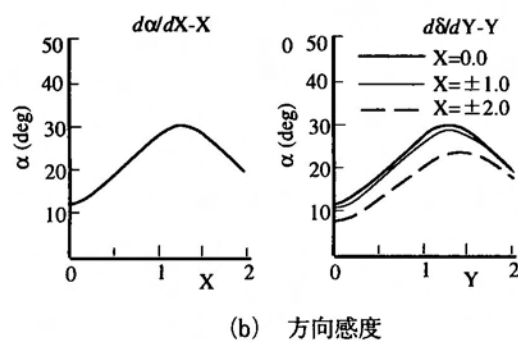
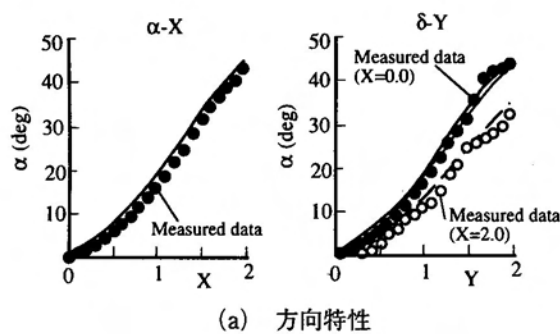


図2-19 方向特性 (方法1)

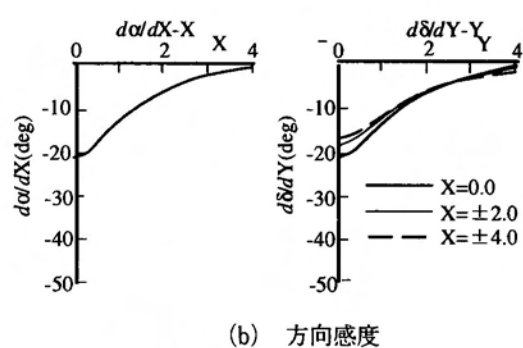
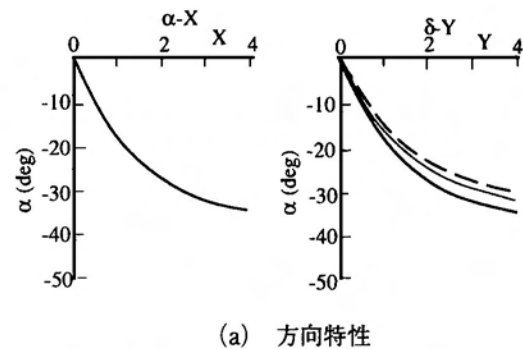


図2-20 方向特性 (方法2)

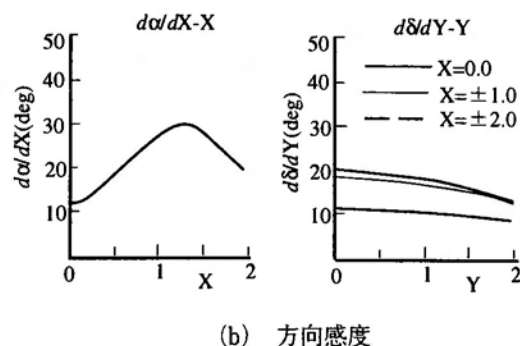
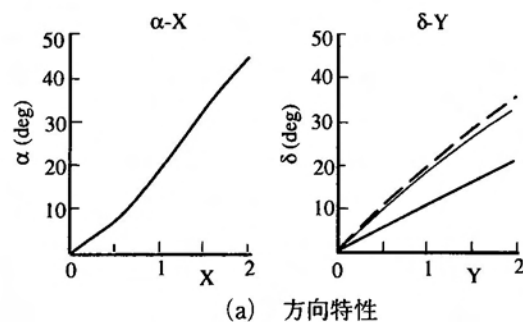


図2-21 方向特性 (方法3)

方法1で定義した特性数 $X$ ， $Y$ を使用することとする。

### 2.3.3 検定試験

図2-17の手順に従って5孔ピトープローブの検定は行われる。検定では、あらかじめ流速および静圧が既知である一様流中にピトープローブを置き、流れに対する方向  $\alpha, \delta$  を変化させながら、各取圧孔の圧力を測定し、流れの方向と特性数、圧力係数の関係を求める。したがって、検定実験に使用される流れは、時間と共に変化せず、乱れも小さく、速度分布が一様なものが望ましい。本研究で用いたピトープローブの検定試験装置を図2-22に示す。検定流は一様流の速度変化や乱れ度が小さい一定ヘッドを持つ水噴流を使用し、そのポテンシャルコア領域にプローブ

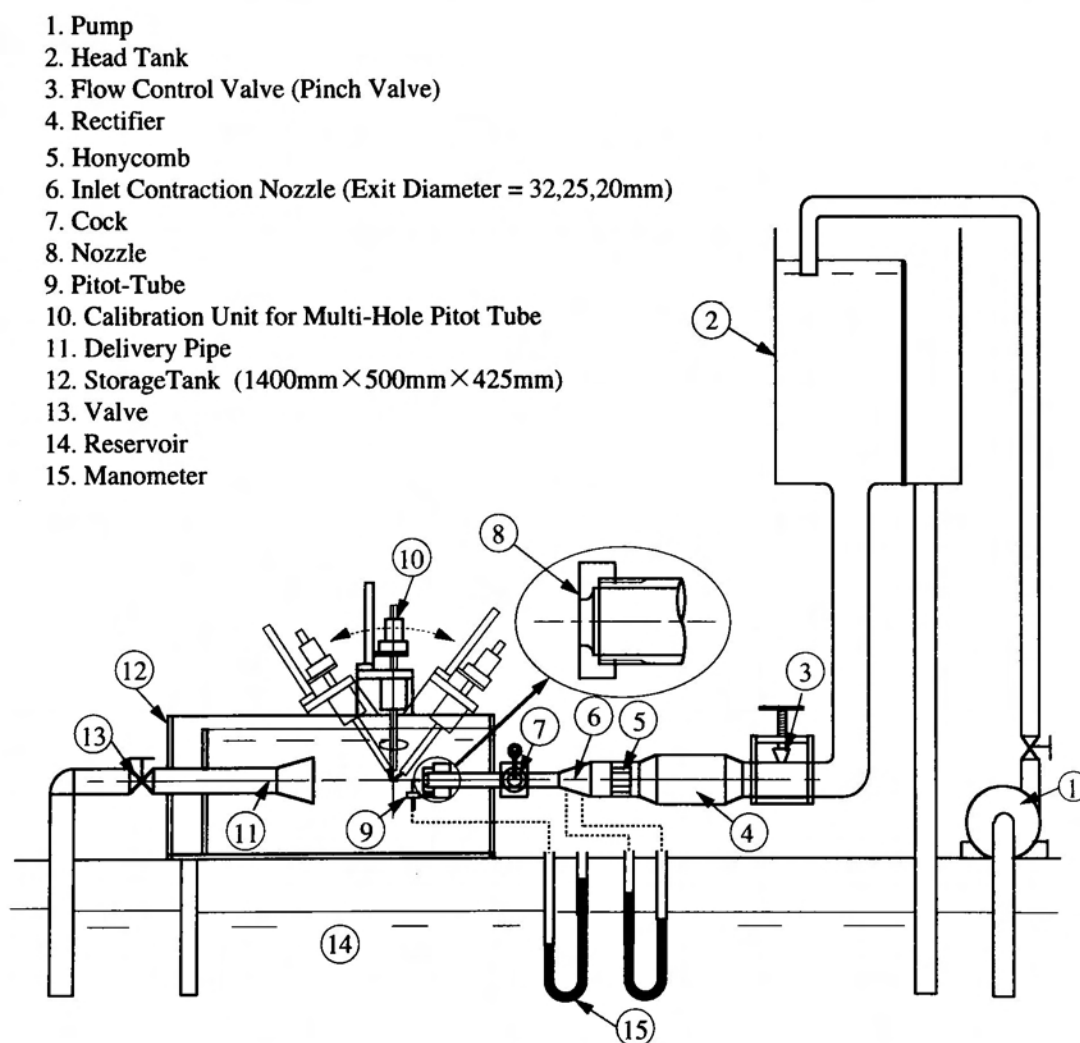


図2-22 5孔ピトープローブ検定装置

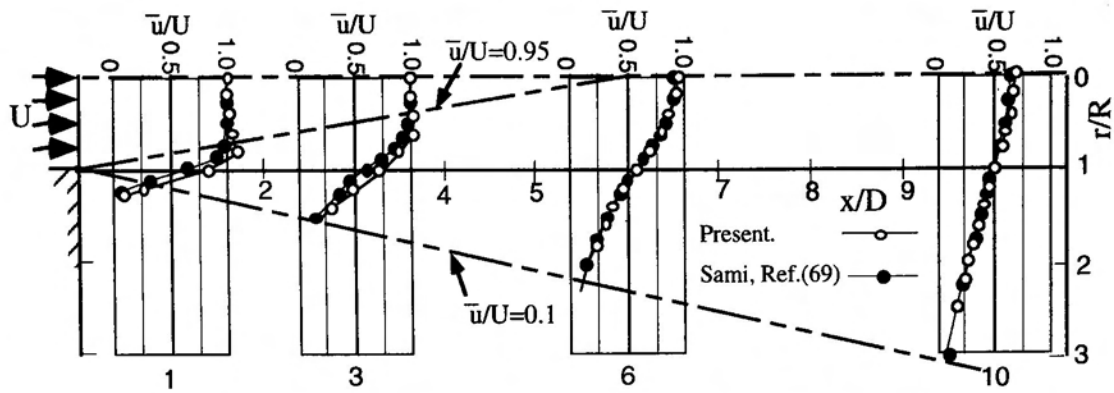


図 2-23 プローブ検定用水噴流の速度分布

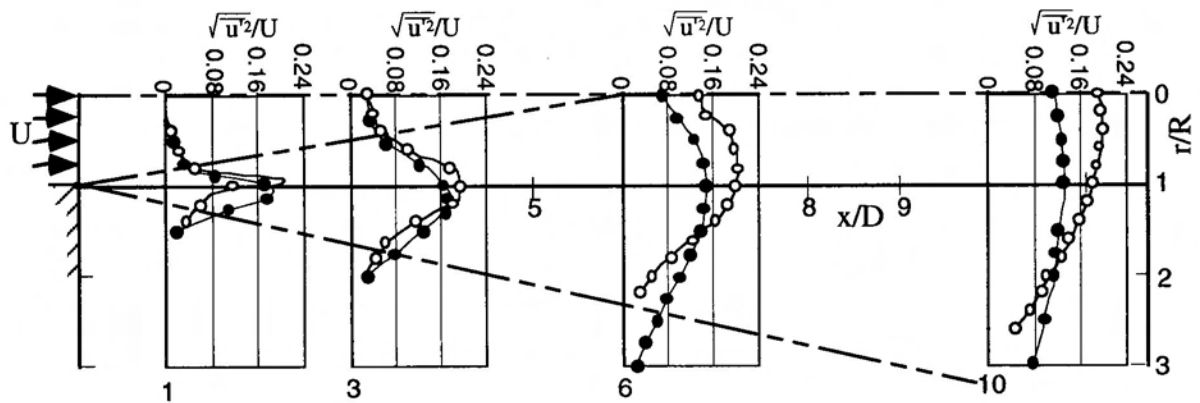


図 2-24 プローブ検定用水噴流の主流速度の乱れ度分布

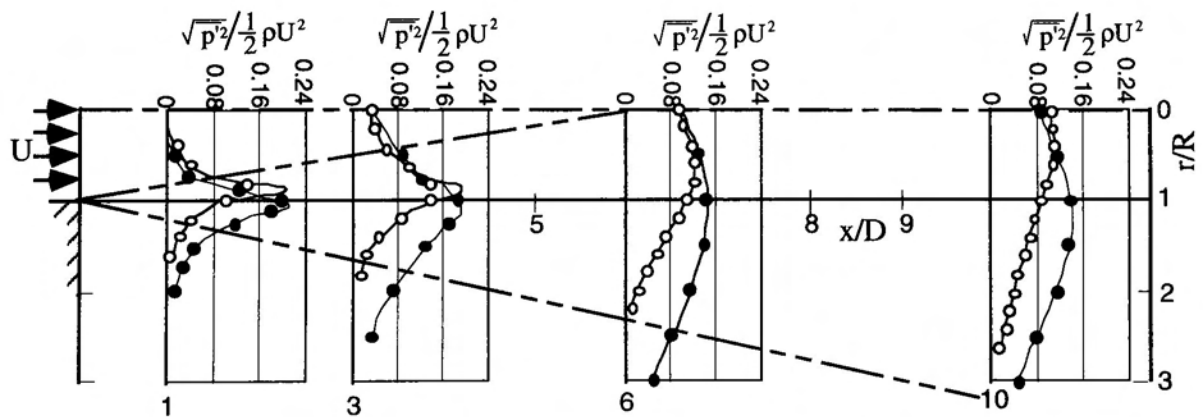
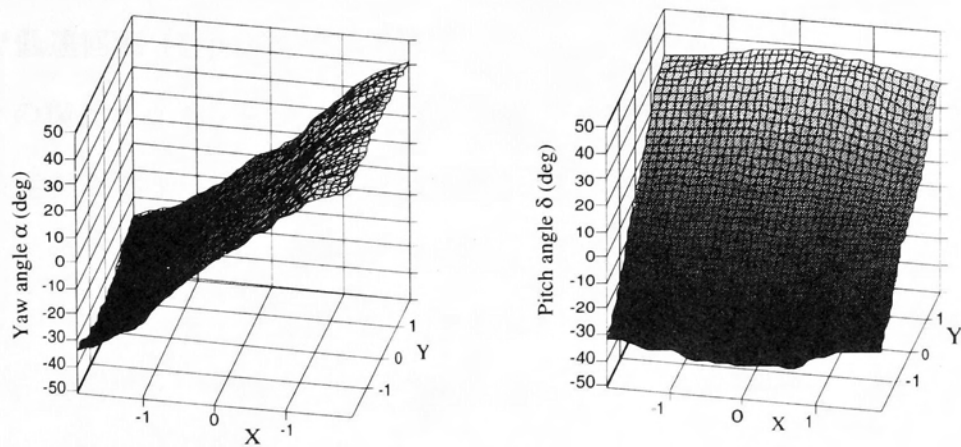


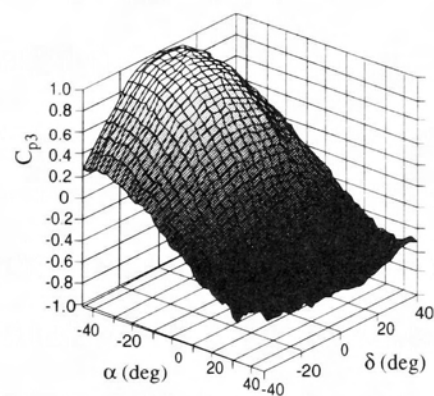
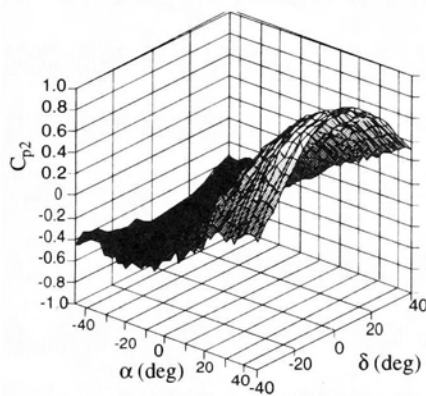
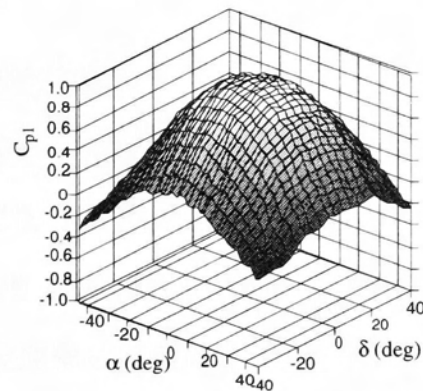
図 2-25 プローブ検定用水噴流の圧力の乱れ度分布

ブ取圧部を置いた。ポンプでヘッドタンクに送られた水はオーバーフローによって、一定水位に保たれる。ヘッドタンクから配管，速度調整用弁，整流格子を通過後，水位 200mm の下部タンクに噴出する。ここで，ノズル口径は 32, 25, 20mm に変更可能である。図 2-23 に本実験装置で実現される水噴流の速度分布，図 2-24，2-25 に速度と圧力の乱れ度を示す。実験結果には Sami ら<sup>(69)</sup>の結果も併記した。この分布から，ポテンシャルコアはノズル口径の約 5 倍で消滅し，平均分布や乱れ





(a) 方向特性



(b) 圧力係数

図2-26 5孔ピトープローブの検定曲線

度はこれまでの噴流実験結果と一致していることが確認される。また、検定装置で得られる噴流コア領域の最大流速は約 8 m/s, 流速調整用ピンチバルブを操作することで、噴出速度を変化させレイノルズ数の影響を調べることが可能である。なお、5 孔ピトープローブの取圧部は、速度一定領域が 20mm あるノズル出口から下流 1.5D の位置に設置し、ピッチ角  $\delta$  を手動で設定したのち、ヨー角  $\alpha$  を直流サー

ボモータで低速回転（1rpm）させ、ヨー角 $-48\sim 48^\circ$ の範囲で $2^\circ$ おきにデータ収集した。その後、ピッチを変化させて検定曲線を求める。図2-26はRe数16000で行われた検定試験結果（方向特性、圧力係数）を3次元表示したものである。これら5孔ピトープローブの3次元特性式は2変数の曲面近似式を作成する方法や格子点上の値から補間によって求める方式<sup>(70)</sup>を利用している。なお、ヨー角 $-48\sim 48^\circ$ 、ピッチ角 $-44\sim 44^\circ$ の範囲では、流れ方向および圧力係数の最大偏差は2%以内である。

#### 2.3.4 測定精度の推定<sup>(71)</sup>

適正に設計された5孔ピトープローブを用いて、流体機械内の複雑な3次元流れと圧力変動を計測することが可能である<sup>(72)</sup>。このような目的に使用される5孔ピトープローブでは、これまで述べてきたように、圧力センサにて検出された取圧孔圧力から定常流れの検定曲線を流用して、速度ベクトル・圧力の瞬時値が算出される<sup>(66)</sup>。しかし、非定常流と定常流ではプローブ取圧部圧力分布が異なるから、定常流れの検定曲線を流用する方式では誤差の発生を避けることはできない。

上記方法による非定常流計測の限界について、Senooら<sup>(73)</sup>、Matsunagaら<sup>(9)</sup>、Kovasznyaiら<sup>(74)</sup>の研究があり、ピトープローブの小形化および高速応答化が測定限界の向上のため不可欠であることが示されている。しかしながら、いずれの研究においても、定常検定曲線の流用によってどれほどの誤差を生じるか明確にされていない。また、静止プローブは構造上、2・2節で述べたように導圧管を有する圧力測定系を構成し、その動特性を加えたものが瞬時取圧孔圧力測定後、算出される瞬時速度ベクトル・静圧に含まれる測定誤差となる。

ここでは、3次元一様変動流中に置かれた5孔ピトープローブの出力、すなわち測定値を理論計算によって求め、入出力の比較によって、ピトープローブの圧力検知から処理に至る測定精度を明らかにする。

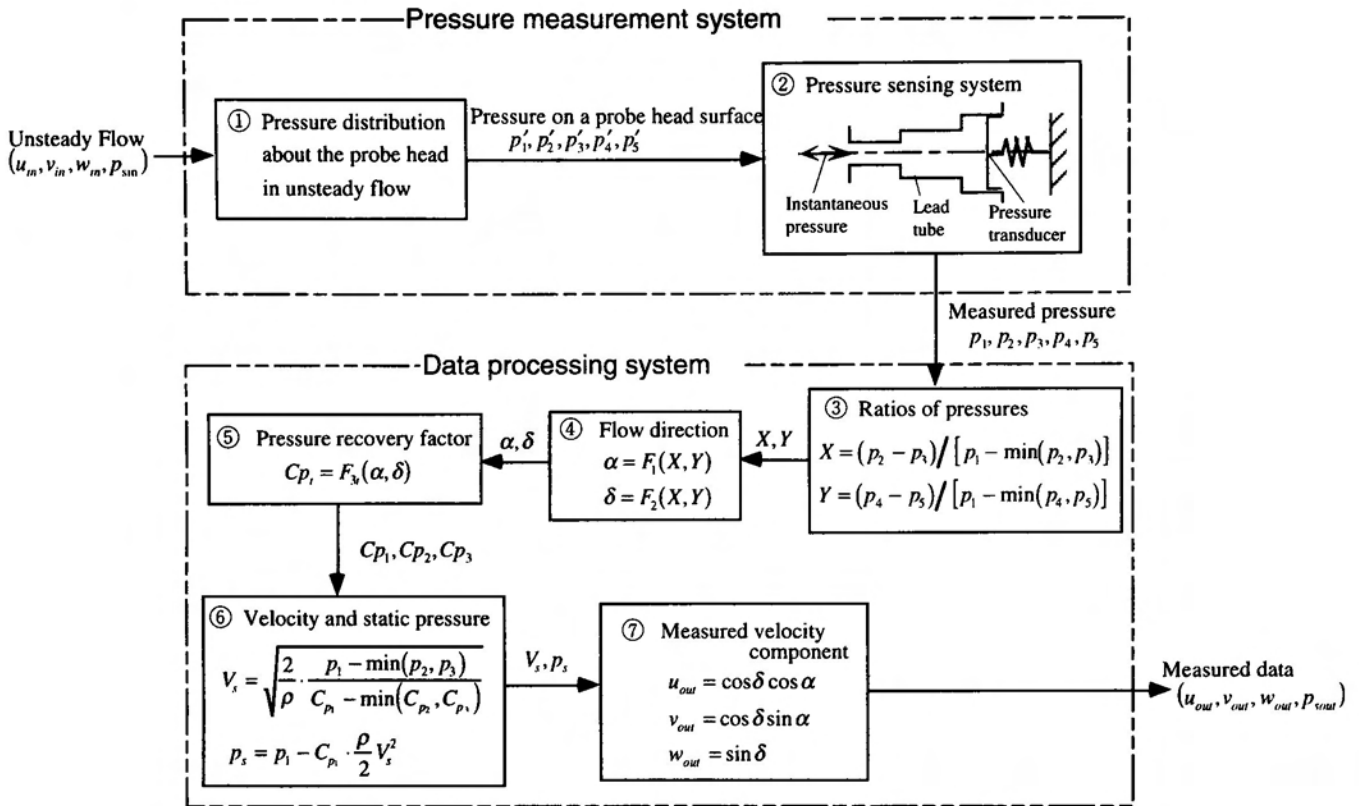


図 2-27 ピトープローブ計測の流れ

### (1) 5 孔ピトープローブによる流れの測定法

3. 2. 1 項で説明を行ったピトープローブ測定処理の流れを図2-27に示す。計測，処理手順は以下のようにまとめられる：

- ① 非定常流中に挿入されたピトープローブは流れの変動を取圧孔の圧力変動として検出する。
- ② 取圧孔圧力変動は，油を封入した導圧管を介して本体に内蔵された圧力センサで電圧変換され，圧力校正式をによって圧力に変換される。
- ③ 圧力センサにより検出された各取圧孔圧力から，特性数（指圧相関数） $X$ ， $Y$ が計算される。
- ④ あらかじめ定常検定で求められている特性数 $X$ ， $Y$ と流れの方向（ヨー角 $\alpha$ ，ピッチ角 $\delta$ ）の関係から $\alpha$ ， $\delta$ の瞬時値が計算される。
- ⑤ 定常検定で求められている流れの方向と各取圧孔圧力係数 $C_{p_i}$ の関係から瞬時値が計算される。

⑥ 定常ベルヌーイの式から絶対流速  $V_s$ , および静圧  $p_s$  が計算される。

⑦ 求められた瞬時速度ベクトルより各軸方向流速成分が計算される。

以上の処理過程において流れの非定常性の影響によって誤差が発生するのは、②および④、⑤、⑥の処理過程である。過程②では、圧力測定系に導圧管が含まれるため、取圧孔圧力変動周波数が高くなってくると圧力測定系のもつ動特性によって、ゲインの増減、位相の遅れを生じる。過程④、⑤、⑥では、定常検定結果をプローブ特性として流用する方式を採用しており、取圧部圧力分布が非定常性の影響によって、準定常のものと異なってくるため誤差が含まれる。

## (2) 測定精度の理論的予測

ピトープローブによる非定常流計測の際に生じる測定誤差を理論的に予測するため、次式で表される一様変動流の計測を考えることにする。

$$\left. \begin{aligned} u_{in} &= \bar{u} + \Delta u \sin \omega t \\ v_{in} &= \Delta v \sin \omega t \\ w_{in} &= \Delta w \sin \omega t \end{aligned} \right\} \quad (2-39)$$

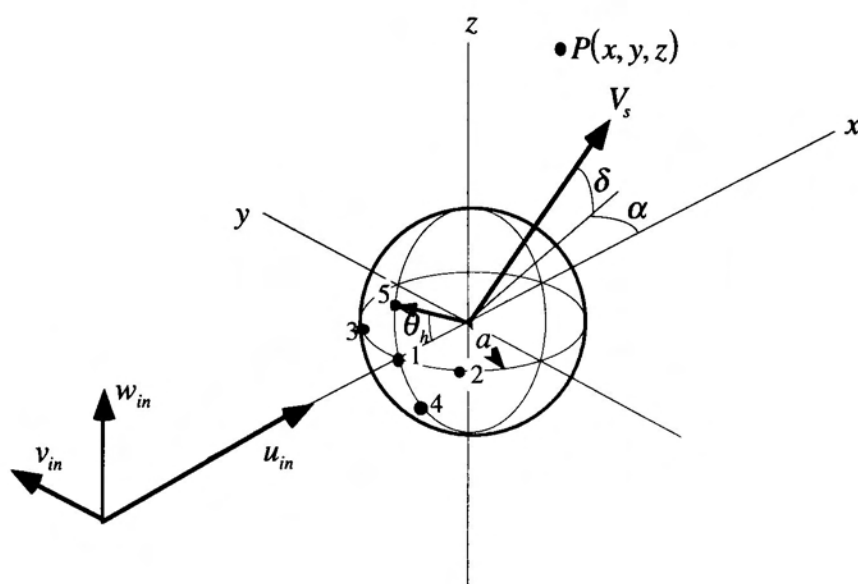


図 2-28 流れのモデル

図2-28のように、プローブ取圧部を球とみなし、この球が非圧縮・非粘性ポテンシャル流中に置かれているとする。このとき、流れの中の任意点Pにおける速度ポテンシャル $\phi$ は $x, y, z$ 軸方向の流速成分を $u_{in}, v_{in}, w_{in}$ とすれば、次式のように表される。

$$\phi = \left(1 + \frac{a^3}{2r^3}\right)(u_{in}x + v_{in}y + w_{in}z) \quad (2-40)$$

ここで、 $r^2 = x^2 + y^2 + z^2$ である。したがって、球の表面 $r = a$ における速度 $q$ は、

$$\begin{aligned} q^2 &= \left(\frac{\partial\phi}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial\phi}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial\phi}{\partial z}\right)^2 \\ &= \frac{5}{4}(u_{in}^2 + v_{in}^2 + w_{in}^2) - \frac{9}{4a^2}(u_{in}x + v_{in}y + w_{in}z)^2 \end{aligned} \quad (2-41)$$

となる。また、球表面での速度ポテンシャルの時間微分 $\partial\phi/\partial t$ は

$$\frac{\partial\phi}{\partial t} = \frac{3}{2}(\dot{u}_{in}x + \dot{v}_{in}y + \dot{w}_{in}z) \quad (2-42)$$

である。いま、無限遠点での静圧を $p_s$ とし、式(2-41)、(2-42)を非定常ベルヌーイの式に代入すれば、球表面での圧力 $p'$ は次式

$$\begin{aligned} p' &= p_s + \frac{\rho}{2} \left[ -\frac{5}{4}(u_{in}^2 + v_{in}^2 + w_{in}^2) + \frac{9}{4a^2}(u_{in}x + v_{in}y + w_{in}z)^2 \right] \\ &\quad - \frac{3}{2}\rho(\dot{u}_{in}x + \dot{v}_{in}y + \dot{w}_{in}z) \end{aligned} \quad (2-43)$$

によって表される。

したがって、各取圧孔圧力は式 (2-43) に各取圧孔座標、速度モデル式 (2-39) を代入して計算される。ここで、各取圧孔座標  $(x, y, z)$  は、球の半径  $a$ 、取圧孔角  $\theta_h$  を用いて表され、取圧孔 1, 2, 3, 4, 5 に対して、それぞれ  $(-a, 0, 0)$ ,  $(-a \cos \theta_h, -a \sin \theta_h, 0)$ ,  $(-a \cos \theta_h, a \sin \theta_h, 0)$ ,  $(-a \cos \theta_h, 0, -a \sin \theta_h)$ ,  $(-a \cos \theta_h, 0, a \sin \theta_h)$  である。

取圧孔圧力変動は、図 2-27 中の②のように導圧管を介して圧力センサに伝えられる。この圧力測定系の動特性は 2・2 で述べたように、そのゲイン  $G$  と位相  $\varphi$  は圧力測定系の固有振動数  $\omega_n$  と減衰係数比  $\zeta$  が既知であれば、次式のようにになる。

$$\left. \begin{aligned} G &= \frac{|p|}{|p'|} = \frac{1}{\sqrt{(1-\lambda^2) + (2\zeta\lambda)^2}} \\ \varphi &= \arg(p - p') = -\tan^{-1}\left(\frac{2\zeta\lambda}{1-\lambda^2}\right) \end{aligned} \right\} \quad (2-44)$$

ここで、 $\lambda$  は振動数比  $\omega/\omega_n$  である。圧力センサで測定される各取圧孔圧力  $p$  は、式 (2-43) で計算される各取圧孔圧力変動  $p'$  をフーリエ変換し、式 (2-44) の動特性を結合した後、逆変換により求められる。なお、ここで、各取圧孔圧力測定系の動特性は一致しているものとされている。

以上のような理論計算が①～⑦の手順で進められ、入力  $(u_{in}, v_{in}, w_{in}, p_{sin})$  に対する出力  $(u_{out}, v_{out}, w_{out}, p_{sout})$  が計算される。

入力と出力の関係が<sup>§</sup>、 $a\omega/\bar{u}$ ,  $\Delta u/\bar{u}$ ,  $\Delta v/\bar{u}$ ,  $\Delta w/\bar{u}$ ,  $\theta_h$ ,  $\lambda$  をパラメータとして、数値計算により求められた。ここで、振動数比  $\lambda$  は式 (2-43) の静圧計算式で使用される中心取圧孔圧力  $p_1$  のゲインを 1.01～0.99 以内とするため 0.1 と限定された。また、 $\theta_h$  は方向測定範囲ができるだけ広く、レイノルズ数の影響が少ない取圧孔位置として 37° が採用されている。

図 2-29 に入力と出力の時系列データの一例を示す。図 2-29 (a) は  $\zeta = 0.707$  の

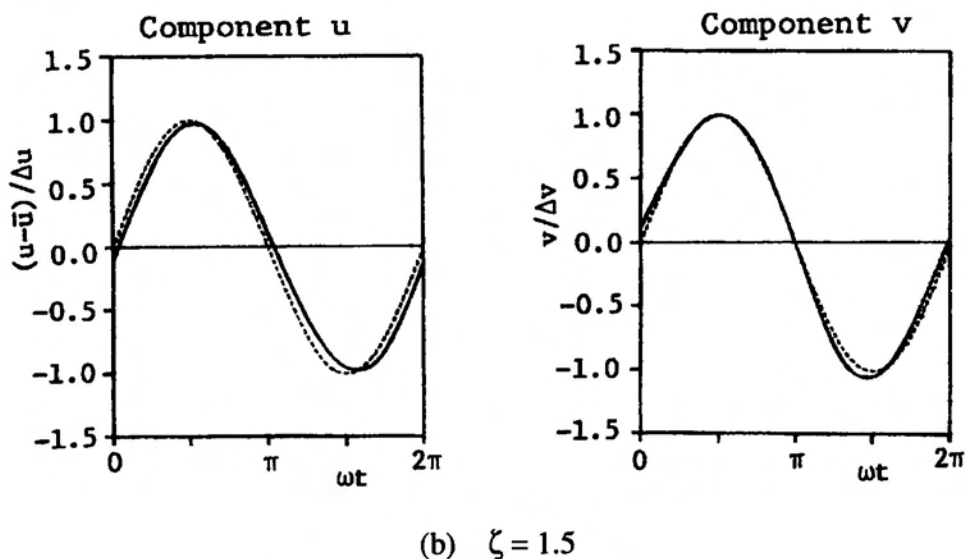
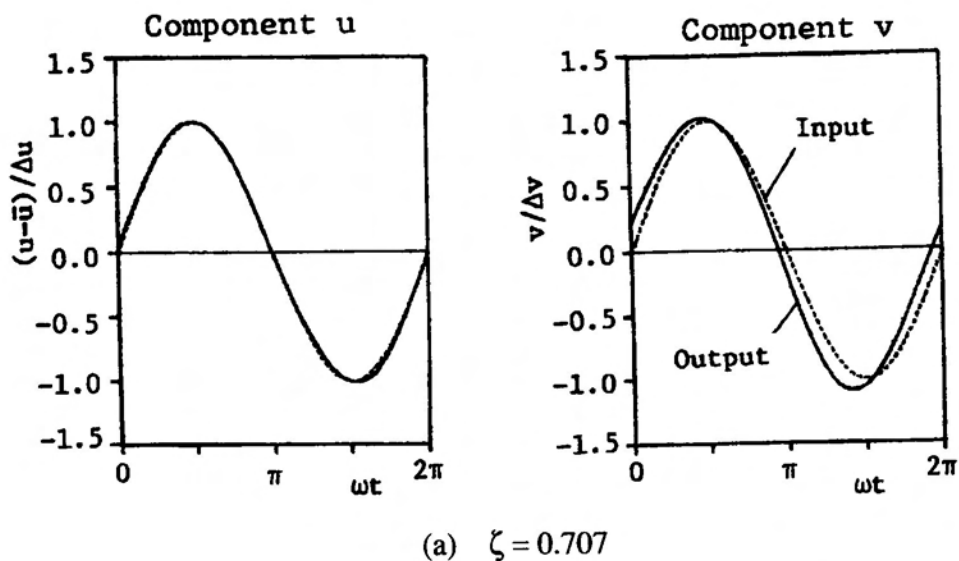
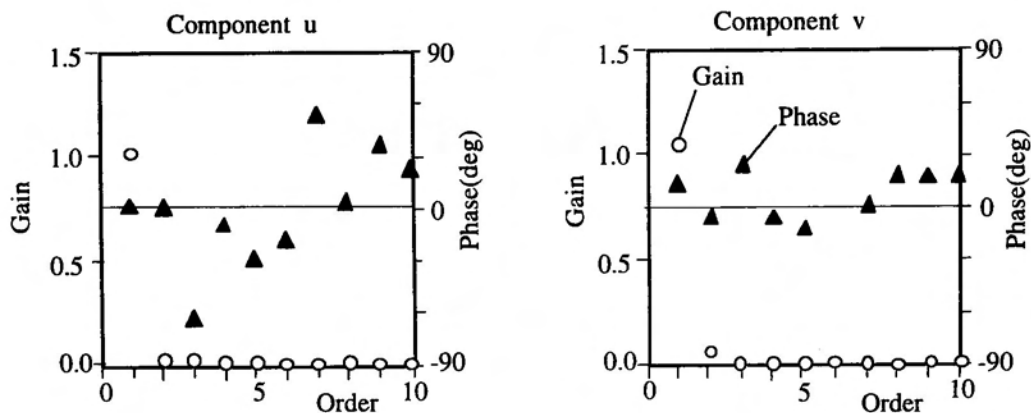


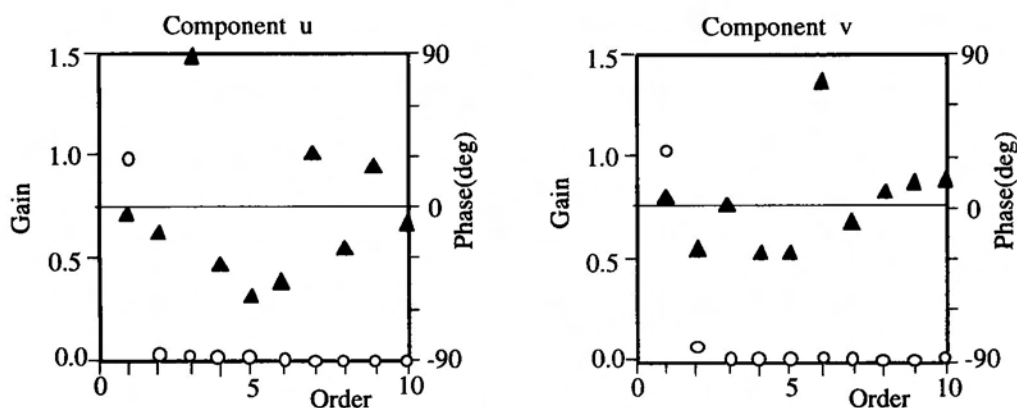
図 2-29 数値計算の時系列データ

( $\theta_h = 37^\circ, \omega/\omega_0 = 0.1, \Delta u/\bar{u} = \Delta v/\bar{u} = \Delta w/\bar{u} = 0.25, St = 0.38, \omega_n = 34540 \text{ rad/s}$ )

適正制動，図 2-29 (b) は  $\zeta = 1.5$  の過制動の場合である。変形速度は，入力を破線，出力を実線で一周分が表されている。この場合， $w$  成分は  $v$  成分と一致するため省略されている。図 2-29 (a)  $\zeta = 0.707$  において， $u$  成分は入力と出力がほぼ一致し， $v$  成分は位相進みとゲインの増加が認められる。しかし，図 2-29 (b)  $\zeta = 1.5$  の過制動では， $u$  成分は位相遅れとゲインの減少が現れ， $v$  成分は図 2-29 (a) に比べて，入力と出力が一致している。このように，非定常流計測時の系全体の周波数応答は，圧力測定系と処理系の動特性が関連している。



(a)  $\zeta = 0.707$



(b)  $\zeta = 1.5$

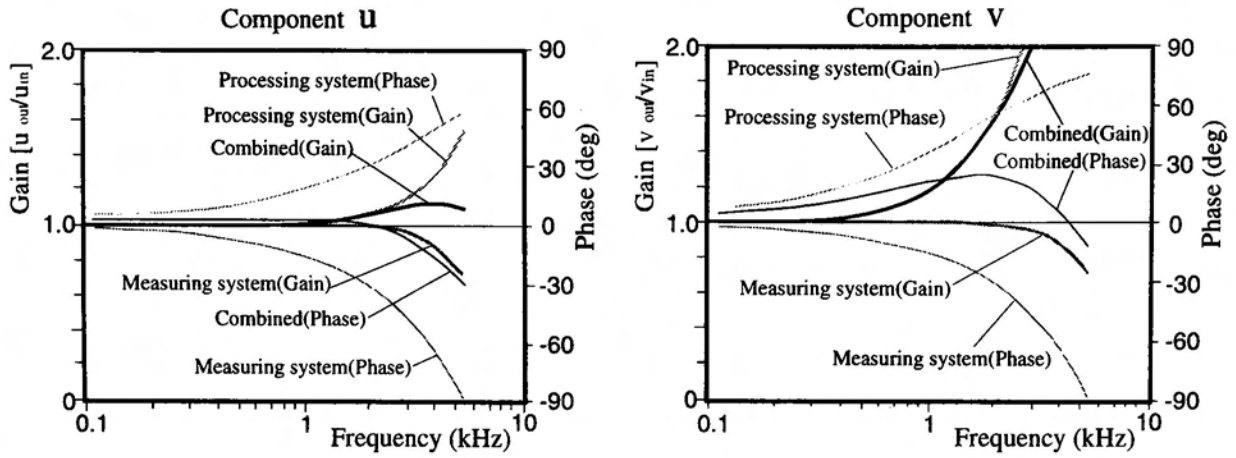
図 2-30 時系列データのフーリエ分析結果

( $\theta_h = 37^\circ, \omega/\omega_0 = 0.1, \Delta u/\bar{u} = \Delta v/\bar{u} = \Delta w/\bar{u} = 0.25, St = 0.38, \omega_n = 34540 \text{ rad/s}$ )

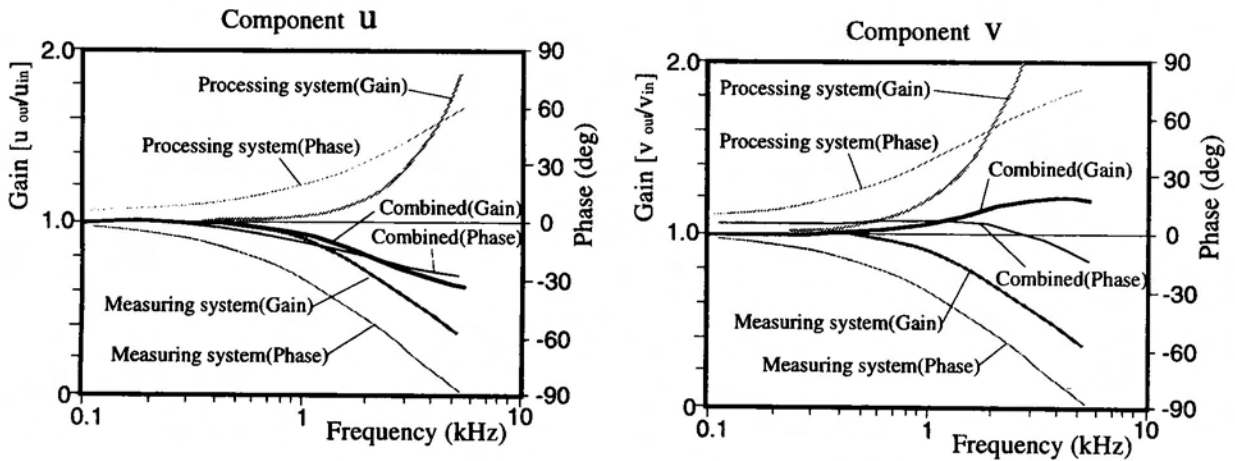
図 2-30 は図 2-29 の時系列データのフーリエ分析を示している。横軸は入力変動周波数を基本波とした次数を示し、縦軸に振幅比および位相差が示されている。図 2-30 からわかるように、各ケースとも二次以上のゲインは非常に小さく、一次成分のゲインおよび位相差のみで出力波形の傾向が十分表される。この結果から、入力に対する出力の応答をボード線図で表現可能であることがわかる。

図 2-31 にボード線図を示す。横軸に周波数を取り、測定系全体の入力と出力のゲインおよび位相差が実線で示されている。また、図 2-31 中には、圧力測定系の動特性が破線で、系全体の動特性が圧力測定系と処理系の単純結合と仮定して、求められた処理系の動特性が点線で示されている。この結果から、圧力測定系の動特





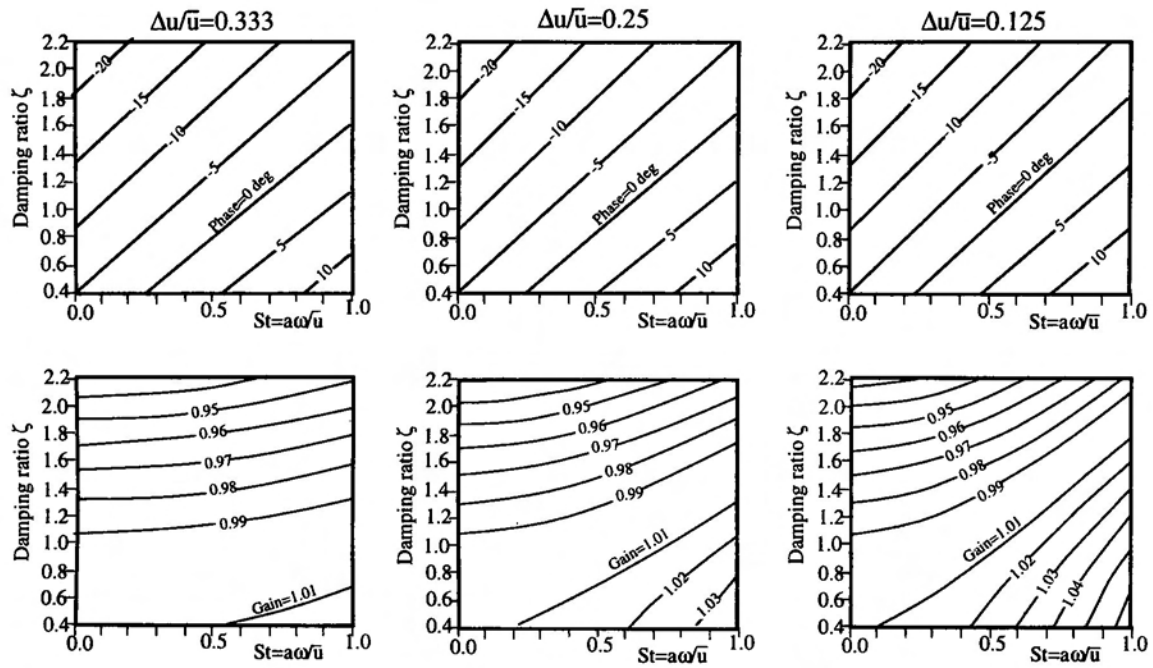
(a)  $\zeta = 0.707$



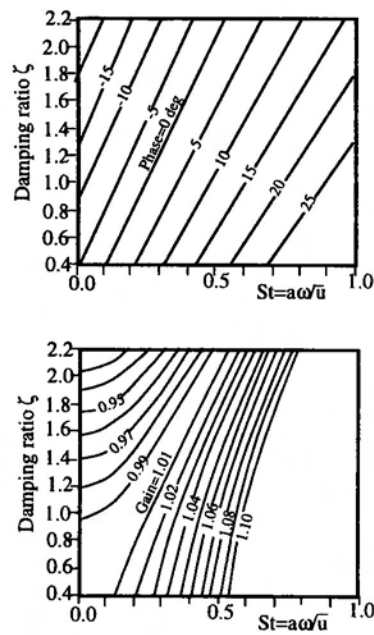
(b)  $\zeta = 1.5$

図2-31 ボード線図 ( $\theta_h = 37^\circ, \Delta u/\bar{u} = \Delta v/\bar{u} = \Delta w/\bar{u} = 0.25, St = 0.38, \omega_n = 34540 \text{ rad/s}$ )

性は、周波数の増加にともないゲインの減少および位相の遅れが生じ、処理系の動特性は、逆にゲインの増大および位相進みが生じていることが知られる。この傾向は圧力方程式からも推測される。図2-31 (a) の $u$ 成分は2kHz程度まで位相差は少なくゲインの増加も小さい。 $v$ 成分は低い周波数から位相進みがありゲインの増加が大きい。しかし、図2-31 (b) では過制動の影響によって、 $u$ 成分は位相遅れとゲインの減少がみられ、 $v$ 成分は位相進みが少なくゲインの増加も小さくなっている。このように、各流速成分の周波数応答は、圧力測定系の減衰係数比 $\zeta$ を変化させることによって、ゲインの増減および位相差が小さくなるように調整できる。し



(a) u 成分



(b) u 成分

図 2-32 非定常特性 ( $\theta_h = 37^\circ, \omega/\omega_0 = 0.1$ )

かし、各流速成分の処理系の動特性は一致しておらず、 $\zeta$ によって調整する場合には十分注意しなければならない。

数値計算から得られる流れの非定常性によるプローブ測定精度は、非定常特性として、図2-32のように表される。横軸に非定常特性を表す無次元量  $St = a\omega/\bar{u}$ 、縦軸に圧力測定系の $\zeta$ をとり、ゲインおよび位相差が等高線で表されている。図2-32

(a) は  $u$  成分, 図 2-32 (b) は  $v$  成分である。なお,  $u$  成分については, 変動振幅  $\Delta u$  と平均値  $\bar{u}$  の比によってゲインの特性が変化するため,  $\Delta u/\bar{u}$  をパラメータとし,  $\Delta u/\bar{u} = \Delta v/\bar{u} = \Delta w/\bar{u}$  の場合が示されている。 $u$  成分は,  $\Delta u/\bar{u}$  が大きいほど  $G \approx 1.0$  の領域が広くなる。これは,  $u$  成分が定常値  $\bar{u}$  を含んでいるために, 振幅の増加に伴って圧力方程式の定常項と非定常項の割合が変化し, 処理系におけるゲインの増加を抑えるためである。 $v$  成分は  $u$  成分に比べて,  $G \approx 1.0$  の領域が狭く, その範囲は  $St$  が小さい領域に移動する。これは, 絶対速度より方向変化の方が非定常性の影響が大きいためである。

この結果より, 圧力測定系の減衰係数比  $\zeta$ , 取圧部半径  $a$ , 平均軸方向流速  $\bar{u}$ , 変動周波数  $\omega$  が与えられれば, ピトープローブによって得られる各速度成分の測定誤差 (位相差, ゲイン) が理論的に予測される。

また,  $St$  が小さな領域では,  $\Delta u/\bar{u}$  の違いによる  $u$  の非定常特性の変化は見られず,  $v, w$  に比べて  $G = 1.0$  付近の領域が広い。したがって, 測定限界は  $v$  の非定常特性によって表される。なお, 瞬時誤差は  $\omega t = 0$  で最大となり式 (2-45) で予測される。

$$(u_{in} - u_{out})_{\max} = \Delta u G \sin \varphi \quad (2-45)$$

### 2. 3. 5 プローブ振動の影響<sup>(75)</sup>

流れの中に挿入された静止プローブは流れの変動やプローブシステムから発生するカルマン渦によって振動し, 測定値にその影響が現れる。ここでは, プローブ自身の振動による測定誤差を静止流体中および一様流中でプローブが振動したときの取圧孔圧力の時間変化から実験的, 理論的に調べ, プローブ測定値に対する振動の影響を明らかにする。

#### (1) 実験装置および方法

図 2-14 のような構造を持つ 5 孔ピトープローブを対象にした。プローブは取圧

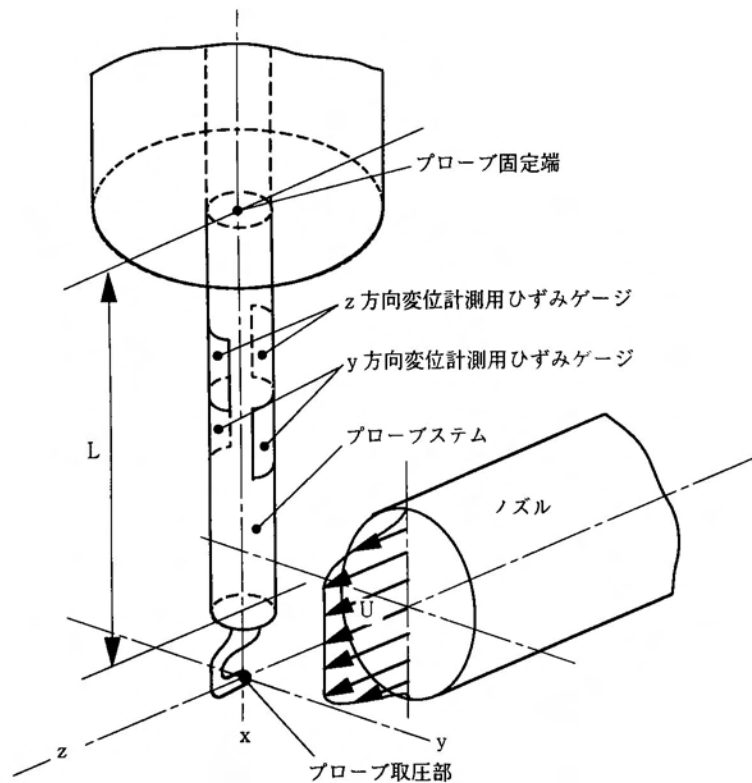


図2-33 ピトープローブの構造と変位計測

部直径 2mm の半球形であり，ステムは外径 12mm，内径 8mm の中空円筒となっている。このプローブの定常流れにおける検定精度は 2% である。圧力センサが組み込まれるプローブステム部には図 2-33 のように 4 枚のひずみゲージが貼られ，ステムの  $y$ ， $z$  方向のひずみが 2 ゲージ法によって測定される。ひずみゲージ出力電圧とプローブ先端の取圧部変位との関係は，微小変位計によりあらかじめ較正されている。一様流中におけるピトープローブの振動は検定時に用いた水噴流発生装置を利用した。実験は，プローブステム固定部位置をずらし固定部から取圧部の長さを変えることによってプローブの固有振動数を変化させ，静止流体中，および一様流中で振動しているプローブの取圧部変位，各取圧孔圧力の時間変化をひずみゲージと圧力センサで測定する。

なお，片側を固定されたプローブの固有振動数は，静止流体中でステム部に衝撃を加え，ひずみゲージで検出されるプローブ変位から求めた。

(2) 流体中に挿入されたプローブの固有振動数

静止プローブをその構造から図2-34のような中空円筒片持ちはりとなし流体中での横振動を考える。

このとき、粘性の影響を無視すれば振動方程式は、

$$EI \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + M \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = 0 \quad (2-46)$$

となる。ここで、

$$M = m + m_f \quad (2-47)$$

$$m_f = \pi \rho_f D^2 / 4 \quad (2-48)$$

したがって、プローブの流体中における固有振動数は次式で表される<sup>(76)</sup>。

$$\omega_i = v_i^2 \sqrt{\frac{EI}{ML^4}} \quad (2-49)$$

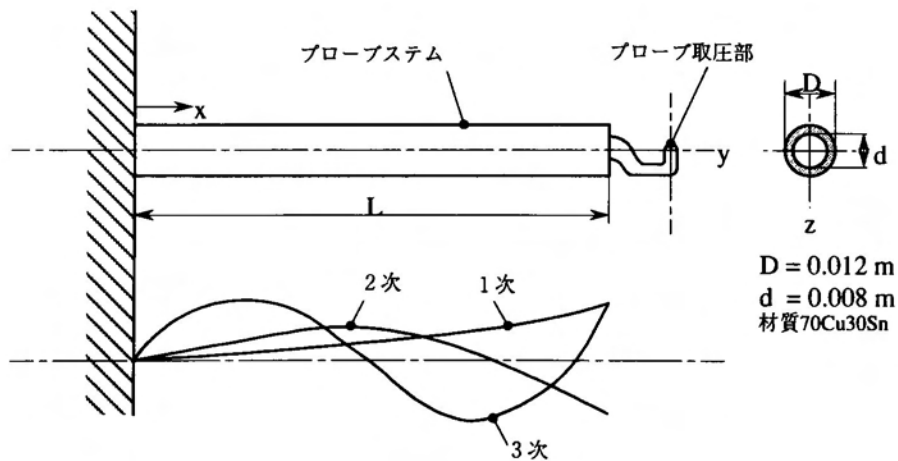


図 2-34 ピトープローブ固有振動モデル

表 2-3 形状モードと固有振動数 <sup>(76)</sup>

次 数	式 (2-41) の解 $v_i$	固有振動数 $\omega_i$
1	1.8751	$3.52\sqrt{\frac{EI}{ML^4}}$
2	4.6941	$22.03\sqrt{\frac{EI}{ML^4}}$
3	7.8548	$60.70\sqrt{\frac{EI}{ML^4}}$

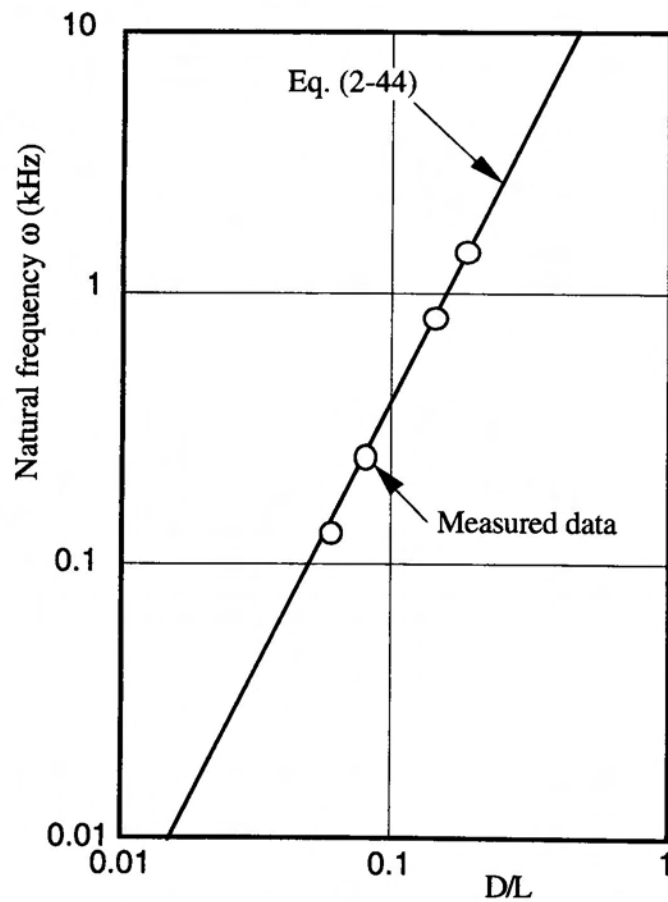


図 2-35 一次モード固有振動数と実験値の比較

ここで、 $v_i$ は振動方程式の解、 $i$ は次数である。表2-3は3次までの形状モードと固有振動数を示している。図2-35は式(2-49)から計算された1次モード固有振動数と実験値の比較を示す。よい一致が見られるので、プローブの固有振動数は、片持ちはりの1次モード固有振動数として予測することができる。

### (3) 静止流体中で振動するプローブの取圧孔圧力

静止プローブ自身の振動誤差を見積もるための第一段階として、静止流体中で振動するプローブの取圧孔圧力の時間変化を考える。

いま、プローブの取圧部を半径 $a$ の球と仮定し、その球が静止流体中を振動数 $\omega$ で振動しているときの表面圧力を計算する。非圧縮非粘性ポテンシャル流れを仮定すれば、流体中の圧力は非定常ベルヌーイの式

$$\frac{p}{\rho_f} = F(t) - \frac{\partial \phi}{\partial t} - \frac{q^2}{2} \quad (2-50)$$

によって計算される。ここで、 $F(t)$ は周囲条件に合わせるための適合関数、 $\phi$ は速度ポテンシャル、 $q$ は速度である。空間に固定した直交座標 $(x, y, z)$ に関する球の中心座標を $(x_0, y_0, z_0)$ 、球の中心速度を $(0, v, u)$ とすれば、

$$\left. \begin{aligned} v &= \dot{y}_0, & u &= \dot{z}_0 \\ \dot{v} &= \ddot{y}_0, & \dot{u} &= \ddot{z}_0 \end{aligned} \right\} \quad (2-51)$$

一方、球の運動による速度ポテンシャルは、

$$\phi = -\frac{a^3}{2r^3} \{u(z - z_0) + v(y - y_0)\} \quad (2-52)$$

で与えられる。ここで、

$$r^2 = (x - x_0)^2 + (y - y_0)^2 + (z - z_0)^2 \quad (2-53)$$

である。したがって、式 (2-50) ～ (2-52) により球表面の圧力  $(p)_{r=a}$  と無限遠における圧力  $p_\infty$  との差  $\Delta p$  は、

$$\frac{\Delta p}{\rho_f} = \frac{1}{2} \{ \dot{u}(z - z_0) + \dot{v}(y - y_0) \} - \frac{5}{8} (u^2 + v^2) + \frac{9}{8a^2} \{ u(z - z_0) + v(y - y_0) \}^2 \quad (2-54)$$

となる。

いま静止流体中でのプローブの振動実験により得られた取圧部変位の振幅  $y_{amp}, z_{amp}$ ，位相差  $\phi$  を用いて  $y_0, z_0$  を

$$\left. \begin{aligned} y_0 &= y_{amp} \sin(\omega t - \phi) \\ z_0 &= z_{amp} \sin \omega t \end{aligned} \right\} \quad (2-55)$$

と表すことにすれば、これを式 (2-51)，(2-54) に代入して、各取圧孔圧力を計算できる。推定値と測定値との比較結果を図 2-36 に示す。図 2-36 (a) は  $z$  方向横振動，(b) は  $y$  軸と 45deg の角度をなす横振動の場合である。図 2-37 はプローブ取圧部最大振動加速度  $\omega^2 \cdot z_{amp}$  と圧力振幅との関係について示した。計算値と実験値の傾向は一致しているものの、計算値がポテンシャル流れの仮定に基づくものであるため、定量的には一致しておらず実験値の 1/10 程度となっている。

いま、圧力の測定限界  $\Delta p_{cr}$  (定格 100kPa の 0.1% = 0.1kPa) 以内の圧力変動は、プローブの許容誤差 ( $\pm 0.2\%$ ) に含まれてしまうことを考慮して、実用上この範囲内の圧力変動は測定精度に影響を及ぼさない。そこで、圧力変動の許容限界の目安として圧力振幅が  $\Delta p_{cr}$  となる時の振動加速度を本プローブの限界加速度  $(\omega^2 z_{amp})_{cr_0}$  と定義することにする。測定値を外挿して得られる  $\Delta p_{cr}$  を用いれば、本実験の場合  $(\omega^2 z_{amp})_{cr_0} = 40 \text{ m/s}^2$  となる。



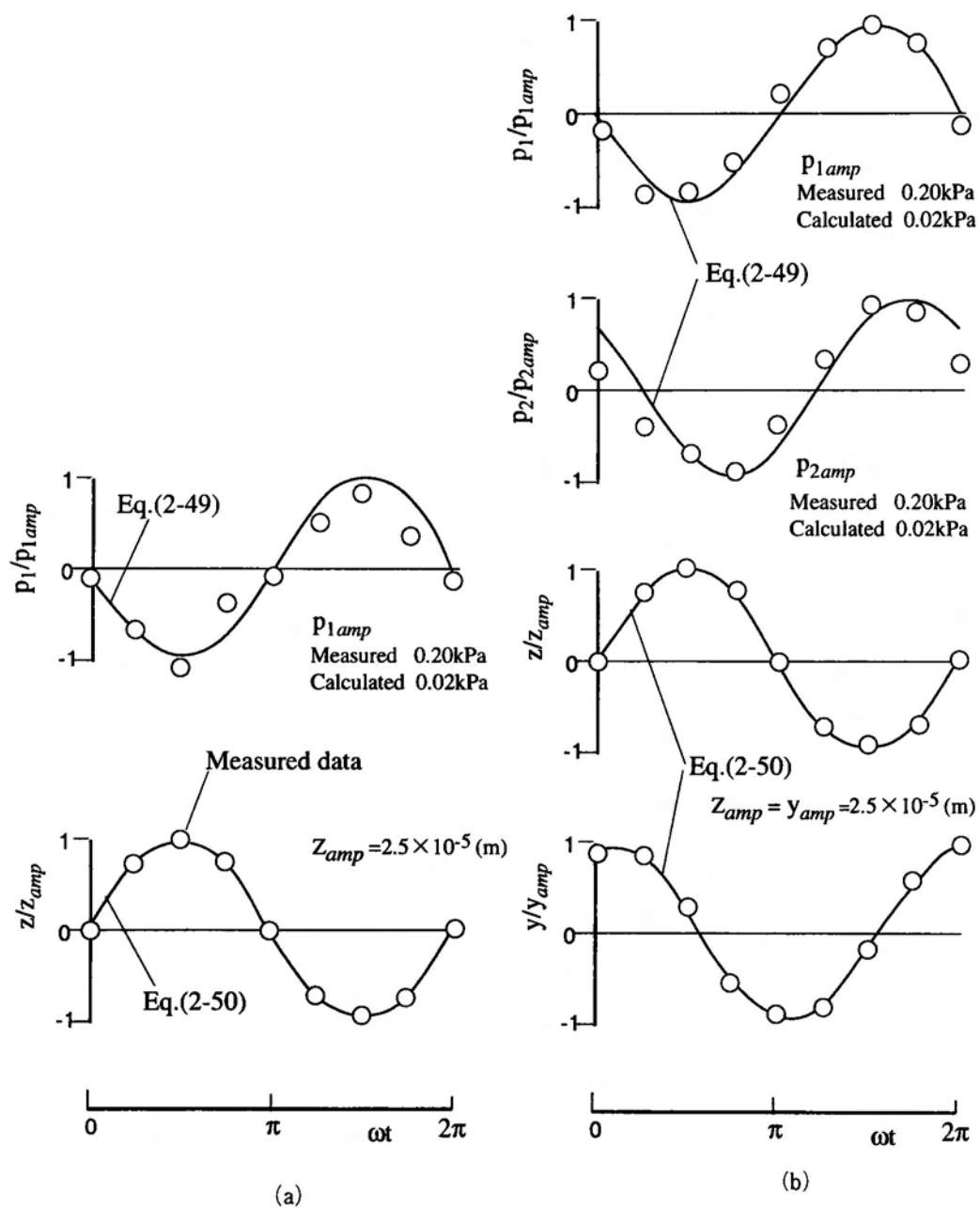


図 2-36 プローブの振動による圧力変化

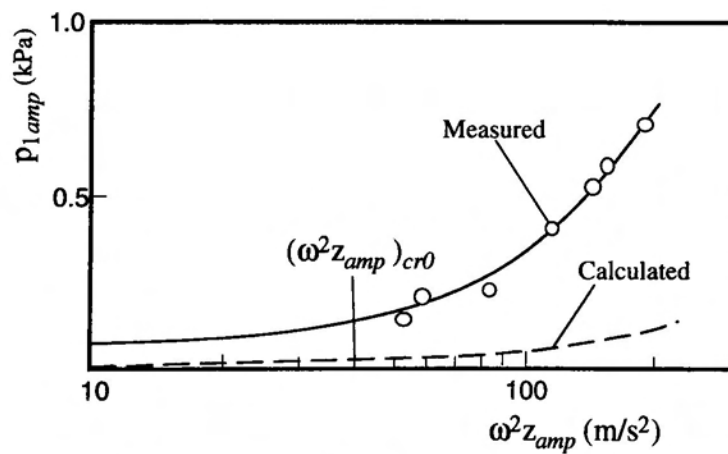


図 2-37 振動加速度と圧力振幅の関係

#### (4) 一様流中で振動するプローブの測定精度

一様流中に挿入されたプローブは、プローブステム部より放出されるカルマン渦によって周期的な強制力を受ける。このとき各取圧孔は取圧部の振動にともなった変動が生じ、測定誤差につながる恐れがある。

ここでは、一様流中に置かれたプローブが  $y-z$  平面内で並進運動をしている場合を考える。図2-22に示す水噴流発生装置のポテンシャルコア流速を数種変化させ、プローブステム部に強制力が作用したときの取圧部変位が実験的に求められた。図2-38は水噴流中（流速  $7\text{ m/s}$ ）に挿入されたプローブ取圧部の  $y-z$  平面内リサージュ図形である。図からわかるように  $y, z$  方向変位の振幅は、ほぼ等しく位相差  $\phi = 90^\circ$  でプローブ先端がふれまわっている。また、各変位の変動周波数は、一様流中に置かれた円柱のストロハル数  $S_t = 0.2$  とレイノルズ数  $R_e = 8.4 \times 10^4$  の関係<sup>(77)</sup> より算出される渦放出周波数  $\omega_s$  と一致する。図2-39は、水噴流ポテンシャルコア流速を変化させたときの  $y, z$  方向変位の振幅  $y_{amp}, z_{amp}$  と振動数比  $\omega_s/\omega_1$  の関係を示したものである。各流速における  $y_{amp}, z_{amp}$  はほぼ等しく、振動数比が1.0に近づくにしたがって変位の振幅はしだいに大きくなっている。

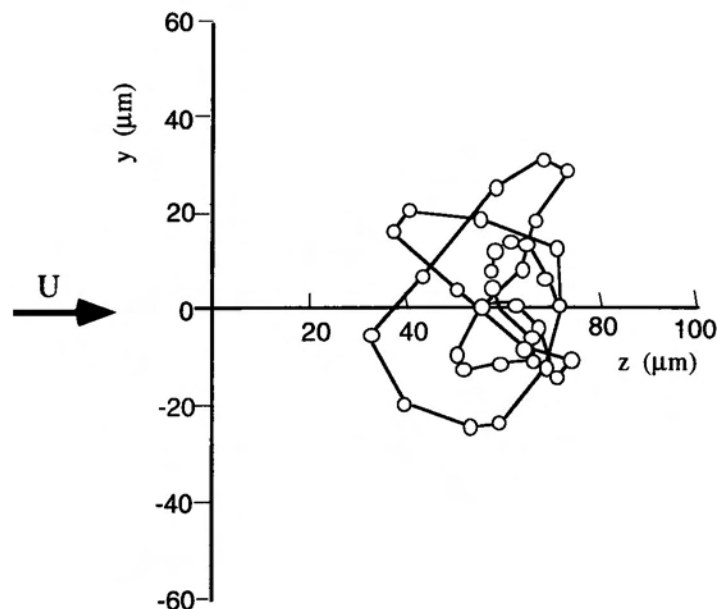


図2-38 変位のリサージュ

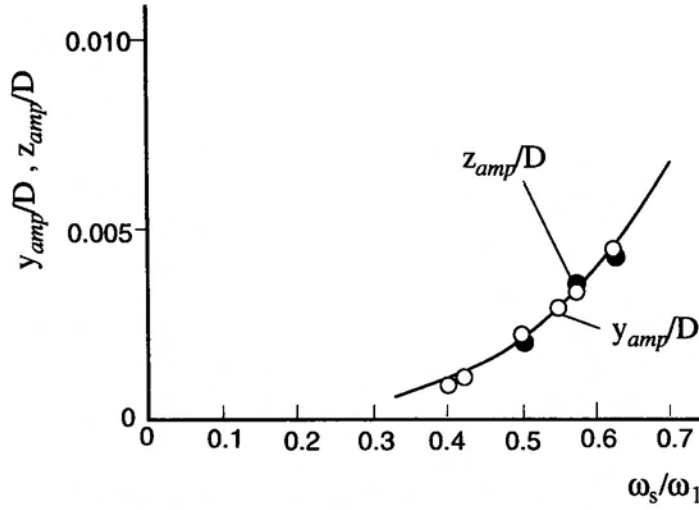


図 2-39 水噴流中におけるプローブ振動周波数と最大変位

つぎに、一様流中で振動するプローブの測定精度について、静止流体中の理論を  
発展させ取圧孔圧力の理論計算を行い、角度誤差  $\Delta\alpha$ 、速度誤差  $\Delta V_s/U$ 、静圧誤差  
 $\Delta p_s/(\rho U^2/2)$  の推定を試みる。

いま、プローブ取圧部を球とみなし、速度  $U(u_s, v_s)$  の一様流中で半径  $a$  の球が速度  
 $V(u, v)$  で振動しているときを考えることにすれば、このとき速度ポテンシャル  $\phi$  は  
図 2-40 に示すように、

(I) 静止した球に速度  $(U+V)$  の一様流が当たっているときの速度ポテンシャル  $\phi_1$

(II) 速度  $V$  の一様流の速度ポテンシャル  $\phi_2$

を重ね合わせることによって求められる。すなわち、

$$\begin{aligned}
 \phi &= \phi_1 + \phi_2 \\
 &= -\{u_s(z-z_0) + v_s(y-y_0)\} \\
 &\quad - \frac{a^3}{2r^3} \{(u_s+u)(z-z_0) + (v_s+v)(y-y_0)\}
 \end{aligned} \tag{2-56}$$

ここで、周囲条件に合わせるための適合関数として、

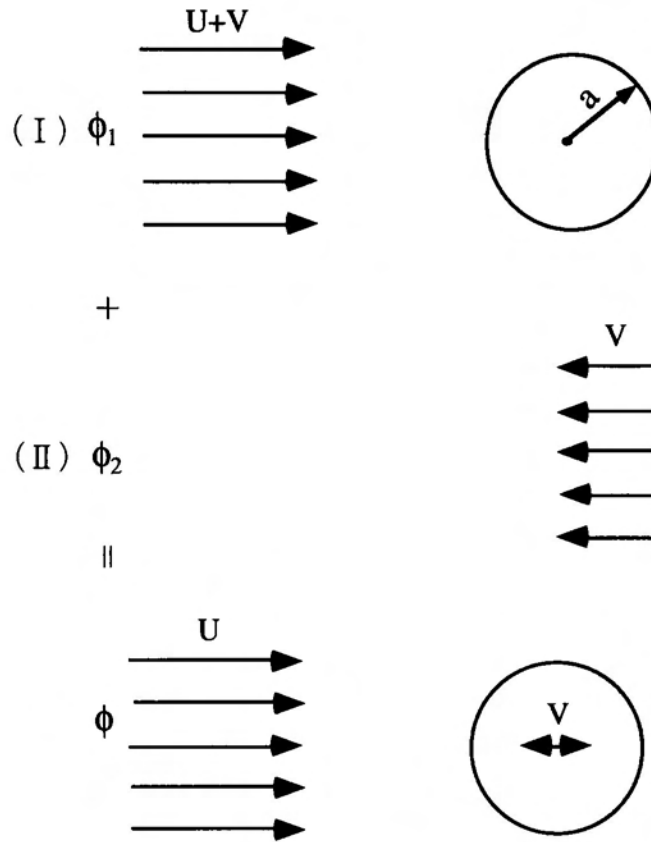


図 2-40 流れ場の構成

$$F(t) = \frac{p_{\infty}}{\rho_f} + \frac{U^2}{2} \quad (2-57)$$

をとると，式 (2-50) の非定常ベルヌーイの式から球表面圧力は，

$$\begin{aligned} \frac{p(r=a)}{\rho_f} &= \frac{p_{\infty}}{\rho_f} + \frac{U^2}{2} - \frac{1}{2}(u^2 + v^2) - 2(u_s u + v_s v) \\ &\quad - (u_s^2 + v_s^2) - \frac{1}{8}\{(u_s + u)^2 + (v_s + v)^2\} \\ &\quad + \frac{9}{8a^2}\{(u_s + u)(z - z_0) + (v_s + v)(y - y_0)\}^2 \\ &\quad + \frac{1}{2}\{\dot{u}(z - z_0) + \dot{v}(y - y_0)\} \end{aligned} \quad (2-58)$$

となる。式 (2-52) に取圧孔の座標，式 (2-50) で表される振動速度を代入すれば

取圧孔圧力を計算することができる。各取圧孔圧力の計算値から次式 (2-59), (2-34), (2-35) を用いて瞬時速度ベクトル, 静圧が計算される。

$$\left. \begin{aligned} X &= \frac{p_2 - p_3}{p_1 - \min(p_2, p_3)} \\ Y &= \frac{p_4 - p_5}{p_1 - \min(p_4, p_5)} \\ \alpha &= f(X) \quad , \quad \delta = f(X, Y) \quad , \quad Cp_i = f(\alpha, \delta) \end{aligned} \right\} \quad (2-59)$$

図 2-41 はプローブ検定実験で得られた定常特性と球の理論定常特性を示し, (a) は方向特性, (b) は定常圧力係数を示している。

速度ベクトルおよび静圧は, 振動時のプローブ取圧孔圧力  $p_i (i=1, \dots, 5)$  から図 2-41 の定常特性と特性式 (2-59) を用いて計算される。

以上の方法により計算された速度ベクトル, 静圧と一様流の速度  $U$ , 静圧  $p_\infty$  との差の絶対値を誤差として図示すれば, 図 2-42 のようになる。同図には実験値も併記されている。実験値と計算値を比較すれば, 実験値の方がやや大きくなってい

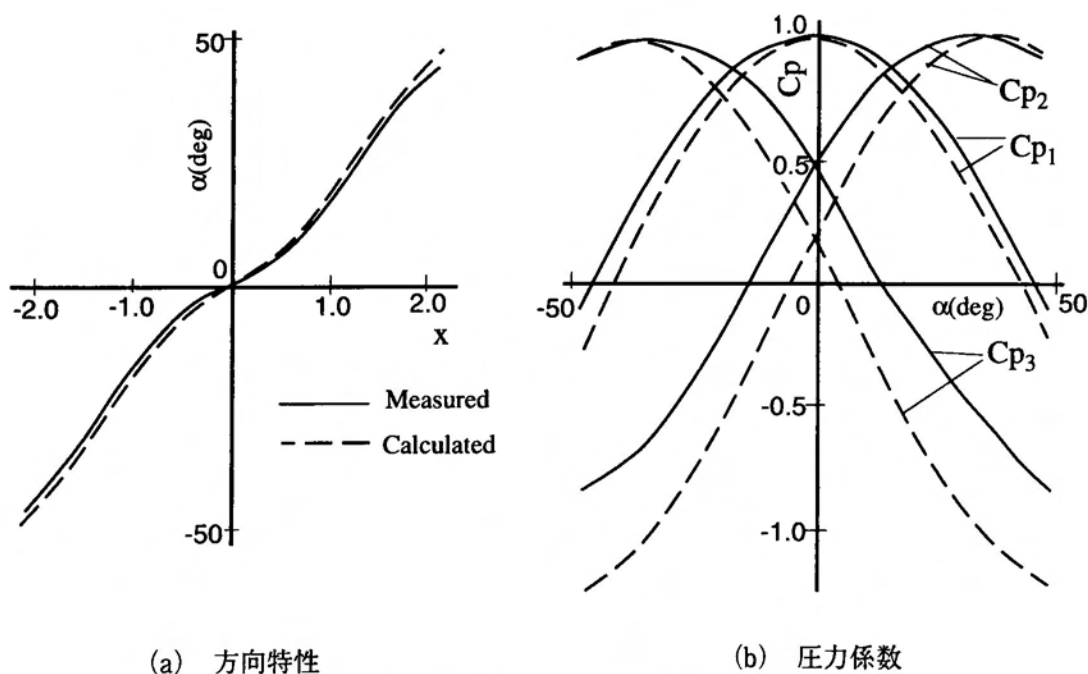


図 2-41 ピトープローブ検定曲線

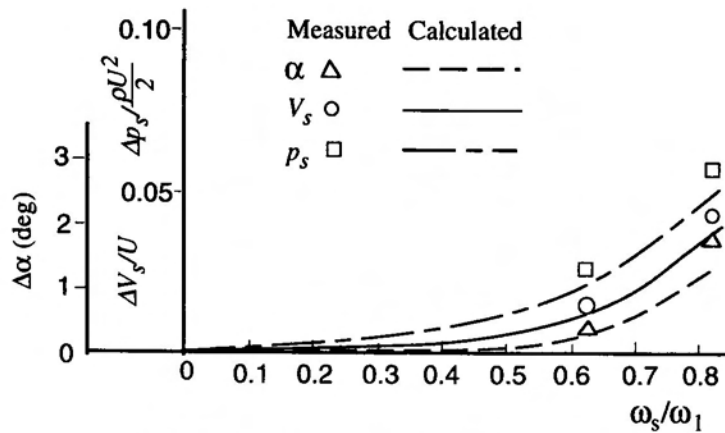


図2-42 水噴流におけるプローブ測定誤差

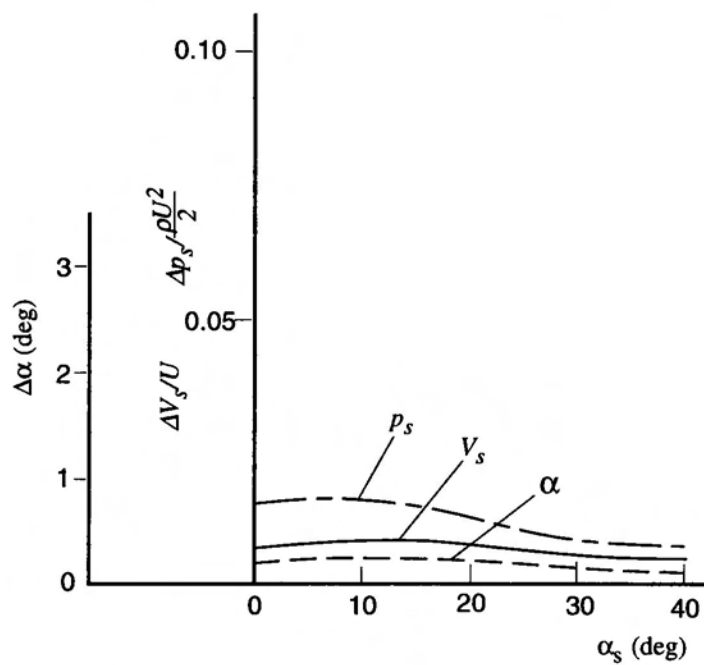


図2-43 プローブ設定角と振動による誤差

る。また、各誤差は $\omega_s/\omega_1$ が1.0に近づくにしたがって増大していることがわかる。供試プローブでは、プローブの振動による誤差がプローブ測定精度2%を超える範囲は、理論値 $\omega_s/\omega_1 \geq 0.6$ 、実験値 $\omega_s/\omega_1 \geq 0.55$ となっている。図2-43は主流速7m/sのときのプローブ設定角による各誤差（計算値）を表しているが、設定角による誤差の変化は少ない。

図2-44は、プローブ取圧部振動振幅と振動数から算出される振動加速度 $\omega^2 z_{amp}$ と測定誤差の関係を示したものである。振動加速度の増加にともない各誤差もしだいに大きくなっており $(\omega^2 z_{amp})_{cr1} = 23m/s^2$ 以上で誤差が2%を超える。これは静止流体

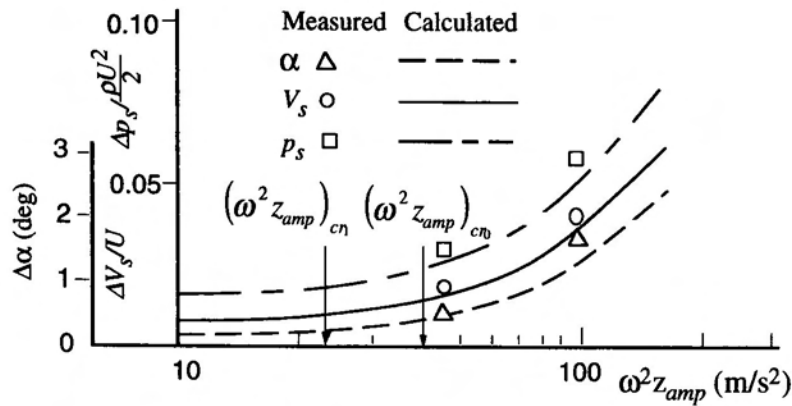


図 2-44 振動加速度と測定誤差

中で実験的に求めた  $\Delta p_{1amp}$  の測定限界の振動加速度  $(\omega^2 z_{amp})_{cn0}$  以下となっている。

$\omega_s/\omega_1$  が大きくなるにつれ、測定誤差が増大することから振動の影響を少なくするためにはプローブ自身の固有振動数を高くする必要があることがわかる。

以上のように一様流中においてプローブが振動することによって生じる誤差は、振動加速度を検出すれば理論的に推定できる。

3次元非定常流測定用の静止プローブ自身の振動による測定誤差について検討し、プローブの固有振動数は片持ちはり1次モード横振動として取り扱われること、静止流体中で振動するときの取圧部変位と圧力の時間変化を測定し、計算値と比較した結果、プローブ取圧部振動加速度の増加にともない圧力振幅も増加することがわかった。さらに、一様流中に置かれたプローブの振動による測定誤差を理論計算により求め、振動加速度の許容限界を推定し実験値と比較した結果、振動による測定誤差を防止するためには、プローブ固有振動数を高くする必要があることが明らかにされた。

## 2.3.6 最適設計

一般に定量的測定が可能となる圧力測定系の固有振動数は、測定対象とする変動周波数の10倍以上必要であるといわれている。圧力測定系は図2-3、2-4のように圧力センサ、導圧管、封入オイルから構成されるため、系の測定周波数範囲を高く保つためには以下の条件が必要となる。

- ① 圧力センサ自体の固有振動数が十分高いこと。
- ② 導圧管は可能な限り短く、とくに導圧管最小径部の長さを短くし、等価管路長さを抑える。
- ③ 封入する油の粘度を調整し、ゲインの増大を防ぐ。

しかし、前項で述べたように取圧孔付近での流れの発生防止と封入オイルの流出を防ぐには取圧孔を小さくすることが要求され、その場合には等価管路長さは増加する。現在、この両者の兼ね合いから、壁面圧力計測時の取圧孔径は、0.5 mm～1 mmとし、長さを径の5倍以上設けている。

図2-45に3次元流れの圧力計測に使用される5孔ピトープローブの設計時の注意点を表した。圧力測定系は前述の壁面圧力と同じ方針で設計を行うが、半球形を取圧部径が2mmであるので、取圧孔径は0.2mmとした。なお、取圧部径は排除効果や点測定から考えれば、できるだけ小さな方が良いが、加工上の問題とレイノルズ数の低下による圧力分布への影響<sup>(68)</sup>から2mmとした。また、取圧孔角 $\theta_h$ は図2-45に示すように方向特性の感度とはく離の影響を考慮して $37^\circ$ とした<sup>(66)</sup>。さらに、プローブステム部では、ターボ形ポンプ内部に挿入したときのブロックゲージ効果を少なくするため、小形化が望まれるが、逆に小さくすれば、片持ち支持するプローブの固有振動数は低下し、ステムから発生するカルマン渦により、ロックイン状態に陥り<sup>(76)</sup>プローブが破損する可能性がでてくる。ここでは、外径7mm、内径4mmのステンレス製とし、必要に応じて保護ステム使用する。

ピトープローブの設計に当たっては、あらかじめ測定流の変動周波数などが予想される場合、許容誤差内で計測できるよう設計することが望ましい。ここでは、2. 3. 4項の数値計算結果を利用したピトープローブ設計法を示すことにする。

図2-32に示される各成分の非定常特性を考えれば、 $u$ 成分は $St$ が小さい領域で $\Delta u/\bar{u}$ によってあまり変化せず、 $v, w$ 成分に比べて $G=1.0$ 付近の領域が広い。したがって、3成分が変動する場合、測定限界は $v$ 成分によって決定されるから、図2-32 (b)を利用して測定可能範囲を定めればよい。図2-46に流れの非定常特性を考慮したピトープローブ設計法の流れ図を表し、以下にその手順を示す。



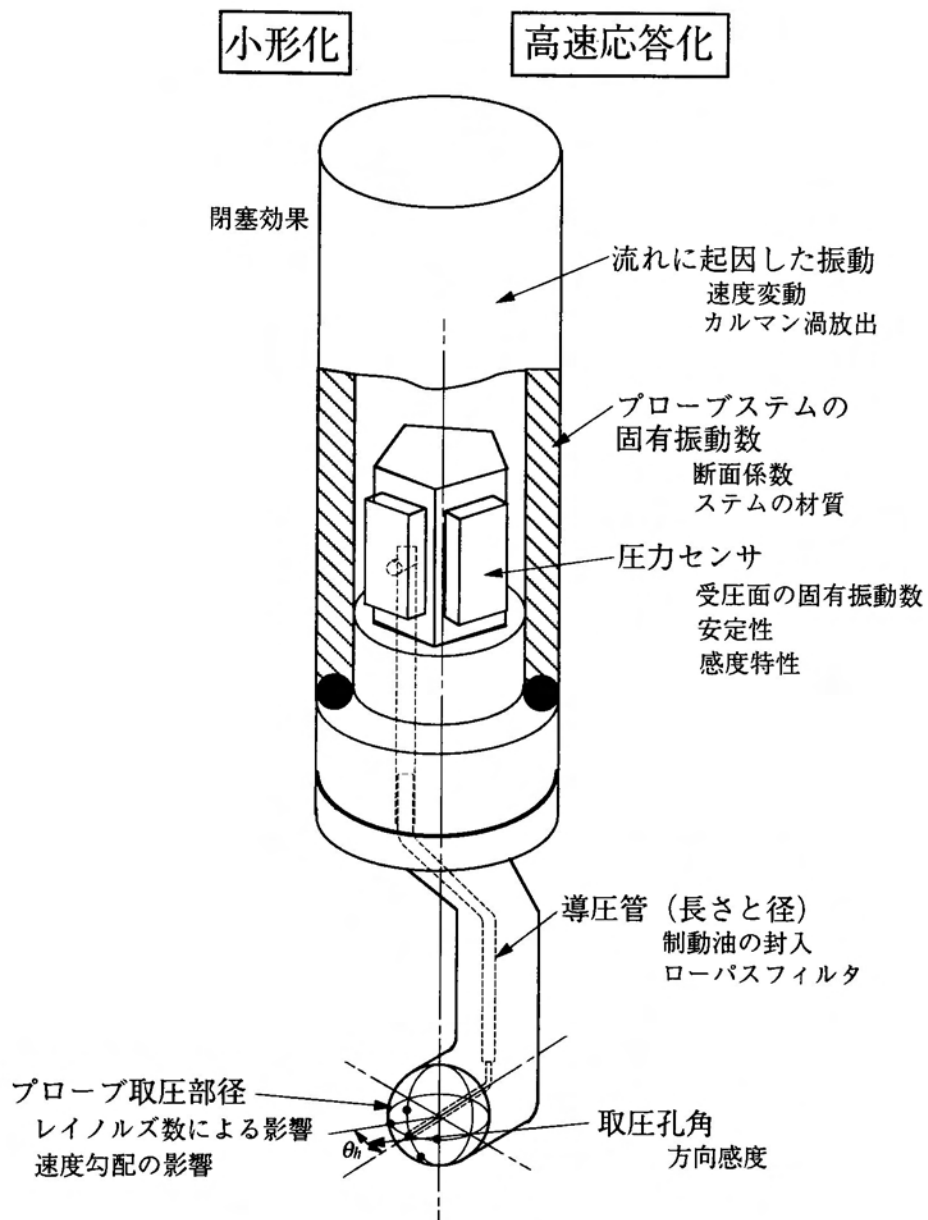


図2-45 5孔ピトープローブ設計時の注意点

- ① 3次元変動流の平均軸方向流速 $\bar{u}$ を予測し、測定したい限界周波数を決定する。
- ② 測定値に含まれる許容誤差を決める。この場合、許容誤差は $|G-1|$ である。
- ③ 圧力測定系の減衰係数比 $\zeta$ を決める。このとき、 $St$ の領域が広く、 $St$ の増加にしたがってゲインの増加がない $\zeta$ を選定する。

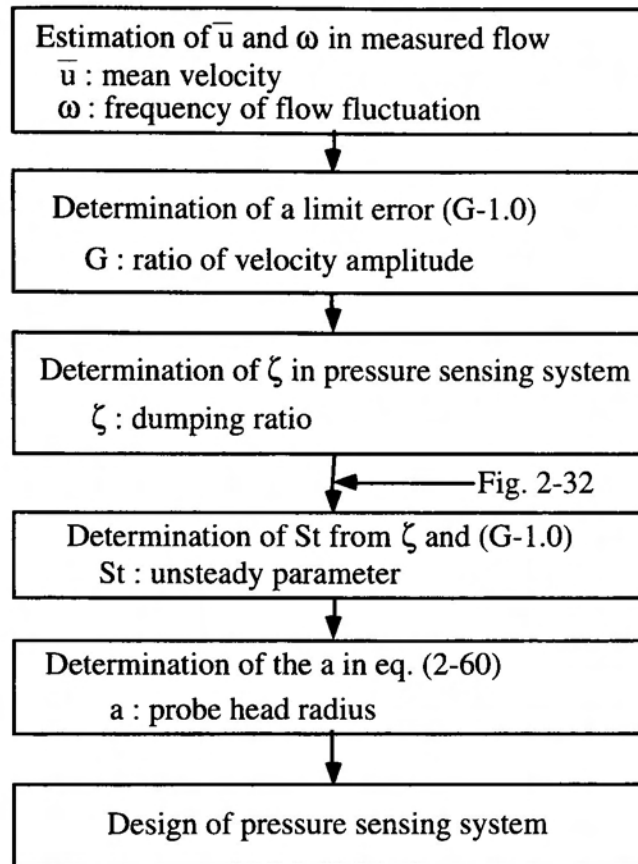


図 2-46 5 孔ピトープローブの設計手順

④ 図 2-32 (b) を用いて，減数係数比  $\zeta$  と許容誤差から非定常パラメータ  $St$  を求める。

⑤ 次式から取圧部半径  $a$  を決定する。

$$a < St(\bar{u}/\omega) \quad (2-60)$$

⑥ 圧力測定系の固有振動数が限界周波数の所要倍となるように導圧管の設計を行う。(2・2 節を参照，なお， $\lambda = 0.1$  とした)

なお，測定対象流の  $\Delta v, \Delta w$  が非常に小さく  $\Delta u$  が大きい場合には，手順④の非定常特性に図 2-32 (a) を使用すればよい。したがって，3 方向成分が同等に変化する場合に比べ，取圧部寸法を大きくできる。設計の一例として，斜流ポンプの出口流れ計測を考えれば， $\bar{u} = 8.0 \text{ m/s}$ ，限界周波数  $280 \text{ Hz}$  (羽根ピッチ周波数  $70 \text{ Hz} \times 4$ ) となる。このときの許容誤差を 2% とすれば，図 2-32 (b) より  $St = 0.26$ ，式 (2-60) より  $a < 0.0011 \text{ m}$  となる。ここで，導圧管は圧力測定系の固有振動数が限界周波数の 10 倍となるように設計される。

## 2. 4 変動流れと圧力計測の不確かさ

非定常流れや変動圧力の計測を行う場合、その測定系には、計測過程の複雑さや非定常流れの影響により、平均値測定と比較して、多くの誤差要因が含まれることが考えられる。したがって、計測された非定常流れ、変動圧力の瞬時値の不確かさ解析は、測定の有効性を実証するとともに、測定結果の分析を行う上で、明らかにしなければならない問題である。ここでは、非定常流れ計測用5孔ピトープローブによる比速度1200 (m, m<sup>3</sup>/min, rpm) の斜流ポンプ羽根車出口流れの計測（3章参照）を例として、測定手順にしたがって不確かさ解析を行い、測定値の信頼性を検討してみる<sup>(78)</sup>。なお、圧力センサによる壁面圧力測定時の不確かさは、ピトープローブの圧力測定系、計測の過程と同じであるので、上記結果を利用し、推定できる。

5孔ピトープローブによる非定常3次元流れ計測の流れを図2-47に示す。ターボ形ポンプ羽根車出口に挿入された5孔ピトープローブは、流れおよび圧力の変化を取圧部表面の圧力変化として検出する。その取圧孔圧力は制動油が封入された導圧管を介して、プローブシステム内に設置された圧力センサへ導かれる。圧力変換器によって電圧変化として検出された変動圧力は、直流アンプによって増幅された後、アナログ・デジタル変換器によってデジタル値に変換後、記憶装置上に記録される。測定された電圧値は、圧力校正試験であらかじめ求められている電圧・圧力変換式を使って、圧力値に変換され、定常状態で得られている検定曲線を利用し、プローブ特性値が求められ、プローブ特性式から速度圧力の瞬時値が計算される。その後、積分流量などを計算し測定値の妥当性が確認される。ここでは、瞬時値計測の不確かさを明らかにするため、データ収集誤差、校正試験での誤差、データ処理誤差の要因を考える。計測の流れに沿って発生する誤差要因は図2-47に記入されている。

5孔ピトープローブ挿入による断面積の面積減少率は1.13%、流れの中に挿入されたピトープローブは流れの影響により振動し、測定値にその影響が加えられ

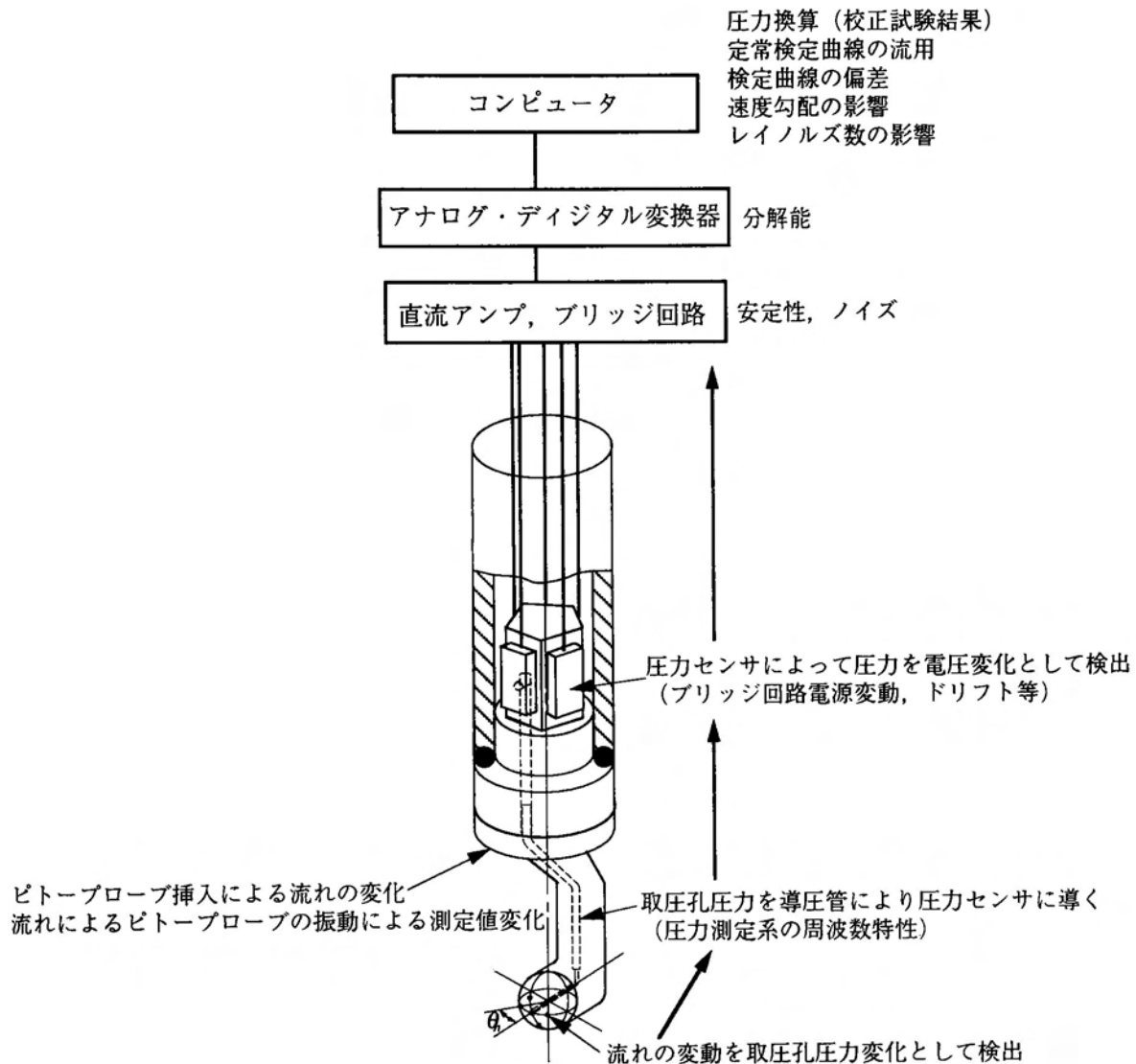


図 2-47 5 孔ピトープローブ計測・処理の流れ

る。その影響は羽根車の羽根通過周波数104Hzとピトープローブを片持ちはりとみなした時の固有振動数1440Hzの比によって決定されることが2.3.5項で述べたように実験，計算両面から確認されている。この例の場合， $\omega_s/\omega_1=0.072$ でプローブ自身の振動による影響は測定値に対して0.05%となる。取圧孔圧力は，圧力変換器で計測される間に，導圧管を含む圧力測定系の動特性によって変動振幅が変化する。その変化量は，流れの変動周波数と圧力センサを含む圧力測定系の固有振動数の比によって定まり，この場合，ゲイン0.998である。なお，圧力センサ，直流アンプ，A/D変換器の誤差は添付されている性能検定表によった。圧力校正時の誤

差は、変換式を求める際、基準計器としてマノメータを使用しているため、読み取り誤差と圧力センサの直線性を考慮した。定常検定曲線の流用と図2-48に示されるレイノルズ数の影響については、流れの変動周波数が小さく、レイノルズ数が10,000以上であることから、それらの影響は小さいと仮定した。速度勾配の影響については、水噴流測定から得られた図2-49の非一様性の影響から推定した。斜流ポンプ羽根車出口流れの場合、非一様性パラメータ $n=0.055$ であることから、最大0.1%とした。検定曲線の精度は、実験の再現性と近似曲線の偏差から、最大2%とした。つぎに、推定した誤差をかたより誤差と偶然誤差にもとづくものに分類し、正確度と精密度を求めた。その結果を図2-50に示す。

パラメータの測定における誤差は、パラメータと結果の関数関係を通じて結果に

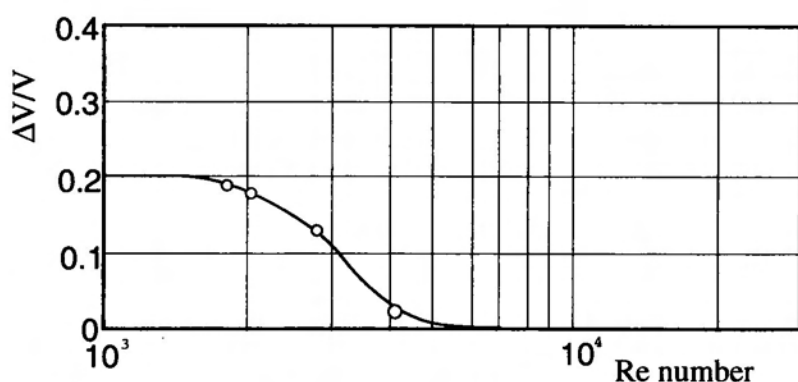


図2-48 Re数の影響

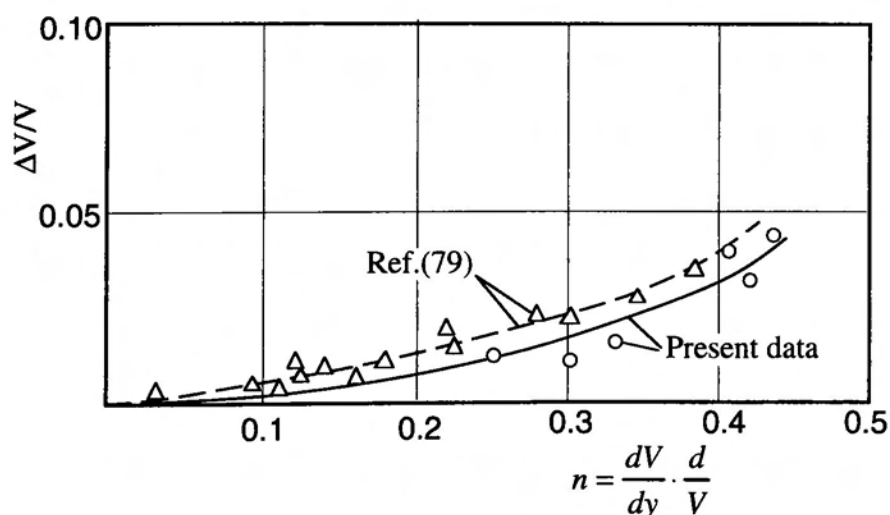


図2-49 非一様性の影響

計測の流れ	誤差要因	相対正確度	相対精密度
測定位置での 速度ベクトル・静圧	プローブ挿入による速度の増加 プローブ振動による影響 ( $\omega_s/\omega_1 = 0.072$ ) 水温変化による密度変化	0.0113 0.0 0.00006	0.0 0.0005 0.0003
取圧孔圧力	取圧孔圧力への誤差伝播	0.0226	0.001
導圧管	導圧管を含む圧力測定系の 動特性( $\omega/\omega_n = 0.063$ )	0.0	0.002
圧力センサ	安定性 (性能検定表)	0.0003	0.002
直流アンプ	安定性・ノイズ成分 (性能検定表)	0.0001	0.0001
A/D変換器	分解能 (12bit)	0.0	0.00024
圧力への変換	圧力校正式 (基準校正器の精度・ センサの直線性)	0.00136	0.002
プローブ特性量の計算	定常検定結果の流用 レイノルズ数の影響 (8000~14000) 速度勾配の影響 ( $n=0.055$ ) 検定時の偏差	0.0 0.0 0.001 0.0	0.0 0.0 0.0 0.02
速度・圧力の計算	速度 $V_s$ 計算値への誤差伝播 圧力 $P_s$	0.01133 0.0320	0.01016 0.02873
積分流量の算出	寸法誤差 偏流の影響 流量 $Q$	0.01 0.0344 0.03756	0.0 0.0 0.01016

図 2-50 5 孔ピトープローブによる斜流ポンプ出口流れ計測での不確かさ

伝播する。5孔ピトープローブによる計測の場合、個々のパラメータの測定誤差は、速度変化が取圧孔圧力に、測定取圧孔圧力が測定された速度、静圧に伝播する。この誤差の影響は、テイラー展開に基づく方法によって、次式で近似される。

$$\begin{aligned}
 p_i &= p_s + \frac{\rho}{2} V^2 \cdot C p_i \\
 B_{p1} &= \left[ \left( \frac{B_\rho}{\rho} \right)^2 + \left( 2 \frac{B_V}{V} \right)^2 \right]^{1/2} \\
 S_{p1} &= \left[ \left( \frac{S_\rho}{\rho} \right)^2 + \left( 2 \frac{S_V}{V} \right)^2 \right]^{1/2}
 \end{aligned} \tag{2-60}$$

$$\begin{aligned}
 V &= \sqrt{\left( \frac{2}{\rho} \right) \cdot \frac{\Delta p}{\Delta C p}} \\
 p_s &= p_1 - \left( \frac{\rho}{2} \right) V^2 \cdot C p_1 \\
 \frac{B_V}{V} &= \sqrt{\left( \frac{B_\rho}{2\rho} \right)^2 + \left( \frac{B_p}{2p} \right)^2 + \left( \frac{B_{Cp}}{2Cp} \right)^2} \\
 \frac{B_{ps}}{p_s} &= \sqrt{\left( \frac{B_{p1}}{p_1} \right)^2 + \left( \frac{B_\rho}{2\rho} \right)^2 + \left( \frac{2B_V}{V} \right)^2 + \left( \frac{B_{Cp1}}{Cp_1} \right)^2} \\
 \frac{S_V}{V} &= \sqrt{\left( \frac{S_\rho}{2\rho} \right)^2 + \left( \frac{S_p}{2p} \right)^2 + \left( \frac{S_{Cp}}{2Cp} \right)^2} \\
 \frac{S_{ps}}{p_s} &= \sqrt{\left( \frac{S_{p1}}{p_1} \right)^2 + \left( \frac{S_\rho}{2\rho} \right)^2 + \left( \frac{2S_V}{V} \right)^2 + \left( \frac{S_{Cp1}}{Cp_1} \right)^2}
 \end{aligned} \tag{2-61}$$

計測結果のかたより誤差、および偶然誤差を計算するモデルとして、95%包括を選択し、計測の不確かさを次式で計算する。

$$\frac{U_{RSS}}{m} = \sqrt{\left(\frac{B}{m}\right)^2 + \left(\frac{tS}{m}\right)^2} \quad (2-62)$$

ここで、 $t$ は対称スチューデント値（2.0）である。その結果、5孔ピトープローブによる斜流ポンプ羽根車出口流れの計測における不確かさの推定値は、瞬時速度  $V=2.32\%$ 、瞬時静圧  $p_s=6.57\%$  である。なお、圧力センサを用いた壁面圧力測定の場合、導圧管、圧力センサ、直流アンプ、A/D変換器、圧力への換算の処理過程を抽出すれば推定でき、その結果は、 $0.91\%$ であった。したがって、同じ条件のもとでは、測定に圧力センサを用いた壁面変動圧力測定の方が、誤差要因が少なく、測定精度が良いことが確認された。

## 2.5 自動計測システム

センサ技術の発達やコンピュータ利用技術の向上にともなって、流体計測分野の最新の進歩にはめざましいものがあり、ターボ機械内部流動状態の局所変動状態や、流れの複雑なフローパターンの測定も可能になりつつある<sup>(80)(81)(82)</sup>。また、パーソナルコンピュータやその周辺機器の充実にもともなって、計測の自動化が積極的に計られ<sup>(82)</sup>、即座に実験結果の確認、検討が可能な段階に至りつつある。しかし、その一方では、計測機器の複雑化、データ処理技術の高度化によって、実験者の負担が増加することから、たとえ有効であっても、このような計測手法の採用が敬遠されることも多い。前節で示された圧力センサを用いた圧力測定系は変動壁面圧力計測、また、非定常流計測用5孔ピトープローブは、瞬時速度ベクトル・静圧を同時計測できる計測器として、流体機械内部流動状態把握、損失分析等に利用されている。しかし、このプローブの使用に際しても、5個の取圧孔から即座に流れの状態を判断するなど、測定結果の良否の判断に熟練が必要であり、だれにでも使用できるという段階には至っていなかった。また、これらの計測で得られる多量の時系列データの処理法も問題となることがある。



ここでは、5孔ピトープローブを用いて、ターボ形ポンプ内非定常流れを測定するための自動計測システムを開発したので、そのシステム構成、データ収集、処理表示法について述べる。また、現象を正しくとらえるためのデータ収集法とともに、自動計測システムなどで得られた変動圧力および変動流れの多量のデジタルデータから、流れの特徴を知るには、平均値や分散を計算し、整理するのみではなく、統計的処理、評価法<sup>(83)(84)(85)(86)</sup>を利用しなければならないため、それらについても記述する。

## 2.5.1 システム構成

5孔ピトープローブによる非定常流れ測定に関する知識が少なくても、これを使用可能とするため、これまでの使用経験をベースとして、非定常流れ計測をシステム化、インテリジェント化し、装置の操作性、測定作業の能率化、ならびに測定結果の信頼性向上を計った。なお、このシステムのデータ収集処理部は壁面変動圧力計測にも利用できる。図2-51に本システムのハードウェア構成図を示す。本システムは5孔ピトープローブを移動、回転させるためのトラバース装置・プローブの指定位置への移動命令を出す装置制御部・瞬時時系列データを得るためのデータ収集部・計算および表示用のデータ処理部から構成される。各部の概略は以下のようになっている。

### ① 5孔ピトープローブトラバース装置

5相パルスモータ2台が取り付けられ、パーソナルコンピュータの指令によってプローブ軸方向の移動、および軸まわりの回転が可能となっている。トラバース装置の1ステップの移動量はそれぞれ0.04mm, 0.1degである。

### ② トラバース装置制御部

パルスモータの加減速等を制御するパルスモータコントローラ、およびマニュアル操作機、パーソナルコンピュータとの信号のやりとりを行うデジタル入出力部とにより構成されている

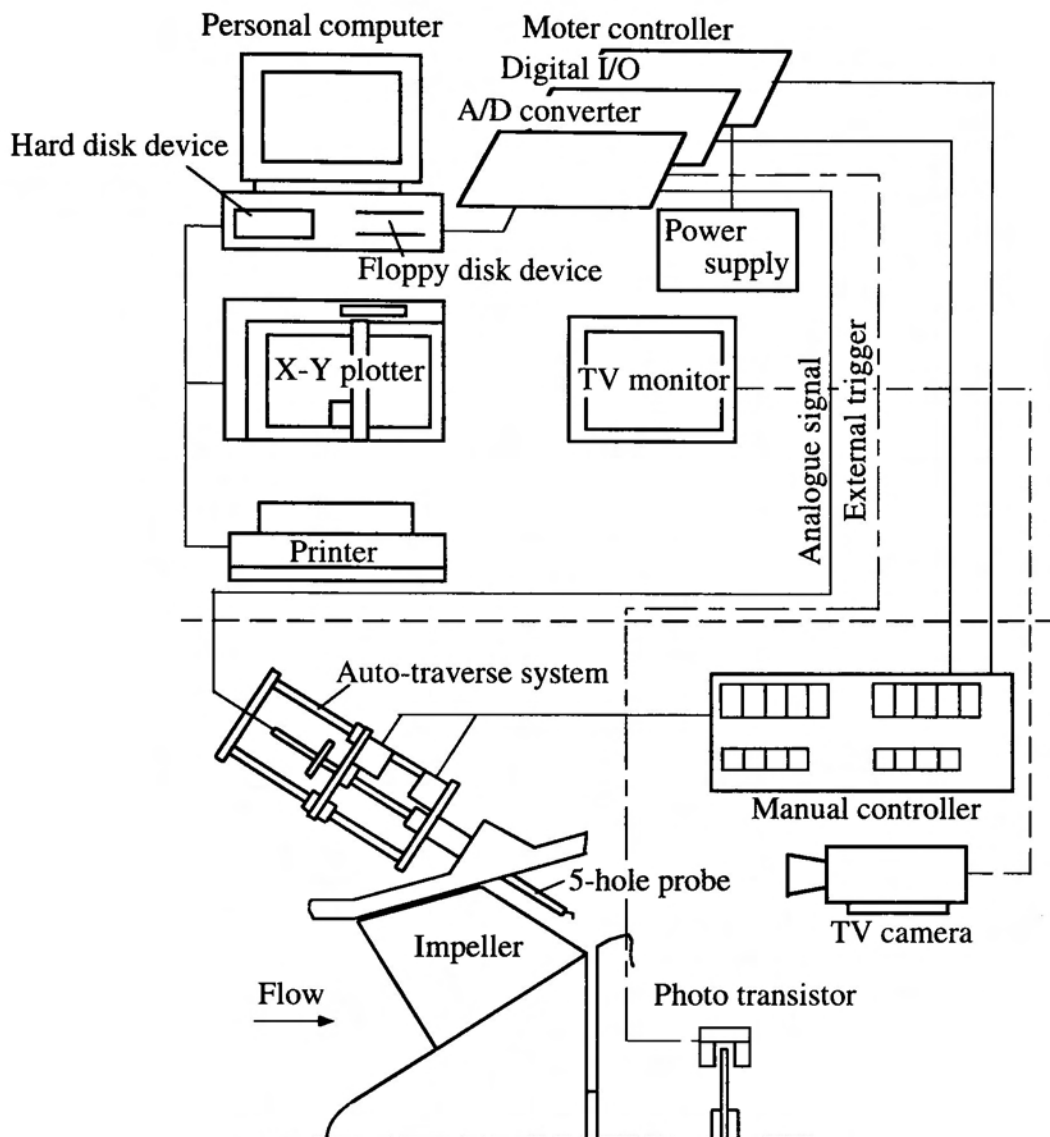


図 2-51 自動計測システムの構成

### ③ データ収集部

16チャンネルのアナログーデジタル変換機能, 外部トリガ機能を有し, サンプリング時間間隔は最高 5 ms となっている。1 回の変換でメモリー上に直接転送可能なデータは最高 128kB である。

### ④ データ処理部

数値演算プロセッサを搭載したパーソナルコンピュータを使用し, 出力装置として, プリンタ, X Yプロッタ等の周辺機器を有する。

### ⑤ 拡張機能

計測室からの遠隔操作・動作監視のためにCCDカメラとモニタテレビを使用した。

本システムのソフトウェアはMS-DOS配下で作動し、以下のような機能から構成されている。なお、本システムの自動計測・処理に関するソフトウェアは、BASIC言語を使用し、実験者のプログラム理解を容易にしている。

#### ① 自動トラバース装置の初期設定

送り、最小回転角度など、トラバース装置使用条件の違いに対応できるよう、その必要情報を入力する。

#### ② 測定位置の設定

測定点数、測定位置座標を入力およびチェックする。また、あらかじめ平均流れ方向が推定される場合にはその方向を入力する。

#### ③ トラバース装置の動作テスト

実験を開始する前に、トラバース装置の動作を確認するとともに測定位置のチェックを行う。

#### ④ 圧力センサの校正

5孔ピトープローブ内や壁面に設置された圧力センサの校正操作を行い、各圧力測定系の電圧－圧力相関式を決定する。

#### ⑤ マニュアル操作機能

現象を観察しながら測定位置を決定するときに使用する。操作はマニュアル操作盤、またはパーソナルコンピュータのキーボードにより行う。

#### ⑥ 自動測定プログラム

流れの方向を自動探査しながら上記②で設定された測定位置順にデータを収集する。その内容については、次項で詳述する。

### 2.5.2 計測方法

5孔ピトープローブを使用して、非定常流れを計測する際には、測定対象によって図2-52のように3つの方法が考えられる。

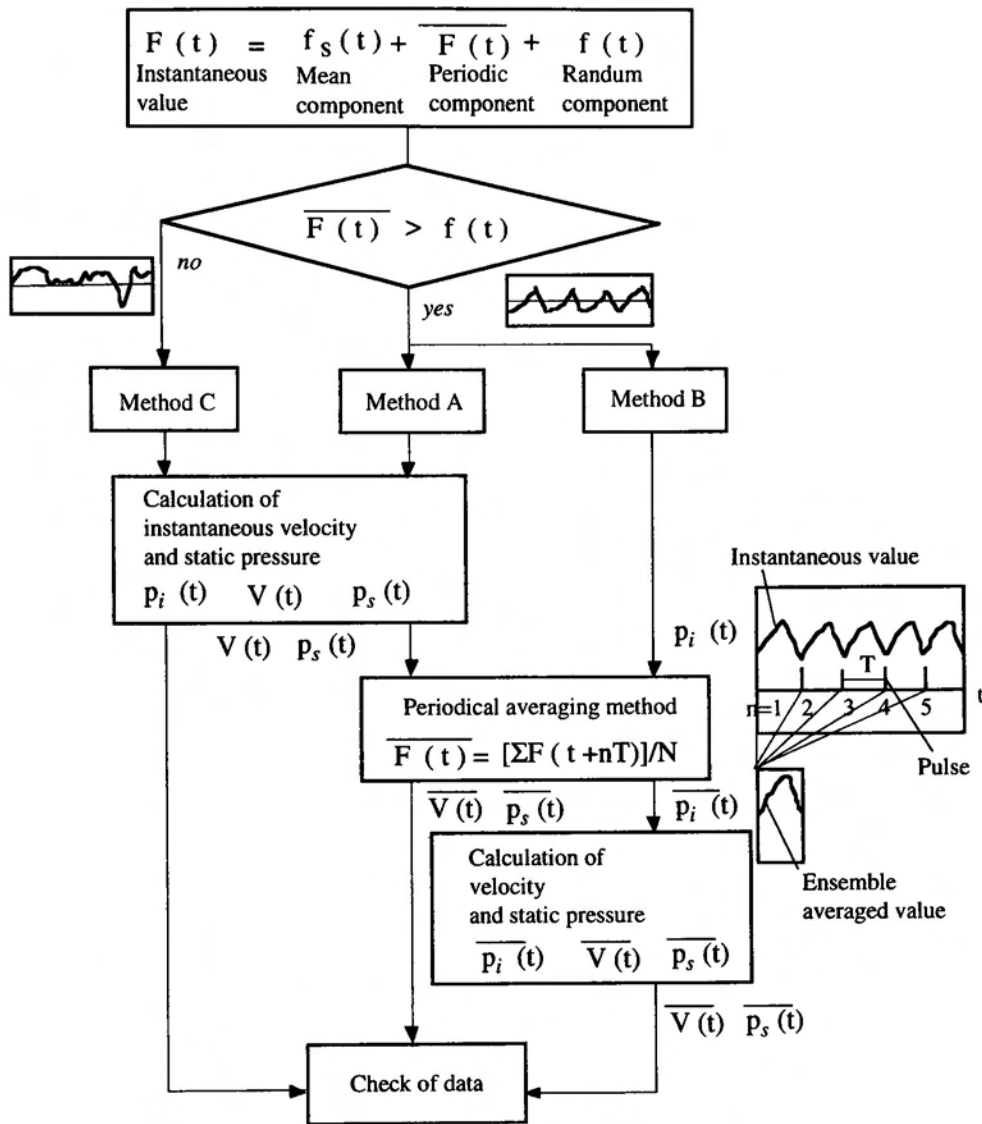


図 2-52 非定常流計測処理法

## I. 周期的成分が顕著な場合

方法 A：瞬時取圧孔圧力から瞬時速度ベクトル・静圧を計算後，周期的平均操作を行う。

方法 B：瞬時取圧孔圧力を周期平均操作を行った後，瞬時速度ベクトル・静圧を計算する。

## II. ランダムな変動が顕著な場合

方法 C：瞬時取圧孔圧力から瞬時速度ベクトル・静圧をすべて計算する。

これらの処理方式は測定対象に応じて選定することとなる。定常回転中のターボ形

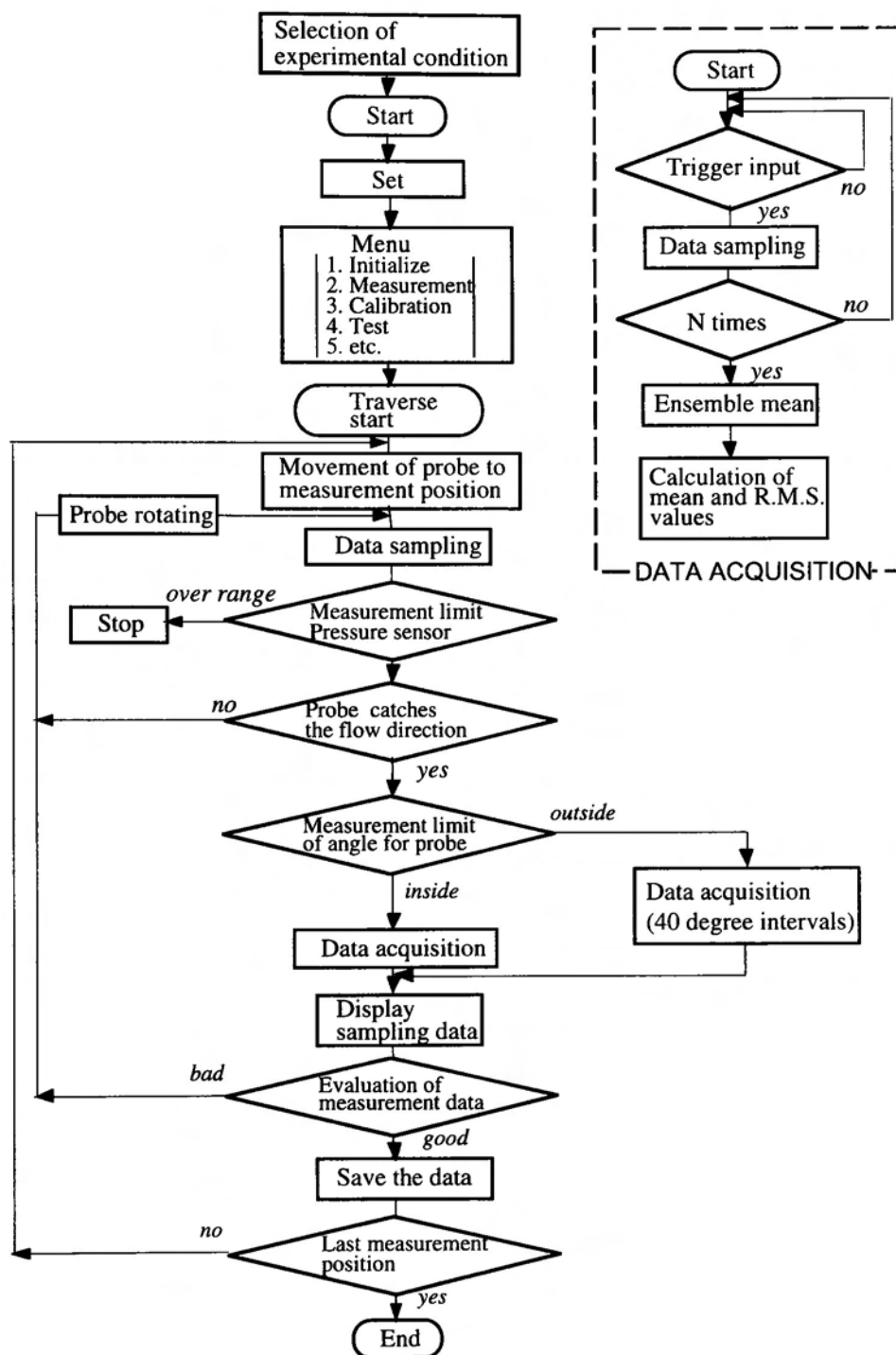


図 2-53 自動計測システムの処理の流れ

ポンプ内変動流れのように周期的成分が顕著な場合で周期的成分の分析を行う時には、データ数を低減でき、かつ、処理速度が早い、各取圧孔圧力を集積平均後、速度ベクトル・静圧を計算する方法Bを採用し、また、周期的成分と共にランダム成分が含まれる場合には方法Aを用いる。なお、本システムによる自動計測処理についてはフローチャートを使って詳述する。

自動計測システムによる計測の流れを図2-53に示す。システムは準備，自動探査，データ収集，データ処理の4つの段階から成っている。

### ① 実験準備

実験条件が決定されたら，トラバース装置およびプローブを設置する。その後，開発されたソフトウェアを使って，トラバース装置の初期設定，測定位置や流れ方向の設定，圧力センサの校正試験など，実験準備を行う。

### ② 流れの方向の自動探査

ターボ形ポンプ運転後，定常状態に達したら自動計測システムから，測定開始命令が出される。その後，入力された測定位置に移動したプローブは，直ちに，その位置でデータ収集を行い，内蔵された圧力センサの測定範囲内の圧力であるか否かを判断する（圧力センサの耐圧を越えている場合には，プローブを安全な位置まで退避させ実験中止の警告が発せられる）。精度の良い計測を行うためには5孔ピトープローブを流れに正対するように設定することが望ましい。そこで，流れの方向探査が，収集された各取圧孔圧力の一周期平均をもとに実施され，プローブが流れの方向に向けられる。その操作は，図2-54に示した制御方式によって行われる。このアルゴリズムは，多くの測定経験から得られた状況の総合判断をパーソナルコンピュータシステムで実現し，熟練者なみの設定を行うものである。これにより，時間平均された測定圧力から即座に流れの状態を判断し，流れ方向へのすばやい転向，より正確な測定が可能となる。

### ③ データ収集

5孔ピトープローブが流れに正対した後，データ収集法を選択するため，収集した取圧孔圧力データから，すべてプローブ測定範囲内のデータであることを確認する。範囲内であれば，指定された個数を決められた時間間隔でデータを収集する。範囲外であれば，方向逸脱・逆流・死水域を含んだ流れとしてプローブをある角度おきに回転させながらデータを収集し，すべてのデータを保存し，相互比較によって1周期のデータを求める方式をとる。両者とも基準信号による周期的平均操作

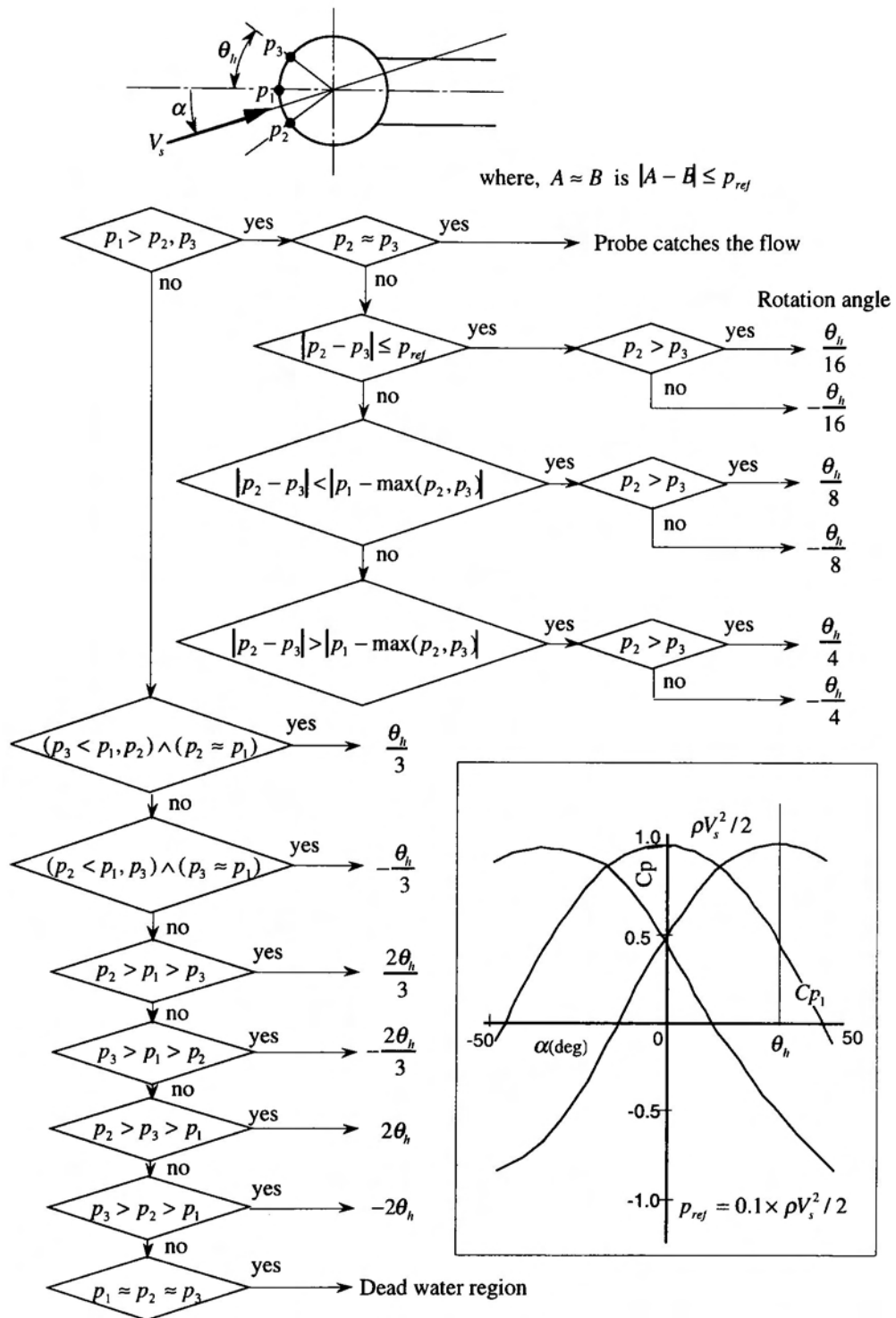


図 2-54 流れ方向探索の制御則

後、取圧孔圧力の集積平均値や偏差をディスプレイ上に表示し、データを確認した後、集積平均値がディスク装置に保存され、つぎの測定位置へ移動する。

#### ④ データ処理

任意条件のもと、自動計測が終了したら、つぎの実験条件に設定する間に、取圧

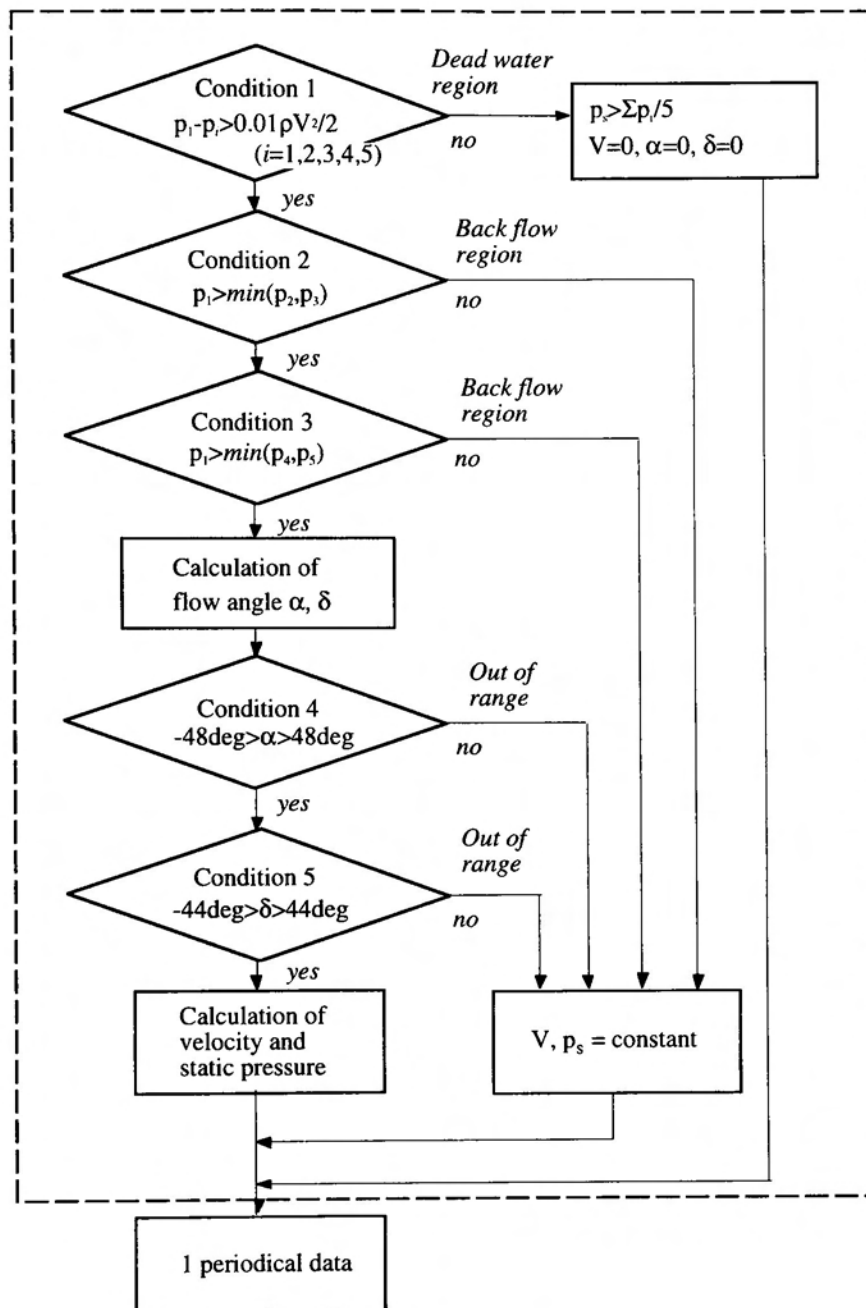


図 2-55 データの抽出条件

孔圧力変動データは、すべてプローブ特性式、特性量を使って、速度ベクトル、静圧に変換され、各速度成分等が計算される。なお、逆流・死水域を含んだケースでは、データの抽出が図 2-55 の条件にしたがって行われる。この段階で、実験結果の良否を判断できる物理量（平均速度、積分流量、損失、圧力上昇など）が求められ、早い段階での実験結果の良否の確認が可能となった。また、必要な結果については、ディスプレイ上の表示、プロッタによる作画が行われる。



## ⑤ データの表示

測定、処理された結果から実験者は、測定データの良否の確認後、その結果を分析しなければならない。そのため、処理データのグラフ化は不可欠のものである。図 2-56 はターボ形ポンプ羽根車出入口流れ計測結果の表示例である。

### I. 三次元表示

測定断面内の速度・圧力成分の 3 次元分布を表示する。速度欠陥域などが明瞭に現れる。

### II. 子午面内分布

周方向に平均された速度成分、圧力、理論揚程のハブからケーシングにわたる分布を表示する。これによって、翼負荷・損失の分布状態を確認できる。

### III. 速度三角形

測定値から求められた速度三角形を示す。設計状態との違い等が判断される。

### IV. 等高線表示

速度成分・圧力あるいはエネルギーレベルなど選択して、等高線として表す。自由流域・羽根後流域を明確にすることができ、羽根の作動状態を観察できる。

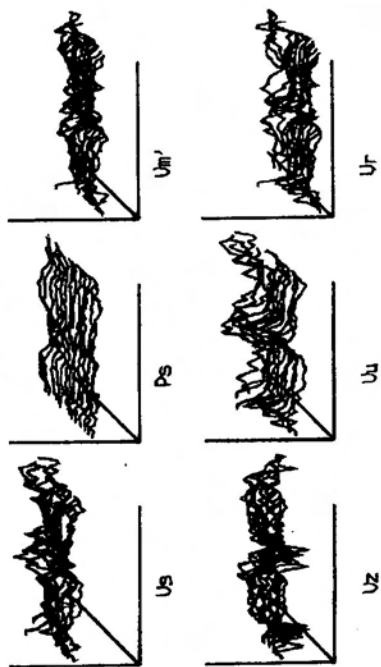
### V. 二次流れベクトル

測定断面内の 2 次流れを平均値を基準として、断面平均ベクトルを用いて表示する。

これらデータの確認後、さらに詳しい分析のため、データはコンピュータのファイル上に記録され、実験は終了する。

これまで、非定常流れ計測用 5 孔ピトープローブを使った従来の計測法では、実験者が出力信号をモニタしながら流れの方向を判断し、プローブをその方向に手動で回転させ、汎用計算機でデータ収集、処理を行っていた。パソコンを使う本システムでは、計測・処理を含めて、測定結果の表示・グラフ化まで、従来、数時間要していたものが 5 分に短縮され、システム化による操作性の向上によって、実験に

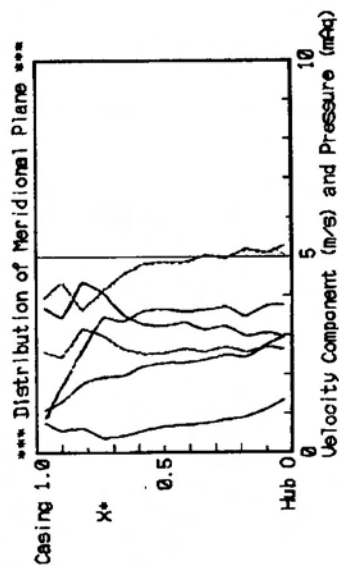
[1] Three Dimensional Distribution



(a) 測定結果の3次元表示

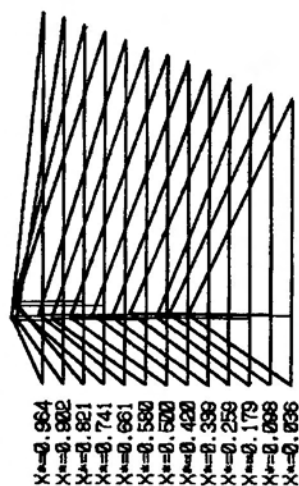
[2] Meridional Plane Distribution and Flow Rate Check

Flow Rate = 4.51 (m<sup>3</sup>/min)  
Euler Head = 3.41 (m)

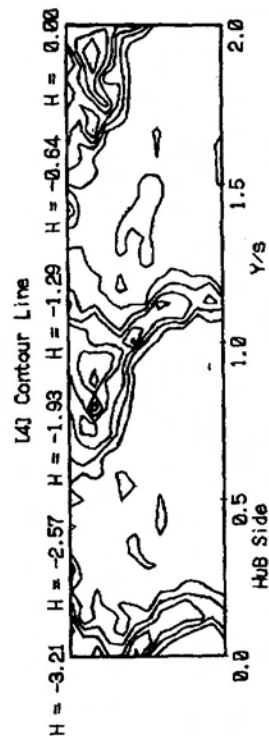


(b) 周方向平均値のハブ・ケーシング間分布

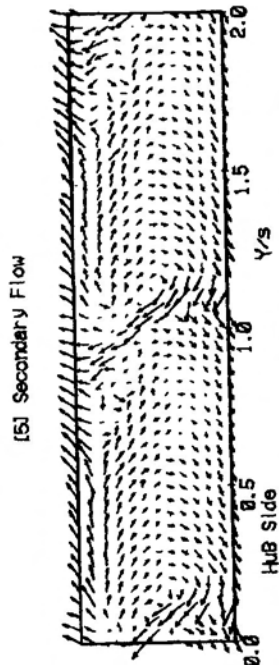
[3] Velocity Diagram



(c) 半径位置における速度三角形



(d) 羽根車出口での相対全圧分布



(e) 全断面平均流れからの二次流れ

図 2-56 測定結果の表示例 (斜流ポンプ羽根車出口流れ場)

必要な人員の削減が期待でき、操作が不慣れなために起こる事故を未然に防ぐことができる。また、5孔ピトープローブに関する知識が少なくても測定が可能で、測定結果の視覚化を図ることによって結果の分析が容易になり、システムの移動が容易性から、実験場所の制約が少なくなった。さらに、多量のデータが必要な変動圧力場計測に対しても、流用可能なシステムであり、データ収集部や処理部は、壁面圧力変動の計測でも利用しえる。

### 2.5.3 時系列データの処理

前項までに示した自動計測システムやパソコンとA/D変換器、データロガーなどの計測機器を利用し、時間と共に変化するデータの収集が行われる。計測されたデータは、サンプリング定理<sup>(85)</sup>に基づくサンプリング間隔 $1/(2W)$ でデジタル化される。ここで、 $W$ は対象とする最大周波数の2倍程度としている。データ長 $T$ は、自己相関関数の相対誤差の観点から、 $T \geq 30/W$ とした。A/D変換に伴う相対誤差は0.00007と推定される（A.2参照）。また、時間と共に変化する現象の統計的性質を明らかにする方法<sup>(86)</sup>も提案されている（A.3参照）。

ターボ形ポンプの内部流れなど非定常測定には、羽根車の通過周期を基準としてデジタル時系列データを重ね合わせる集積平均法がデータ処理に多く利用されている<sup>(51)</sup>。

変動データが強い周期性をもつ場合、ランダム成分を含む信号から容易にデータを抽出することが可能である。特に、多くのターボ機械では、軸の回転や羽根の通過により発生するパルスを基準信号として得ることが容易であるため、周期現象の把握に利用されている。この周期的な操作が位相信号に使われることから、フェーズロック平均ともよばれている。なお、集積の回数 $K$ は時系列データのシグナル・ノイズ比に依存し、これまで、 $K$ は100回を超えない範囲で行われている。デジタル値として測定される変動時系列データ $f(t)$ は、図2-57に示されるように、以下の3つの成分からなる。

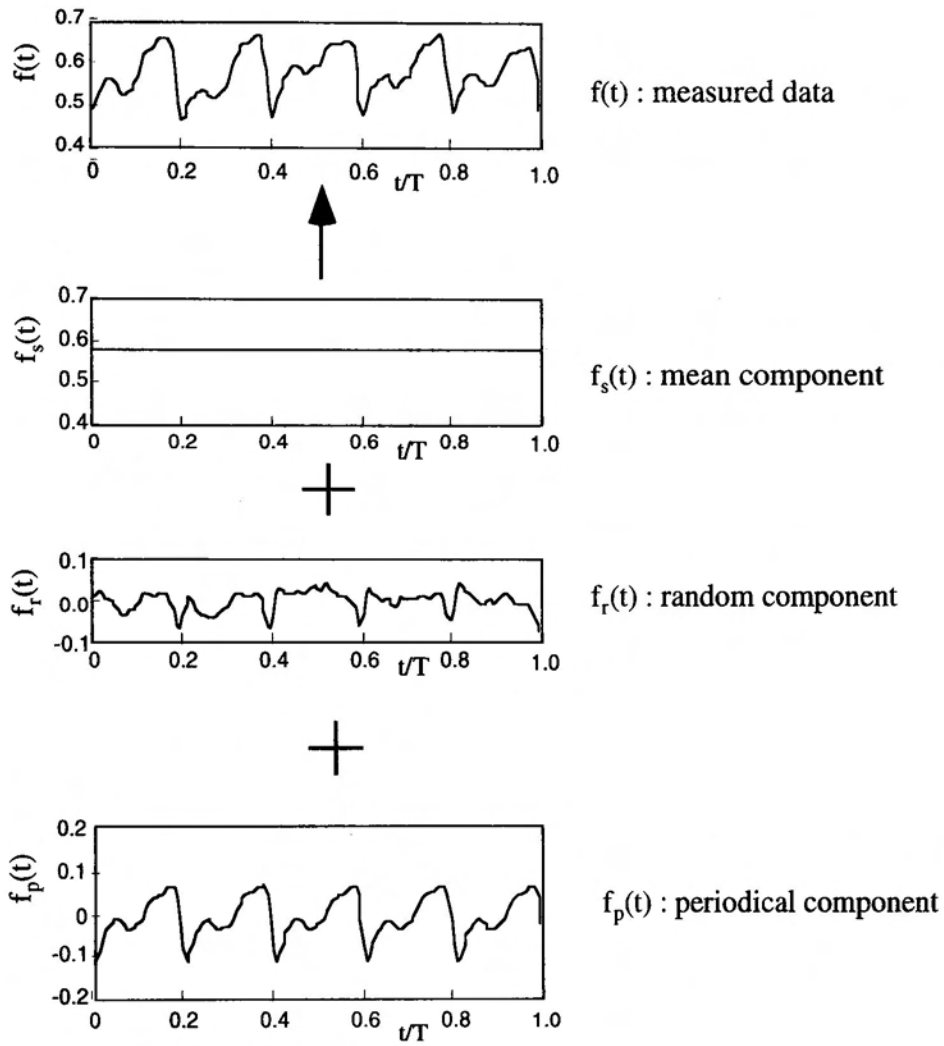


図 2-57 変動時系列データの成分

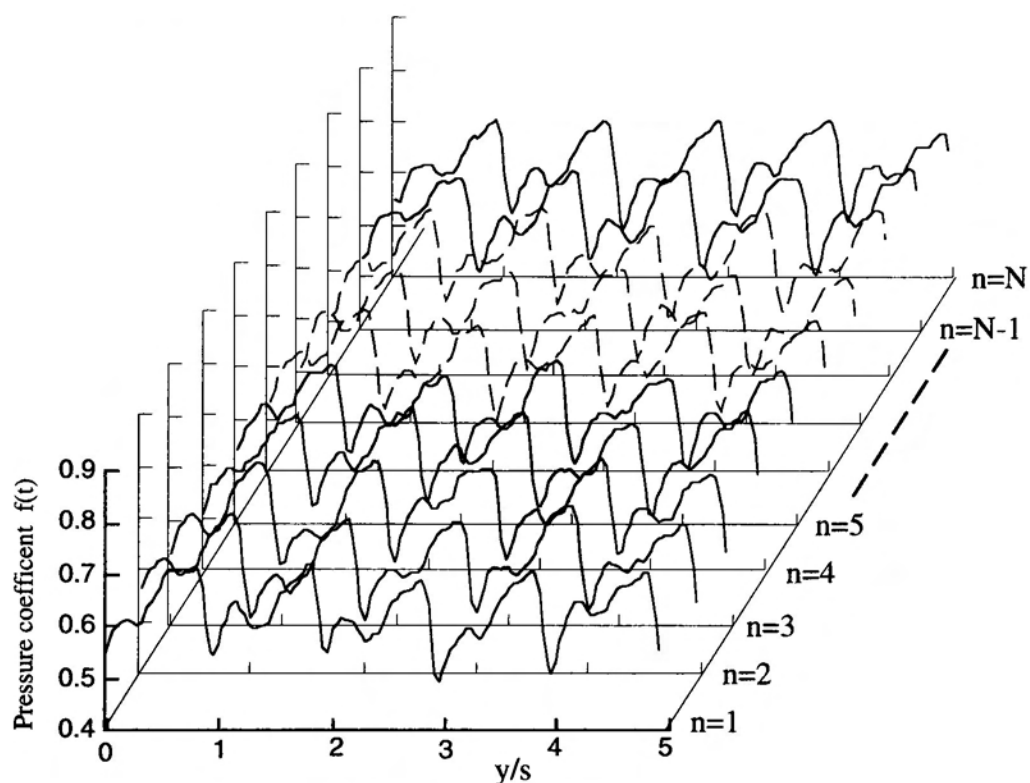
$$f(t) = f_s + f_r(t) + f_p(t) \quad (2-61)$$

ここで、 $f_s$ は定常（平均）成分、 $f_r(t)$ はランダム・ノイズ成分、 $f_p(t)$ は平均値が0で周期Tをもつ周期変動成分である。定常回転中のポンプ内圧力データの平均値が変化しないとすれば、変動成分は周期的成分 $f_p(t)$ とランダム成分 $f_r(t)$ とから成り、

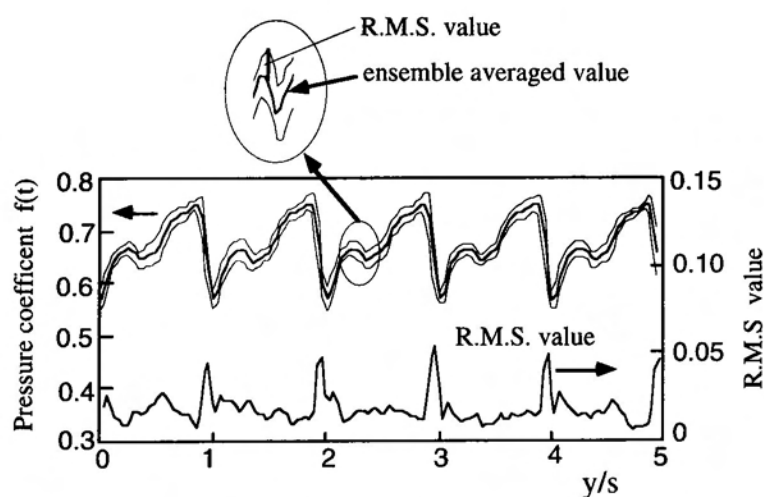
$$f(t) = f_p(t) + f_r(t) \quad (2-62)$$

と表される。ここで、周期的成分は次式のように  $f(t)$  の周期的平均操作によって得られる。

$$f_p(t) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N f(t + nT) \quad (2-63)$$



(a) 瞬時圧力変動



(b) 羽根車一回転当たりの集積平均値と R. M. S 値

図 2-58 周期平均操作の一例

この周期  $T$  の集積平均操作は、回転軸に取付けられたパルス発生器により、発生される周期的パルスを用いて行われる。このとき、あらかじめパルス発生時点と羽根車位置を対応づけておけば、羽根車に相対的な位置  $\theta_m$  における瞬時値  $f_n(\theta_m)$  は  $f(t_m + nT)$  に等価である。ここで、 $0 \leq t_m < T, m = 1, 2, \dots, M$  であり、また、 $M$  は羽根が 1 回転する間の収集データである。したがって、羽根車に相対的な位置  $\theta_m$  における集合平均  $\overline{f_p(\theta_m)}$  は、

$$\overline{f(\theta_m)} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N f_n(\theta_m) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N f(t_m + nT) \quad (2-64)$$

となる。また、ランダム成分は

$$\sqrt{\overline{f(\theta_m)^2}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \{f_n(\theta_m) - \overline{f(\theta_m)}\}^2} \quad (2-65)$$

と、*R.M.S* 値で表される。

図 2-58 は、上記の手順により得られるデータの一例を示している。前述のように、測定値の時間変化は羽根車周方向の変化に等価であるから、(a) のように、時系列データは羽根車に相対的な周方向座標  $y$  に関係づけられる。ここでは、羽根車 10 回転程度のデータが示され、周方向座標  $y$  は羽根ピッチ  $s$  で無次元化されている。このデータから、1 回転ごとの周期平均（式 (2-64)）を行うことによって、(b) の集積平均値が得られる。そのときのランダム成分の *R.M.S.* 値が式 (2-65) によって求められる。

## 第3章 変動圧力計測によるターボ形ポンプ内流れの分析

本論文では、ターボ形ポンプの開発や性能分析、振動や騒音などの運転状態の把握に重要な情報となる変動圧力場の計測法と測定結果による実験的分析法に着目した。ここでは、低流量域でのターボ形ポンプ不安定特性が羽根車先端近傍の流れと深く関連しているオープン羽根車を有する斜流ポンプについて、壁面ケーシングの圧力情報と低流量域での不安定特性や羽根の作動状態の関連性を調べると共に現象の分析を行う。また、形式の異なる斜流ポンプおよびディフューザポンプを測定対象として、動静翼干渉によるディフューザベーン流路内の変動圧力の特徴、ポンプ内での圧力変動の伝播、羽根に作用する流体力を壁面変動圧力計測によって調べ、その圧力変動の発生メカニズムを実験的に明らかにする。これらを通して、変動圧力場計測が現象分析に有効であることを示した。

### 3.1 斜流ポンプ内流れ

ターボ形ポンプの特性は、流量変化による羽根車内流れと共に複雑に変化する。とりわけ、低流量域でのターボ形ポンプの不安定特性は、流れのはく離、旋回失速、羽根車入口・出口での逆流発生と関連していることが知られている<sup>(87) (88) (89)</sup>。したがって、これまで多くの研究がなされているが、時間とともに変化する複雑な流れのため<sup>(90) (91) (92)</sup>、発生する現象と低流量域の不安定特性を良く理解できる段階には至っていない。斜流ポンプにおいて、流量が減少すれば、特に羽根車先端付近での入射角が増加し、その結果、羽根負圧面の急激な圧力低下、相対速度の増加が現れる。したがって、流量低下による特性変化は羽根先端付近の流れの状態と深く関係しており、オープン羽根車羽根先端での圧力測定は、低流量特性や不安定特性の理解に有効な手段である。

また、回転羽根車と静止羽根を有するターボ形ポンプでは、相互の干渉によって

周期的な圧力変動や局所的な圧力変化が現れる。この相対運動によって形成される非定常流れ場の影響は、下流に影響を及ぼすと共に、ディフューザ羽根に作用する変動流体力、圧力脈動や振動の原因となりうることから、多くの研究者によって実験が行われている<sup>(1) (48) (50)</sup>。しかし、斜流ポンプに関して、ディフューザベーン流路壁面での変動圧力を詳細に測定し流量による変化を調べた例は少ない。

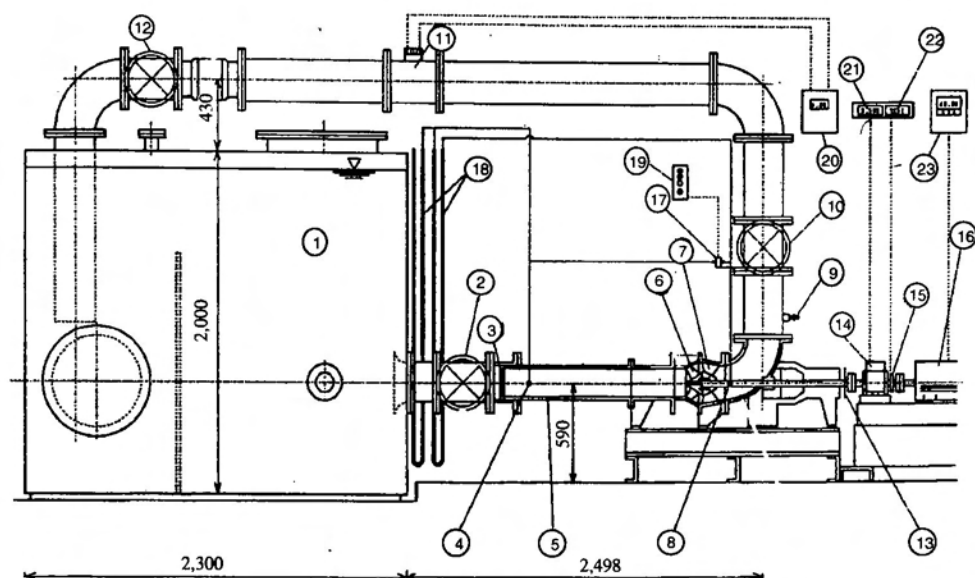
ここでは、羽根車ケーシング壁面における圧力変動測定によって、斜流ポンプの流量変化に伴う羽根先端付近の作動状態を調べた。また、壁面での圧力変動と内部流れの関係を確認するため、非定常流計測用 5 孔ピトープローブにより、羽根車出入口流れを計測すると共に、羽根先端すきま変化による低流量域特性および壁面ケーシング圧力変動の変化を調べた。さらに、斜流ポンプ羽根車出口からディフューザベーン出口に至るケーシング壁面における圧力変動を測定することによって、斜流ポンプ羽根車とディフューザベーンの干渉や羽根後流の減衰、ディフューザベーンに作用する非定常流体力の時間変化を実験的に調べた。また、統計解析も行い、運転条件の違いによる特徴も明らかにした。

### 3. 1. 1 実験装置および方法

供試斜流ポンプは、5 枚羽根の斜流オープン羽根車と 6 枚羽根のディフューザベーンを有する斜流ポンプである。その主要要目を表 3-1 に示す。図 3-1 は実験装置全体図を示す。キャビテーションの発生を防ぐため、一定水位を保つ上流タンクから吸い込まれた水は、ポンプ羽根車、ディフューザ、曲がり流路、吐出し弁を経て、タンクに戻る。流量は吐出し管路に設けられた電磁流量計、全揚程は吸込口と吐出し口の圧力測定孔の圧力差から求められる。また、ポンプに供給される動力は、ポンプ軸に取り付けられたトルク検出器と回転検出器の出力から計算される。

図 3-2 は壁面圧力と内部流れの測定位置と供試斜流ポンプの子午面形状を示す。壁面圧力測定孔には導圧管を介して圧力センサが取り付けられ、図 3-3 に示す周波数特性のように、固有振動数 2.6kHz、減衰係数比 0.723 の圧力測定系が構成されている。羽根車出入口断面での非定常 3 次元流れの測定は、約 6kHz の固有振動数





- |              |             |            |           |
|--------------|-------------|------------|-----------|
| 1. 上流タンク     | 8. 吐出し圧力測定孔 | 15. 回転数検出器 | 22. カウンタ  |
| 2. 上流弁       | 9. 加圧装置接続部  | 16. 電動機    | 23. インバータ |
| 3. 整流格子      | 10. 吐出し弁    | 17. 差圧センサ  |           |
| 4. 吸込圧力測定孔   | 11. 電磁流量計   | 18. マノメータ  |           |
| 5. 吸込管       | 12. 下流弁     | 19. 増幅器    |           |
| 6. 羽根車       | 13. 穴あき円板   | 20. インジケータ |           |
| 7. ディフューザベーン | 14. トルク検出器  | 21. トルクメータ |           |

図 3-1 供試斜流ポンプ実験装置全体図

表 3-1 供試斜流ポンプの主要要目

	Impeller hub/mid/shroud	Guide vane hub/mid/shroud
Blade inlet angle (deg)	35.6/20.2/15.3	51.7/57.6/61.2
Blade outlet angle (deg)	31.9/24.5/20.0	94.0/94.0/94.0
Chord length (mm)	132/162/154	100/116/131
Solidity	1.76/1.53/1.19	1.40/1.16/1.10
Number of blades	5	6
Rating:		
Flow rate	4.8	m <sup>3</sup> /min
Total head	3.0	m
Rotational speed	1250	rpm
Specific speed	1200	(m <sup>3</sup> /min,m, rpm)

を有する 5 孔ピトープローブと開発した自動計測システムを用いて行われた。

壁面およびピトープローブ取圧部の圧力変動は、所定のサンプリング周波数で A/D 変換後、羽根車 1 回転当たり 1 回発生するパルスのトリガ信号と共にコンピュー

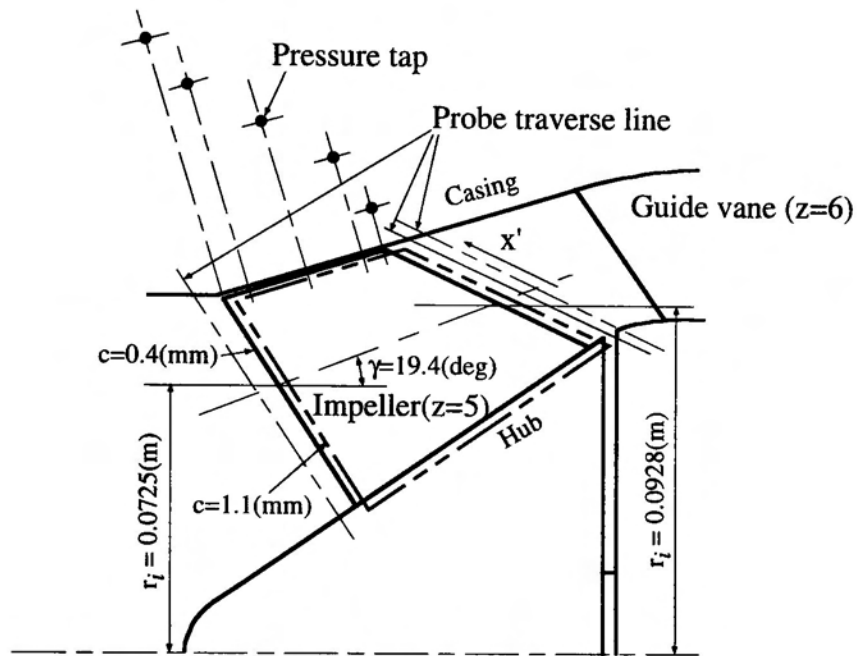


図 3-2 供試斜流羽根車子午面形状と測定位置

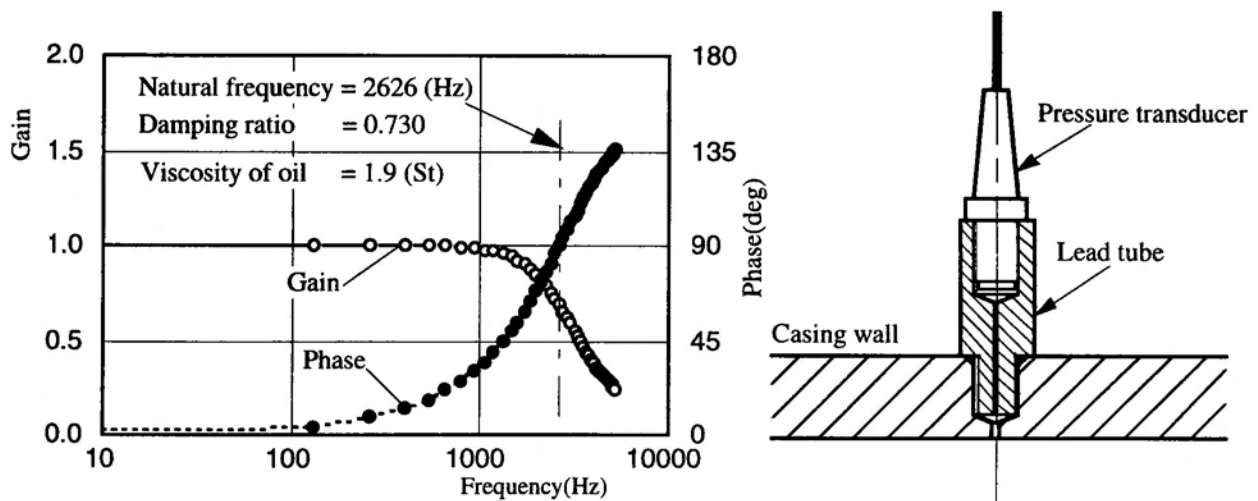


図 3-3 壁面圧力測定系の周波数特性

タのファイル上に記録される。壁面ケーシング圧力，内部流れ計測共，羽根車 100 回転分の瞬時データが計測され，時間平均値，集積平均値，RMS 値などが計算された。ここで，集積平均は羽根車軸に取り付けられた 1 回転に 1 回発生するパルス を基準信号として求められる。このとき，あらかじめパルス発生時点と羽根車位置

を対応づけておけば，羽根車に相対的な位置における瞬時値 $f(\theta)$ は $f(t)$ に等価である。羽根車壁面ケーシング変動圧力の測定位置は羽根先端長さ $l$ と羽根前縁からの距離 $s$ を用いた無次元量 $s/l$ で表した。したがって， $s/l=0.0$ が前縁， $s/l=1.0$ が後縁に対応する。また，5孔ピトプローブによる羽根車出入口の内部流れ計測位置は，次式の無次元半径 $R^*$ で表した。

$$R^* = \frac{r - R_{hub}}{R_{casing} - R_{hub}} \quad (3-1)$$

ここで， $r$ は半径， $R_{hub}$ はハブの半径， $R_{casing}$ はケーシング壁面での半径である。

流量は設計流量 $Q_0$ と流量 $Q$ の比， $Q/Q_0$ で表し，測定した羽根車壁面ケーシングの瞬時圧力は，以下の式により無次元化した。

$$\psi = \left\{ \frac{p - p_s}{\rho} + gh - \frac{(r\omega)^2}{2} \right\} / \frac{u_2^2}{2} \quad (3-2)$$

ここで， $p_s$ はポンプの入口平均静圧， $h$ は圧力測定位置の高さ， $u_2$ は羽根車出口先端周速度， $\omega$ は角速度， $\rho$ は流体密度である。

図3-4には斜流ポンプのディフューザ流路におけるケーシング壁面圧力測定位置とディフューザベーン正面図を示す。測定点は大部分同一ディフューザベーン流路A内に設けられているが，加工上の制約から $(m_2, y_1)$ 点は流路Fに，また，流路毎の圧力の周期性を調べる目的で流路B，Eの $(m_1, y_3)$ 点にも測定孔が設けられている。羽根車壁面ケーシング圧力変動測定と同様に，各取圧孔には導圧管を介して圧力センサが取り付けられている。ディフューザベーン壁面での変動圧力計測は，データ収集装置のチャンネル数の制約等により，数回に分けて行った。その際，同一運転条件下でのデータ収集を確認するため，基準点〔供試斜流ポンプではref点〕を定め，そこにおける計測は，常時，行われた。

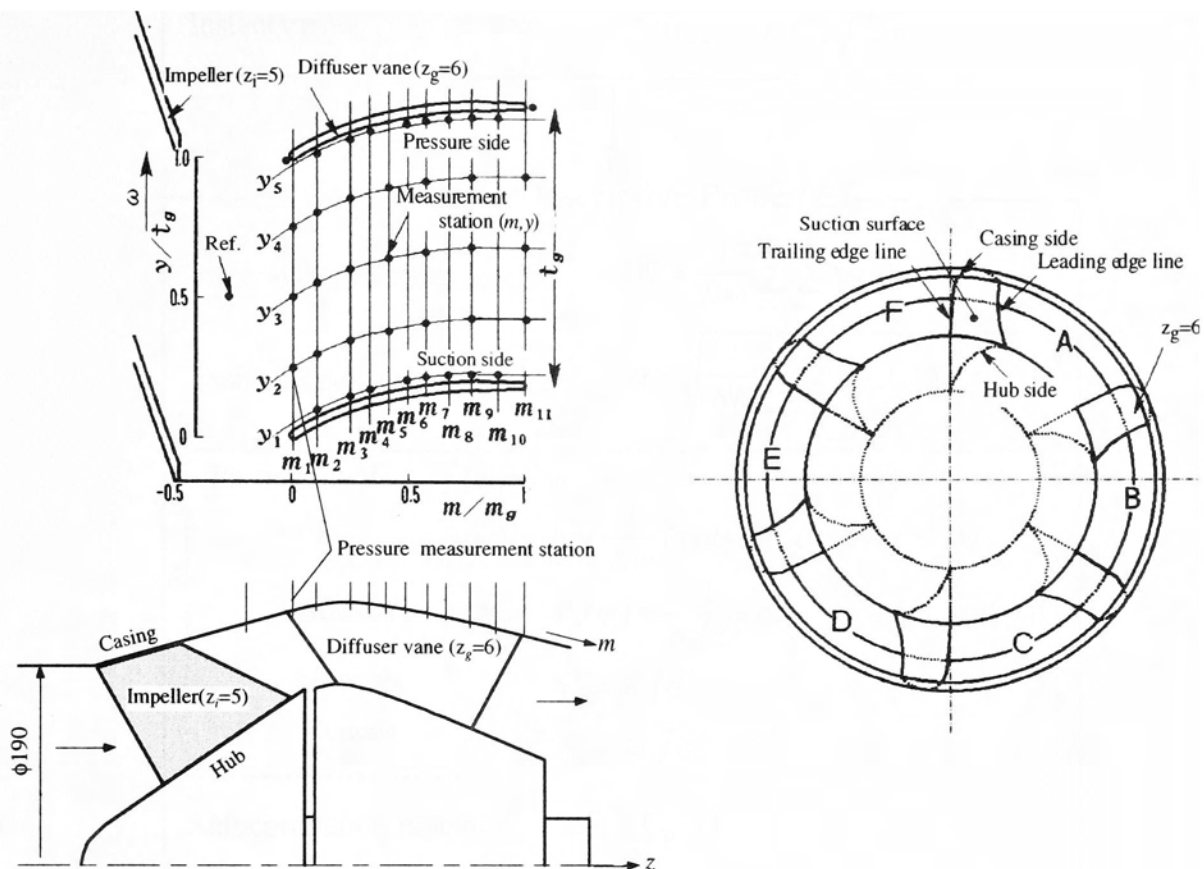


図3-4 ケーシング壁面圧力測定位置

図3-5は2.5で示した瞬時圧力時系列データの処理手順をまとめたもので、その結果が図3-6 (a) ~ (g) である。図3-6 (a) に示される羽根車下流からディフューザベーンにわたる圧力変動データ  $p(t_{m,n})$  は羽根出口先端周速度  $u_2$  で無次元化され、圧力係数  $\psi(t_{m,n})$  として表されている。瞬時圧力変動は羽根車120回転の測定結果の一部を示している。その波形には、羽根車羽根通過による周期的変動とそれ以外の変動周波数成分が含まれている。そこで、まず、時間とともに変動する瞬時データから基本統計量として、時間平均値  $\bar{\psi}$ 、時間平均値からの標準偏差  $\sigma$  が求められる。変動波形の周期性・ランダム性を調べるために、図3-6 (b) のように確率密度分布  $P_r(\psi)$  が求められ、波形の特徴を表すために分布の左右対称の尺度・Skewness  $\gamma_1$  とガウス分布からの偏平の尺度 Kurtosis  $\gamma_2$  が計算される。図示される例では確率密度分布  $P_r(\psi)$  はガウス分布 ( $\gamma_1 = 0, \gamma_2 = 0$ ) より山が平らで振幅領域の

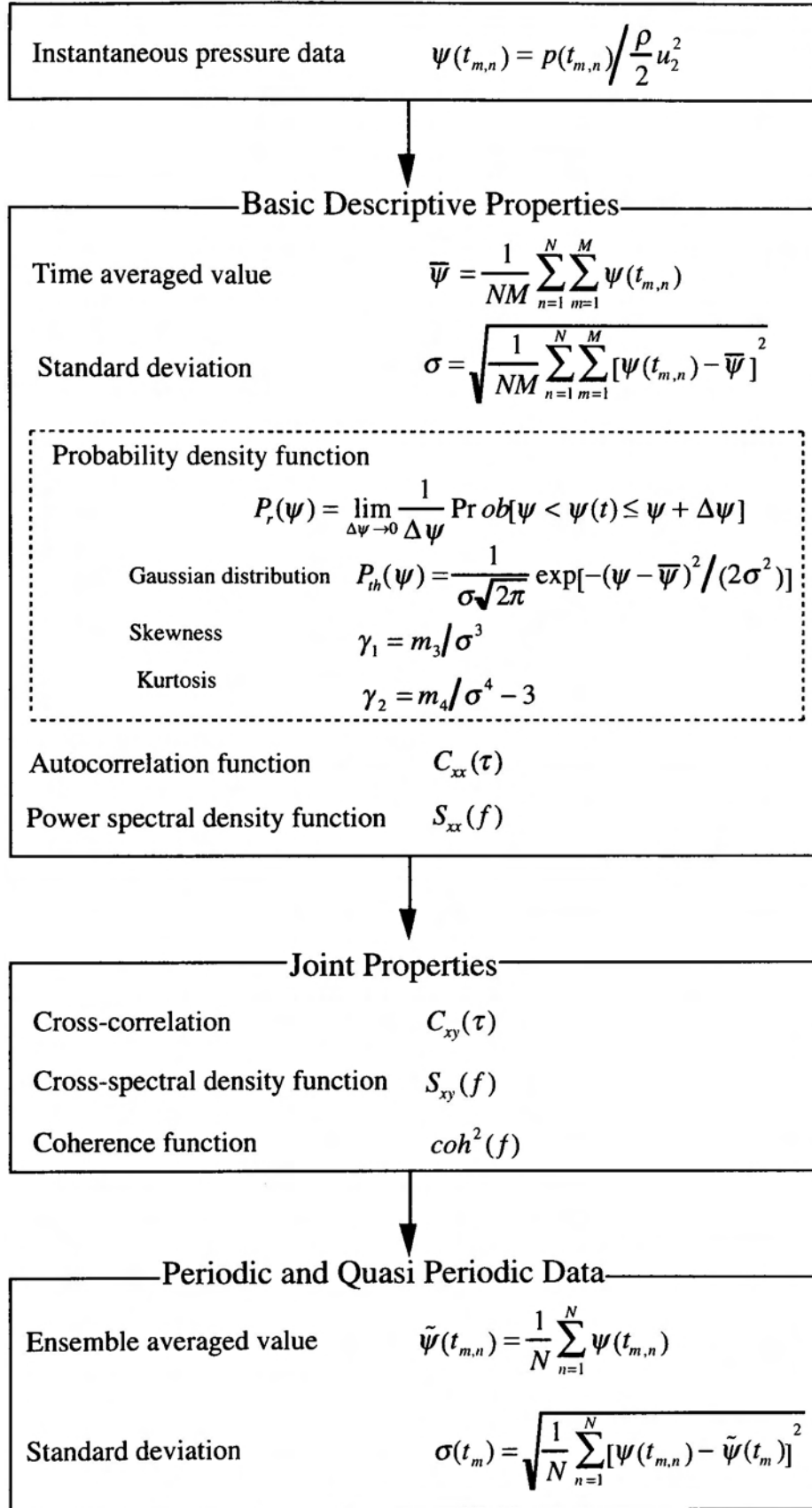
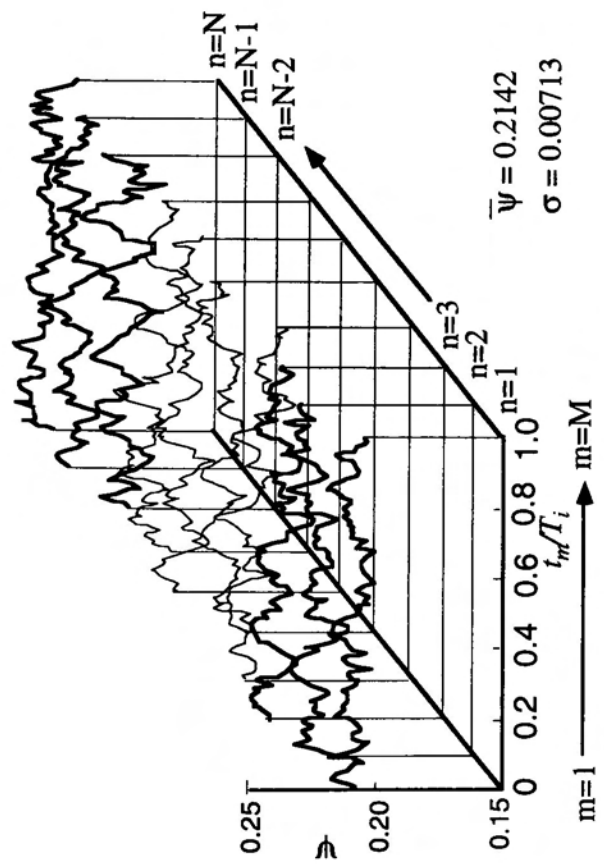
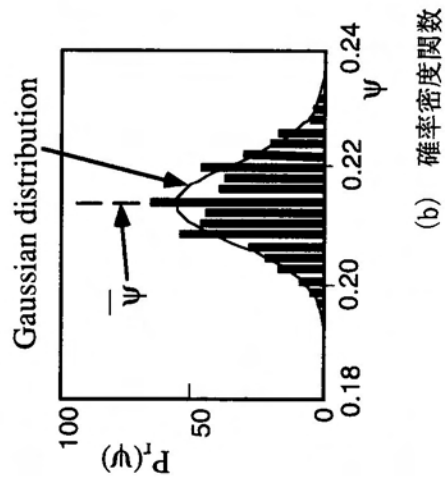


図 3-5 圧力変動データの処理手順



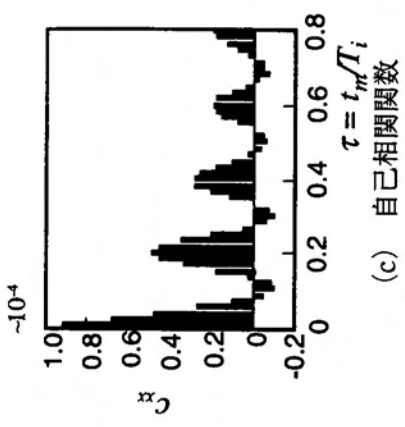
(a)  $(m_1, y_3)_A$  における瞬時圧力データ



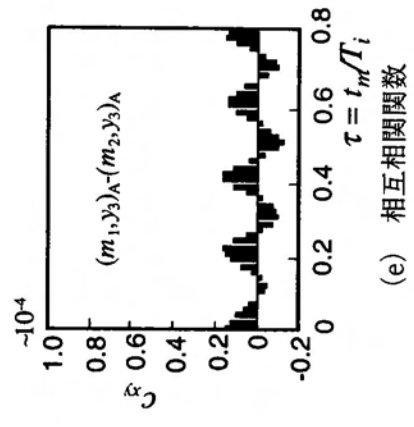
(b) 確率密度関数

$$\gamma_1 = 0.007$$

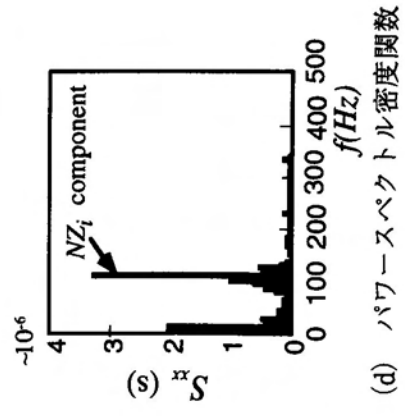
$$\gamma_2 = -0.420$$



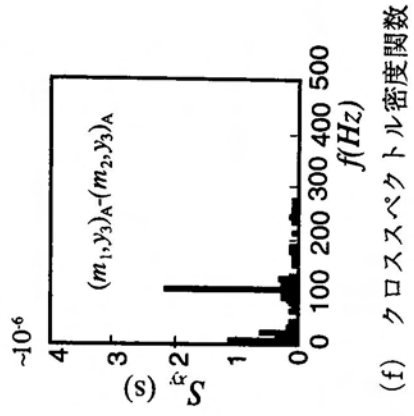
(c) 自己相関関数



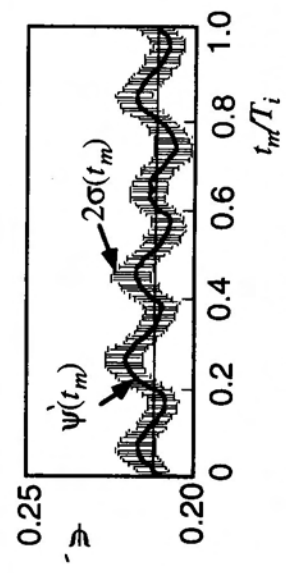
(e) 相互相関関数



(d) パワースペクトル密度関数



(f) クロススペクトル密度関数

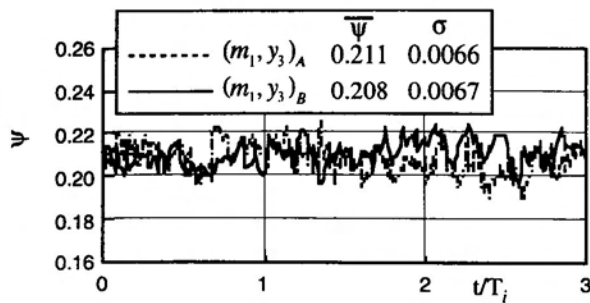


(g) 羽根 1 回転当たりの集積平均値

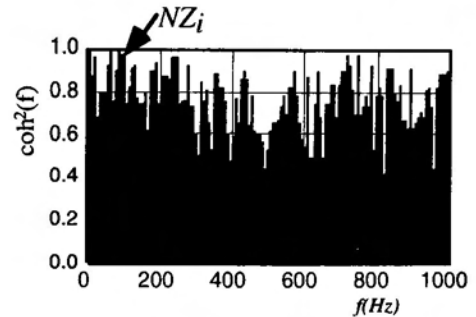
図 3-6 圧力変動データの処理結果

広がりが深い分布となっている。変動の周期性を調べるには、自己相関関数  $C_{xx}$  あるいはパワースペクトル密度関数  $S_{xx}$  を求めればよい。図3-6 (c) に示される自己相関関数  $C_{xx}$  は羽根車羽根の通過周期  $T_i/Z_i$  の時間差で相関が高く、図3-6 (d) のスペクトル密度関数  $S_{xx}$  では羽根車羽根通過周波数  $NZ_i$  成分のスペクトル密度が卓越していることが確認される。異なる測定点の瞬時データ間の相互相関関数  $C_{xy}$  やクロススペクトル密度関数  $S_{xy}$  を計算することにより、変動圧力の空間的性質を調べることができる。図3-6 (e), および図3-6 (f) にはおのおの、斜流ポンプディフューザベーン内の圧力変動とその下流における圧力変動の相互相関関数  $C_{xy}$  およびクロススペクトル密度関数  $S_{xy}$  が示されている。 $C_{xy}$  は  $t/T_i = 0.2$  の時間差で相関がよく、 $S_{xy}$  は  $NZ_i$  で大きくなっている。羽根車が一定回転数  $N$  で回転中の場合には、時系列データ  $\psi(t_{m,n})$  を羽根車一回転あたりに集積平均することができる。図3-6 (g) は、図3-6 (a) に示される斜流ポンプガイドベーン流路における圧力変動の羽根車1回転あたりの集積平均結果である。図示されている集積平均  $\tilde{\psi}(t_m)$  は羽根車が100回転する間に収集された時系列データ  $\psi(t_{m,n})$  から求められている。図3-6 (g) には、時系列データの集積平均値  $\tilde{\psi}(t_m)$  から標準偏差の分布  $\sigma(t_m)$  が記入されている。

ディフューザベーン流路のケーシング壁面圧力変動を測定し、流路全体の傾向を調べるには、多くの測定点が必要であり、また、装置の制約によって、同一流路内の測定や同時多点計測が困難な場合も多い。このような測定条件のもと、流路内変動圧力分布を求めるために異なる流路や別個に採取されたデータの処理結果を流用する場合には、あらかじめ、ある基準測定点での計測を毎回行ったり、圧力データの流路ごとの周期性、再現性を調べなくてはならない。図3-7は、斜流ポンプについて、それぞれ異なるディフューザベーン流路で流路間での測定点と同じ2カ所の瞬時圧力変動データを比較したものである。図には、時系列データ、平均値、標準偏差、および、両者のコヒーレンスが示されている。この場合、異なる流路における平均値の差が、約1.5%と小さく、標準偏差もほぼ同じで、流路ごとの周期性が確認される。図3-8は、異なる時間に測定したそれぞれの基準点〔斜流ポンプRef点<sub>0</sub>〕におけるデータの平均値、標準偏差およびコヒーレンスを比較したものであ

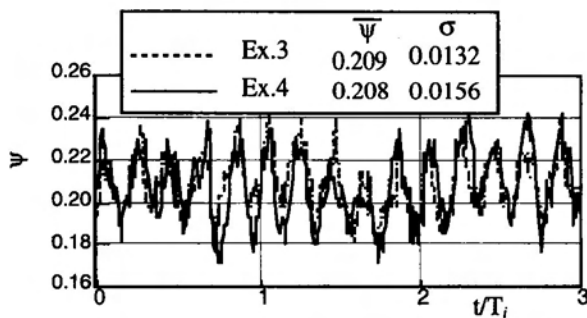


(a) 時系列データ

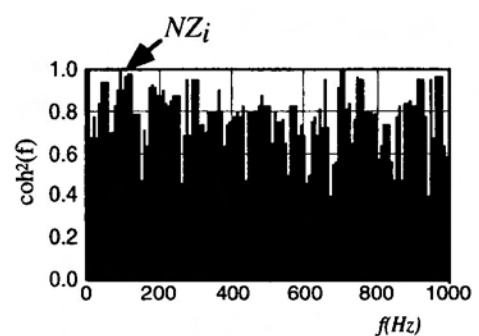


(b) コヒーレンス

図 3-7 異なる流路内圧力の周期性 ( $\phi/\phi_0=1.0$ )



(a) 時系列データ



(b) コヒーレンス

図 3-8 同一測定点データの再現性 Ref 点 ( $\phi/\phi_0=1.0$ )

る。同一測定点で異なる時刻に測定されたデータの平均値，標準偏差ともほぼ等しく，基本周波数  $NZ_i$  および，その高調波成分でコヒーレンスが 1 に近いことから，再現性は十分と考えられる。これらの確認によって，羽根車羽根とディフューザベーンの相対位置関係に依存しない諸量の一流路内の分布を詳細に求めることが可能となる。

### 3. 1. 2 羽根車出入口流れと性能の関係

図 3-9 は，羽根車先端すき間が異なる ( $T.C.=0.4\text{mm}$ ,  $T.C.=1.1\text{mm}$ ) 供試斜流ポンプの性能曲線を示す。供試斜流ポンプの流量－全揚程曲線は右下がりの勾配を持ち， $0.3 < Q/Q_0 < 0.7$  で大流量側に比べて，その変化率が小さくなる。 $0.5 < Q/Q_0 < 0.6$ ,  $T.C.=0.4\text{mm}$  では，軸動力と効率に大きな変化が見られる。また， $Q/Q_0 < 0.3$  では，全揚程の増加率が大きくなっている。羽根先端すきま  $T.C.=1.1\text{mm}$  の場合，



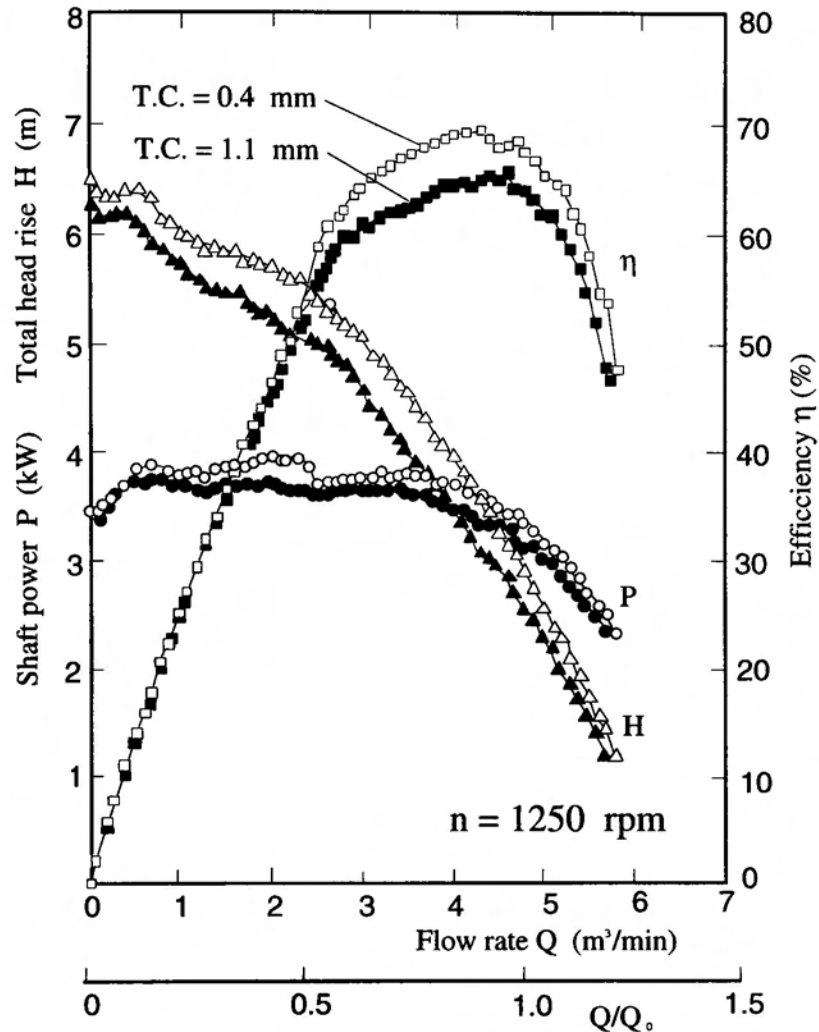


図3-9 供試斜流ポンプの性能曲線

T.C. = 0.4 mm で見られた軸動力の急激な変化は、翼負荷増加による羽根すきま流れの影響で現れていない。なお、先端すきまによる性能曲線の変化は、羽根高さの2%まで大きな変化は見られず、羽根先端すきまの増加に伴い、効率と全揚程が減少している。

内部流れとポンプ性能の関連性を調べるため先端すきま0.4 mmの羽根車出入口での変動速度、圧力が測定された。図3-10には、図3-2中  $x'$  に垂直な速度成分  $v_{m'}$  の時間平均値  $\overline{v_{m'}}$  のハブ-ケーシング間分布を示す。羽根車入口では、ケーシング側  $Q/Q_0 < 0.6$  で、羽根車出口より先の逆流が発生し、速度の速い領域がハブ側に現れる。羽根車出口では、流量の低下と共に、速度分布は一様化し遠心力の影響によ

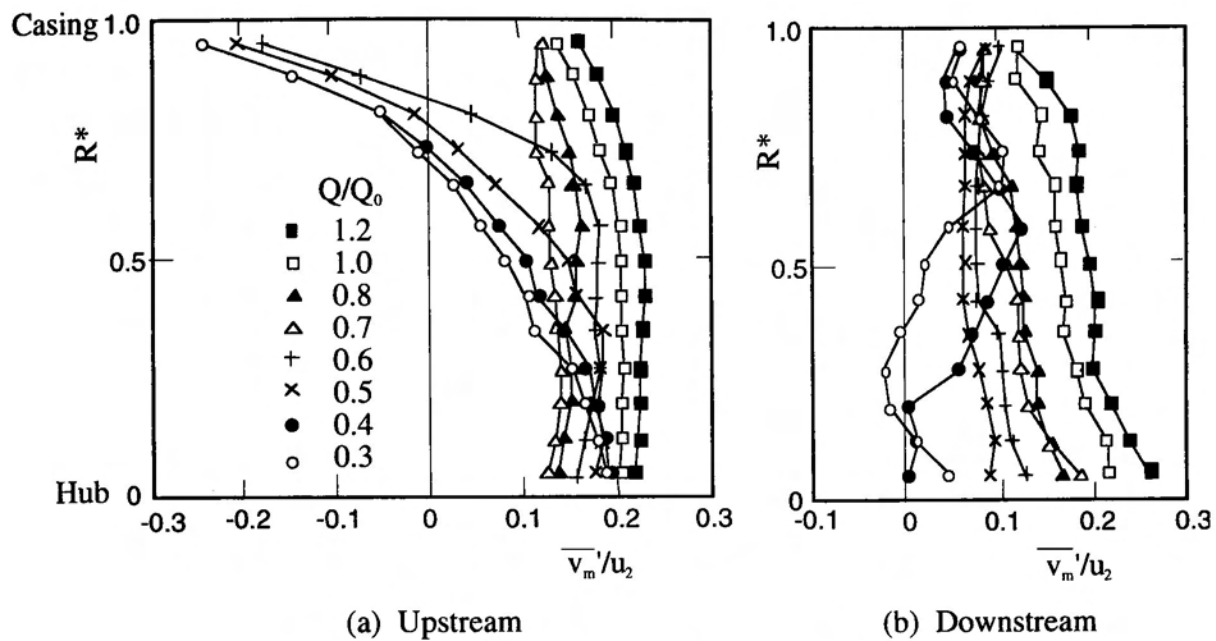


図 3-10 羽根車出入口における  $V_m'$  のハブケーシング間分布 (T.C.=0.4mm)

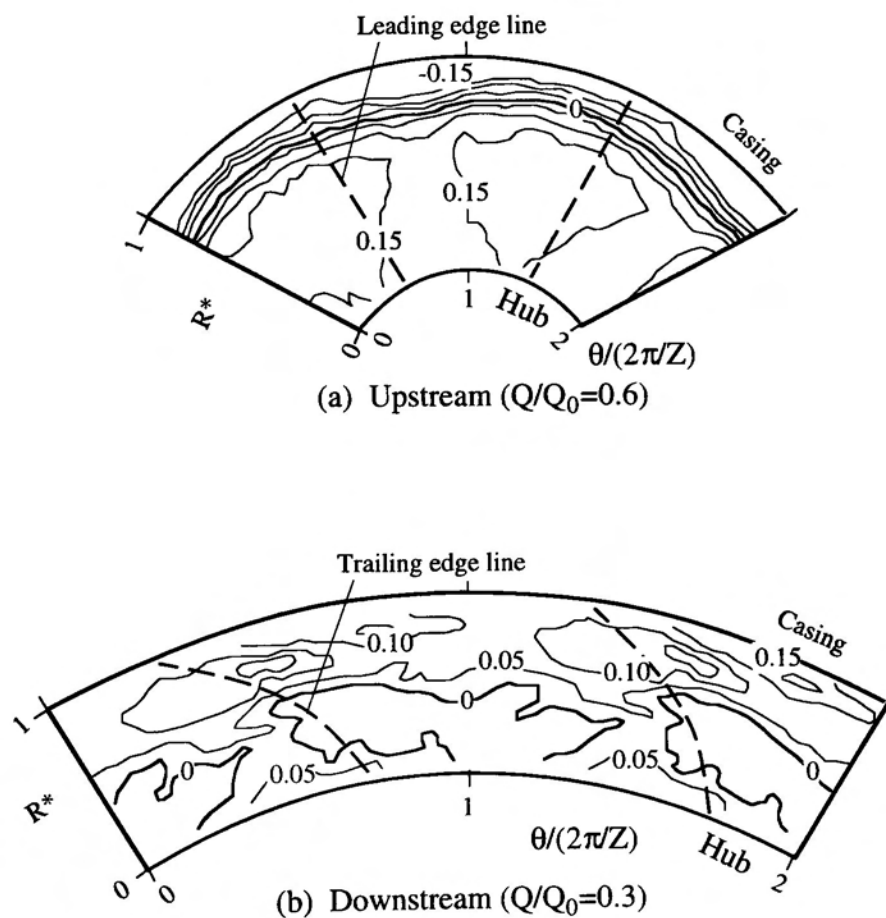


図 3-11 羽根車出入口断面における  $V_m'$  分布 (T.C.=0.4mm)

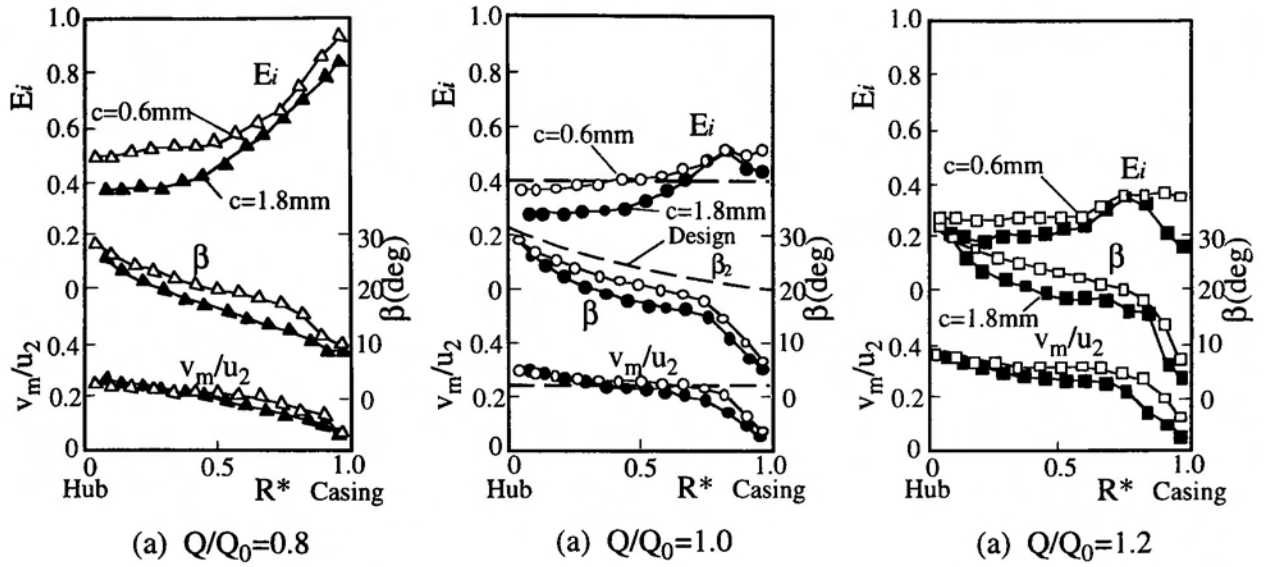


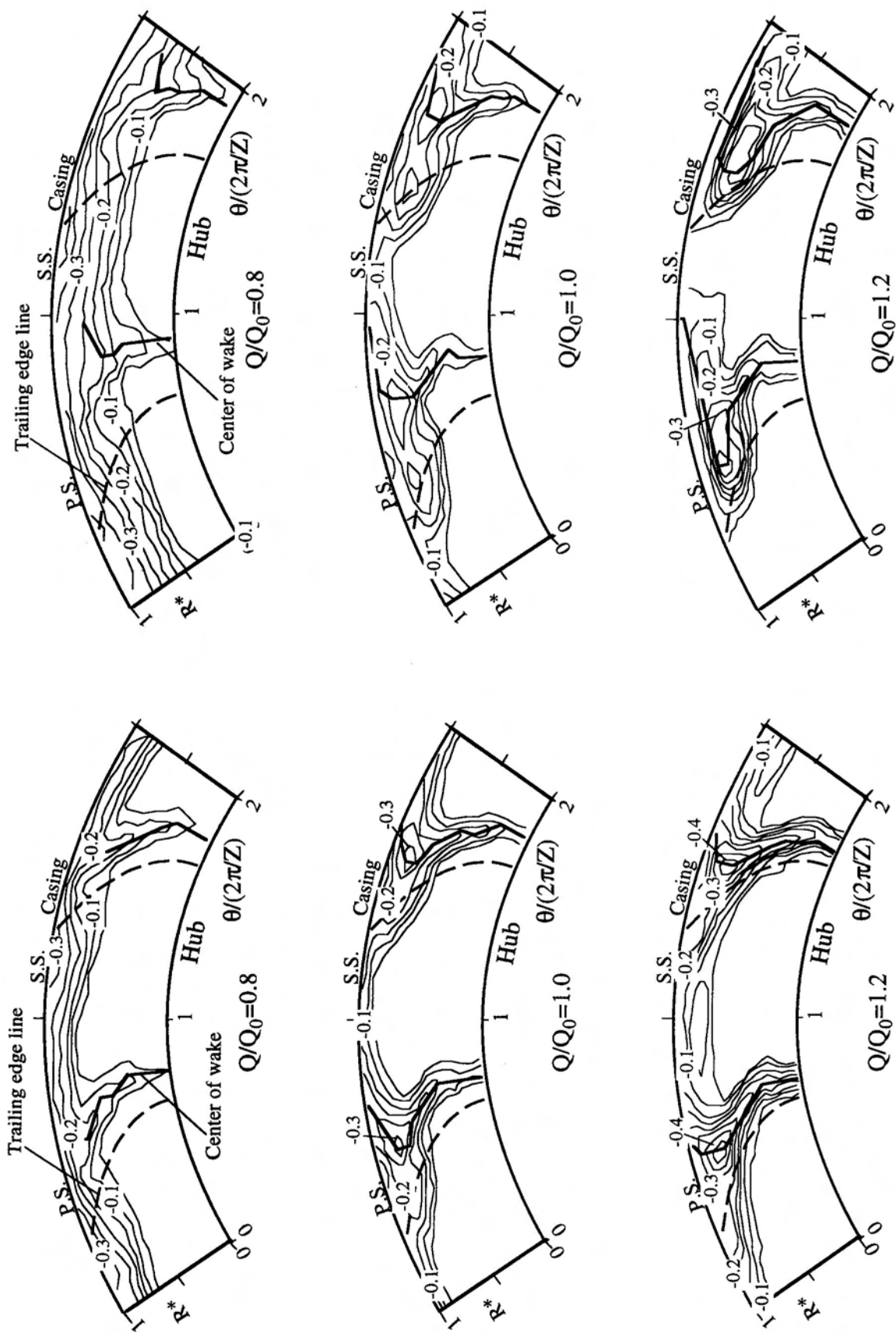
図 3-12  $E_i$ ,  $\beta$ ,  $v_m$  分布

る羽根車出口での逆流が  $Q/Q_0=0.3$  で発生している。図 3-11 には変動速度測定により求められる  $v_m$  の羽根車入口・出口での断面内分布を示す。図中の扇形は測定断面の展開面、破線は羽根前縁および後縁線を表す。それぞれ、逆流が発生している流量での分布を示している。羽根車入口逆流は、入口羽根高さの 20% までに、羽根車出口逆流は、50% にも及んでいる。

図 3-12 に子午面流速  $v_m$ ，相対流出角  $\beta$ ，および単位質量当たりの流出角運動量に相当する  $E_i$  のハブ・ケーシング間分布を示す。ここで、 $E_i$  は次式で定義される。

$$E_i = \frac{\sum u v_u \rho v'_m r \Delta \theta \Delta x'}{\left[ (u_2^2/2) \sum \rho v'_m r \Delta \theta \Delta x' \right]} \quad (3-3)$$

出入口における  $E_i$  の差は、翼素による単位質量当たりの仕事を表すから、その分布によって、羽根負荷の大小を判断することができる。図より、負荷が各流量ともに羽根先端付近で上昇していることから、羽根車の性能は、羽根車羽根先端の流動状態に依存していることがわかる。さらに、漏れ流れによる負荷の低下がケーシング側での  $E_i$  の低下として明瞭に現れている。また、その傾向は流量が低下し、 $Q/Q_0=0.8$  になると羽根車出口で漏れ渦がすでに拡散しているため  $E_i$  の変化があまり見られなくなっている。この結果によって、供試斜流羽根車では、羽根先端付近の



(a)  $c = 0.6$  mm

(b)  $c = 1.8$  mm

図 3-13 出口測定断面における相対全圧分布

負荷が大きいことが確認され、羽根車の作動状態をケーシング圧力変動からとらえる。

図3-13は羽根車下流断面における全圧損失分布を等高線として示したものである。図中の扇形は測定断面の展開面、破線は羽根後縁線、太線は後流中心線を表す。相対全圧  $p_t^*$  は次式によって求められる。

$$p_t^* = p + \frac{\rho w^2}{2} - \frac{(\rho r^2 \omega^2)}{2} + \rho gh \quad (3-4)$$

無次元相対全圧  $\psi_t^*$  は吸込全圧  $p_{ts}$ 、および羽根車出口先端周速度  $u_2$  を用い、次式で与えられる。

$$\psi_t^* = (p_t^* - p_{ts}) / (\rho u_2^2 / 2) \quad (3-5)$$

ここで、無次元相対全圧  $\psi_t^*$  の間隔は0.05である。すきま  $c=0.6\text{mm}$  の場合、損失の小さな自由流域はハブ側に見られ、ケーシング側では、図3-12の羽根車先端での負荷  $E_t$  の増加に対応して、ケーシング側で損失の大きな部分が存在する。一方、すきま  $c=1.8\text{mm}$  では後流中心よりわずかに負圧側（図では左方）のケーシングより約1/4流路幅のところに低エネルギー領域が存在し、 $\psi_t^* < -0.3$  の領域が拡大している。また、渦度を計算した結果、この領域で大きくなっていた。これは、翼中央付近での漏れ渦が翼間流れに押し下げられながら負圧面側を流れるためと考えられる。また、 $Q/Q_0=0.8$ 、すきま  $c=1.8\text{mm}$  では、ケーシング側で漏れ量の増加に対応する損失の大きな部分が拡大し、ハブ側では、羽根後流部分に見られた低エネルギー領域が明瞭でなくなっている。損失の大きな領域の広がりから、羽根負荷、羽根のはく離、失速発生などが確認される。以上の結果より、性能曲線の変化は羽根車出入口流れとよく対応しており、また、損失分布に見られるようにケーシングの付近の流れが、性能変化に関係していることから、羽根車ケーシング壁面での変動圧力場計測がターボ形ポンプの運転状態把握に有効な手段となりうるということがわかる。

### 3. 1. 3 ケーシング壁面変動圧力変化と羽根車の作動状態の関係

図3-14に流量変化に伴う，羽根車羽根前縁付近 ( $s/l=-0.022, 0.050$ )，後縁付近 ( $s/l=1.030, 0.969$ ) の瞬時データの時間平均値，RMS 値，圧力振幅を示す。また，図中には羽根車出入口流れの計測で明らかにされた羽根車入口逆流，出口逆流発生流量を，各々，一点鎖線，および二点鎖線で記述した。羽根車入口では，振幅とRMS 値は流量の減少と共に  $Q/Q_0=0.8$  付近で増加する。図3-13に示した  $Q/Q_0=0.8$  での全圧損失分布を考慮すれば，流量の減少に伴って，ケーシング側で，入口流速が減少して，入射角は増加し，圧力上昇に対して羽根先端における翼素の負荷が大きくなる。これに対応して，入口逆流が発生し，図中に破線で示したように入口壁面圧力が入口吸込全圧より大きくなる。

また，羽根車出口付近の圧力振幅は流量の減少に伴って，徐々に小さくなっていく。これは，羽根入口での入射角増加による羽根面上からの流れのはく離や失速の影響によるもので，この負荷増加による損失の増大は流路抵抗の増加となって現れ，流れがハブ側に偏ってくると考えられる。このとき，流量の低下に伴って，遠心力効果は強くなり，羽根車出口では流れがケーシング側に偏り，羽根車出口ハブ側で逆流が発生し，出口での変動が大きくなると考えられる。このことは，羽根後縁付近の圧力振幅と平均値からのRMS 値が， $Q/Q_0=0.3$  付近での逆流の発生後，急激

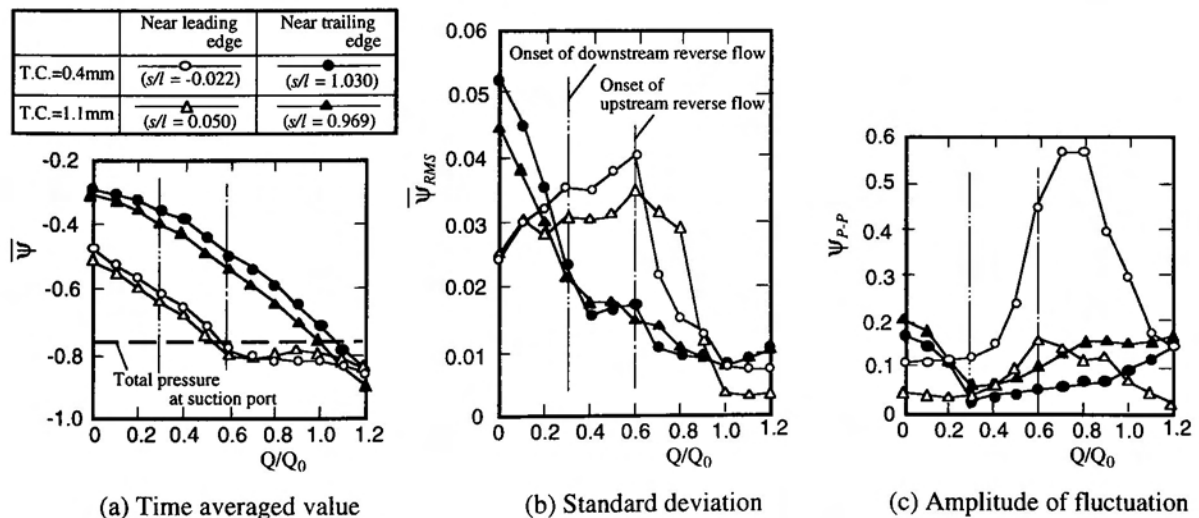


図3-14 流量変化による羽根車前縁，後縁付近の圧力変化

に増加していることから確認される。

羽根先端すきま  $T.C. = 1.1\text{mm}$  のとき、時間平均値と RMS 値は  $T.C. = 0.4\text{mm}$  の場合と同様の傾向を示すが、羽根前縁付近の振幅値は、羽根先端すきま流れの影響によって、小さくなっている。これは、羽根前縁の負荷増加によって、圧力面と負圧面の圧力差が増加し、漏れ流れが発生するためである。これらの結果より、ケーシング壁面での瞬時圧力（時系列データ）測定値から、入口逆流・出口逆流発生や羽根先端付近の作動状態を推定することが可能であることが確認された。

羽根車のケーシング壁面における変動圧力測定から、集積平均処理法を用いることにより、時間変化は位置変化と対応づけられ、羽根車羽根 1 ピッチの羽根間圧力分布を描くことができる。さらに、この結果より、羽根車羽根まわりの圧力分布や集積平均値からの RMS 値分布などが求められ、羽根の作動状態や羽根間流れの様子を確認することも可能となる。

図 3-15 は羽根先端での翼素に沿う圧力面・負圧面での圧力分布を示す。また、図 3-16, 3-17 は  $T.C. = 0.4\text{mm}$  の羽根間通路内の集積平均値と RMS 値の分布を等高線として示したものである。 $Q/Q_0 = 1.0 \sim 0.7$  では、流量の低下にともなう入射角の増加による羽根負荷と圧力勾配の増加が観察される。また、 $T.C. = 0.4\text{mm}$  では、RMS 値の低い領域が羽根間流路内で広がっている様子が確認される。図 3-18 は、 $T.C. = 1.1\text{mm}$  の時のケーシング壁面圧力の RMS 値を示す。羽根先端付近の負荷は、羽根間すきま流れの影響で減少し、羽根間流路内の RMS 値の増加が観察される。 $Q/Q_0 < 0.7$  での流量－全揚程曲線の変化は、前縁付近の圧力面と負圧面での圧力差の減少、羽根間流路での変動の高い領域が観測されことから、羽根表面からの流れのはく離によるものと考えられる。また、羽根間流路におけるケーシング壁面圧力分布は、入口逆流が発生によって急激に変化し、羽根先端での負荷は羽根前縁から羽根中央部まで減少、羽根前縁での圧力勾配は小さくなる。しかしながら、変動成分を表す RMS 値は不安定な逆流域の影響を受け、増加している。 $Q/Q_0 < 0.3$  の羽根車出口逆流の発生と共に、羽根車出口圧力側の RMS 値は、出口逆流の影響により増加し、締め切り状態における、羽根車出口側での RMS 値は、入口側よりも大きくなっ

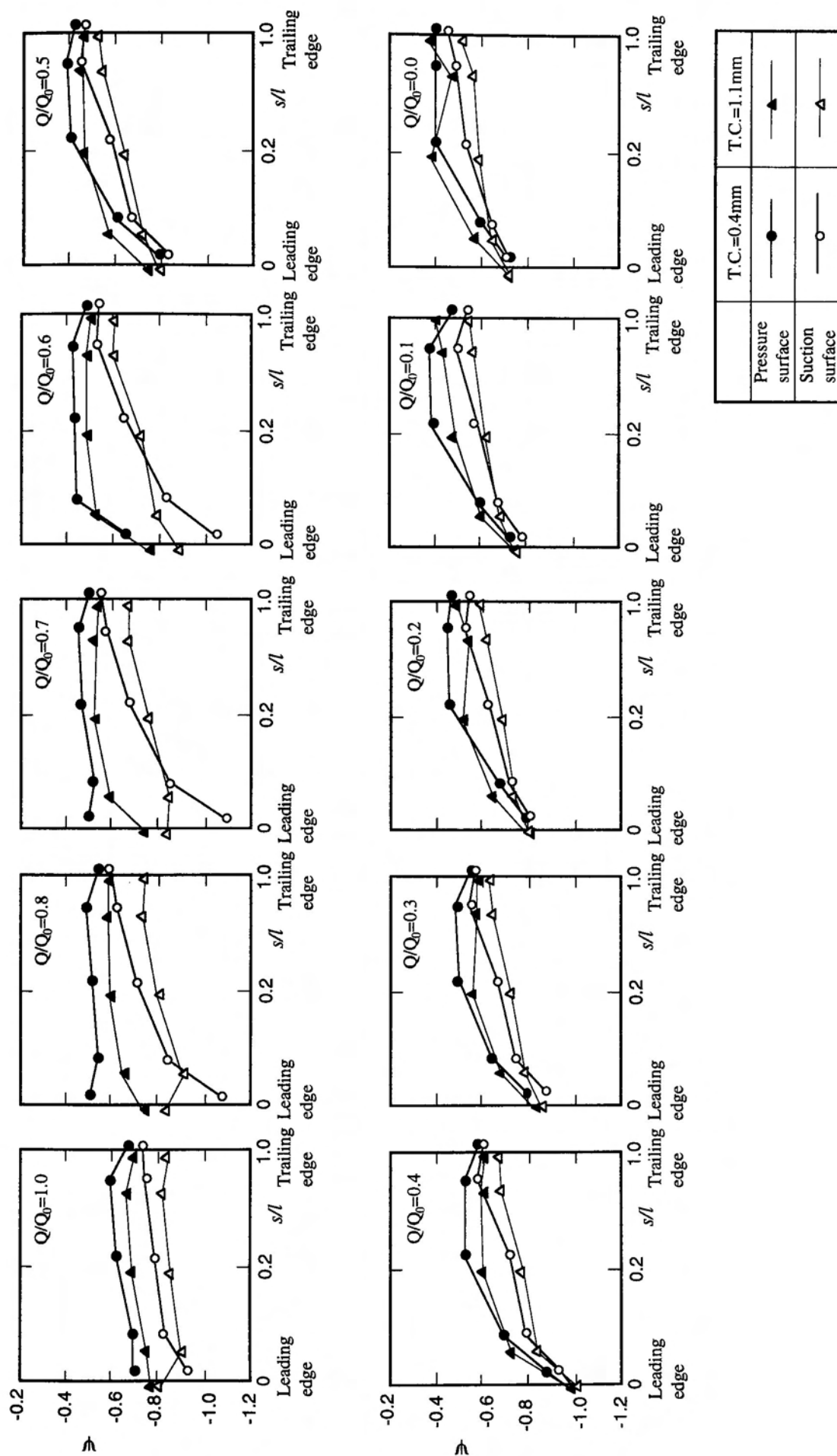


図 3-15 翼弦に沿う圧力面, 負圧面での圧力変化



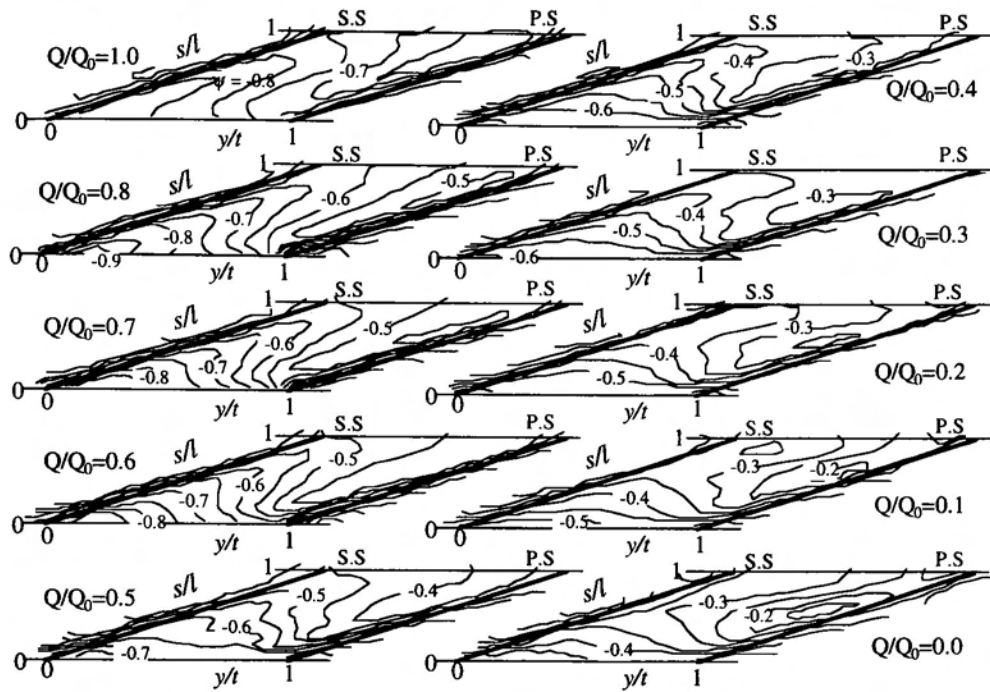


図 3-16 羽根車ケーシングでの羽根間流路の圧力分布 ( $c=0.4\text{mm}$ )

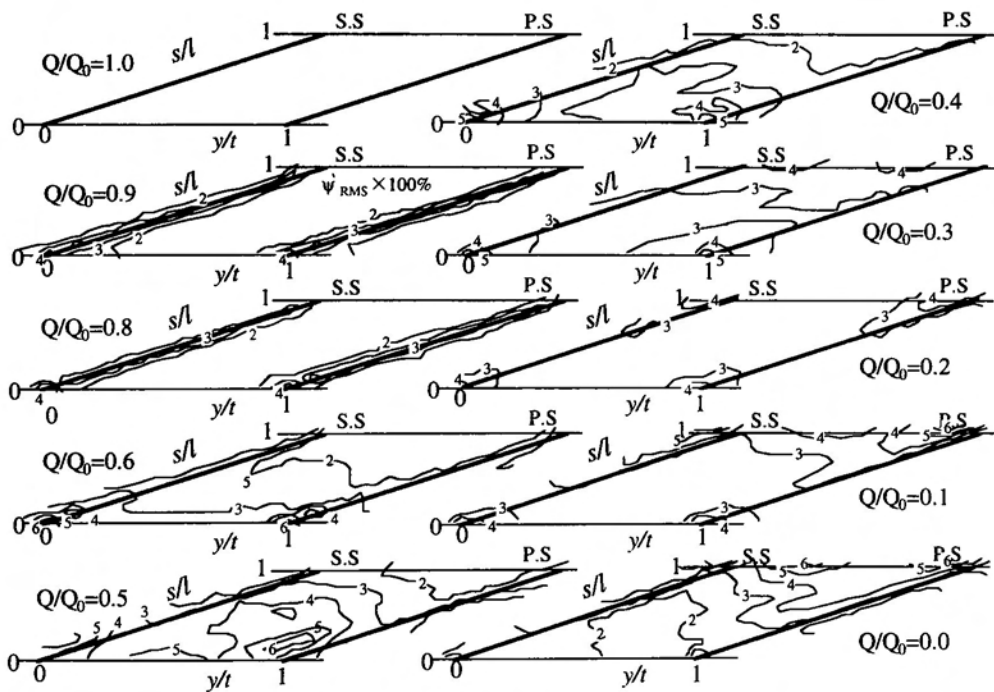


図 3-17 羽根車ケーシングでの羽根間流路の RMS 分布 ( $c=0.4\text{mm}$ )

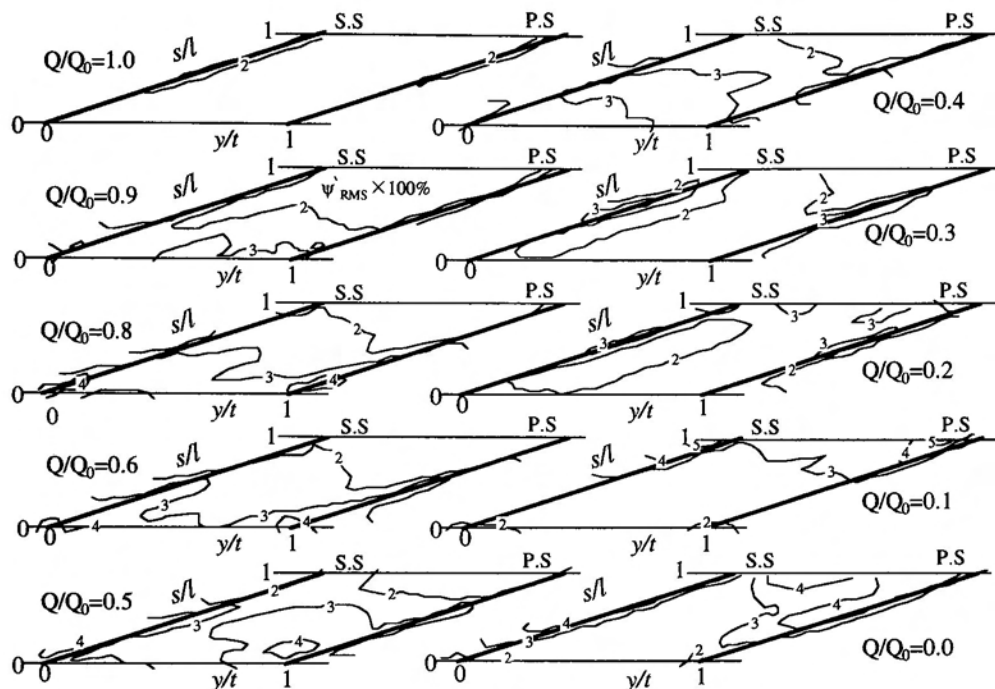


図 3-18 羽根車ケーシングでの羽根間流路の RMS 分布 ( $c=1.1\text{mm}$ )

ている。圧力の高い領域は、出口逆流と入口逆流の分岐点と考えられ、羽根前縁と羽根後縁との中間に現れる。

上述のように、内部流れとポンプ特性の関連を調べるため、斜流ポンプの羽根車羽根間の変動圧力分布がオープン羽根車のケーシング壁面で測定された。また、内部流れと逆流の発生は、羽根車出入口に置かれた 5 孔ピトープローブにより測定した。これらによって、壁面での圧力変動と内部流れの相関が明らかにされ、壁面での変動圧力場計測により、流量変化に伴う特性の変化の状態を内部流れの変化と対応させ、調べることが可能となる。表 3-2 には、斜流ポンプ羽根車ケーシング壁面の変動圧力場計測により得られた結果を基に明らかにされた特徴をまとめてみた。流量低下による圧力変動時系列データ、時間平均値、標準偏差分布、翼先端の翼面圧力分布、集積平均法による羽根間圧力分布、RMS 分布変化からは、設計点付近の流れの状態、迎え角増加による羽根負加増加、失速、入口逆流発生、遠心力効果による出口流れのケーシング側への偏り、出口逆流発生、締め切り状態へと変化する羽根車内での流れを把握することが可能となる。表 3-2 ( $T.C.=0.4\text{mm}$ ) を参考に流

表 3-2 斜流ポンプケーシング壁面圧力測定による流れの特徴

流量比	翼性能と結果の対応	時間平均値からの標準偏差	圧力の羽根間分布	偏差の羽根間分布	羽根先端の翼面圧力分布	羽根間でのエネルギー変換状態
1.2	流量増加による前縁圧力側はく離による揚程、効率低下	後縁付近でわずかに大きい	圧力側前縁付近に低圧領域が現れる	圧力側前縁、後縁付近で偏差が大きくなる		翼入口圧力側に負の部分で翼中央から後縁にかけて大きい
1.1						
1.0 (設計点)	翼間、流れ方向の圧力上昇がスムーズ	羽根全体にわたり小さい	負圧側から圧力側に向って良好な圧力上昇	すべての領域でR.M.S値が2%以内である。	翼全体にわたり翼負荷分布が一様である	通路全体にわたってエネルギー変換状態がよい
0.9 (最高効率点)		羽根前縁の変動が大きくなる			圧力面、負圧面で下流に向かって滑らかな圧力上昇	
0.8		羽根前縁から羽根中央にかけて変動が増加する	翼前縁負圧側に低圧部が現れる	圧力の低圧部に対応する部分で偏差が大きい。	翼前縁から1/4までの負荷が増加する	翼前縁負圧側で特に大きい
0.7			低圧領域の拡大	偏差が大きい領域が拡大	翼負荷が最大となる	
0.6	羽根前縁はく離と見られる揚程増加率の減少	羽根前縁での変動が急激に増加		翼入口部の周方向で偏差が大きくなる	翼前縁から1/4圧力側で圧力の低下が見られる	
0.5	入口ケーシング側での逆流開始、軸動力の急激な増加	翼前縁から中央にかけて偏差が大きくなる	翼前縁付近で負圧側から圧力側への圧力上昇	偏差が大きい部分が羽根間中央まで広がる	翼負荷が急激に減少する	翼入口付近でエネルギー変換状態が悪く、入口圧力側で急激な増加が認められる
0.4	すべての羽根間で失速状態となり、揚程曲線が平坦になる	全体に偏差がわずかに減少する	翼中央圧力側に圧力が高い領域が現れる。	偏差分布に変化はないが、わずかに小さくなる	これ以上流量が低下しても圧力分布に変化はみられない	エネルギー変換状態が良い部分が狭くなる
0.3	出口逆流発生と遠心力効果による全揚程の上昇	翼後縁近くの偏差が増加してくる	上記領域の拡大	翼前縁部分で偏差が徐々に小さくなり、翼後縁部分での偏差が大きくなる		
0.2			圧力の峰が翼中央負圧面から圧力面にわたり見られる			翼出口圧力側に増加が見られる
0.1				翼後縁流路全体に偏差が大きい領域が広がる		
0		偏差の平均値が最大となる				

量減少に伴う内部流れの変化を、圧力変動測定値を基にまとめてみると以下のとおりである。

- ① 過大流量では、羽根車入口で負の入射角となるため、圧力面前縁付近で低圧領域が現われ、前縁部分の負荷は小さい。
- ② 設計点では、瞬時圧力の標準偏差は全域にわたり小さく、羽根間では、負圧面から圧力面に向かって良好な圧力上昇が見られる。また、流路全体にわたりエネルギーの変換状態が良い。
- ③ 設計点から流量が低下するにつれ、羽根前縁から羽根中央部までの負荷が増加し、その部分の変動振幅、偏差が大きくなる。
- ④ さらに、流量が小さくなると前縁はく離によるものと見られる羽根前縁付近の負荷の低下、入口逆流の発生と共に、羽根前縁から羽根中央部にかけての変動振幅、偏差の上昇が見られる。
- ⑤ 出口ハブ側での逆流の発生によって、ケーシング側で羽根後縁付近での圧力変動増加と羽根中央負圧面から圧力面に圧力の峰が見られる。
- ⑥ 締切状態で変動振幅が最大となる。

### 3. 1. 4 ディフューザベーン流路内圧力変動

図3-19に供試斜流ポンプの特性曲線を示す。羽根車とディフューザベーンの干渉によるディフューザベーン流路での圧力変動測定は、ポンプの運転点が設計点付近、設計流量係数 $\phi_0$ に対する流量係数 $\phi$ の比、 $\phi/\phi_0$ が1.17, 1.09, 1.0, 0.9, 0.79, 0.63の場合について行った。羽根車後流、ディフューザベーン内ではく離、圧力変動、平均圧力を調べるため、図3-5で示された測定点で、壁面瞬時圧力変動データが計測された。測定されたデータは、集積平均処理され、羽根車先端周速度で無次元化されたのち、統計解析、時間平均値、標準偏差分布、パワースペクトル密度分布が求められた。

変動圧力場を調査するに当たり、流路壁面での圧力変動と内部流動状態と関連性を確認した。ディフューザベーン入口付近流路中央部 ( $m_3, y_3$ ) のケーシング・ハブ

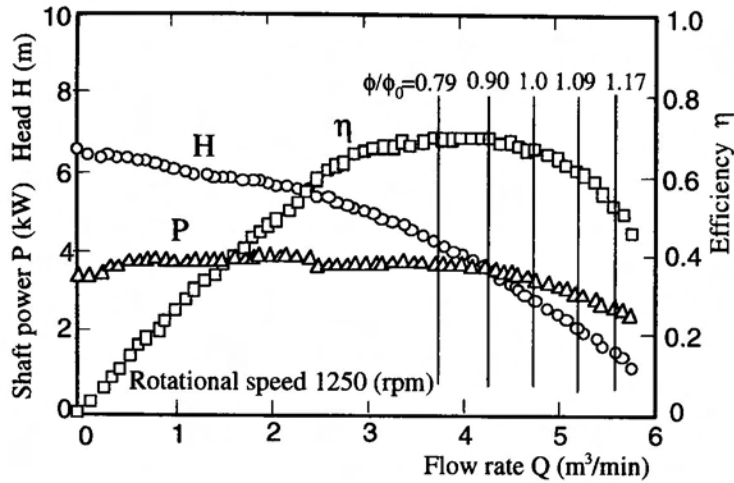


図3-19 供試斜流ポンプの性能曲線と実験点

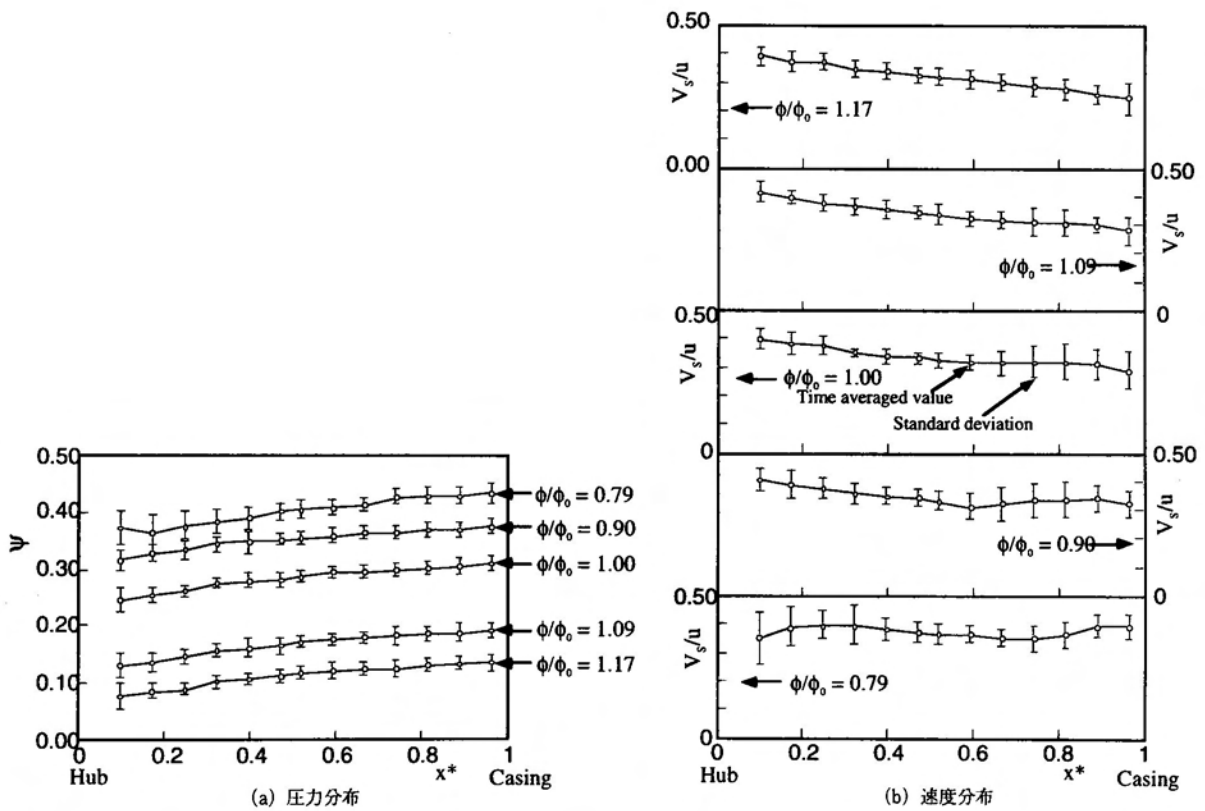
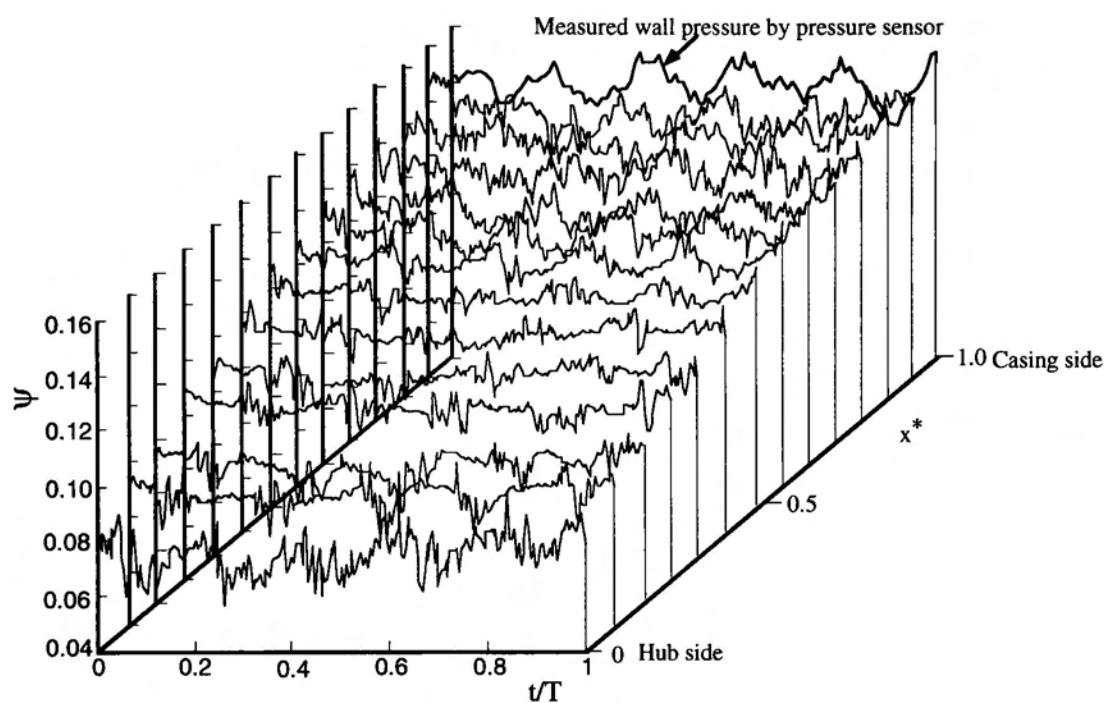
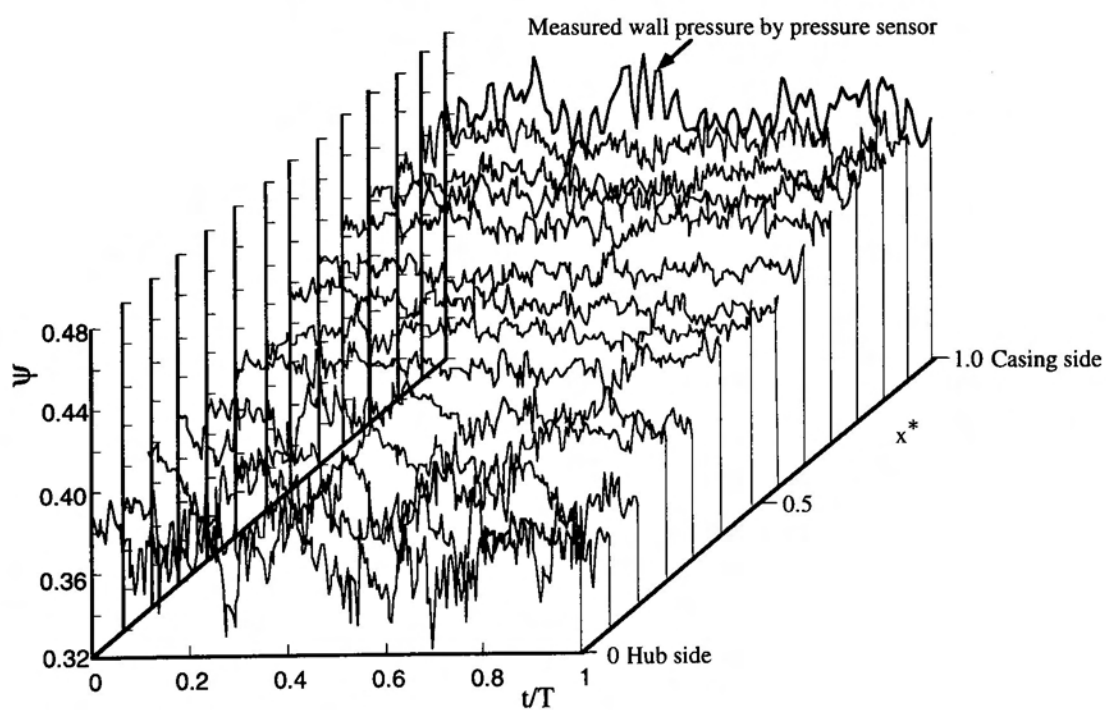


図3-20 ディフューザベーン入口羽根高さ方向の平均分布と偏差

間の内部流れ計測には、非定常流計測用5孔ピトープローブを用いた。図3-20にハブ・ケーシング間の速度、および圧力の時間平均分布と標準偏差を示した。羽根車出口での圧力と速度の偏りの影響を大きく受け、ディフューザベーン内部の分布でも、ハブ側で10%程度の圧力低下と速度上昇が認められる。また、標準偏差は $\phi/$



(a)  $\phi/\phi_0 = 1.17$



(b)  $\phi/\phi_0 = 0.79$

図 3-21 ディフューザベーン入口流路中央における羽根幅方向の圧力変動

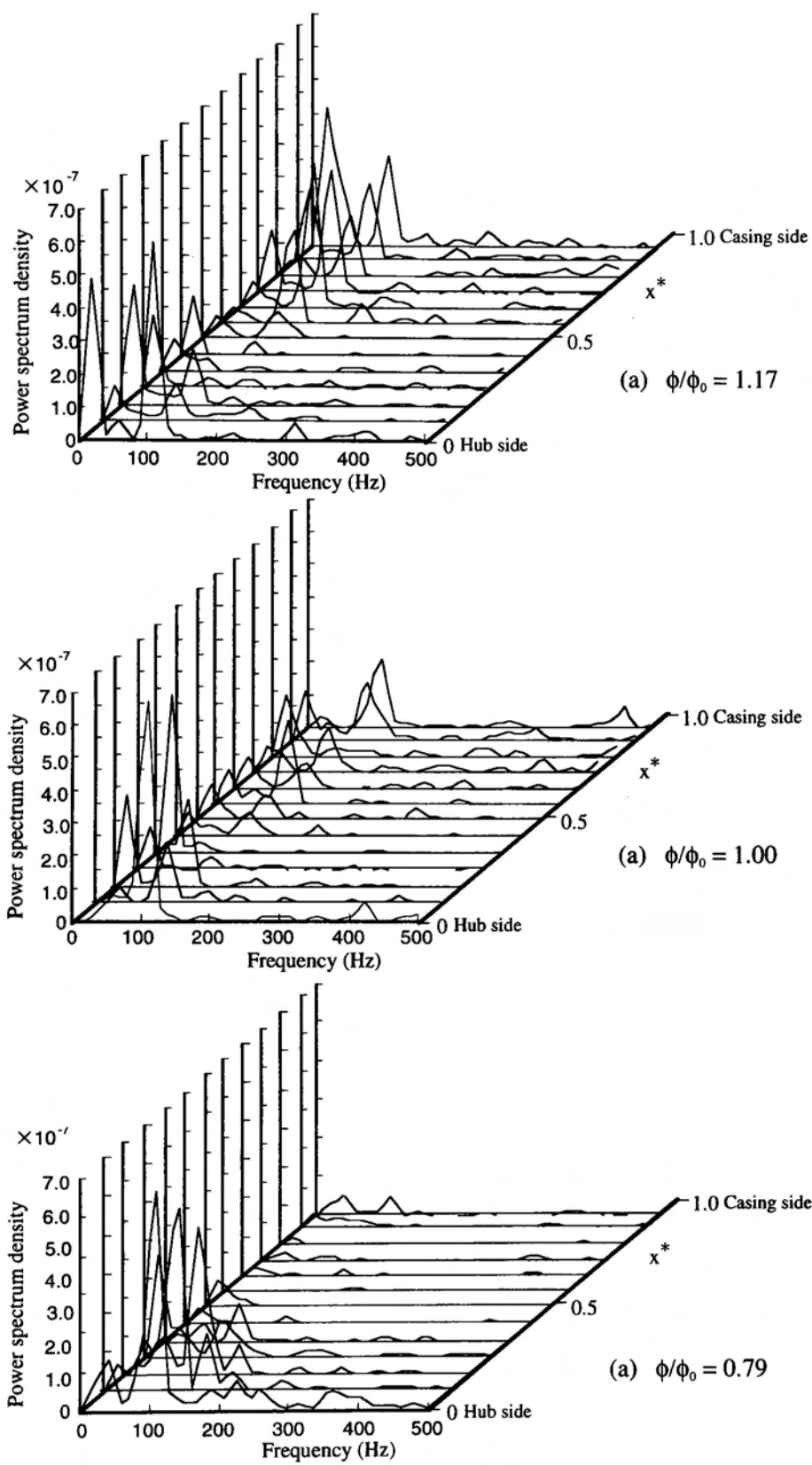


図 3-22 ディフューザ流路内圧力変動のスペクトル密度

$\phi/\phi_0=1.17$  から  $\phi/\phi_0=0.90$  まで各流量で同様の傾向を示すが、 $\phi/\phi_0=0.79$  まで流量が低下するとハブ側で急激な増加が確認される。図 3-21 にハブ・ケーシング間の圧力の時間変化を示した。ここで、ケーシング側 ( $x^*=1.0$ ) の時系列データは、圧力センサによる壁面圧力測定結果である。 $\phi/\phi_0=1.17$  では、 $x^*=1.0\sim 0.6$  付近まで、同様の圧力の時間変化が確認される。しかし、 $\phi/\phi_0=0.79$  では、ケーシング壁面付近と流路内の圧力変動波形は異なっている。そこで、圧力変動データの処理と評価法を利用して、壁面圧力変動とポンプ内部の圧力変化の対応を確認してみる。図 3-22 は各測定位置で得られた瞬時圧力のスペクトル密度分布を示す。図には、流量による違いを確認するため、 $\phi/\phi_0=1.17, 1.0, 0.79$  のケースが示されている。 $\phi/\phi_0=1.17, 1.0$  では、ケーシング壁面からディフューザベーン流路高さ  $x^*=0.6$  付近までは、羽根車羽根通過周波数  $NZ_i=104\text{Hz}$  でスペクトル密度のピークと大きさの一致が見られている。しかし、 $\phi/\phi_0=0.79$  では、ハブ側のみにスペクトル密度の増加が確認される。これより、壁面変動圧力情報は、設計点付近で壁から 30~40% 程度まで把握できるのに対し、低流量の場合には壁面近傍のみに限定される。

図 3-23 はディフューザベーン入口から出口にわたる測定孔で計測された瞬時データの時間平均圧力の等圧力線 (間隔 0.01) を 5 つの異なる流量について示したものである。ここで、 $m/m_g$  はディフューザベーン前縁からの子午面距離  $m$  をディフューザベーンの子午面長さ  $m_g$  で除した無次元量で、 $\theta/\theta_g$  は周方向距離をディフューザベーン間隔で無次元化したものである。羽根間平均圧力分布からは、翼間流路での圧力回復やディフューザベーンの負荷分布を調べることができる。これらの結果から、設計点より大流量側では  $m/m_g=0.5$  付近まで圧力回復が見られ、ディフューザベーン負圧面から圧力面に向かって、緩やかな圧力上昇が確認される。流量の低下に伴い、ディフューザベーン負圧側  $m/m_g=0.6$  付近に低圧部が現れ、流量の低下に伴って、その位置は流路中央付近に移動している。入射角の増加により、ディフューザベーンケーシング側のはく離領域が急激に拡大し、ケーシング付近流路中央部に高速領域が現れるこの結果は、豊倉らの<sup>(93)</sup> 傾向と一致している。また、この傾向は後に示す RMS 分布にも現れていた。図 3-24~図 3-26 は大流量、



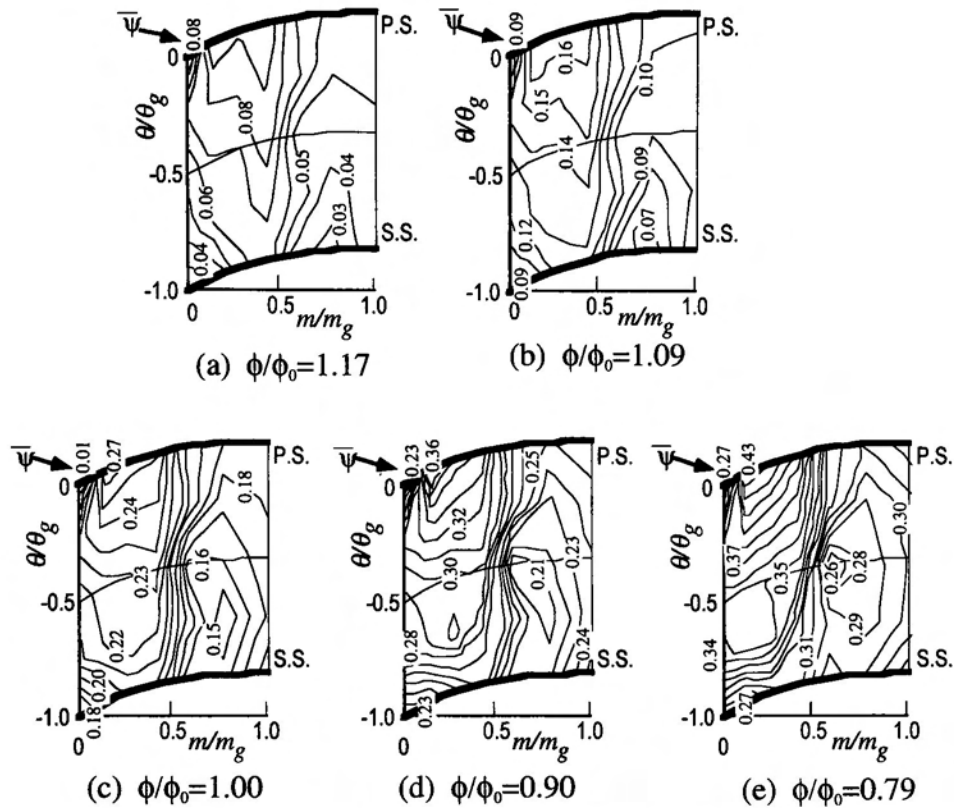
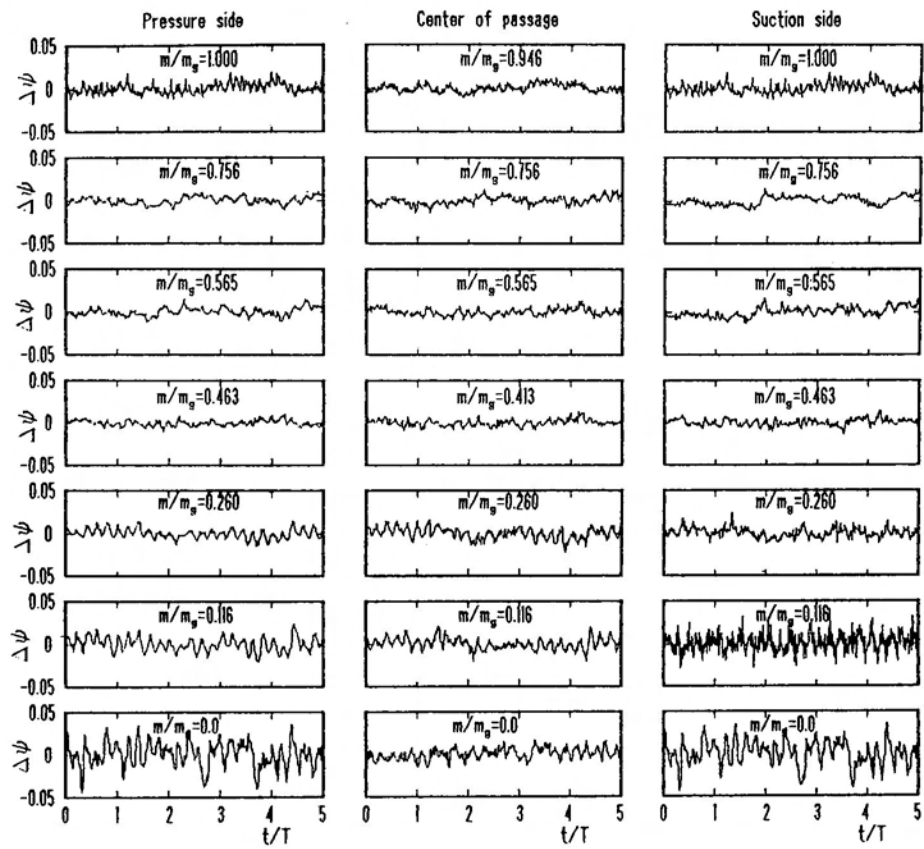


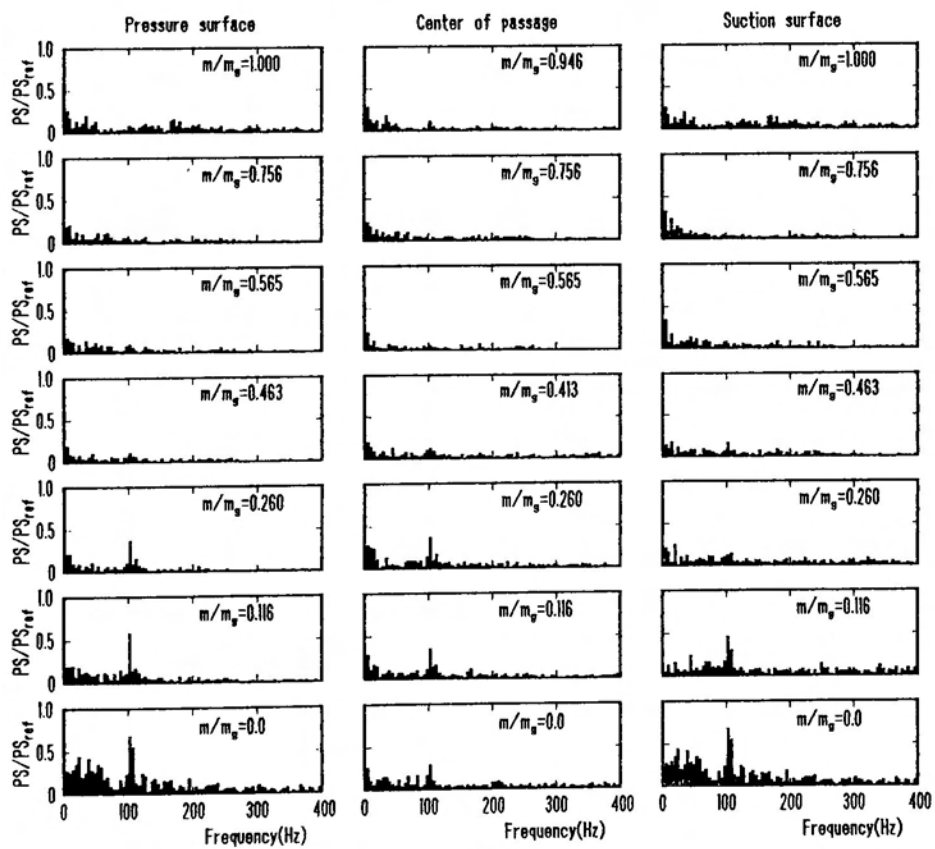
図 3-23 ディフューザ流路の時間平均圧力分布

設計点、低流量域における負圧面、圧力面、ディフューザベーン間流路中央に沿う瞬時圧力変動をディフューザベーン入口  $m/m_g=0.0$  から出口  $m/m_g=1.0$  にわたって示したものである。時間軸は羽根車が 1 回転する時間  $T$  で無次元化して、5 回転分の圧力変動を示した。また、それぞれの瞬時波形のスペクトル密度関数も示し、変動波形に含まれる周波数成分を調べた。羽根車出口下流の基準位置で見られる羽根車羽根通過周波数  $NZ$  成分（約 100Hz）は、ディフューザベーン下流に向かうにしたがって小さくなっている。しかし、 $\phi/\phi_0 = 1.0$ 、 $m/m_g=0.565$  では、 $NZ$  より低い周波数成分で大きな圧力変動が見られ、その傾向は図 3-25 のスペクトル密度分布にも現れている。この圧力変動発生位置は、図 3-23 で圧力低下が発生している部分と対応し、ディフューザベーン負圧面に発生する非定常はく離<sup>(94) (95)</sup> と考えられる。

図 3-27 は各測定点における圧力変動から、求められる圧力変動 RMS 値の変化を示したものである。図には各流量点におけるディフューザベーン圧力面、負圧面、羽根間流路中央部における結果が示されている。羽根車出口での変動振幅は流量の

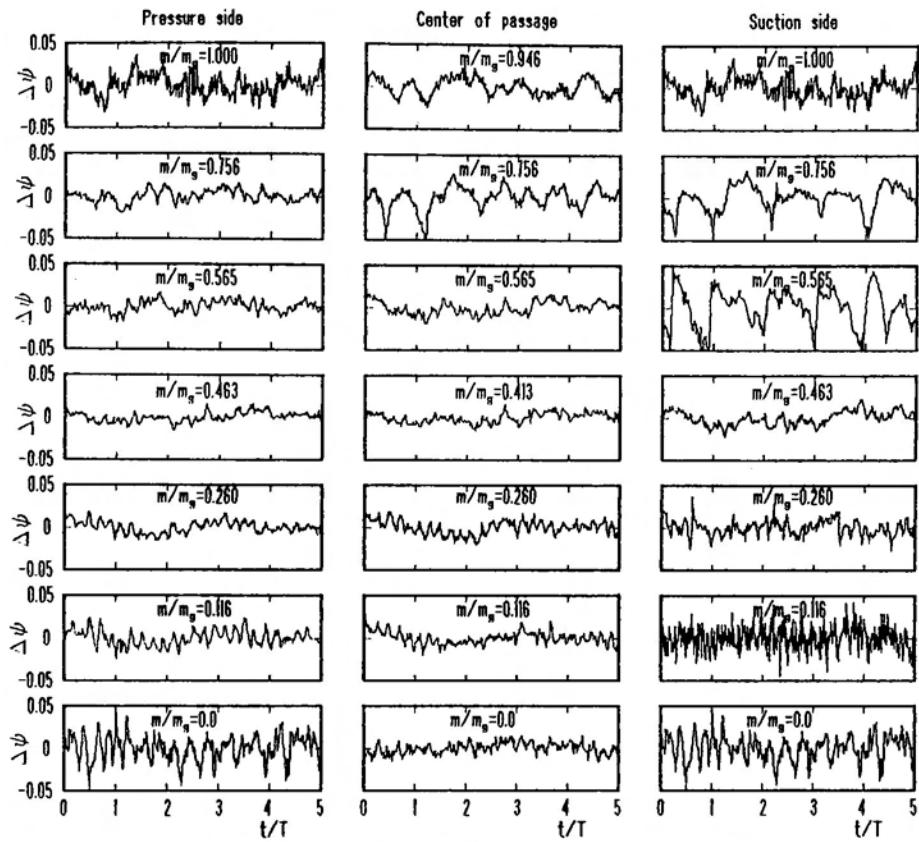


(a) 瞬時圧力変動

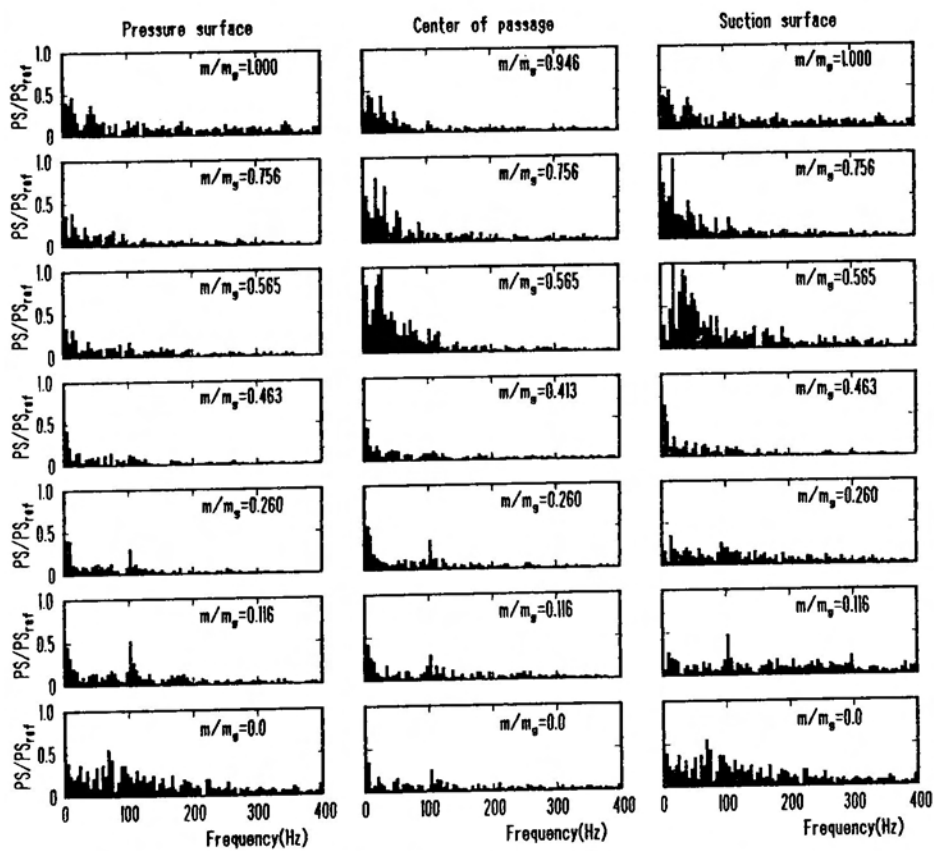


(b) スペクトル密度関数

図3-24 ディフューザ流路内の瞬時圧力変動と周波数成分 ( $\phi/\phi_0=1.17$ )

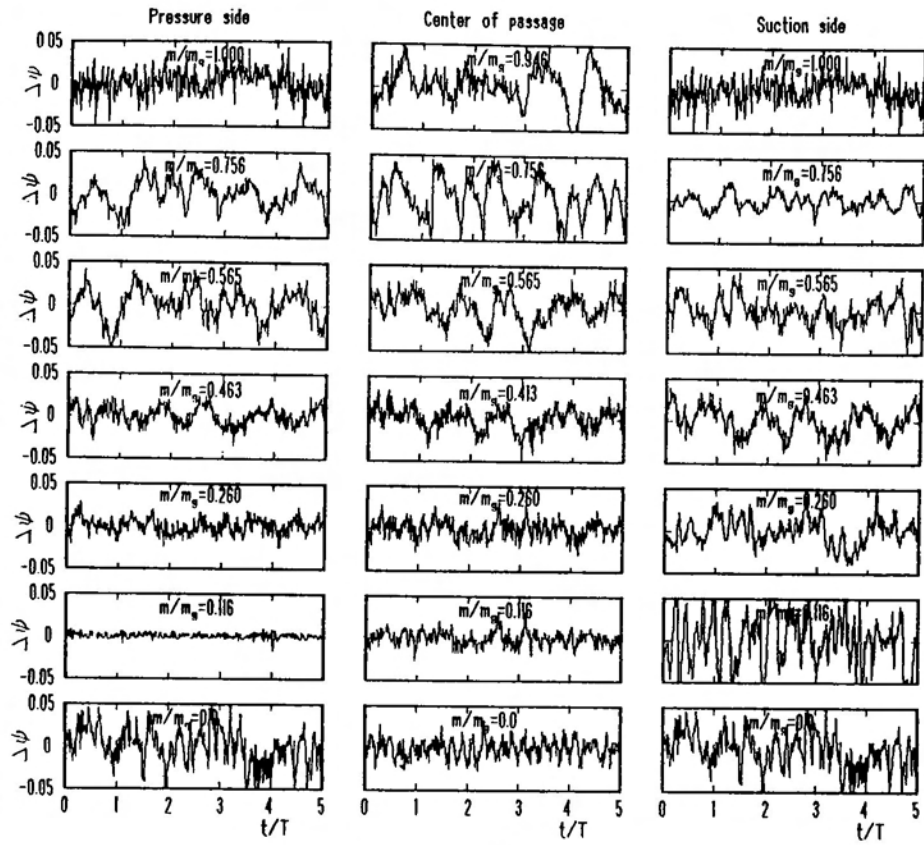


(a) 瞬時圧力変動

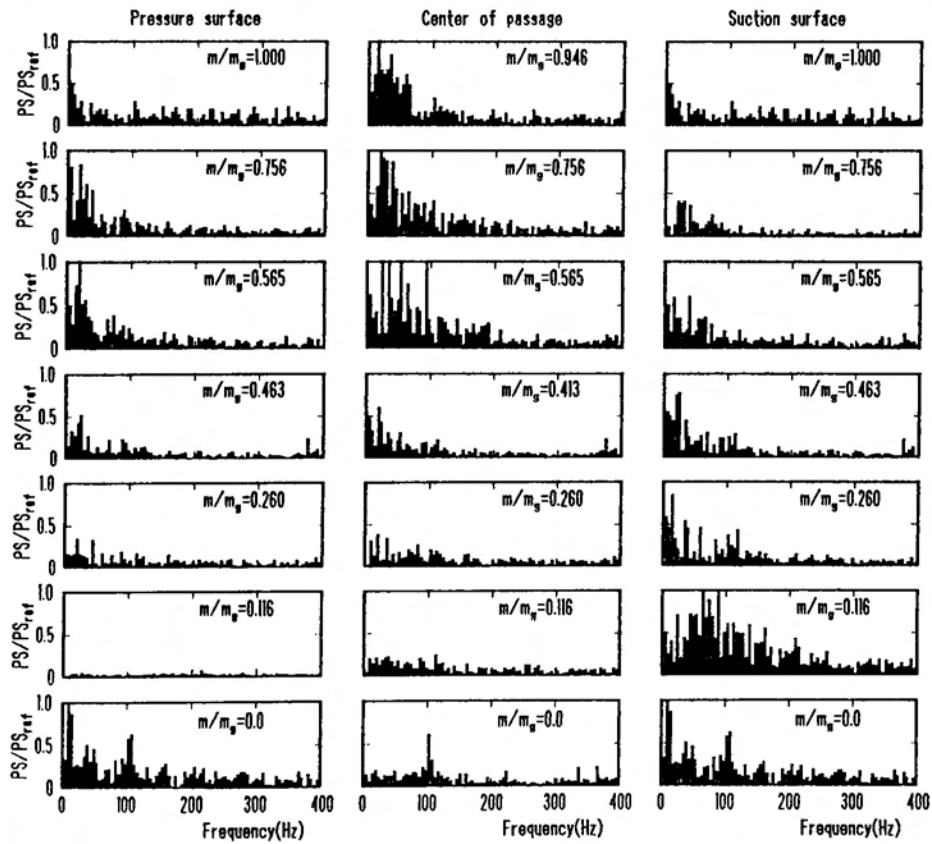


(b) スペクトル密度関数

図3-25 デイフューザ流路内の瞬時圧力変動と周波数成分 ( $\phi/\phi_0=1.0$ )



(a) 瞬時圧力変動



(b) スペクトル密度関数

図 3-26 ディフューザ流路内の瞬時圧力変動と周波数成分 ( $\phi/\phi_0=0.79$ )

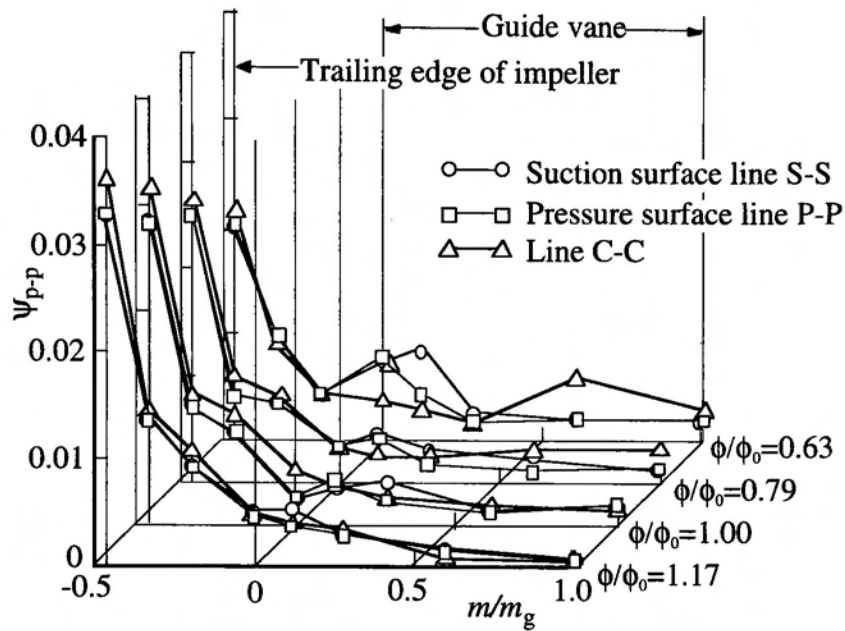


図 3-27 変動成分の羽根車下流への変化

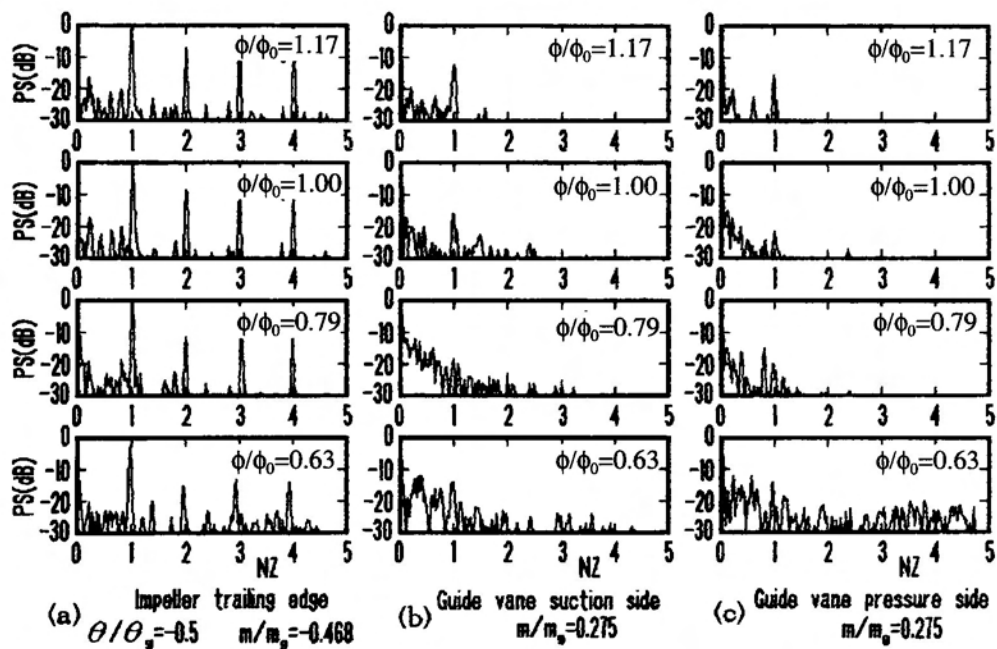


図 3-28 流量によるスペクトル密度関数変化

低下と共に小さくなっている。また、ディフューザポンプに比べ羽根車とディフューザベーン間の距離が長い供試斜流ポンプでは、各流量とも、羽根車を出た流れがディフューザベーンに至るまでに、かなり減衰している。ディフューザベーン流入後、 $\phi/\phi_0 = 1.17$ では、変動振幅は下流に向かって単調に減少しているのに比べ、 $\phi/\phi_0 = 0.63$ ではディフューザベーン流入後、変動振幅増加が見られた。そこ

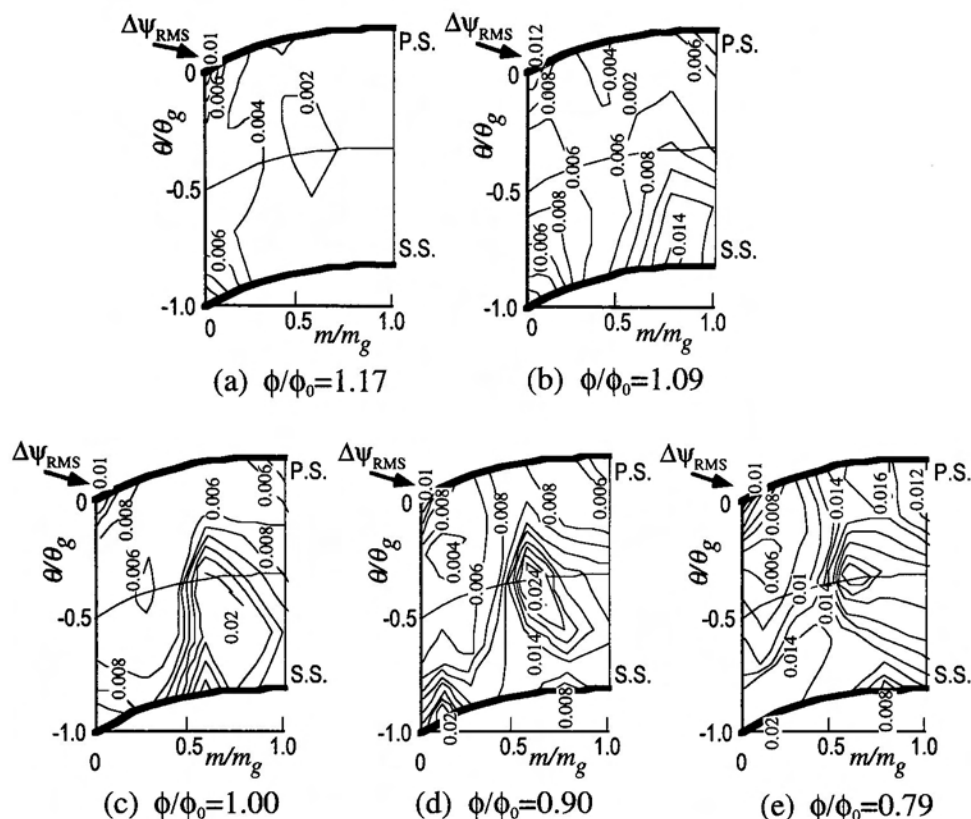


図 3-29 ディフューザ流路の RMS 分布

で、変動成分を調べるため、羽根車出口直後、およびディフューザベーン圧力面、負圧面 ( $m/m_g=0.275$ ) の 3 点における圧力変動のスペクトル密度分布を求めた。その結果を図 3-28 に示す。横軸の周波数を羽根車羽根通過周波数 ( $NZ$ ) を基本波として表し、縦軸はスペクトル密度を  $\phi/\phi_0 = 1.17$ ,  $m/m_g = -0.204$  での  $NZ$  成分のスペクトル密度を 0dB として表した。羽根車出口では、各流量とも  $NZ$  成分とその調和成分でピークが見られた。ディフューザベーン面上のスペクトル密度は、流量の低下とともに  $NZ$  成分と異なる周波数領域で増加する傾向が見られる。この結果より、図 3-27 で見られたディフューザベーンにおける変動振幅の増加が、統計解析によっても確認され、そのピークは  $NZ$  成分付近、および、それより高い周波数、数カ所に現れることが判明した。

図 3-29 は各点における RMS 値の流路内分布を表し、図 3-30 は翼面に沿う RMS 値の変化を示したものである。ピトープローブによる内部流れの測定結果から、ケーシング壁面付近、 $m/m_g = -0.284$  の流れ角がディフューザベーン入口角にほぼ等しい

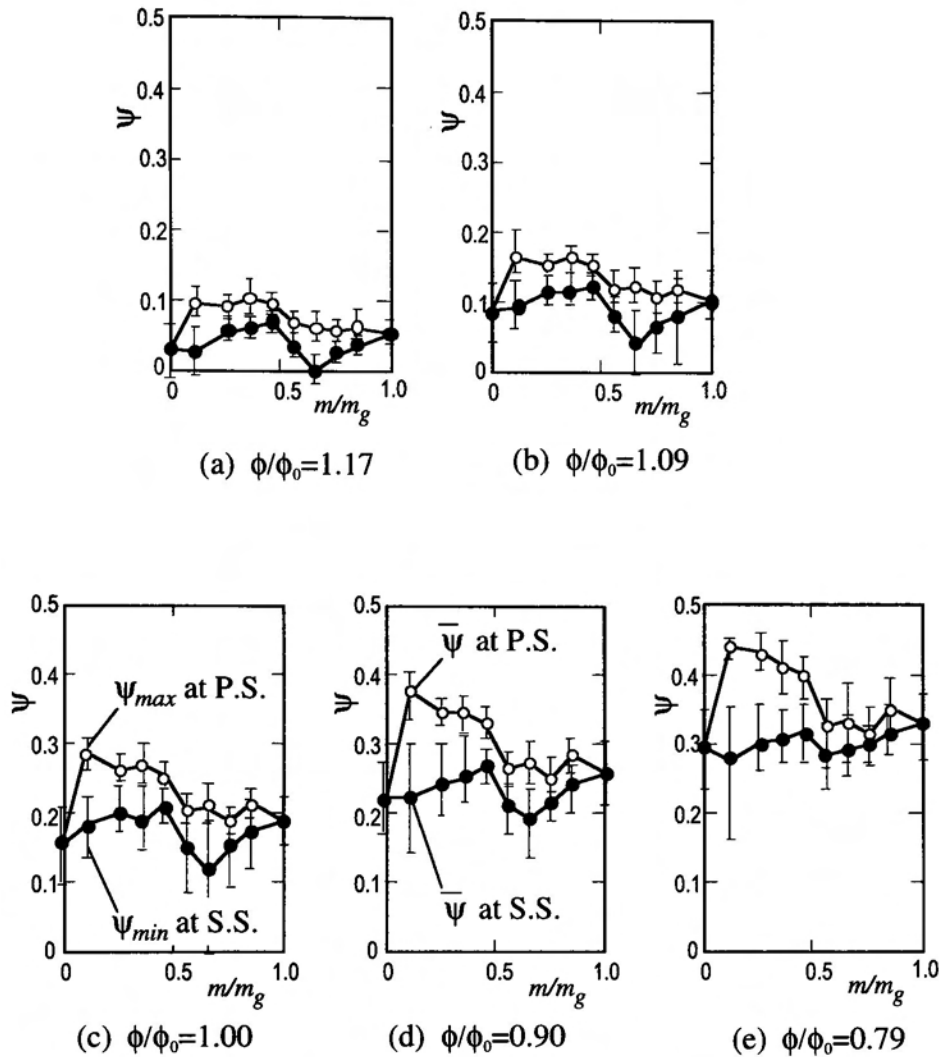


図 3-30 ディフューザベーン上の圧力変動

$\phi/\phi_0 = 1.17$  の場合、RMS 値はディフューザベーン前縁付近で大きく、下流に向かって単調に減少している。流量が低下してくると、ディフューザベーン流入後、一旦減衰した圧力変動が翼間流路中央の後半部で再び増加する傾向を示し、RMS 値はディフューザベーン入口の 2.5 倍にも達する。羽根圧力面上の圧力変動は、図 3-30 の各ケースにおいて大きな変化を示さない。一方、負圧面上の圧力変動は、 $\phi/\phi_0 = 1.09$  のとき、 $m/m_g = 0.75$  付近で最大となり、 $\phi/\phi_0 = 1.0$  では、圧力変動の最大値は  $m/m_g = 0.6$  付近に移動している。RMS 値が大きな領域は、時間平均圧力が低下し、瞬時圧力が変動する領域に対応し、部分はく離<sup>(94)(95)</sup>、羽根面への再付着の影響を受けていると考えられる。さらに、流量が低下すると、負圧面前縁付近に前縁はく離

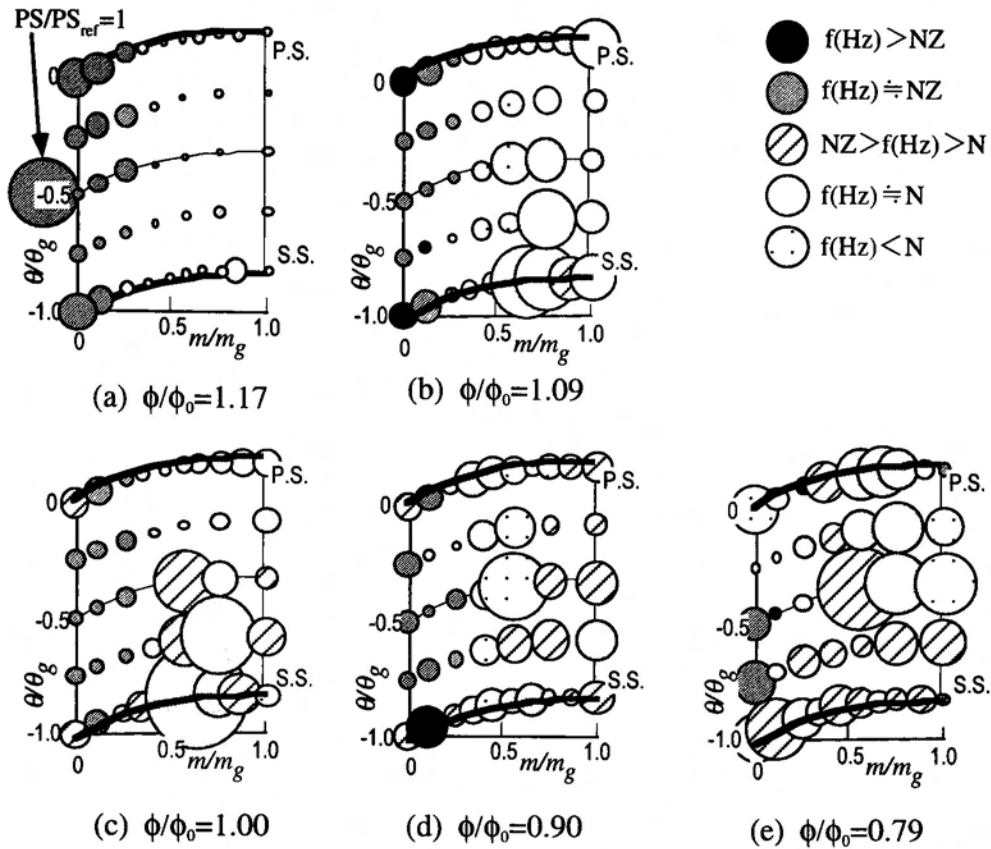


図3-31 スペクトルの周波数成分とその大きさ

の影響による圧力変動が現れ、その影響が平均圧力の低下と同様に流路中央部にも現れている。

図3-31はディフューザベーン流路壁面圧力測定点におけるパワースペクトル密度分布において、最大パワーを示す周波数とその大きさを表している。図は測定点を中心として、パワーの大きさを円の大小で表し、塗りつぶした模様でその周波数域を表している。ここで、パワーの大きさの基準は、羽根車出口とディフューザベーン入口間の基準圧力測定点でのNZ成分のパワーを1として、その変化を調べてみた。 $\phi/\phi_0 = 1.17$ では、NZ成分が支配的で、RMS値同様、下流に向かって減衰している。 $\phi/\phi_0 = 1.09$ 、負圧面後半部で、回転数に近い周波数成分を持つ、部分はいく離と見られる大きな変動が現れ、 $\phi/\phi_0 = 1.00$ で変動は、さらに大きくなり、領域も広がっている。 $\phi/\phi_0 = 0.90$ では、NとNZの間の周波数成分が負圧側前縁付近と下流流路に現れる。 $\phi/\phi_0 = 0.79$ でその領域はさらに拡大し増加するが、翼面上では、部分はいく離のような変動はなくなっている。



### 3. 1. 5 ディフューザベーンに作用する流体力変化

つぎに、羽根車通過にともなう流路内圧力パターンの変化やガイドベーンに作用する流体力の変動を調べる方法を提案する。図3-7および図3-8のように圧力データの周期性，再現性がよく，かつ，図3-6 (g) のような集積平均処理が可能な場合には，さらに，異なる流路内データや異なる時刻の計測データを利用して，ガイドベーン流路内の圧力変化を詳細に調べることができる。

図3-32は，異なるガイドベーン流路内で測定された圧力データを同一流路内のデータに換算する手順である。図3-32のように，ガイドベーン流路①の測定点MS1，流路②の測定点MS2，流路③での測定点MS3での圧力 ${}_1p_{MS1}(t)$ ， ${}_2p_{MS2}(t)$ ， ${}_3p_{MS3}(t)$ が測定され，集積平均処理されたものとする。ここで，前付き添字は流路を，後付き添字は測定位置を表す。この結果から，MS2, MS3 流路①内の測定点MS2'，MS3'における圧力データ ${}_1p_{MS2'}(t)$ ， ${}_1p_{MS3'}(t)$ を抽出する方法は以下のとおりである。

流路①ガイドベーン $G_1$ 前方に羽根車 $I_1$ が位置する時刻を $t$ とすれば，流路②に対して $I_1$ が同じ相対位置関係となるのは， $T_g$ 経過後であり，流路③と $I_1$ が同じ相対位置関係となるのは， $2T_g$ 経過後である。したがって，流路①の点MS2'の圧力

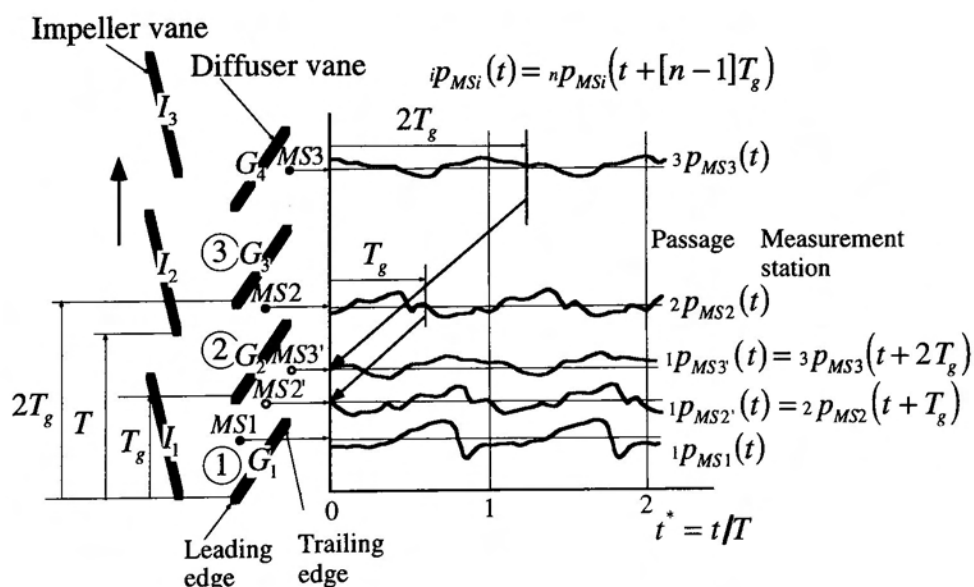


図3-32 測定データの別流路対応点の圧力変化への換算

${}_1p_{MS2'}(t)$  は、流路②の測定点 MS2 の圧力  ${}_2p_{MS2}(t)$  の  $T_g$  時間経過後のデータに相当する。同様に、流路①の点 MS3' の圧力  ${}_1p_{MS3'}(t)$  は、 ${}_3p_{MS3}(t)$  の  $2T_g$  時間経過後のデータとなる。この手順により、異なる流路で測定された圧力を用いて、対象とする一流路内のデータを求めることができる。

つぎに、羽根車羽根の移動に伴うガイドベーン流路内の圧力分布の時間変化を考えてみよう。図 3-33 は  $I_1$  が  $G_1$  に最接近した瞬間 ( $t^*=0$ ) のガイドベーン流路の圧力分布を求める手順を示している。図 3-33 の手順によって得られた流路①内の圧力分布  ${}_1p(s, t)$  は、羽根車の移動とともに周期的に変化する。この圧力分布の変化は他の流路でも一定時間差で現れ、その時間差は各流路と羽根車羽根の相対位置関係によって定められる。ガイドベーン  $G_1$  前方に羽根車  $I_1$  が位置するとき ( $t^*=0$ )、羽根車羽根  $I_1$  が  $I_2$  の現在の位置まで移動するに要する時間を  $T$ 、 $I_1$  が  $G_1$  から  $G_2$  に移動するに要する時間を  $T_g$ 、その差を  $T_1 (=T - T_g)$  とすれば、 $I_2$  は  $G_2$  前方から時間

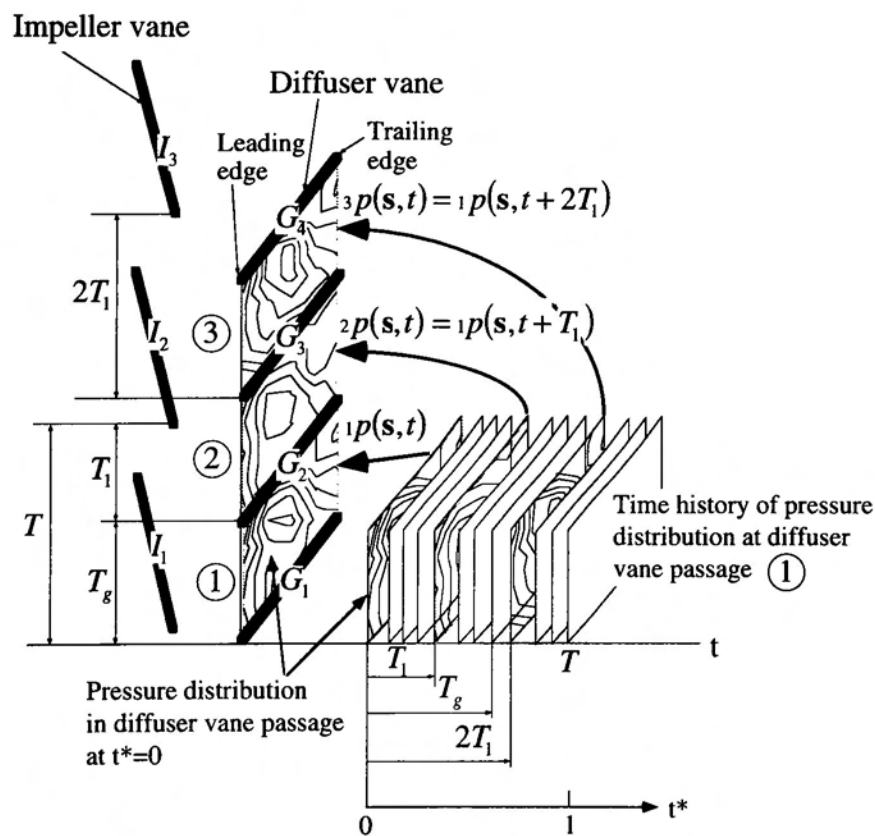


図 3-33 流路内圧力分布の変化 ( $t^*=0$  の瞬時流路内圧力分布)

$T_1$ だけ移動した位置にあり、流路①の圧力分布 $_1p(s, 0)$ の $T_1$ 時間経過後の圧力分布が流路②で現れることになる。同様に、流路③では、 $I_3$ が $G_3$ から $2T_1$ 時間移動した位置にあり、流路①における圧力分布の $2T_1$ 時間経過後のパターンが現れる。したがって、流路②、③の圧力分布 $_2p(s, 0)$ 、 $_3p(s, 0)$ は図3-29のようになる。任意時刻 $t^*$ の各流路圧力分布は $_2p(s, t^*)$ 、 $_3p(s, t^*)$ ・・・も同様にして求められ、限られた測定点のデータから羽根車羽根の移動に伴うガイドベーン流路内変化を求めることが可能である。

羽根面に沿う集積平均圧力分布から求められるディフューザベーンに作用する流体力の時間変化は、ディフューザベーンに作用する圧力合力のベクトル $F$ は次式によって求められる。

$$\mathbf{F}(t_m) = \frac{\oint p(t_m, s) \cdot \mathbf{n} \cdot ds}{\rho u_2^2 C/2} \quad (3-6)$$

図3-34はある時刻でのディフューザベーン面圧力分布から得られた流体力の無次元変化量 $\Delta C_L(t_m)$ を表したものである。横軸は時刻 $t$ を羽根1ピッチの周期で無次元化したものである。また、図中には、ディフューザベーン通路内での測定点における圧力係数 $\psi(t_m)$ から時間平均値 $\bar{\psi}$ の値を引いた $\Delta\psi(t_m)$ の等高線（間隔0.001）を4パターン表した。羽根に作用する流体力は、各流量とも羽根ピッチを1周期として変化する傾向を示し、その増減は、羽根通路内の羽根車後流域の位置によって定まる。 $\phi/\phi_0 = 1.17$ の場合を例にとれば、流体力が最小値を示すAでは、ディフューザベーン圧力面に低圧域、負圧面に高圧域が現れる。時間経過とともに、パターンは変化し、ディフューザベーン前縁付近と下流部分の傾向が逆になり、Bのように流体力が時間平均値に近づく。さらに、時間が経過するとCのようにAと逆に圧力面で高く、負圧面で低くなり、流体力の最大値を示す。このパターン変化をたどり、ディフューザベーンに作用する流体力は変動する。流量が小さく

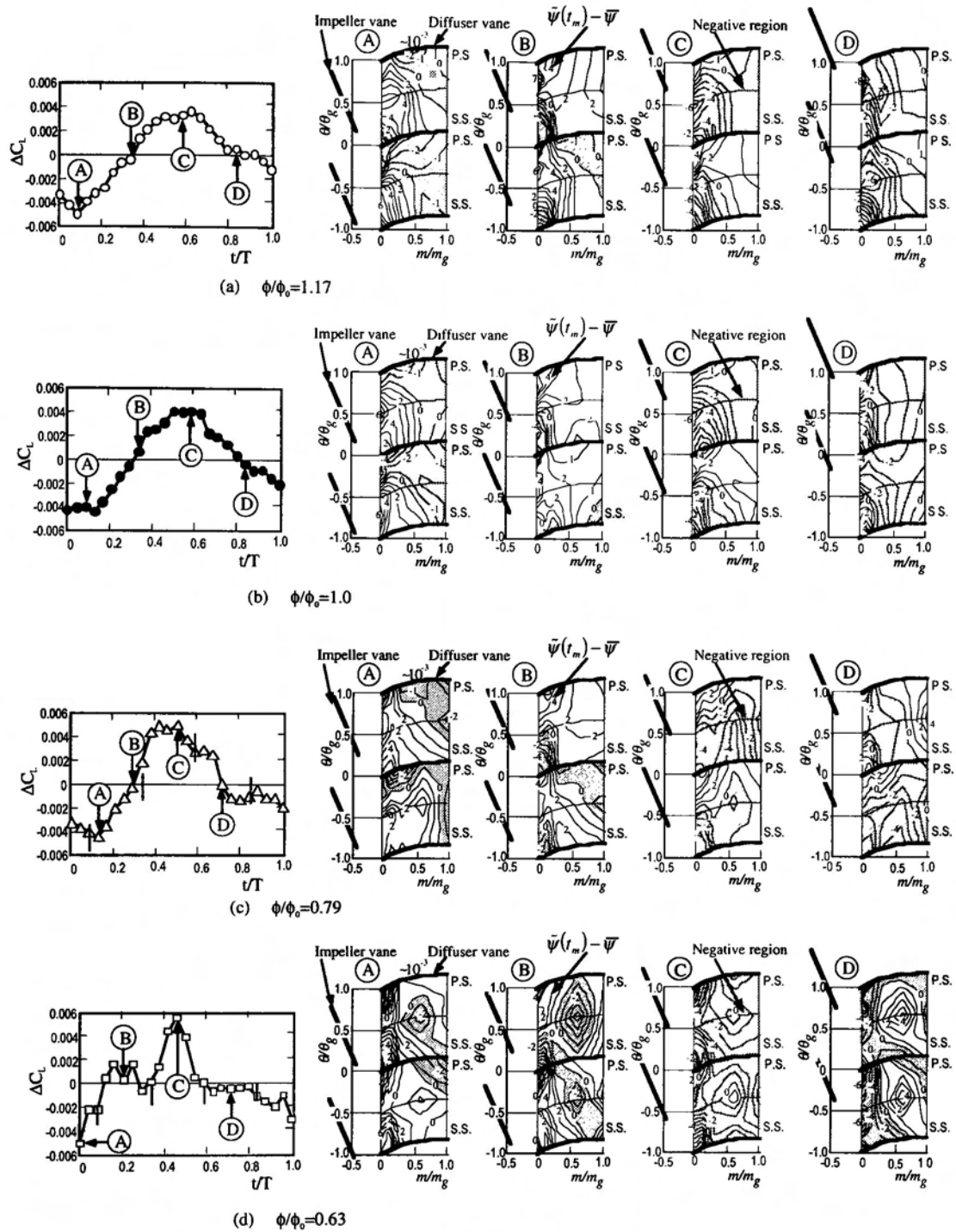


図 3-34 ディフューザ流路内の圧力分布と流体力の時間変化

なると、子午面速度の減少にともなって、ディフューザベーン通路内に複数の後流が存在し、その変動周期が短くなる。また、平均入射角の増大により、羽根後流がディフューザベーン前縁を通過する際、負圧面ではなく離域が変化し、流路内の圧力分布が急変する。このとき隣接する羽根通路内の後流位置（圧力パターン）により羽根に加わる流体力は複雑に変化する。図 3-28 に見られた低流量域での NZ 付近の

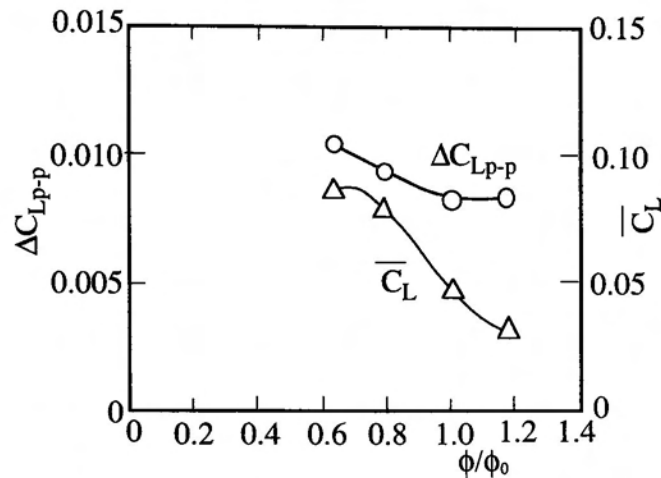


図 3-35 ディフューザベーンに作用する流体力の流量による変化

スペクトル密度の増加はこれらの影響と考えられる。図 3-34 は、図 3-35 の流体力の時間変化から求められた時間平均値  $\overline{C_L}$ 、振幅  $C_{LP-P}$  の流量による変化を示している。平均値は、流量の減少により、増加し、失速によりその増加率は抑えられる。一方、変動振幅は、設計点より大流量側で小さく、流量の減少と共に  $\phi/\phi_0 = 0.63$  までは増加していく傾向が見られた。

変動するケーシング圧力測定によって、ディフューザベーン流路での流動状態の変化と斜流ポンプ羽根車とディフューザベーンの干渉により現れる変動圧力場を調べた。その結果、壁面圧力測定により、羽根負荷、はく離、羽根間流路内圧力分布などを調べることができた。また、羽根車とディフューザベーンの距離が比較的長い斜流ポンプでは、後流干渉の影響が大きく、流量の減少と ( $\phi/\phi_0 = 0.63$  まで) と共に、ディフューザベーンに作用する流体力変動は、増大し、基本周波数以外の周波数成分が現れることが、確認された。さらに、壁面圧力測定は翼列干渉を調べる際に、有効な手段と成りうることが確認された。

### 3.2 ディフューザポンプ羽根車下流における圧力変動

回転羽根車と静止羽根を有するターボ形ポンプでは、相互の干渉によって周期的な圧力変動や局所的な圧力変化が現れる。この相対運動によって形成される非定常

流れ場は、軸に作用する半径方向スラスト変動、羽根に作用する流体力変化、圧力脈動や振動の原因となりうることから、多くの研究者によって実験が行われ<sup>(1) (48)</sup><sup>(50)</sup>、回転羽根の後流が静止羽根流路に流入して起こる後流干渉と相互の羽根が接近することによるポテンシャル干渉が原因になると言われている。このとき、ターボ形ポンプ内で起こる現象の分析には、詳細な圧力変動計測が有効な手段となりうる。いま、測定対象を前項で述べた対称性が確認される羽根車流路内や出口近傍に限定すれば、静止座標系に固定された圧力センサによる方法では、測定値の時間変化が羽根車周方向の変化に対応するから同一半径位置でただ一点のみの測定によって羽根車全周の値を得ることが可能である。しかし、動静翼干渉など圧力の非対称性が大きい場合、ディフューザベーン（静止羽根）やボリュートケーシングの流路内全体の傾向を調べるには、多くの測定点が必要であり、また、装置の制約によって同一羽根間流路内での測定や同時多点測定が困難な場合も多い。ここでは、効率良く流路内の圧力変動を計測、データ評価し、羽根車とディフューザベーンを有するディフューザポンプ羽根車下流の圧力変動の特徴を調べ、羽根車通過に伴う流路内圧力パターンの変化やディフューザベーンに作用する流体力変動を調べた。また、動静翼干渉による圧力脈動を羽根車出口からディフューザベーン流路、ボリュート、ポンプ吐出し口にわたり調査し、圧力変動の特徴や流路内分布の変化を求め、動静翼干渉による圧力変動発生メカニズムを実験的に明らかにする。

### 3. 2. 1 実験装置および方法

供試ディフューザポンプは、5枚羽根の遠心羽根車と8枚羽根のディフューザベーンおよび渦巻きケーシングを有する比速度410 ( $\text{m}^3/\text{min}, \text{m}, \text{rpm}$ ) の片吸込単段ディフューザポンプである。ガイドベーンはポンプ本体より着脱可能であり、羽根付きおよび羽根なしディフューザにすることができる。その主要要目を表3-3に示す。図2-3は実験装置全体図を示す。キャビテーションの発生を防ぐため、一定水位をもつ上流タンクから吸い込まれた水は、ポンプ羽根車、ディフューザ、ボリュートケーシング、吐出し弁を経て、タンクに戻る。流量は吐出し管路に設けら

表 3-3 供試ディフューザポンプ主要要目

Suction diameter	$D_s$	200	mm
Discharge diameter	$D_d$	200	mm
Rating :			
Flow rate	$Q$	6.21	m <sup>3</sup> /min
Total head	$H$	29.2	m
Rotational speed	$N$	2066	rpm
Specific speed	$N_s$	410	m <sup>3</sup> /min,m,rpm
Impeller :			
Outlet radius	$R_2$	125	mm
Outer passage width	$b_{2i}$	41.6	mm
Outer width	$b_2$	53.6	mm
Discharge angle	$\beta_2$	22.5	deg
Number of vanes	$Z_i$	5	
Guide vane(D1) :			
Inlet radius	$R_3$	129	mm
Passage width	$b_3, b_4$	45.8	mm
Outlet radius	$R_4$	162.5	mm
Number of vanes	$Z_g$	8	
Volute casing :			
Volute width	$b_5$	76.9	mm
Base circle radius	$R_5$	239.4	mm

れた電磁流量計，全揚程は吸込と吐出し口の圧力差を差圧センサによって測定し，求められる。また，ポンプに供給される動力は，ポンプ軸に取り付けられたトルク検出器と回転数検出器の出力から計算される。動静翼干渉によるディフューザポンプ羽根車下流における圧力変動を調べるため，ここでは，供試ポンプのディフューザ，ボリュートケーシング，ポンプ吐出し口における壁面圧力変動が測定された。また，時空間分布の基本的性質を明らかにするため，運転条件は，設計点における流れに対象を限定した。なお，ディフューザベーンはポンプ本体より着脱可能であるので，羽根付きおよび羽根なしディフューザについて実験が行われ，圧力変動の特徴や流路内分布の変化から，動静翼干渉による圧力変動発生メカニズムを実験的に明らかにする。図 3-36 は供試ポンプの性能試験結果である。羽根なしディフューザ，および羽根付きディフューザ，いずれの場合でも，設計点，最高効率点付近の性能に変化が少ないことが確認された。

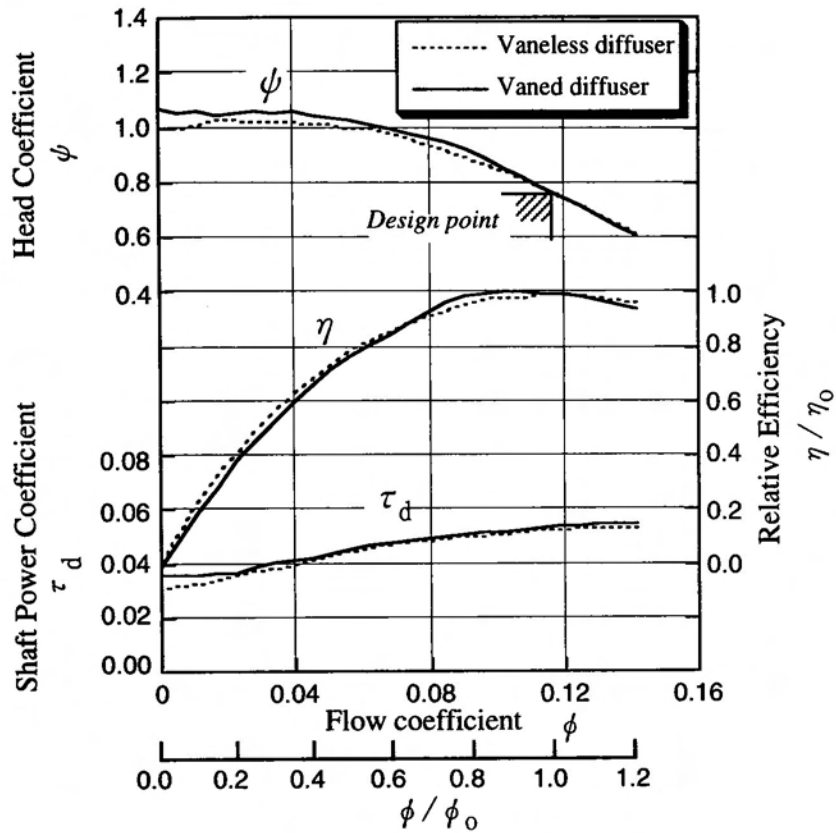
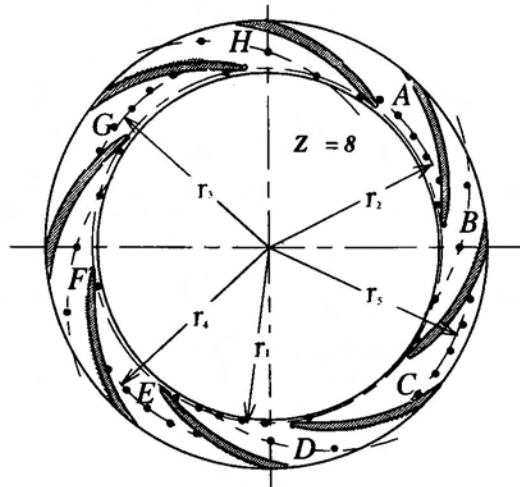


図 3-36 供試ディフューザポンプの性能

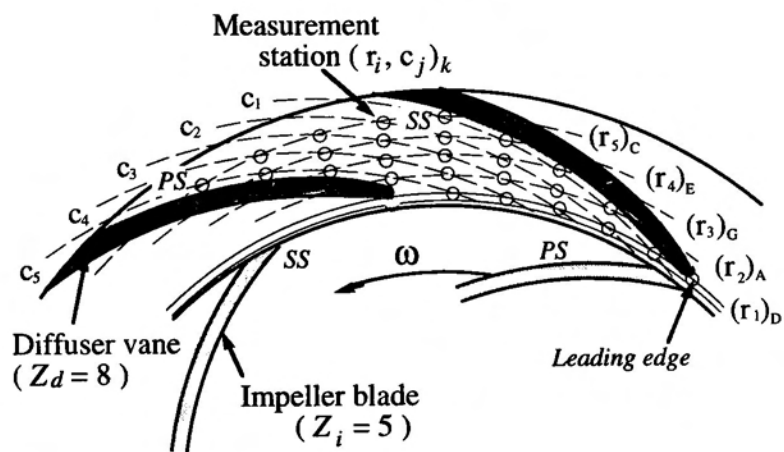
図 3-37 に、供試ディフューザポンプのディフューザ流路におけるケーシング壁面圧力測定位置とディフューザベーン正面図を示す。流路面積が狭いディフューザポンプでは、圧力センサの取り付け面積、および、上流測定孔が下流流れ場に及ぼす影響を考慮して、半径  $r$  の異なる測定点は、異なる流路に設けることにした。すなわち、 $r_{1,2,3,4,5}$  の測定孔を図 3-35 (b) のように、各々、D, A, G, E, C の流路内に設けた。また、各ガイドベーン流路内圧力変化の 1 ピッチ毎の周期性確認のため、流路 B, H, F, D の中央 ( $c_3$ ) 上にも測定孔を設置した。また、ボリュームケーシングでは巻き始めから吐出し口にかけて 10 点の圧力測定孔が設けられている。

各取圧孔には導圧管を介して圧力センサが取り付けられ、固有振動数 2.6kHz, 減衰係数比 0.723 の圧力測定系が構成されている。計測は、データ収集装置のチャンネル数の制約等により、数回に分けて行った。その際、同一運転条件下でのデータ収集を確認するため、基準点 [供試ディフューザでは  $(r_1, c_1)_0$ ] を定め、そこに

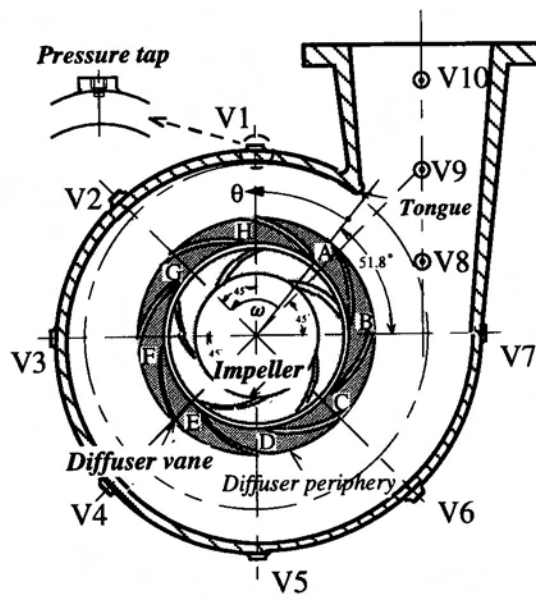




(a) 羽根付ディフューザ

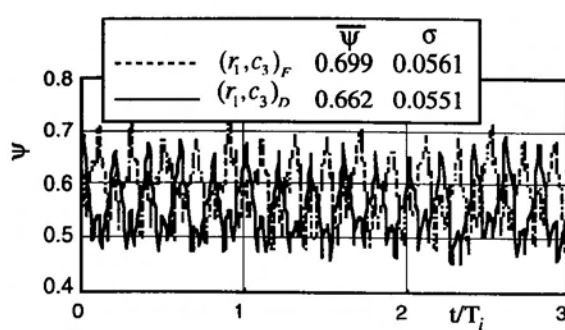


(b) 羽根付ディフューザ圧力測定位置

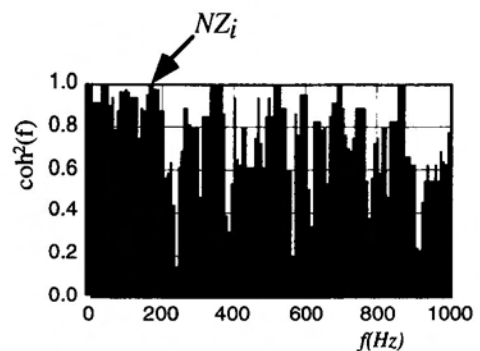


(c) ポリユートケーシング

図 3-37 供試ディフューザポンプ圧力測定位置

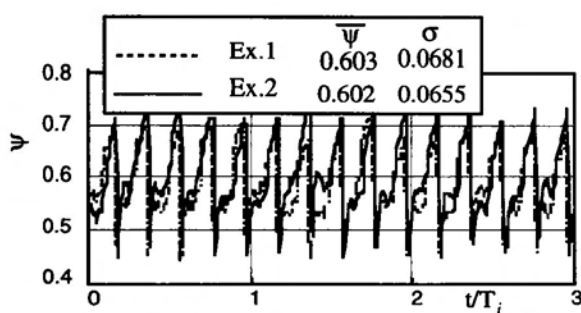


(a) 時系列データ

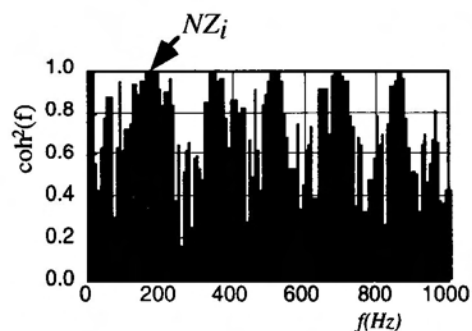


(b) コヒーレンス ;  $(r_1, c_3)_F \sim (r_1, c_3)_D$

図 3-38 異なる流路内圧力の周期性 ( $\phi/\phi_0=1.0$ )



(a) 時系列データ



(b) コヒーレンス ; EX1~EX2

図 3-39 同一測定点データの再現性  $(r_1, c_1)_D$  点 ( $\phi/\phi_0=1.0$ )

おける計測は、常時、行われた。圧力変動は、所定のサンプリング周波数で A/D 変換後、羽根車 1 回転当たり 1 回発生するパルスのトリガ信号と共にコンピュータのファイル上に記録される。

ポンプ羽根車羽根間やディフューザベーン流路のケーシング壁面圧力変動を測定し、流路全体の傾向を調べるには、多くの測定点が必要である。しかし、装置の制約によって、同一流路内の測定や同時多点計測が困難な場合も多い。このような測定条件のもと、流路内変動圧力分布を求めるために異なる流路や別個に採取されたデータの処理結果を流用する場合には、ある基準測定点での計測を毎回行ったり、圧力データの流路ごとの周期性、再現性をあらかじめ調べなくてはならない。図 3-38 は、ディフューザポンプについて、それぞれ異なるガイドベーン流路で流路間での測定点と同じ 2 カ所の瞬時圧力変動データを比較したものである。図には、時系列データ、平均値、標準偏差、および、両者のコヒーレンスが表示されている。こ

の場合、異なる流路における平均値の差が5%と小さく、標準偏差もほぼ同じで、流路ごとの周期性が確認される。図3-39は、異なる時間に測定したそれぞれの基準点 [ディフューザポンプ ( $r_1, c_1$ )<sub>D</sub>] におけるデータの平均値、標準偏差および異なる実験間のコヒーレンスを比較したものである。同一測定点で異なる時刻に測定されたデータの平均値、標準偏差ともほぼ等しく、基本周波数 $NZ_1$ および、その高調波成分でコヒーレンスが1に近いことから、再現性は十分と考えられる。これらの確認によって、羽根車羽根とガイドベーンの相對位置関係に依存しない諸量の一流路内の分布を詳細に求めることが可能である。

### 3.2.2 ディフューザベーン流路における圧力変動

動静翼干渉に伴う羽根車下流の変動圧力場を調査するに当たり、ディフューザベーン流路壁面で圧力変動が、羽根幅方向の内部流動状態と関連性があるかを確認した。ディフューザベーン入口付近流路中央部のケーシング・ハブ間の内部流れは、2章で述べた非定常流計測用5孔ピトープローブを用い、同時に壁面圧力も計測した。流量による影響を確認するため運転条件は、 $\phi/\phi_0=1.2, 1.0, 0.8$ について行った。図3-40にハブ・ケーシング間の圧力および速度の時間平均分布と標準偏差

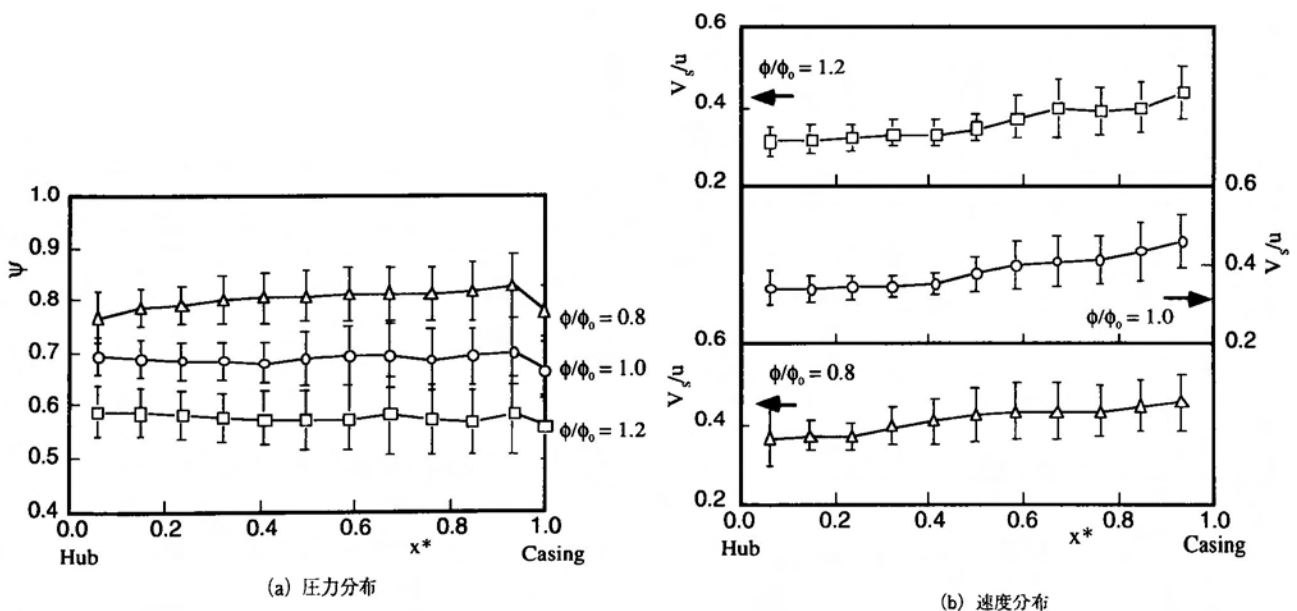


図3-40 ディフューザベーン入口羽根幅方向の平均圧力分布と偏差

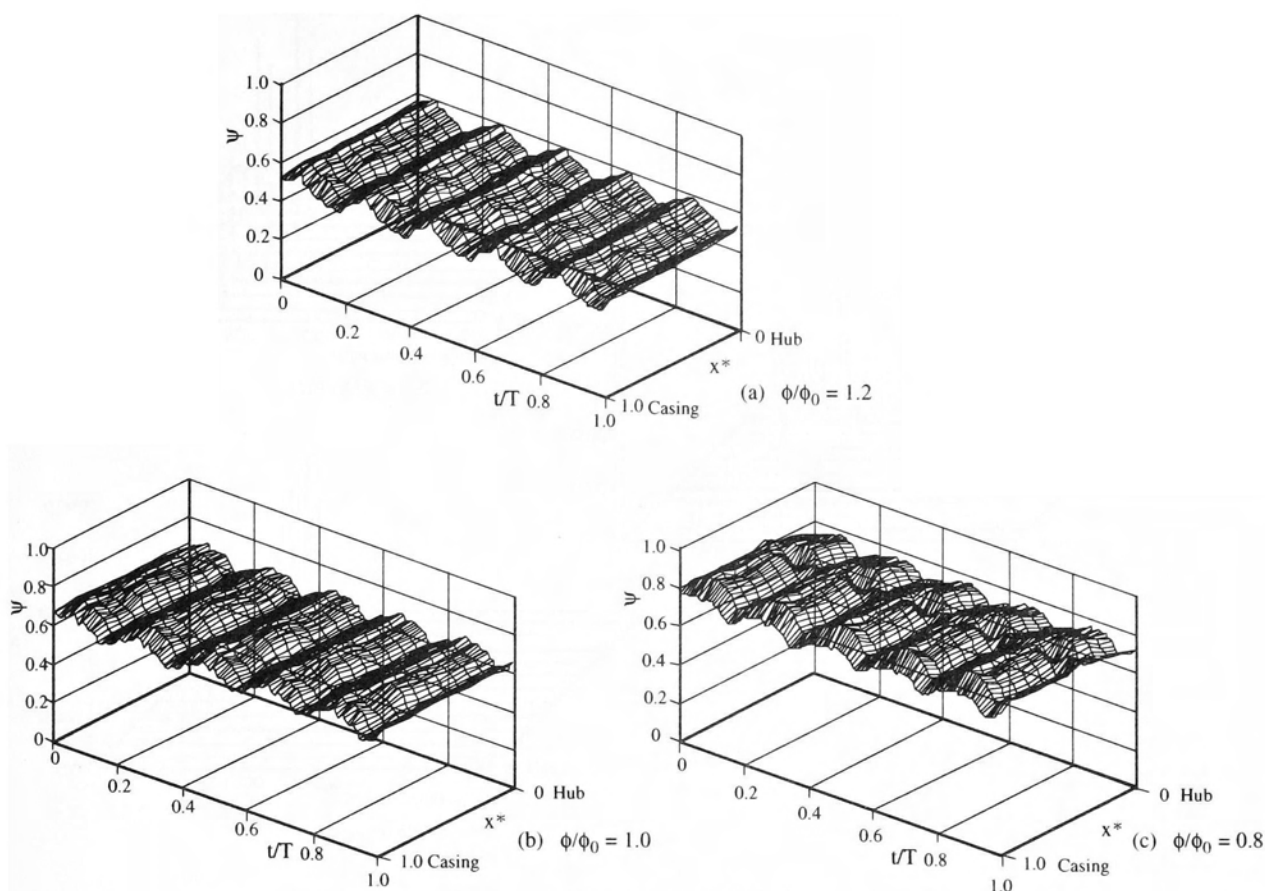


図3-41 ディフューザベーン入口流路中央における羽根幅方向の圧力変動

差をエラーバーで示している。各流量ともに速度分布の平均値はハブ側で10%程度の低下が見られ、標準偏差も小さくなっている。しかし、圧力の平均値は、ケーシングで3%程度低下しているものの、標準偏差もほぼ一様であり、羽根幅方向に大きな変化は見られない。図3-41にディフューザポンプのディフューザベーン羽根幅方向の圧力の時間変化を三次元表示で表し、その分布の違いを確認した。ここで、ケーシング側 ( $x^*=1.0$ ) の時系列データは、圧力センサによる壁面圧力測定結果である。羽根車羽根の通過による変動が顕著に現れ、 $\phi/\phi_0=0.8$ の流路中央付近で波形の変化が確認されるものの、羽根幅方向の圧力の時間変化は、よく一致している。図3-42はスペクトル密度の羽根幅方向変化を表した。各流量ともに、ハブからケーシングにわたり、スペクトル密度は羽根車羽根通過周波数 $NZ_i$ で最大値を示し、また、その倍数次でピークが確認される。流量の変化に着目すれば、羽根車羽

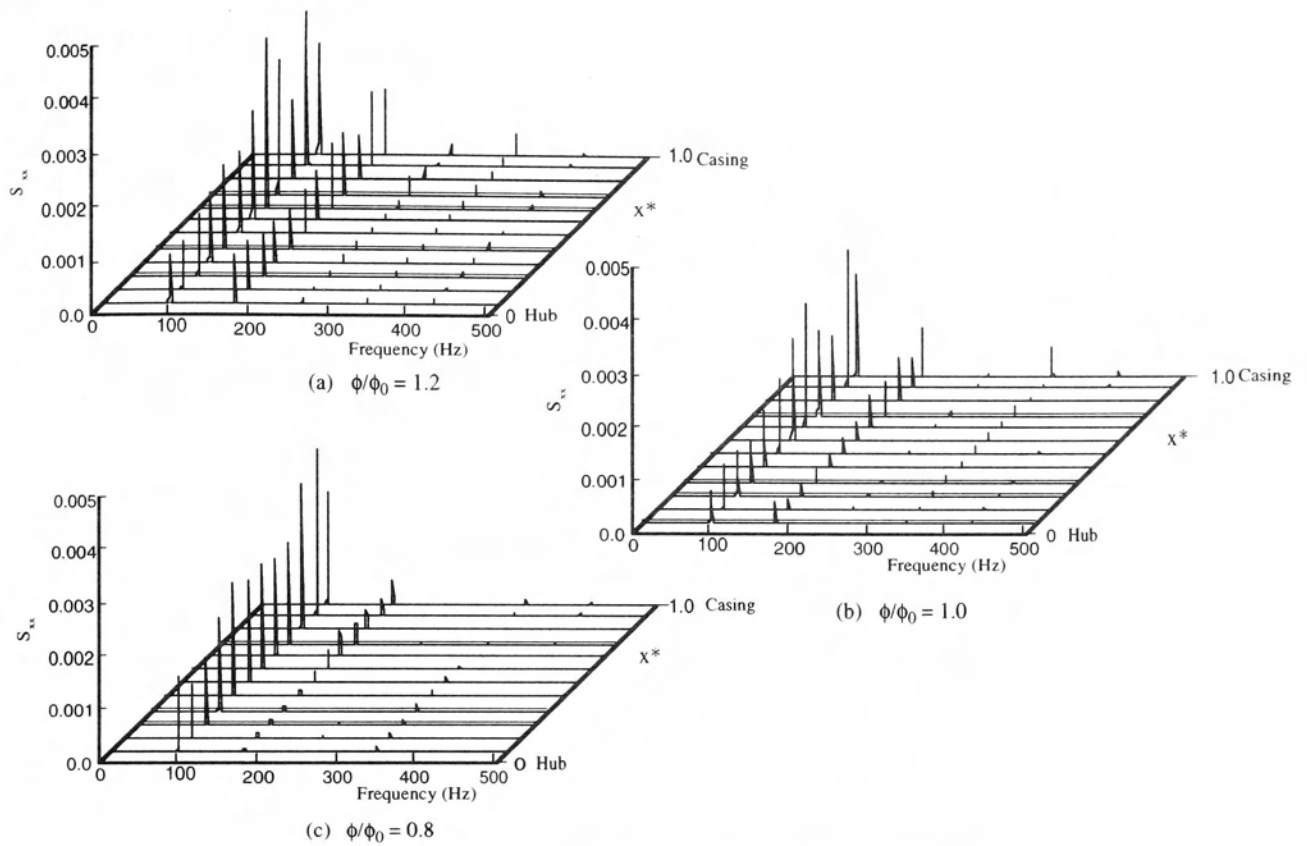


図3-42 ディフューザ流路内圧力変動のスペクトル密度

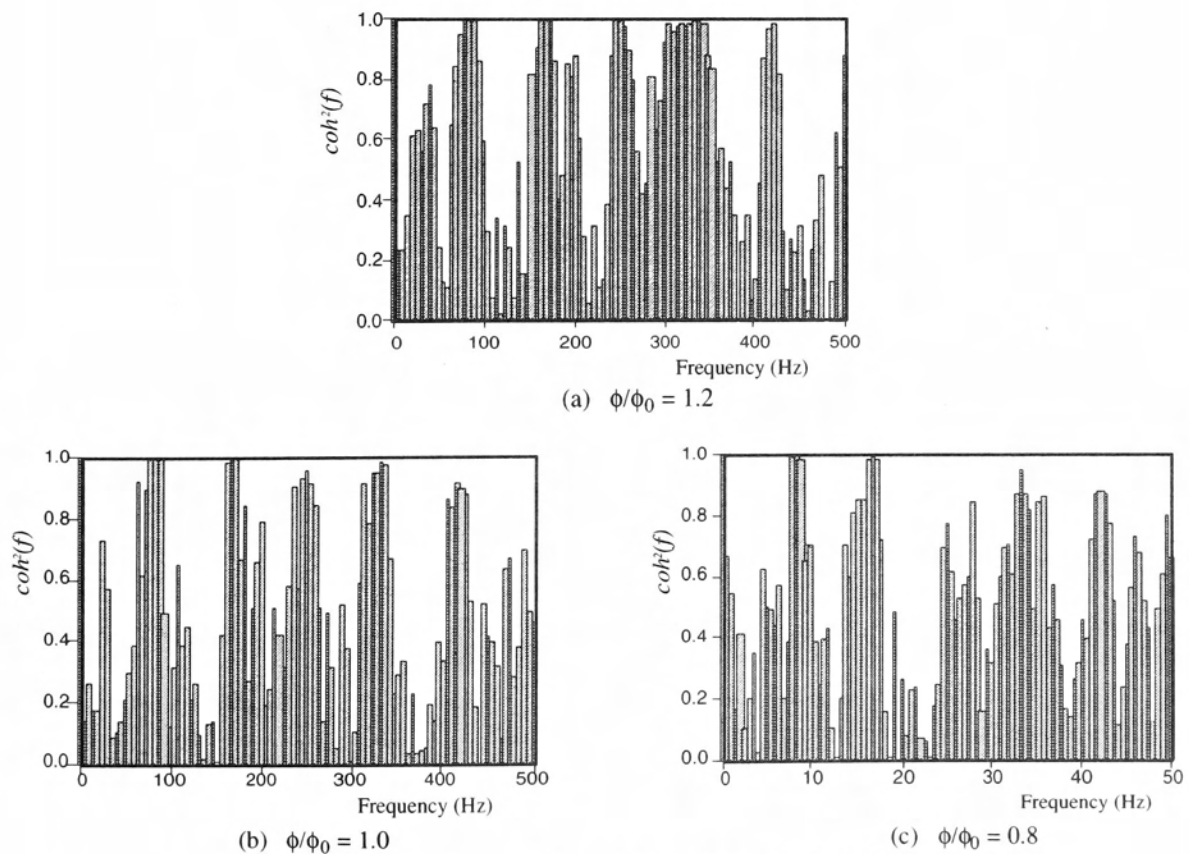


図3-43 ディフューザ流路壁面と流路中央の圧力変動の関連度係数

根通過周波数  $NZ_i$  におけるスペクトル密度は、 $\phi/\phi_0=1.2$  でハブ側で小さく、流量の減少にともない等しくなっていく。つぎに、各測定位置での瞬時圧力変動波形の関連性を調べるため、圧力センサで得られた壁面と5孔ピトープローブで測定された羽根幅中央位置での瞬時圧力変動のコヒーレンスを求めた。その結果を図3-43に示す。スペクトル密度から変動の主な成分である羽根車羽根通過周波数  $NZ_i$  とその倍数次の周波数で、コヒーレンスは1.0となり、波形の相関が良いことが確認される。以上のように、遠心羽根車を有する供試ディフューザポンプの羽根車下流の圧力変動は、ほぼ均一であることから、壁面ケーシングの変動圧力場計測によって、ポンプ流路内部で発生する変動現象をとらえることが可能となる。

図3-44 および図3-45は、おのこの、時間平均圧力  $\bar{\psi}$ 、および、 $\bar{\psi}$  からの標準偏差のディフューザ流路内分布である。ここで、図中の破線は羽根車外径線を示している。図3-44のように、ディフューザ流路中央まで時間平均値  $\bar{\psi}$  の回復が見られ、それ以降、 $\bar{\psi}$  は低下している。圧力変動分の  $\sigma$  はディフューザ入口側ほど、また、負圧面側ほど大きくなっている。これは、動静翼干渉の影響がディフューザ前縁負圧

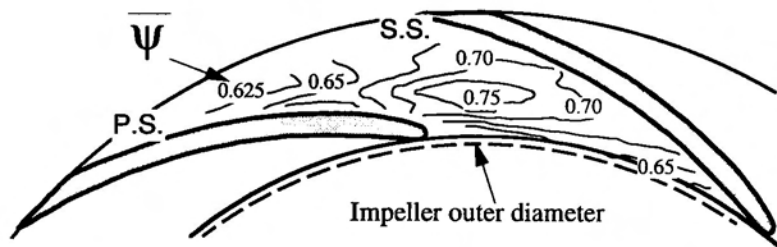


図3-44 ディフューザペーン流路における時間平均圧力分布

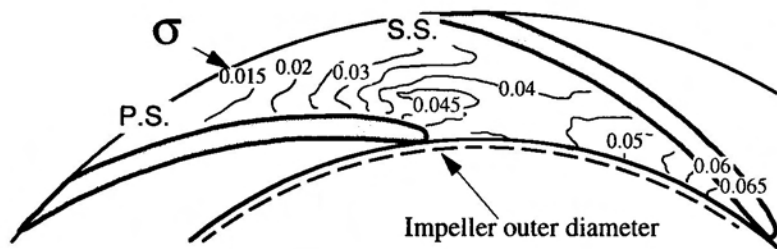


図3-45 ディフューザペーン流路における圧力変動分布

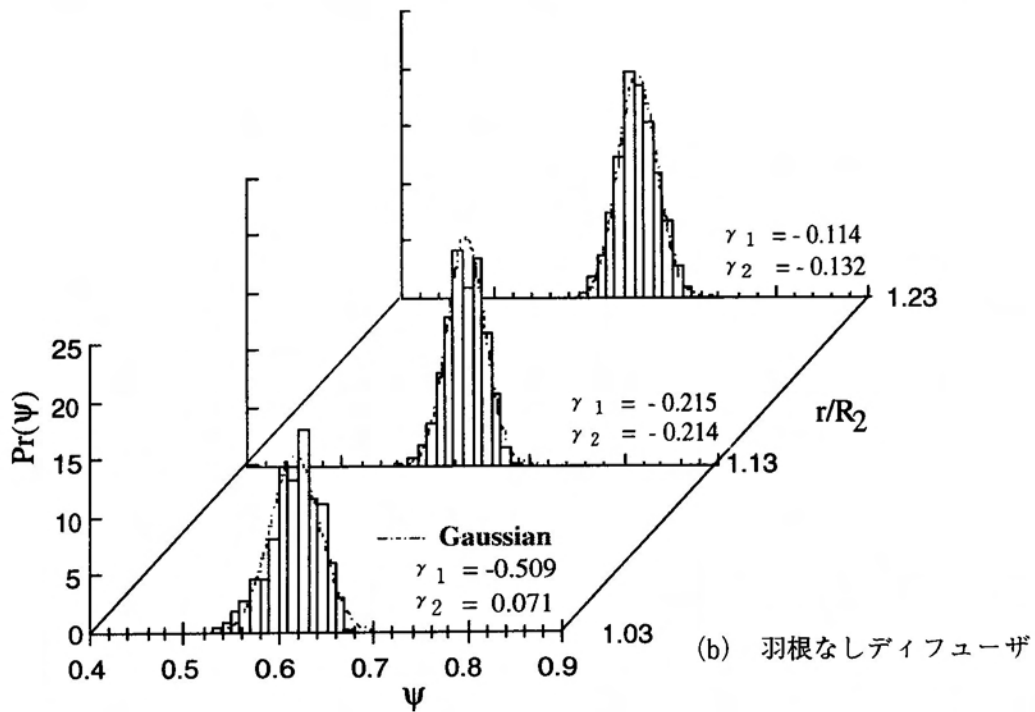
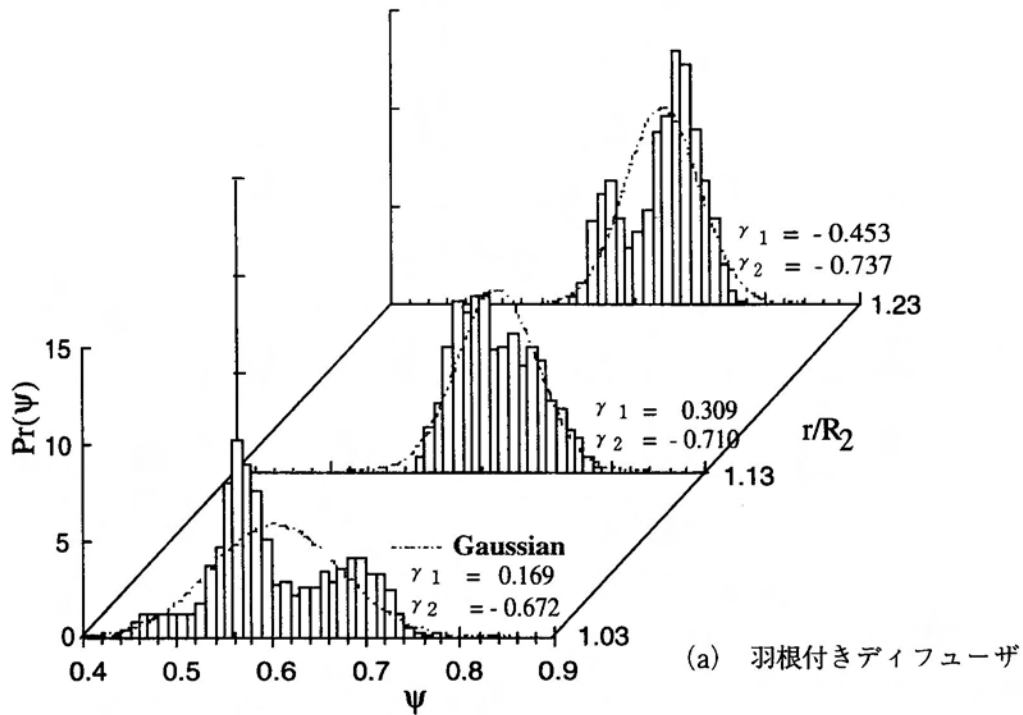


図3-46 ディフューザベン流路内における確率密度関数

面側近傍で強く現れていることを示している。

図3-46は脈動波形の周期性・ランダム性を調べるため、瞬時圧力脈動から求められた、確率密度関数  $P_r(\psi)$  である。図3-46 (a) が羽根付ディフューザ  $c_1$  線上、図3-46 (b) が羽根なしディフューザ  $c_3$  線上の圧力変動の  $P_r(\psi)$  である。図3-46には

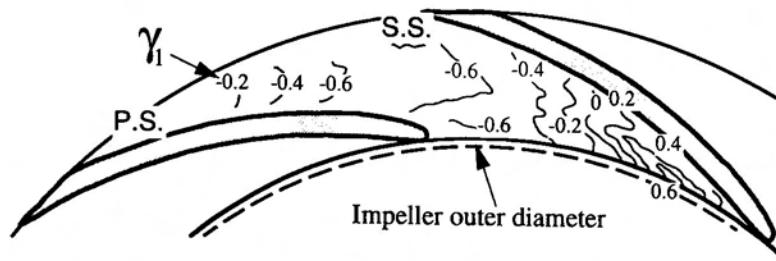


図3-47 ディフューザベーン流路内における skewness 分布

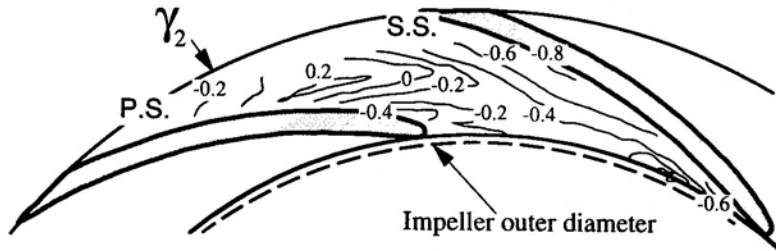


図3-48 ディフューザベーン流路内における kurtosis 分布

同データより求められたガウス分布，および確率密度分布の左右対称性の尺度 Skewness  $\gamma_1$  と広がり の情報を与える尺度・Kurtosis  $\gamma_2$  を併記している。変動波形のランダム性が強い場合，確率密度分布は，ガウス分布 ( $\gamma_1 = 0, \gamma_2 = 0$ ) に近づく。また， $\gamma_1 > 0$  はガウス分布より左傾した確率密度分布， $\gamma_2 > 0$  はガウス分布より広がりのある分布を示す。図3-46 (a) より羽根付ディフューザ内の圧力変動の確率密度関数  $P_r(\psi)$  は，ガウス分布から逸脱が大きく，正弦波の重畳されたランダム変動のように確率密度関数のピークが2個見られることから，特定の変動周波数の存在を示唆している。一方，図3-46 (b) の羽根なしディフューザ内では，ガウス分布からの著しい逸脱は見られない。

図3-47 および図3-48 は，おのこの，skewness および kurtosis のディフューザ流路内分布である。ディフューザベーン前縁側負圧面近傍では， $\gamma_1 > 0$  であり，確率密度関数がガウス分布より低圧側に傾いている。流路中央部付近では， $\gamma_1$  は最小となっている。そこでは，確率密度関数がガウス分布より高圧側に傾いている。また，図3-48のように，ガイドベーン負圧面側では  $\gamma_2 < 0$  であり確率密度関数はガウス分布より変動範囲が狭い分布となっている。kurtosis は下流に向かって零に近づき，変動範囲が広がっている。



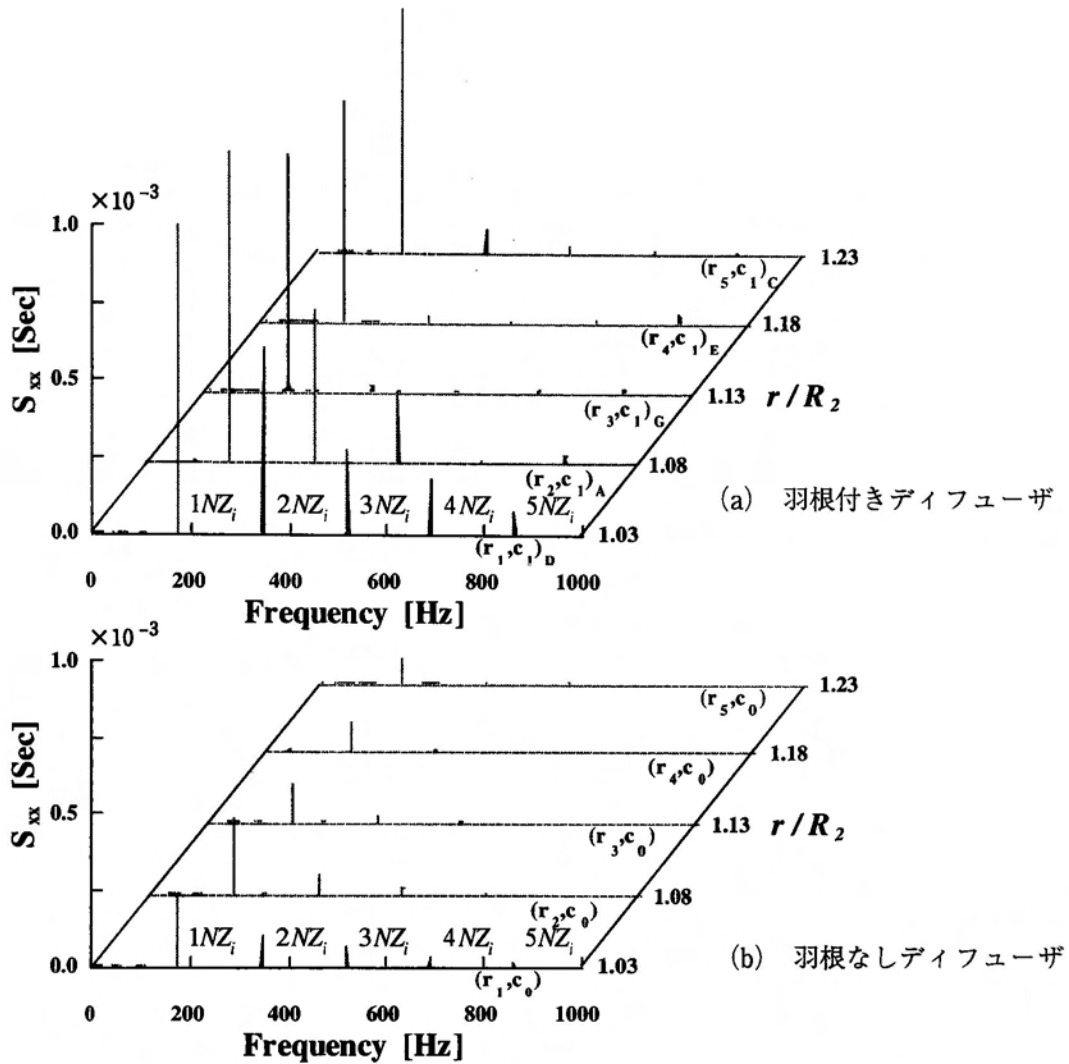


図3-49 ディフューザペーン流路内におけるスペクトル密度関数

図3-49は瞬時圧力データから求められたパワースペクトル密度関数 $S_{xx}$ である。図3-49 (a), (b) が、おのおの、羽根付き、および羽根なしディフューザの $c_1$ 線上の圧力変動の $S_{xx}$ である。図3-49 からわかるように、羽根の有無にかかわらず、ディフューザ流路内では、 $NZ_i$ とその調和成分が卓越している。また、その大部分の成分に対して、羽根なしディフューザ内の圧力変動のほうが低い値となっている。

図3-50は、羽根付きディフューザ羽根間の集積平均値 $\bar{\psi}$ をもとに、斜流ポンプディフューザペーン流路内の圧力分布の変化と同様な手法で求められた羽根車羽根移動に伴う圧力分布の変化である。ここで、 $t^* = t/(T_i/Z_i)$ であり、 $t^* = 0$ を羽根車羽根 $I_1$ とディフューザペーン $G_1$ が最接近したときとすれば、 $t^* = 1$ で後続羽根 $I_2$ が $G_1$ に最

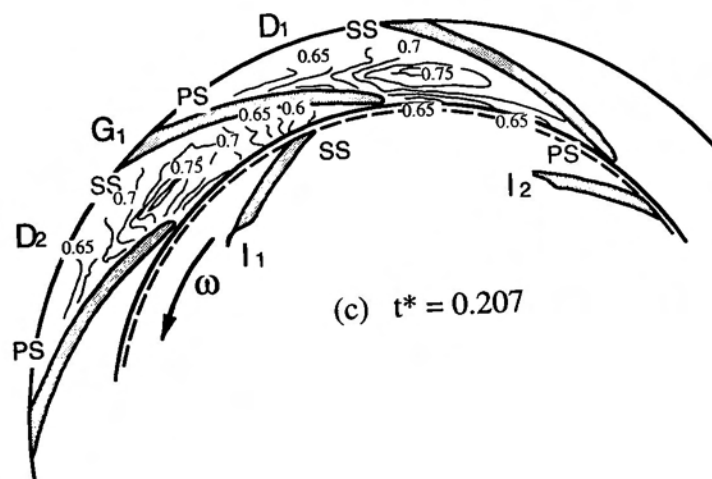
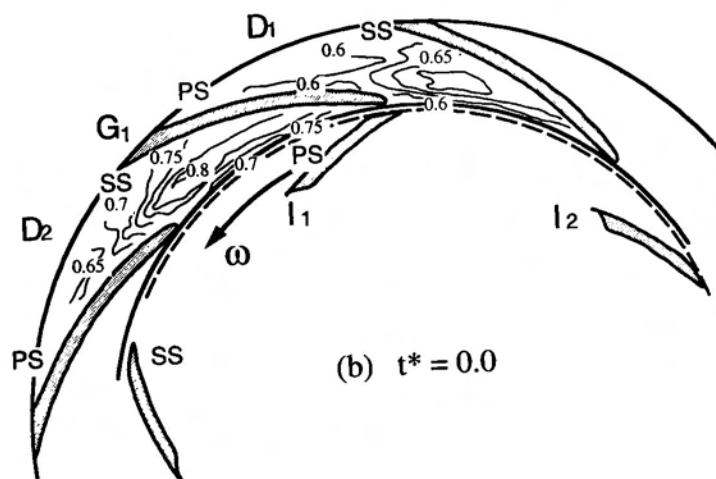
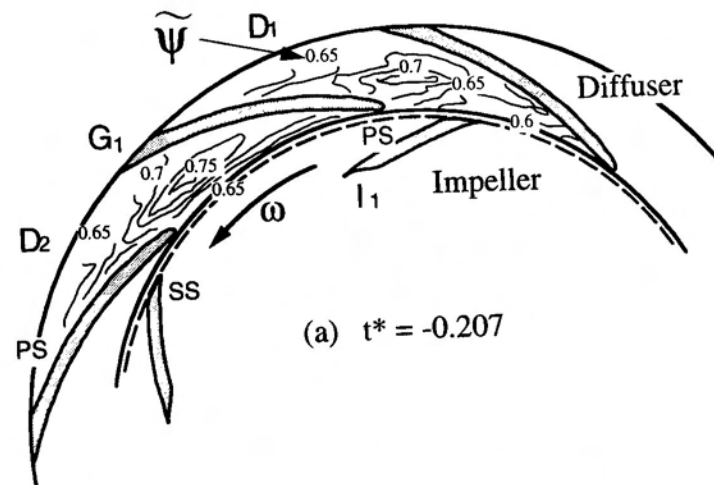


図 3-50 ディフューザベン流路内圧力分布の時間変化

接近することになる。ディフューザベーン流路  $D_1$  では、図3-50 (a) に示される羽根車羽根  $I_1$  がガイドベーン  $G_1$  に接近しつつある無次元時間  $t^* = -0.207$  で圧力側前縁部付近に高圧域が生じている。この高圧域の圧力は、図3-50 (b) に示されるディフューザベーン  $G_1$  と羽根車羽根  $I_1$  が最も接近する  $t^* = 0$  のとき、羽根車羽根  $I_1$  の通過とともに低下している。この間に、 $G_1$  と  $I_1$  の接近に伴って  $G_1$  負圧面全体の圧力が上昇し、 $D_2$  負圧側の圧力は  $D_2$  圧力側より高くなっている。羽根車羽根  $I_1$  がディフューザベーン  $G_1$  から遠ざかる  $t^* = 0.207$  では、図3-50 (c) のように  $D_2$  負圧側の圧力は急激に下がり、後続の羽根車羽根  $I_2$  の接近の影響で高圧となる  $D_1$  圧力側と比べ、低圧となっている。このように、ディフューザベーン流路内では、羽根車羽根とディフューザベーンとの相対位置関係に依存する圧力変化を繰り返している。

図3-51 に羽根付き、および羽根なしディフューザ流路中央  $c_3$  線上の入口から出口における圧力の集積平均値  $\tilde{\psi}$  の時間変化を示す。図3-51 (a) の羽根付きディ

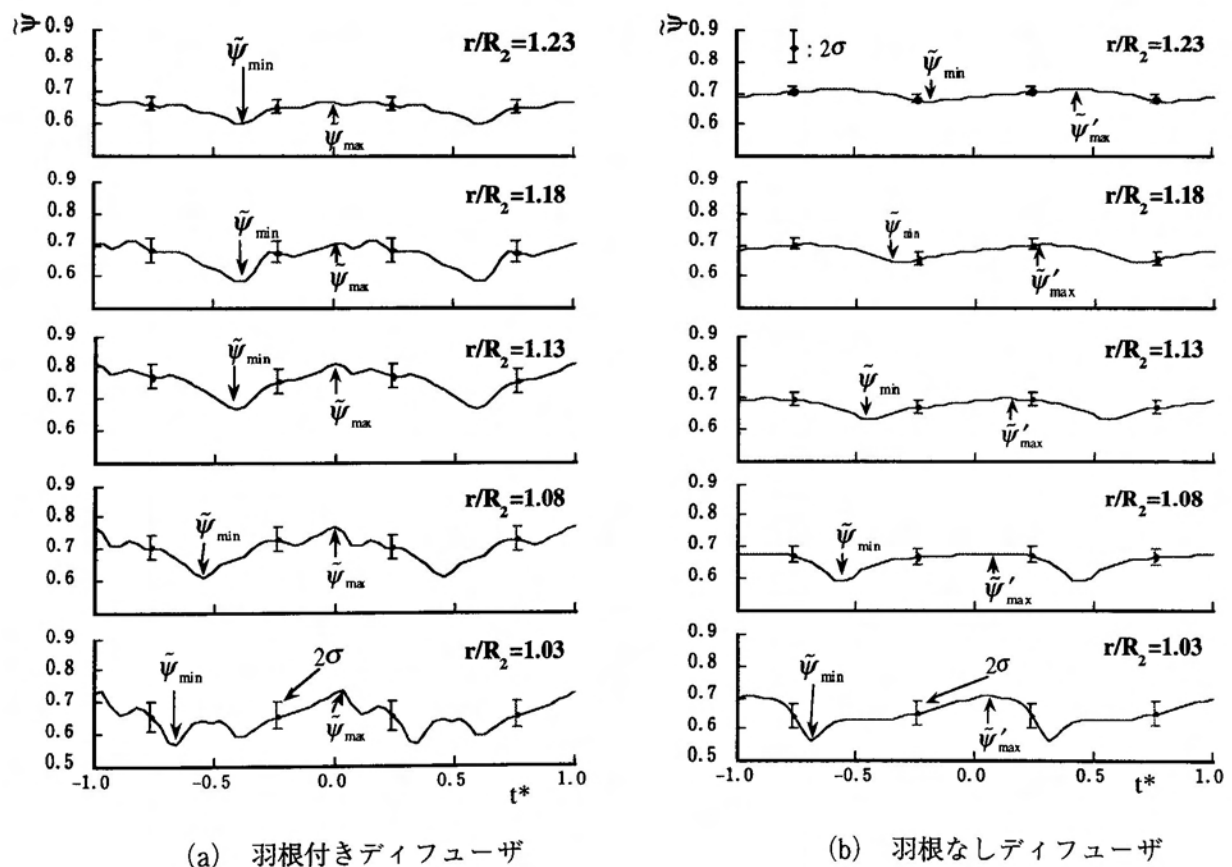


図3-51  $C_3$  上の壁面圧力の時間変化 ( $\phi/\phi_0=1.0$ )

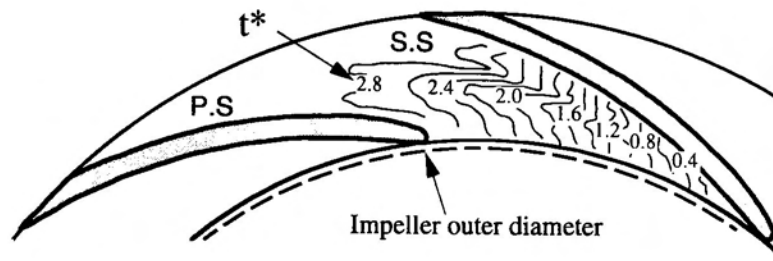


図 3-52 最低圧力の伝播 ( $r_1, c_1$ ) を基準とした時間遅れ, 単位 ms

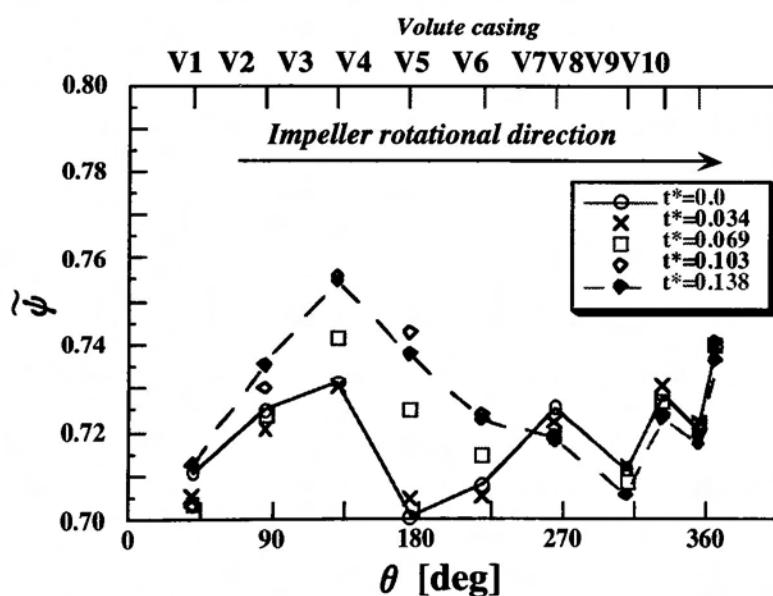
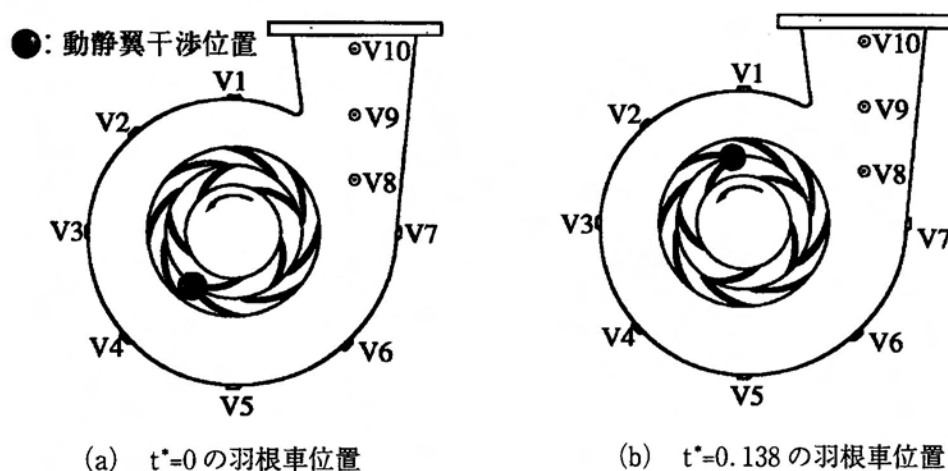
フューザ内の圧力変動波形には、いずれも、羽根車羽根後縁がガイドベーン前縁に接近したとき  $t^* = 0$  に生ずる高圧部  $\tilde{\psi}_{\max}$ 、および羽根車羽根の後流と思われる最低圧力部  $\tilde{\psi}_{\min}$  が見られる。また、異なる半径位置における圧力変化を比べれば、 $\tilde{\psi}_{\min}$  の出現に時間遅れがあることがわかる。一方、図 3-51 (b) の羽根なしディフューザ内の圧力変動波形には、羽根車羽根後流の影響  $\tilde{\psi}_{\min}$  は見られるものの、図 3-51 (a) に見られるような同時刻での最大圧力  $\tilde{\psi}_{\max}$  の出現は見られない。よって、図 3-51 (a) の  $\tilde{\psi}_{\max}$  は、各瞬間の羽根の相対位置によって決まる、いわゆるポテンシャル干渉によるものと考えられる。以上のことにより、羽根付きディフューザ流路内の圧力変動には、羽根車後流とディフューザ流路内の圧力変動には、羽根車羽根後流とポテンシャル干渉との 2 つの要因が含まれていることがわかる。

図 3-51 のように、羽根車羽根の後流と見られる最低圧力部  $\tilde{\psi}_{\min}$  は、ある時間遅れをもって出現している。したがって、ディフューザベーン流路内において、この時間遅れ線を描けば、図 3-52 のようになる。これより、羽根車後流の影響が、ディフューザ入口側の半開放部に伝播していることがわかる。それにより下流、すなわちディフューザ出口側の半開放部では、羽根車羽根後流の存在は明確でなくなり、後流の影響はディフューザ出口まで及んでいない。

### 3. 2. 3 ポリユートにおける圧力変動

図 3-53 (a) および図 3-53 (b) に示される羽根車とディフューザベーンの相対位置のように、羽根車とディフューザベーンが最接近する  $t^* = 0$  から、つぎに異な

る場所で両者が重なった瞬間の $t^* = 0.138$ までの間のボリュート内圧力分布の時間変化を考えよう。このとき、図3-53 (c) のように、羽根付きディフューザに続くボリュートでは、両羽根の相対位置の変化に対応して圧力分布が変化しており、羽根車羽根とガイドベーンとの干渉によって生じる高圧部がボリュート部まで現れている。一方、羽根なしディフューザ後のボリュートでは、図3-54に示されるように、羽根車羽根の回転に伴う変化は見られない。したがって、羽根付きディフューザに続くボリュートにおける圧力分布の時間変化は動静翼干渉による圧力変動が原因であることが明らかである。



(c) ディフューザ下流の圧力分布

図3-53 羽根付きディフューザ下流のボリュートケーシング部圧力分布の時間変化

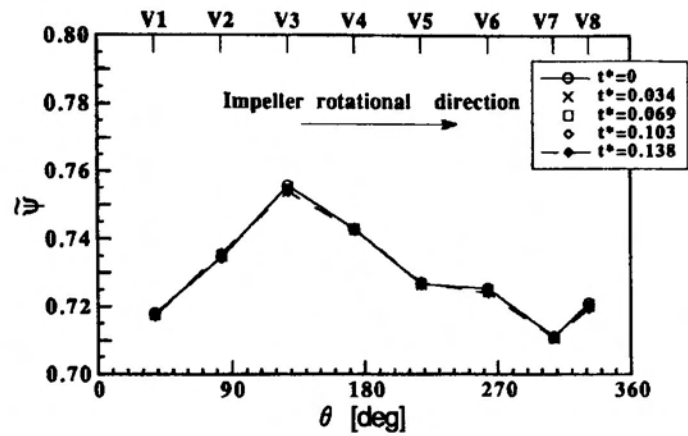
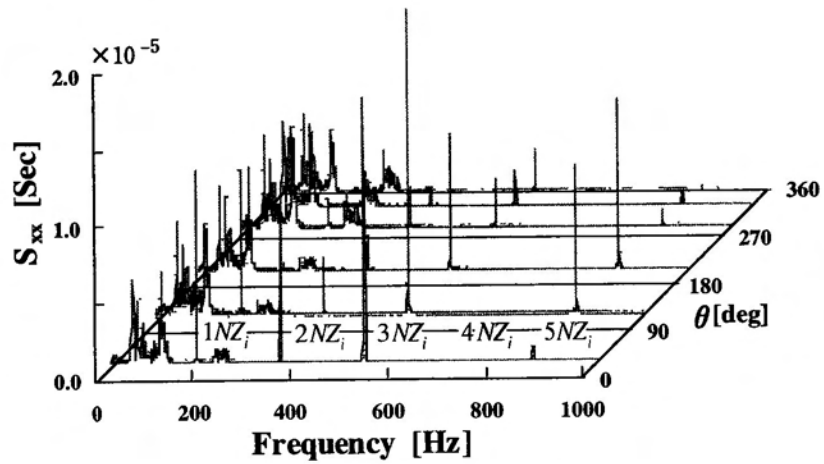
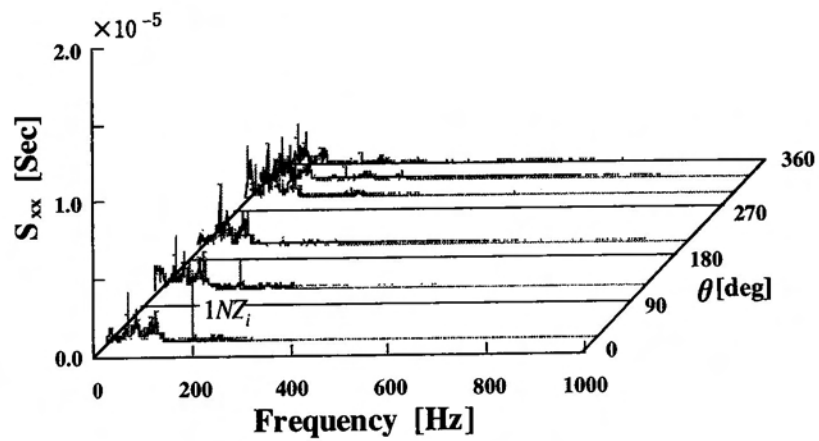


図 3-54 羽根なしディフューザ下流のポリウレタンケーシング部圧力分布の時間変化



(a) 羽根付きディフューザ下流



(b) 羽根なしディフューザ下流

図 3-55 ポリウレタンケーシング部における圧力変動のパワースペクトル密度関数

図3-55 (a), (b) は, おおの, 羽根付きディフューザ, および, 羽根なしディフューザに続くボリユート部における圧力変動のパワースペクトル密度関数  $S_{xx}$  である。羽根付きディフューザ後のボリユート内では,  $NZ_i$ , および, その調和成分が卓越している。一方, 羽根なしディフューザでは  $NZ_i$  およびその調和成分の卓越が見られない。この結果からも, 羽根付きディフューザでは, 羽根車羽根とディフューザベーンとの干渉に起因する圧力変動が強く現れていることがわかる。

### 3. 2. 4 回転圧力場

前述のような時間的・空間的に変化するディフューザポンプ内の圧力変動について考察してみよう。供試ポンプ羽根車羽根  $Z_i=5$  とディフューザベーン ( $Z_g=8$ ) の位置関係, および, 動静翼干渉による圧力変動の時間的パターンの模式図を図3-56に示す。羽根は放射状の直線で近似され, 羽根車は反時計回りに回転している。羽根車羽根の後縁とディフューザベーンの前縁が接近したとき干渉による高圧部が発生すると考えると, 8枚5枚の組合せでは, 図3-56のように, 常に1箇所には圧力の山(高変動圧力部)が生じる。図3-56は羽根車1/40回転ごとに圧力の山がどこに移動するのかを示している。ここで,  $\theta_i$ : 羽根車回転角( $=\omega t$ ),  $\theta_g$ : 干渉点の位置を示す  $G_i$  を起点とした静止座標である。

羽根車  $I_i$  とディフューザベーン  $G_i$  と最接近するまでに, 最接近の際に生じる高変動圧力部は羽根車の回転方向とは逆に回転する。つまり, 羽根車が1/5回転する間に圧力場は羽根車とは逆に3回転している。この動静翼枚数の組合せでは, 1つの圧力の山をもつ圧力場(これを1直径節の圧力場と呼ぶ)が羽根車と逆方向に羽根車の15倍の回転数で回転しているのがわかる。

任意の動静翼枚数の組合せに対しても, 図3-56のような作画によって回転圧力場の直径節数とその回転方向が確かめられる。それらは, 羽根車羽根枚数  $Z_i$  とディフューザベーン枚数  $Z_g$  によって次式で与えられる<sup>(96)</sup>。

$$n \cdot Z_g + k = m \cdot Z_i \quad (3-7)$$

**Position of rotor-stator  
vane encounter**

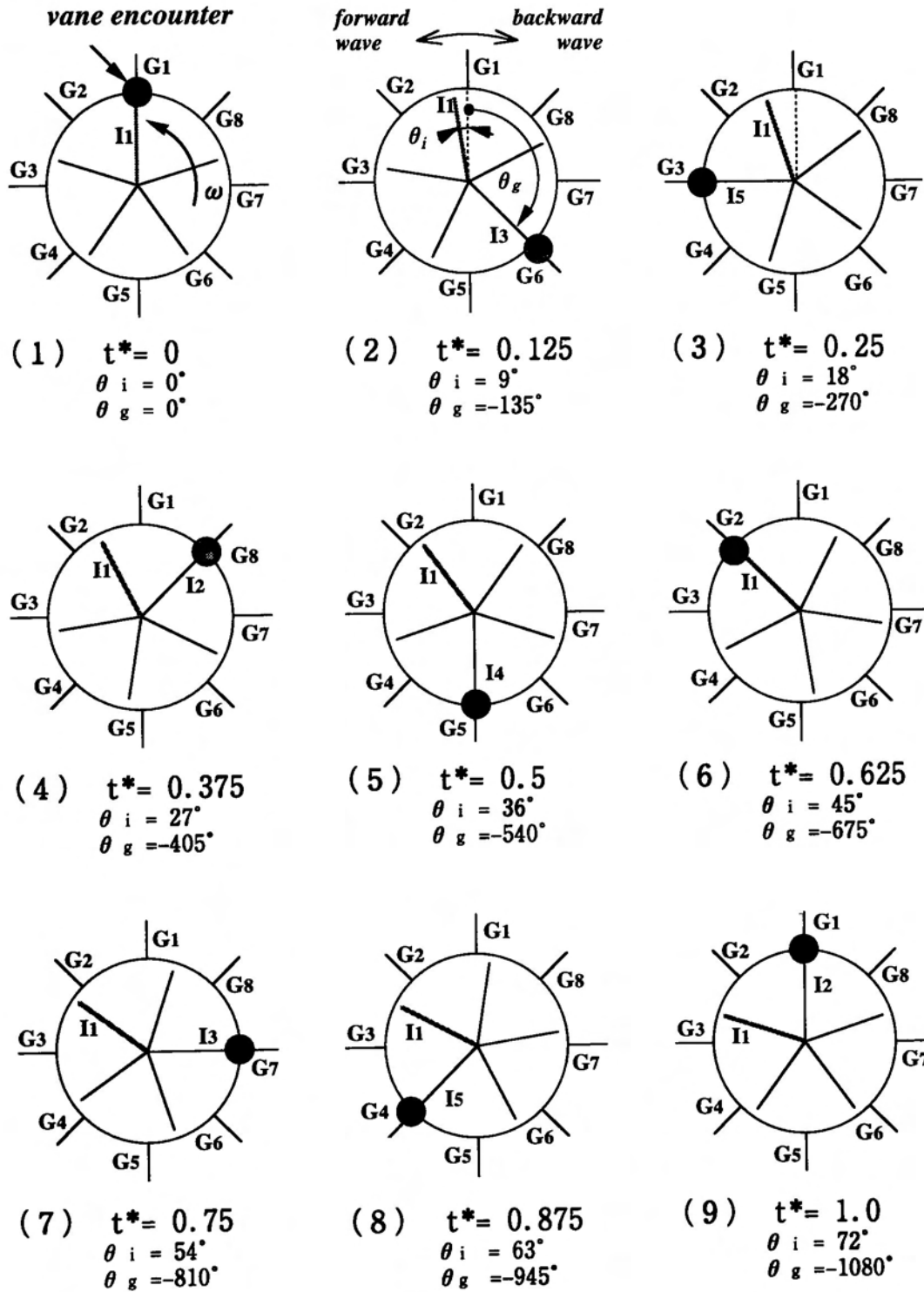


図 3-56 供試ディフューザポンプの回転圧力場



ここで,

$k$ : 直径節の数 (整数)

$k > 0$ : 羽根車と同方向に回転 (進行波)

$k < 0$ : 羽根車と逆方向に回転 (後退波)

$n$ : 回転系に対する励振の次数 (整数)

$m$ : 静止系に対する励振の次数 (整数)

$f_s = mZ_i N$ : 静止系に対する振動数 (Hz)

$f_{ps} = f_s / k$ : 静止系に対する圧力場回転数 (Hz)

この回転圧力場が, ディフューザ部, およびボリュートケーシング部の圧力変動にどのように影響しているかを考えておこう。

図3-57 (a), (b) は, おのおのディフューザベーン入口 $(r_1, c_3)$ およびボリュートケーシング部における $NZ_i$ , およびその調和成分のクロススペクトルである。ディフューザ部では $(r_1, c_3)_H$ , また, ボリュートケーシング部では, V1の圧力変動を基準としたクロススペクトルがベクトル表示されている。ディフューザ部においては,  $NZ_i$ 成分が支配的で $NZ_i$ 以外の調和成分は小さい。一方, ボリュートケーシング

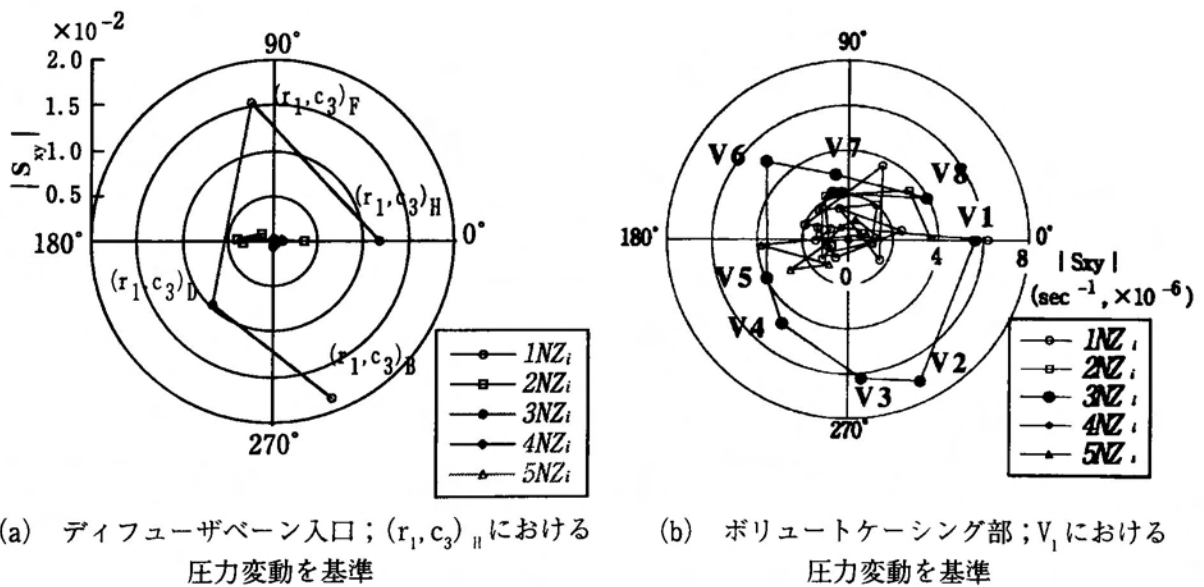


図3-57 クロススペクトルのベクトル表示

部では,  $3NZ_i$  成分は回転方向とは逆に回転していることがわかる。前述のように,  $Z_i=5$ ,  $Z_g=8$  の供試ポンプでは,  $m=3$  (3次高調波) に対して, 式 (3-7) において,  $2 \times 8 - 1 = 3 \times 5$  となる。よって, これは 1 直径節モードに対する回転圧力場 ( $f_s = 3 \times 5 \times N, f_{ps} = -15N$ ) に一致している。

このように, 供試羽根車羽根とディフューザベーンが最接近するときに生じる高圧領域は羽根車回転方向とは逆に回転し, ディフューザ流路内やボリュートケーシングにおける圧力変動の  $3NZ_i$  成分として観察される。

そこで, 羽根付きディフューザおよびそれに続く後のボリュートケーシングにおける圧力変動の  $3NZ_i$  成分に着目し, その時空間分布を示せば, 図 3-56 のようになる。図 3-58 (a) および図 3-58 (b) が, おのおの, ディフューザベーン入口 ( $r_1, c_1$ ) およびボリュートケーシングにおける圧力変動の  $3NZ_i$  成分の時間変化である。図 3-58 の円周上の記号  $A, B, \dots, H$  は流路を表し,  $V1, V2, \dots, V8$  はボリュート上の測定点を表す。図 3-58 は各測定点における瞬時圧力データをフーリエ変換後,  $3NZ_i$  成分のみを抽出して逆フーリエ変換を施すことによって求められている。ただし, 図 3-58 (a) においては測定点 ( $r_1, c_1$ ) は流路 D のみに設けられているため, 他の流路における値は補間により求められたものである。図 3-58 (a) より, 羽根付きディフュー

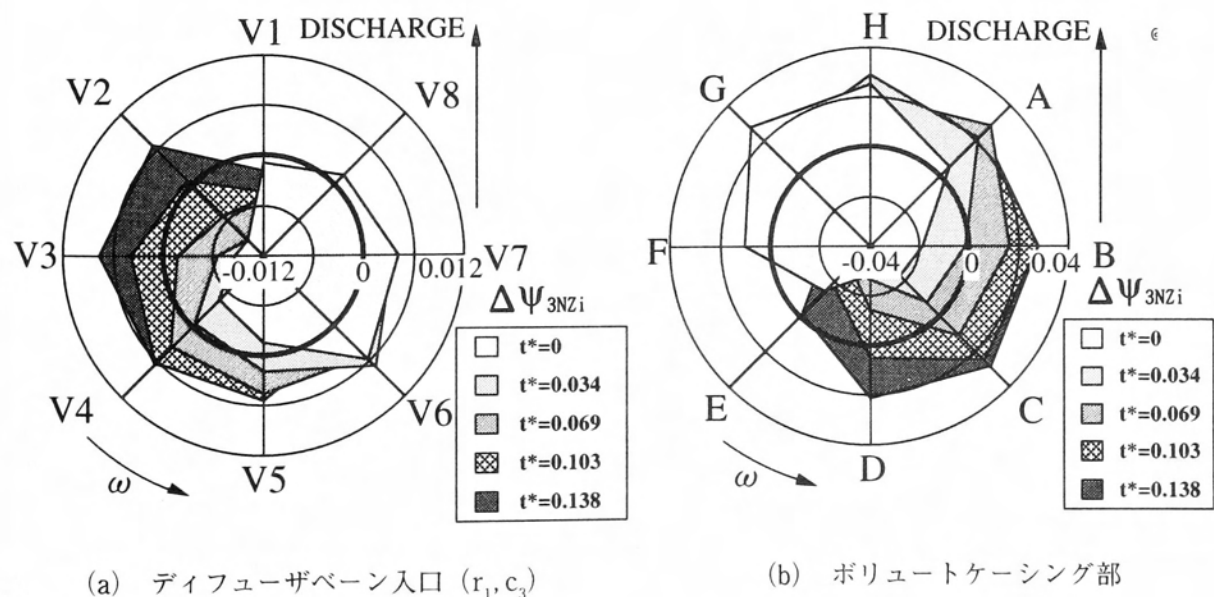


図 3-58  $3NZ_i$  成分の時間変化

ザおよびボリュートケーシング内での圧力変動の $3NZ_i$ 成分は $i^*$ と共に変化し、羽根車回転方向とは逆方向に回転する回転圧力場を形成していることがわかる。

ディフューザポンプ羽根車出口からディフューザ、ボリュートケーシング、ポンプ吐出し口に至る流路壁面での変動圧力測定から、ディフューザベーン流路内の圧力変動は羽根車回転数 $N$ と羽根車羽根枚数 $Z_i$ の積である $NZ_i$ とその調和成分が支配的で、ディフューザ負圧面側前縁部付近で最大となることが確認された。また、羽根車羽根とディフューザベーンとの干渉による圧力変動の $3NZ_i$ 成分は、羽根車回転方向と逆に回転し、羽根車直径を節とする回転圧力場を形成していることが判明すると共に、圧力変動の発生とその特徴が明らかにされた。

## 第4章 感圧導電ゴムを用いた

### 壁面変動圧力分布計測システム

水中構造物や車両、航空機、流体機械内の固体壁面の圧力分布を知ることは、現象を解明する上で有効な手段の一つである。ターボ形ポンプにおいても、圧力分布測定による実験的な研究が行われ、ポンプ羽根車に作用する流体力<sup>(41) (49)</sup>、羽根車とディフューザベーンの干渉による圧力変動<sup>(50) (97)</sup>などが調べられてきた。しかし、2.1節で述べたように、ケーシング壁面や羽根面上の変動圧力分布測定の多くは、静的に安定で、しかも高い応答周波数を有する半導体式圧力センサを用いている<sup>(98)</sup>。このとき、測定精度を保ったままで空間分解能を高めようとするれば、図4-1に示すように、壁面上に多数の取圧孔を設けなければならず、測定孔の加工、コスト上昇などを含めて、計測に関して多大な時間と労力が必要となる。

近年、ロボット工学、人間工学、医学の分野では、接触圧力を視覚的にとらえるために、最新技術<sup>(99)</sup>を応用した様々な触覚センサ<sup>(17) (34) (35) (100)</sup>が開発されている。たとえば、人体など柔軟体の圧力分布、ロボットの触覚センサや医療装具の機能評価<sup>(30)</sup>の際には、IC技術により製作可能となった高価な圧力センサアレイ<sup>(35)</sup>や比較的安価な高分子材料である感圧導電ゴムセンサ<sup>(101)</sup>や感圧導電インクセ

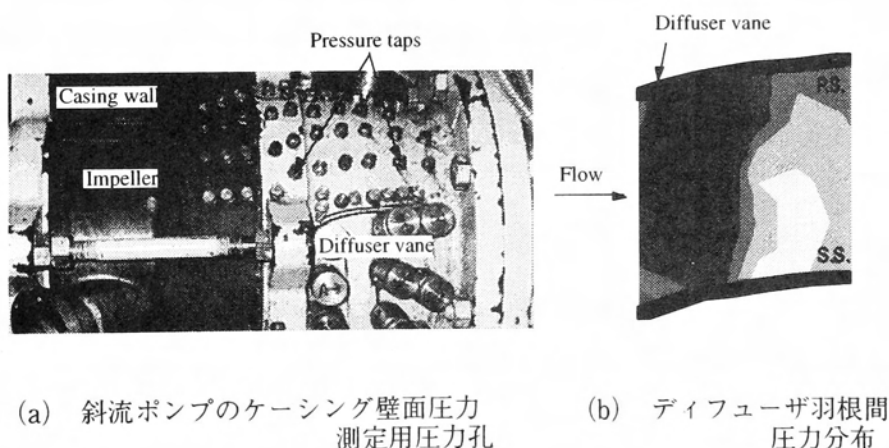


図4-1 ターボポンプ壁面圧力分布測定例

ンサ<sup>(102)</sup>を使用した計測が行われている。これらのセンサの中で、高分子材料である感圧導電ゴム<sup>(100)</sup>は、フレキシブル、高弾性、耐腐食性、高密度測定可能の特長を有していることから、ターボ機械内壁面に作用する流体圧力計測に有効と思われる。しかし、従来の用途は、接触圧力分布や荷重分布の計測が主で、これらの触覚センサを流体圧力測定に応用し、圧力分布をイメージでとらえようとした試みは少ない。

そこで、前章で示した圧力センサの利用では難しいターボ機械内部の変動圧力分布を可視化することを最終目的として、感圧導電ゴムを用いた圧力分布測定センサ、インターフェース、パソコン、データ処理プログラムから成る圧力分布計測システムを開発した。また、圧力分布センサの特性と時間応答性が実験的に調べられ、測定精度が確認されると共に、感圧導電ゴムを用いたセンサの変形が流れに及ぼす影響を数値計算によって推定した。さらに、開発した圧力分布計測システムを用いて、水噴流の衝突する壁面上の圧力分布測定、ディフューザポンプ羽根車とディフューザの干渉によるディフューザ羽根面上の変動圧力分布計測を行い、ターボ機械内部の圧力変動パターン測定に対する本システムの有効性を確認した。

#### 4. 1 圧力分布検出センサ

フェノール樹脂やゴムなどの絶縁性の高分子材料に黒鉛などの導電材料の粉末を混入・分散させることによって導電化できることが知られて以来、感圧導電ゴムは、スイッチ、可変抵抗器、座標入力タブレット、リモコンのキーボード、静電気除去用のゴムマットなどに用いられ、以下の特徴をもつことから注目をあびてきた<sup>(103) (104)</sup>。

- (1) 非常に薄く壁面形状の変化が少ない。
- (2) 柔軟性に富むため、曲面形状でも使用可能である。
- (3) 高弾性である。
- (4) 連続多点同時計測が可能である。

- (5) 切断可能でセンサの大きさや形状を任意に決められる。
- (6) 錆びない。
- (7) 電極と組み合わせることにより簡単に検出器が構成でき、センサ部に電気回路が不要。

感圧導電ゴムの導電機構を図4-2に示す。図のように感圧導電ゴムは不導体であるシリコンゴムと導体で特性変化の少ない球状、塊状の炭素微粒子（カーボンブラック）の複合体である。ゴムの中で連鎖構造のカーボンブラックは圧力が作用しない限り、絶縁状態である。表面に圧力が作用すれば、ゴム内部の連鎖構造が接触

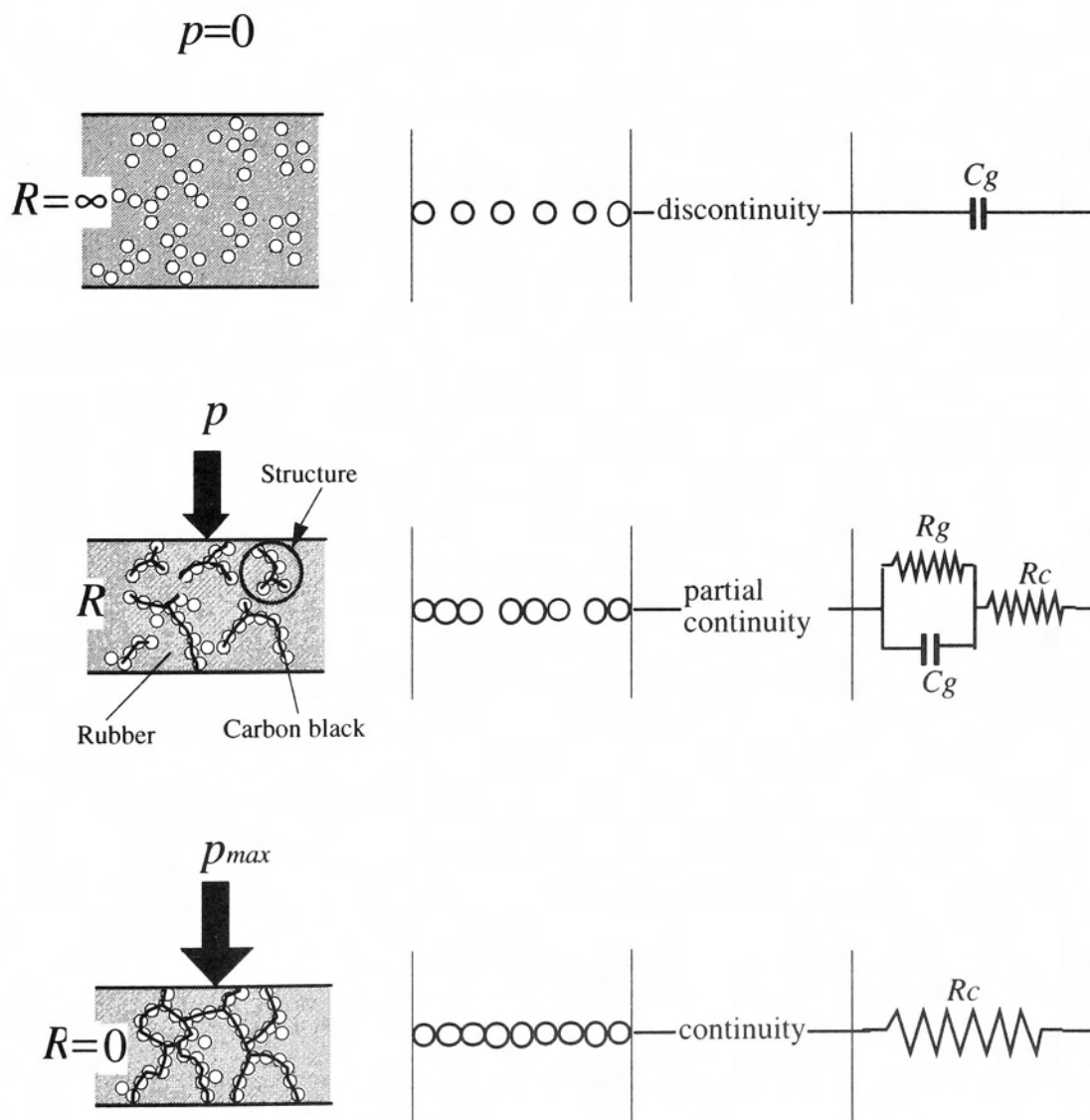
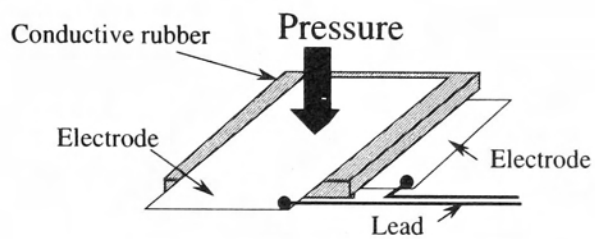
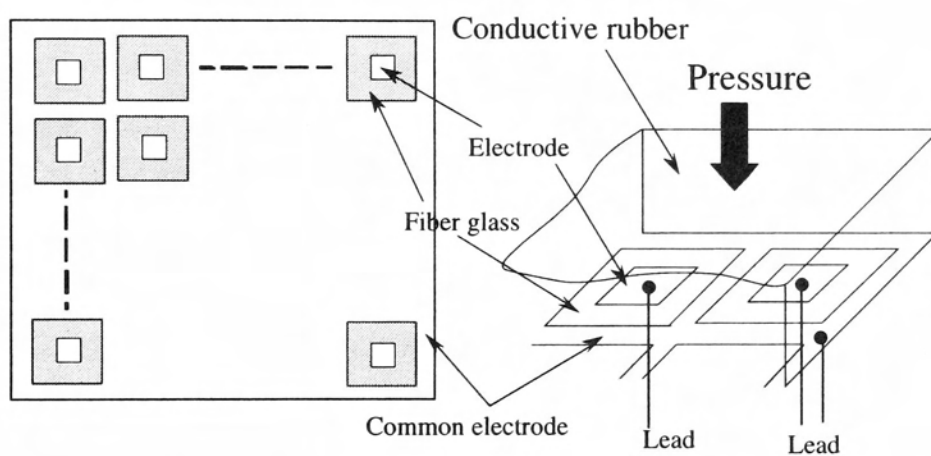


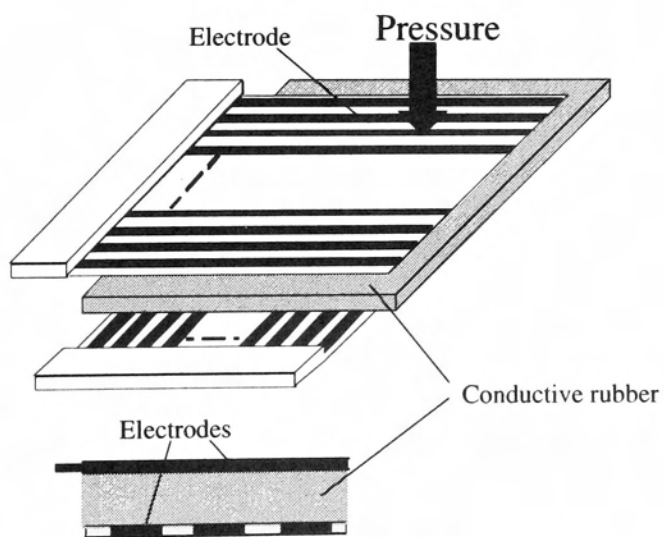
図4-2 導電感圧ゴムの導電機構と原理



(a) セグメントタイプ



(b) ウインドウタイプ



(c) マトリクスタイプ

図4-3 導電感圧ゴムシートを用いた圧力センサの種類

し、電気抵抗が減少する。さらに圧力が増加すると電気抵抗は0となる。また、圧力を取り除けば絶縁状態にもどる可逆変化であり、この特性から圧力変化を電気的な変化としてとらえることができ、圧力センサとして利用可能である。

図4-3に感圧導電ゴムを用いた圧力センサの種類を示す。圧力センサとしては、図4-3 (a) の感圧導電ゴムを電極板で挟み込むセグメントタイプと、図4-3 (b) のように窓枠状の共通電極と各窓枠内に配置された電極間の抵抗変化をとらえるウインドウタイプ、図4-3 (c) の感圧導電ゴムを互いに方向の異なるストライプ電極で挟み込むマトリクスタイプがある<sup>(105)</sup>。ここでは、空間分解能と変動圧力分布計測の目的からマトリクスタイプを採用した。図4-4に製作された圧力分布測定用センサの一例を示す。このセンサは、厚さ0.5mmの感圧導電ゴムを、厚さ0.08mm、幅0.8mm、1.5mm間隔で48本のストライプ銅箔電極線で挟んだ。ゴム上部の行電極と下部の列電極の交点 $48 \times 48 = 2304$ 点が測定点となる。また、センサ表面は、保護と水中での測定を可能とするため厚さ $20\mu\text{m}$ のポリエステルフィルムで覆われている。最近、ストライプ電極は、印刷によって製作できるため、そのピッチ、形状は任意に決定でき、ゴムとともにセンサ形状を自由に選定することができる。現在

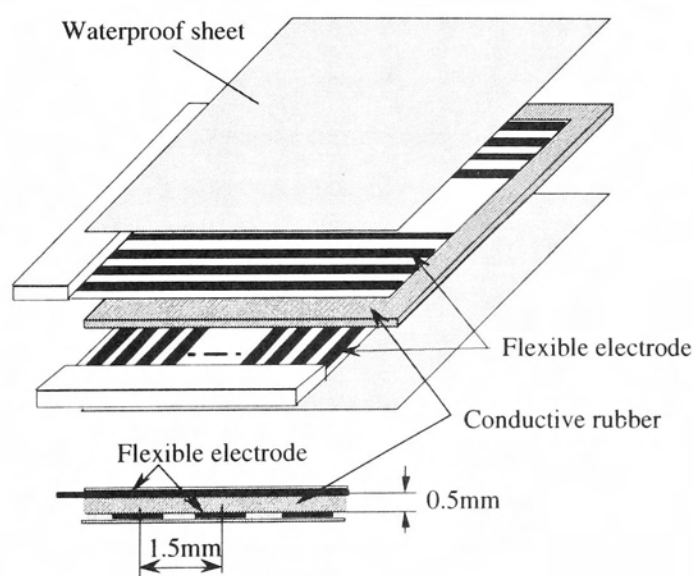


図4-4 圧力分布センサ構造（マトリクスタイプ）



ではマトリクスタイプの感圧導電ゴムは市販されるようになっており、本研究では、自作のものと市販品を併用した。

マトリクスタイプの圧力分布センサによる圧力の検出原理は単純で、圧力が作用した箇所の抵抗値が下がり、この抵抗変化を列、行のストライプ電極を用いて検出する。しかし、この電氣的検出方式では、加圧された点以外からの電流パスが存在し、圧力が作用していない点に出力がでる電流回り込みによる誤差が発生する。このことから、各測定点を独立させ各点ごとに配線を行う方法<sup>(106)</sup>、測定点ごとにダイオードを入れたり、感圧導電ゴムに切れ目を入れ絶縁体を挟む方法<sup>(31)</sup>が提案されている。しかし、これらの方法には空間分解能の低下、配線数の増加や柔軟性の問題、ゴムを加工しなければならない等の制約があり、比較的単純な装置で流れの中の変動圧力分布を計測するという当初の目的に反する。したがって、下条ら<sup>(100)</sup>が高密度フレキシブル型触覚イメージャとして提案した方式を選んだ。それは、電流回り込み等の誤差を少なくした走査方式で、行電極に走査回路で電圧を加え、各列全てに演算増幅器を接続し、電極間の漏洩抵抗による測定誤差をなくする工夫をし、その後、マルチプレクサで列選択してデータを収集する方式である。詳しくは次節のシステム構成で説明する。

なお、感圧導電ゴムは前述の特徴をもっているが、以下に示す問題点があることが指摘されている。

- (1) 繰り返し荷重の耐久性
- (2) 一定圧力下でのクリープ現象
- (3) 加圧・減圧のヒステリシス現象
- (4) 衝撃圧力に対する応答性
- (5) 加圧による材料の変形

これらの問題のうち、(1)に関しては、用途の拡大に伴って、ゴム自身の耐屈曲疲労性向上も検討されており、また、圧力校正試験の回数を多くすることで精度向上が望め、(2)の問題は変動流体圧力を測定対象としていることから小さいと考えられ、(3)、(4)、(5)については定常特性試験として実験的に調べたので、後に

その結果を述べる。さらに、(5) に関しては、圧力分布センサ表面の変形と流れへの影響を数値計算によって推定した。

## 4. 2 圧力分布計測システム

感圧導電ゴムを用いた圧力分布測定用センサの高密度の測定点データを走査方式で測定し、変動圧力場の情報を素早く得るにはシステム化が必要である。ここでは、パソコンを利用した圧力分布イメージ計測システムを開発したので、そのハードウェア構成と計測プログラムについて述べる。

本研究では、下条らの方法<sup>(100)</sup>を参考にして、パソコンを利用した圧力分布センシングシステムを試作した。図4-5はそのハードウェア構成である。システムは圧力分布センサ部、センサの電源供給の走査と検出信号を増幅するインターフェー

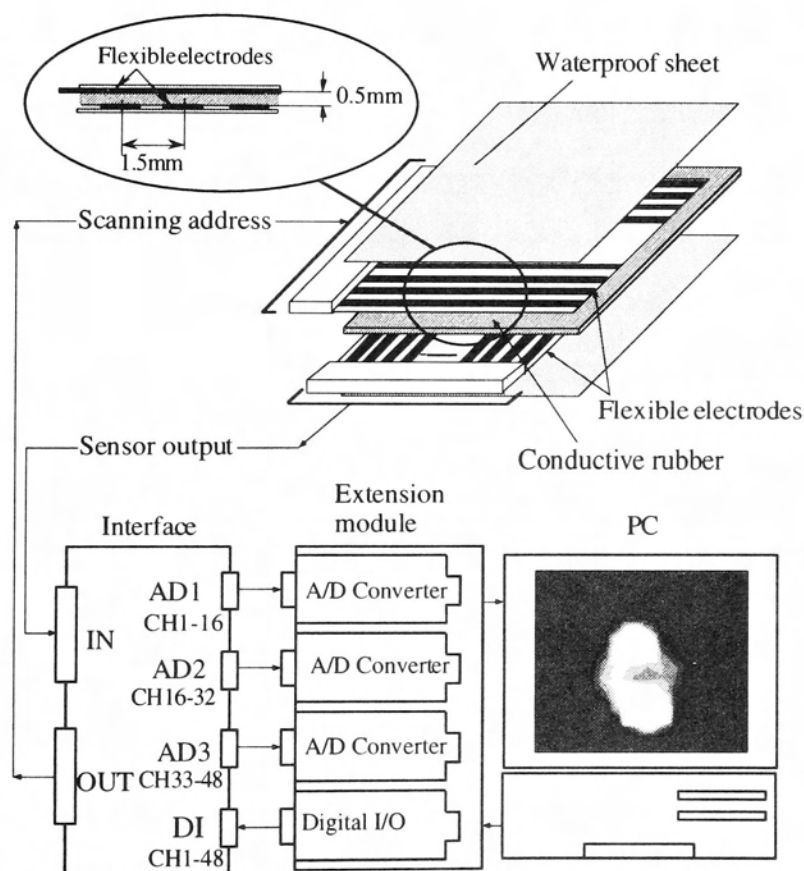


図4-5 圧力分布計測システムの構成

ス部、パソコンとインターフェースのデータ交換をおこなう入出力部（デジタル入出力装置、A/D変換器）、処理解析部から成る。このシステムでは1回の走査で最大2304点（ $48 \times 48$ ）のデータ収集が可能である。

さらに、インターフェース部は感圧導電ゴムの抵抗値変化、印加電圧、入出力部の仕様や各電極間の電流回り込み（電流パス）を考慮して設計製作した。製作したインターフェースボードの回路の概略を図4-6に示す。図中には、各ポートの回路の一部を示している。以下に各部の詳細を示す。

- (1) 電源供給部は、パソコン I/O ボード T T L レベルパラレル出力モジュールの信号を受けてフォトモスを駆動し、電源を供給するものである。電流パス防止の観点から、指定ポート以外の出力は零電位にする必要があるので、フォトモスはオン抵抗の少ない変換仕様のものを使用した。なお、供給電圧は 6 V、切替チャンネル数は最大 48 とした。
- (2) 入力の抵抗／電圧変換部は、抵抗／電圧変換用 O P アンプを用い、O P アンプの内部抵抗を利用して測定ライン以外を入力電圧は零電位とし、電極間の漏洩抵抗による測定誤差をなくす工夫をした。
- (3) インターフェース電源ユニットは、入力を A C 1 0 0 V、出力を圧力分布セ

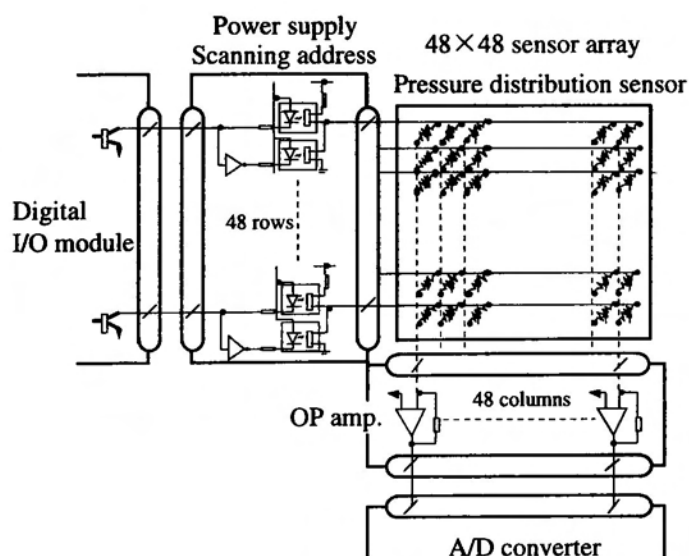


図4-6 インターフェースの回路図

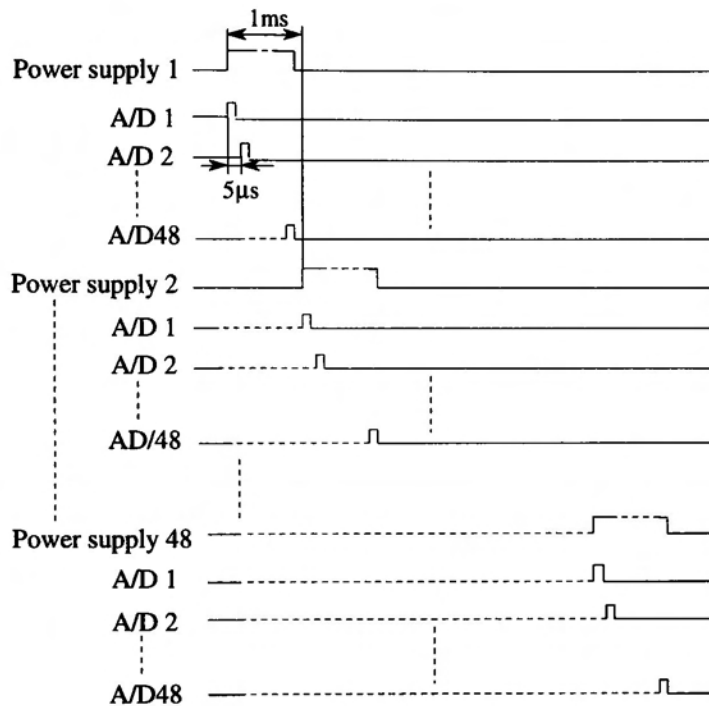


図4-7 計測システムのタイムチャート

ンサ供給用，インターフェースボード用として（DC-6V, 0.1A），（DC-5V, 0.6A），（DC-15V, 100mA）とした。

圧力分布イメージ計測システムのタイミングチャートを図4-7に示す。このシステムでは，電源供給ボードに使用したフォトモスのON, OFF時間が約1ms要するため，供給側を低速で切替えてA/D変換を高速で行う形式とした。圧力検出の手順は以下のとおりである。

- (1) データ収集開始と共にパソコンのデジタル入出力装置のポートから，インターフェースの電源供給ボードのポート1に電源供給信号が送られる。
- (2) ポート1に電源供給が行われた後，抵抗／電圧変換ボードの1から48のアンプで増幅された信号が，5msのサンプリング周期で順次A/D変換され，A/Dボード上のメモリに転送され，その後パソコン上に送られる。
- (3) 電源供給ポート1のA/D変換が終わり，データが収集されたら，デジタル入出力装置から走査信号が送られ，ポート2に電源供給が切替えられ，A/D変換が開始される。

(4) 上記走査をポート 48 まで繰り返し、2304 点の圧力分布が計測される。このシステムでは、プログラムの理解と変更が容易な BASIC 言語を使用しているので、データ収集開始から終了まで、2304 (48×48) 点で 0.5s, 256 (16×16) 点で 0.05s である。

上述の圧力分布計測システムには、ハードウェアを動作、制御するためのプログラムと処理プログラムが必要である。計測ソフトウェアのプログラムは、起動と同時にパソコン拡張ボードの初期化が行われ、計測可能状態となる。計測・処理プログラムは

- (1) 測定範囲指定
- (2) データ収集
- (3) 電圧－圧力変換
- (4) 測定データの書き出し
- (5) グラフィック表示
- (6) 全圧力荷重計算
- (7) データ保存
- (8) データ読み込み

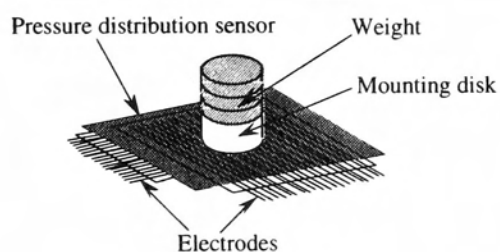
のサブルーチンから成る。測定範囲は最大 48×48 まで任意に設定できる。データ収集後、較正曲線を用いて、圧力に換算した後、センサに作用している全圧力計算などを行う。また、計測データは、パソコン画面上に 3 次元分布や等圧力線として、カラー表示し、圧力分布イメージを速やかに確認できるようにしている。なお、収集データはフロッピーディスクに保存され、データの読み込みも可能である。

#### 4.3 圧力分布センサの特性

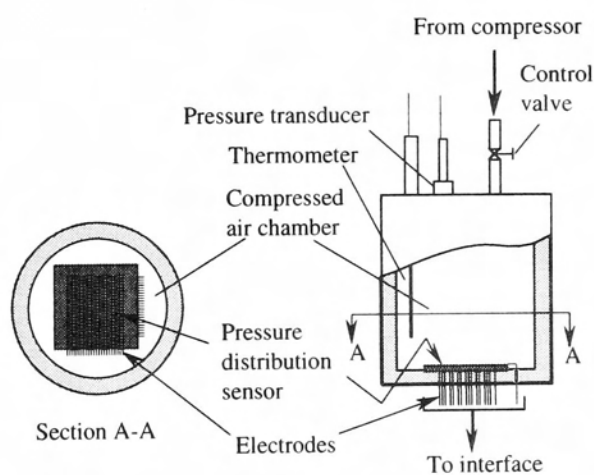
これまで述べた圧力分布センサおよび計測システムを用いることにより、原理的には、圧力分布を連続的に収集することが可能である。しかし、得られた圧力分布

データを物理量に変換するための感圧特性, 感圧導電ゴム内に分布するカーボンブラックの均一性, 加圧時と減圧時のヒステリシス, 変動圧力に対する時間応答特性などは各圧力分布センサにより異なるから, 事前に調べておくことが必要である。

一般に, 感圧導電ゴムの荷重-抵抗特性は, 図4-8 (a) に示すように, 一定面積の押圧子に錘をのせ, 加えられた圧力と抵抗値の関係から求められている。本研究の圧力分布イメージ計測システムは流体機械内の変動圧力分布の計測を目的としているため, このほかに図4-8 (b) の装置を用いて, 流体圧力に対する抵抗値変化も調べた。荷重試験では, 面積 $5\text{cm}^2$ の押圧子に重さが既知の錘を順次載せ, そのときの抵抗値変化を計測した。加圧試験では, 高压タンクから圧力調整弁で減圧された圧力が供給され, 温度・圧力一定条件のもとで, 容器内の圧力を基準半導体



(a) 荷重校正試験



(b) 圧力校正試験

図4-8 圧力分布センサの圧力校正試験装置

式圧力センサで測定し、同時に感圧導電ゴムの出力信号を計測する。なお、加圧時と減圧時の履歴現象の有無を知るため、測定は、加圧、減圧両方向に対して行った。圧力分布センサの均一性検査のため、測定位置は、圧力分布センサの中央と四隅の計5箇所が選ばれた

図4-9は、感圧導電ゴムの感度特性を調べる製品検査でよく行われている荷重－抵抗試験結果を示す。試験は、面積 $5\text{cm}^2$ の押圧子にあらかじめ重さが既知の錘を順次のせ、そのときの抵抗値変化を計測した。なお、加圧時と減圧時の履歴効果を調査するため、測定は、錘を加える方向と取り除く方向、両方で行った。測定位置は、図4-10中に示された圧力分布センサの中央と四隅の計5箇所である。各測定位置の傾向はほぼ等しかったので、図では中央部分の結果のみを示している。圧力分布センサとしての感圧導電ゴムは、前項の検出原理で説明したように、圧力が加えら

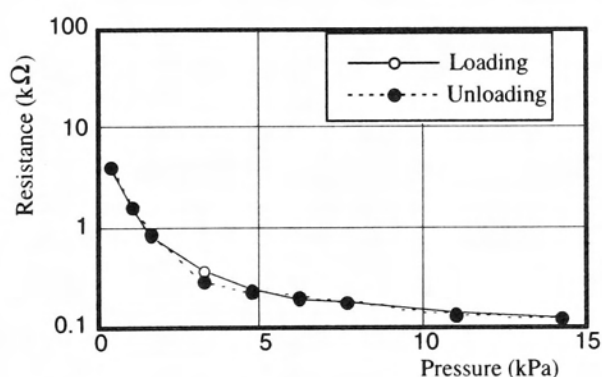


図 4-9 荷重－抵抗試験結果

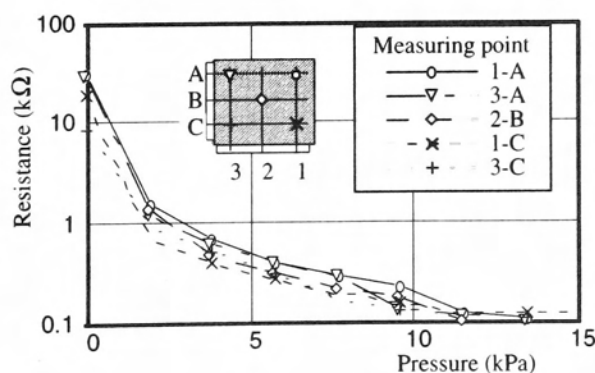


図 4-10 圧力－抵抗試験結果

れない状態で、絶縁状態にあり、圧力が作用すると抵抗値は次第に小さくなり、抵抗値が0に近づく。抵抗値が0.1k $\Omega$ 以下では炭素粒子の完全接触によって圧力に対して抵抗値が変化しなくなる。このことから、圧力に対して抵抗値10k $\Omega$ ～0.1k $\Omega$ の範囲で安定した測定が可能となる。また、荷重を加える側と取り除く側の傾向は良い一致を示し、定常加圧試験で見ると、ヒステリシスは小さい。

本研究で開発した圧力分布イメージ計測システムは、流体機械内の変動圧力分布の計測を目的としている。したがって、図4-9に示した物体接触圧力の結果と同時に流体圧力に対する圧力分布センサの感度特性を調べておく必要がある。図4-10は、図4-8 (b) に示した圧力校正試験装置を用いた結果の一例である。測定は、テスト容器内に感圧導電ゴムを用いた圧力分布センサを設置し、コンプレッサーで加圧された高压タンクから圧力調整弁で減圧された圧力が供給される。温度一定条件のもとで容器内が一定圧力になったら、容器内の圧力を基準圧力センサで測定し、同時に感圧導電ゴムの電極間の抵抗値を計測する。以上の操作を印加圧力を変化させながら繰り返し、感度特性を調べる。なお、感圧導電ゴム内の炭素粒子の均一性を確認するため、電極間抵抗は数カ所で測定している。加圧試験の結果、押圧子による物体接触圧力と同様に圧力の増加とともに抵抗が減少し、その傾向も定性的に一致している。また、場所による感度特性の変化も小さく、圧力分布をイメージ的にとらえるには十分である。図4-9と4-10の比較から、荷重－抵抗試験と圧力－抵抗試験のいずれにおいても圧力分布センサの感度抵抗特性はほぼ一致することが確認された。

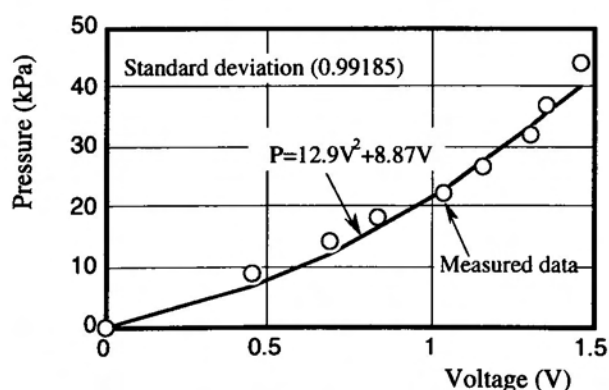


図4-11 圧力校正試験結果の一例



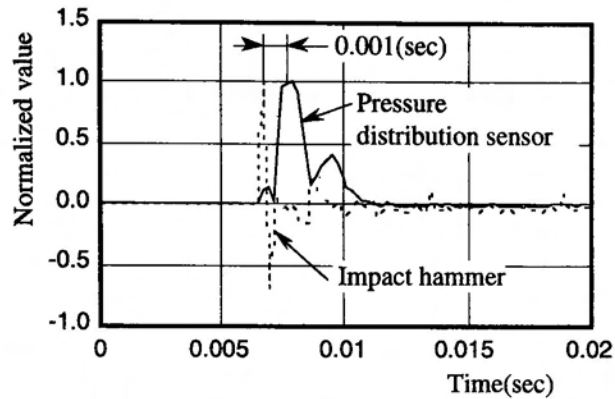


図4-12 圧力分布センサの応答特性

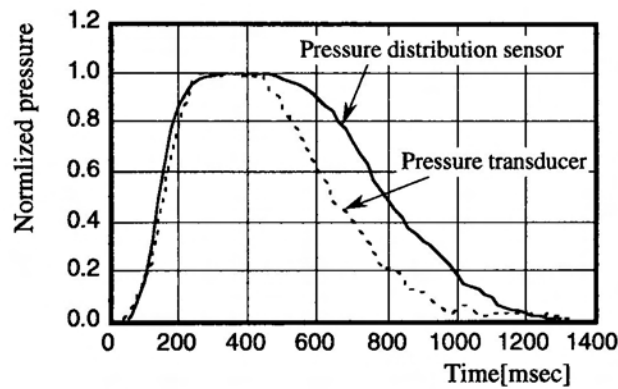


図4-13 圧力分布センサと圧力センサの時間応答

つぎに、圧力分布センサ計測システムを用いて、測定される電圧データを圧力に変換する校正式を求めた。図4-11は図4-8 (b) の装置で得られた圧力校正試験結果である。この結果、圧力と電圧の関係が求められ、パソコンで収集された電圧値データがデータ処理ソフトウェアによって、圧力に変換される。

さらに、本研究では、変動圧力場の計測を目的としているため、圧力分布センサの圧力変化に対する時間応答特性についても調べた。時間応答特性は、衝撃荷重を加速度計を取り付けたハンマーで与え、その信号と衝撃荷重に対する感圧導電ゴムの電圧信号の時系列データを比較することにより調べた。図4-12にその結果を示す。図中の感圧ゴムの電圧変化と加速度計の出力信号は、それぞれの最大値で無次

元化されている。ハンマー打撃による加速度計出力のピークの約1ms後に圧力分布センサ出力のピーク値が現れていることから、開発した圧力分布計測システムの応答周波数は約1kHzで、ターボポンプ内の羽根車羽根通過周期を基本とする変動圧力場を十分とらえることができると判断される。図4-13は空気圧力変化に対する応答を見るため、図4-8 (b) の加圧試験装置内の圧力をバルブの急開によって加え、その後、圧力室を大気解放し、減圧したときの圧力センサと圧力分布センサ（感圧導電ゴム）の出力信号の時間変化を記録したものである。圧力センサ、圧力分布センサと圧力供給孔の位置関係により、加圧時と減圧時の応答時刻は一致していないものの、時間経過による圧力上昇、低下の傾向はほぼ一致し、圧力変化の状態をとらえていることがわかる。

#### 4. 4 圧力分布センサの変形と流れに対する影響

圧力センサの測定原理は、圧力による受圧面の変形量を検知しようとするもので、通常、流れに対する受圧面の変形は、その量が小さいためにさほど問題とはならない。しかし、開発した変動圧力分布計測システムの圧力分布センサは、その構成要素がゴムであるため、曲面形状でも使用可能、形状を任意に決められるなどの長所を持つ反面、センサ材料の弾性係数が小さいため、圧力分布センサに外力が作用したとき変形する可能性がある。荷重測定の場合、その変形は荷重作用点以外の点での出力信号に影響を及ぼす以外、さほど問題とはならない。しかし、流体圧力計測の場合、測定壁面の形状変化として現れ、この変形が圧力分布センサ近傍の流れに影響を及ぼすことも十分考えられる。ここでは、センサの変形量とそれによる流れへの影響を数値計算により推定し、検討する。

##### 4. 4. 1 圧力分布センサの変形

これまで、荷重分布測定センサとして用いられる感圧ゴムについて、保護目的で設けられた弾性体カバーの圧力分布センサ空間分解能に及ぼす影響が理論的に調べ

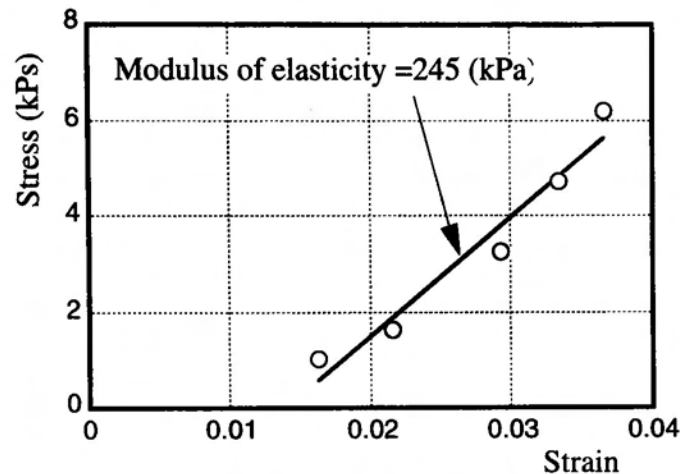


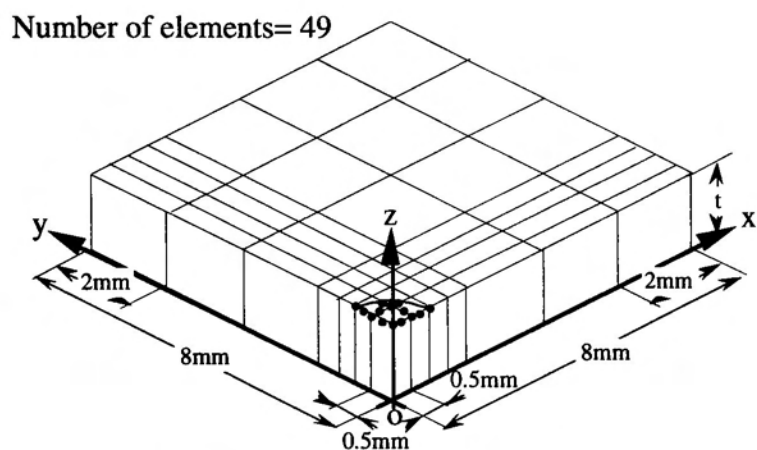
図4-14 感圧導電ゴムのヤング率

られた<sup>(97)</sup>。また、圧力分布センサの信頼性検証に三次元弾性接触問題の結果と比較する方法<sup>(30)</sup>など材料力学を用いた解析が行われ、センサの厚みへの影響が調べられてきた。ここでは、3次元の弾性問題の解析法を用い、圧力分布センサに外力が作用した際の測定表面での変位量、応力、他の測定点への影響を、3次元のアイソパラメトリック要素を用いた有限要素解析プログラム<sup>(107)</sup>を用いて推定した。

まず、有限要素解析に必要な感圧導電ゴムのヤング率をあらかじめ実験的に求めることとした。実験は、感圧導電ゴムを押圧子で挟み込みマイクロメータで外力を加えながら、そのときの変位、抵抗値を測定し、変位と抵抗値の関係を調べる。つぎに、4.3節で得られた感圧導電ゴムの抵抗と圧力の関係から、抵抗値と外力が対応づけられ、図4-14に示す感圧導電ゴムのひずみと外力の関係が得られる。この結果から、ヤング率を推定すると図中に示す $E=245\text{kPa}$ が得られる。この結果は、一般ゴムのヤング率 $E=98\text{kPa}$ に比較して、ゴム中にカーボンが含まれているため幾分大きくなっている。以後の有限要素解析には実験で求められたヤング率を用いる。

解析では、静的平衡条件と微小変形が仮定されている。圧力分布センサ表面上に $x$ 、 $y$ 座標、厚み方向に $z$ 座標をとり、問題の領域の要素分割を図4-15 (a)のように6面体要素に分割し、要素ごとにヤング率とポアソン比を一定とした。圧力分

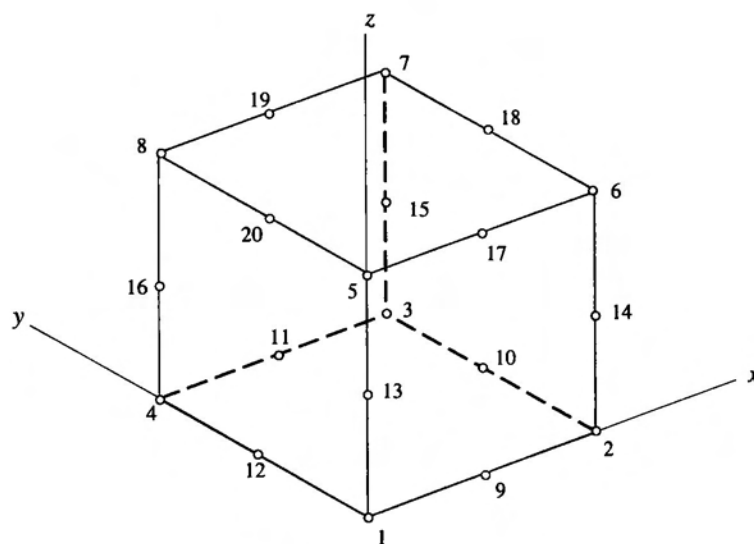
布センサは  $x$  軸,  $y$  軸に対して対称であるため, 第一象限 (1/4) の領域について要素分割している。要素数は 49, 1 要素の 8 頂点と 12 稜に 12 点, 合計 20 個の節点の番号を図 4-15 (b) のようにつけ, 合計節点数 416 を設定した。境界条件として,  $z = t$  の原点を中心に半径 1 mm 内にある節点●に外力を与える, また, 対称性から切断した  $x = 0$  で  $y$  方向変位が 0,  $y = 0$  で  $x$  方向変位が 0, セン



#### Boundary conditions

Displacement to  $z$  direction = 0 at  $z = 0$   
 Displacement to  $x$  direction = 0 at  $y = 0$   
 Displacement to  $y$  direction = 0 at  $x = 0$

(a) 要素分割



(b) 節点番号

図 4-15 計算領域と要素分割

サの構造から  $z = 0$  の固体壁面側で  $z$  方向変位が 0, その他の節点では, 外力を 0 とした。

計算条件は, 1 測定点付近に測定限界圧力が作用する場合を想定した。原点回りに与える外力は, 圧力分布センサの校正実験で求められた測定限界圧力を節点に集中して作用している外力で置き換えた。図 4-16 は  $z$  方向変位量をセンサ厚みで無次元化したひずみの分布を表している。圧力が作用している直径 2mm の部分でひず

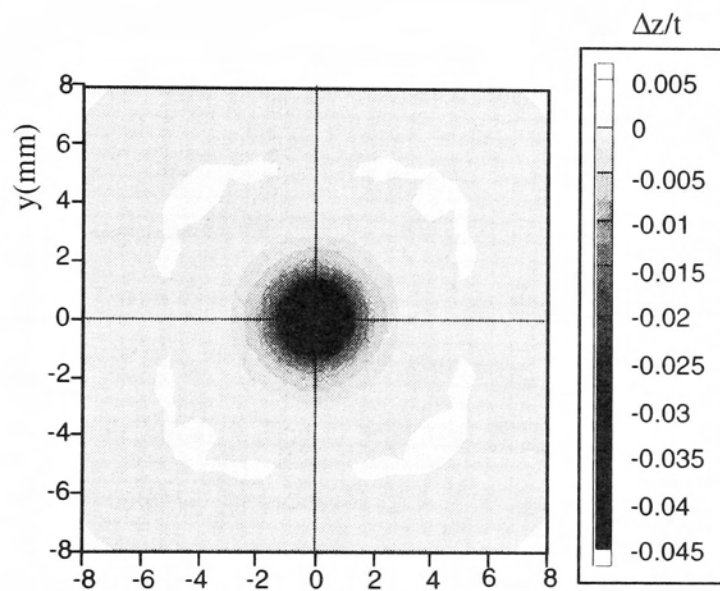


図 4-16 センサ厚さ方向の変位量

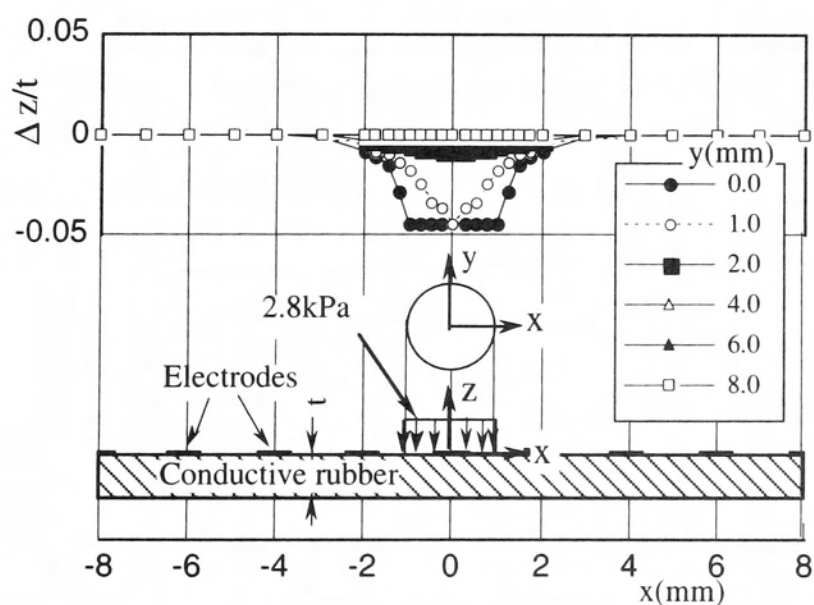


図 4-17  $z$  方向変位量の計算値

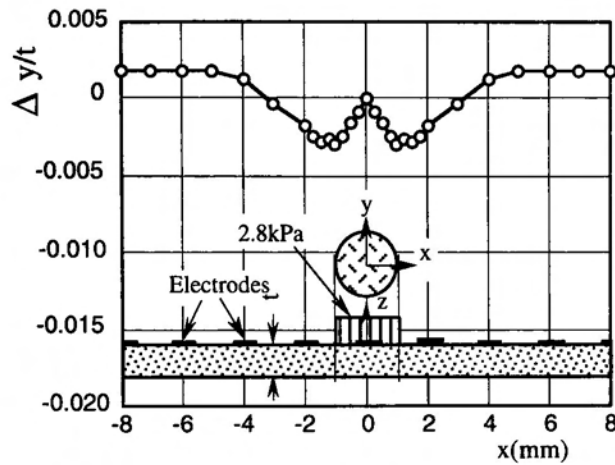


図 4-18 y 方向変位量の計算値

みが大きく、その影響によって周囲が変形していることが確認される。図4-17は、任意断面  $y = \text{一定}$  における  $z$  方向ひずみを示している。電極線の間隔を 2 mm としたとき、測定限界圧力が作用している点の前後の測定点の変位量は、厚みの 0.5% 以内である。このことから、ある 1 測定点まわりに測定限界圧力が作用した極端な場合であっても、まわりの測定点への影響はあまりないことが確認された。また、測定限界圧力が作用したときの最大変位はセンサ厚みの 4% 程度であることが確認された。図 4-18 は圧力が作用した場合の表面の引き込み量を調べたものである。 $x=0$  におけるセンサ表面方向の変位量  $y$  の変化をみれば、最大 0.003 と小さく、 $z$  方向変位の 1/20 程度であった。

なお、実測で求められた圧力分布、荷重分布の結果を境界条件として与えることにより、同プログラムにより圧力分布センサの変形を推定することも可能となる。

#### 4. 4. 2 変形が流れに及ぼす影響

前項では、圧力が作用したときの圧力分布センサの変形を 3 次元有限要素解析法によって推定し、変形がまわりの測定点の形状に大きな影響を及ぼさないことを確認した。ここでは、その変形が流れにどのような影響を及ぼすかを数値計算によって調べる。ターボ形ポンプ羽根車出口での高圧、低圧部は、静止壁面に取り付けら

れた圧力分布センサから見れば、羽根車の回転とともに移動すると考えられる。ここでは、高圧部移動に伴って、感圧導電ゴムで製作された圧力センサの変形部が移動した場合の流れに対する影響を推定してみる。壁面が変形しながら移動する問題は、流路壁のぜん動運動による輸送現象、生体流体力学の問題としてしばしばとりあげられ、流路幅に対して壁面の変形の少ない場合の解析法<sup>(108)</sup>、Re数の小さな場合の有限要素解析<sup>(109)</sup>、慣性力が支配的な領域でのポテンシャル流れの仮定による解析<sup>(110)</sup>などがあるが、これらはレイノルズ数範囲が比較的狭いものが多い。そこで、ここでは、川橋ら<sup>(111) (112)</sup>が有限波列のぜん動運動管内流れの解析に用いた広いレイノルズ数範囲で任意変形の流れの解析が可能な方法を利用することとした。

この場合、固定座標系において解析することとして、移動境界壁面の非定常流れを解くこととする。ここで、適用レイノルズ数範囲を広くするため基礎式はナビエ・ストークスの式を用い、解析はMAC法<sup>(113) (114)</sup>の手順を一部単純化した方法を用いる。

MAC法は、本来自由表面を有する非圧縮性非定常流れに対する解法で、アルゴ

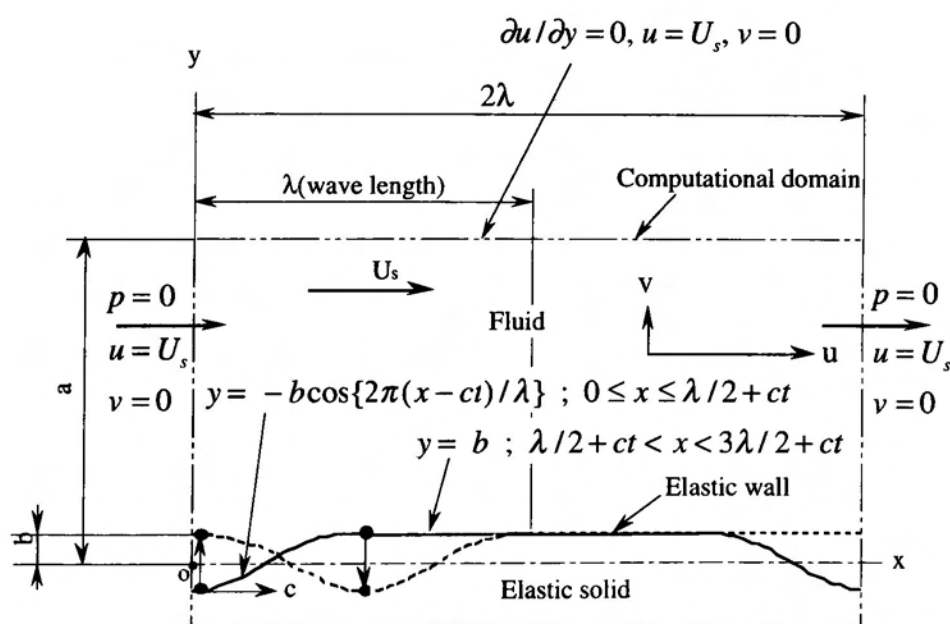


図 4-19 圧力分布センサ近傍の計算領域

リズムはオイラー的差分を基礎とし、分割したセル内に配されたマーカの追跡により自由表面を扱うものである。川橋らの方法はM A C法におけるセル分割、差分法はそのままで圧力の計算手順を単純化し、さらにマーカを除いたものである。数値解析の対象とする流路は、図4-19に示すような2次元流路である。流路上流、下流の条件は圧力一定で流路に接続されているものとする。流路流れに対する基礎式は連続およびナビエ・ストークスの式であり、無次元量で表せば、

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (4-1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial T} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} &= -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \\ \frac{\partial V}{\partial T} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} &= -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \end{aligned} \quad (4-2)$$

となる。

境界条件は、

(1) 移動壁面上で

$$Y = b \cos\{2\pi(x - ct)/\lambda\}/a$$

$$U = 0$$

$$V = dY/dt$$

(2) Y=0 上で

$$\partial U / \partial Y = 0, \quad V = 0$$

(3) 上流、下流端で

$$P = \text{一定}$$

である。図4-19の流路をM A C法の手順にしたがってセル分割し、基礎式を差分化する。図に示すように、x方向長さ $\delta X$ 、y方向長さ $\delta Y$ であり、各辺上に速度U、V、セル中心に圧力Pが定められる。図4-20に示すように変形1波形分を含む長方



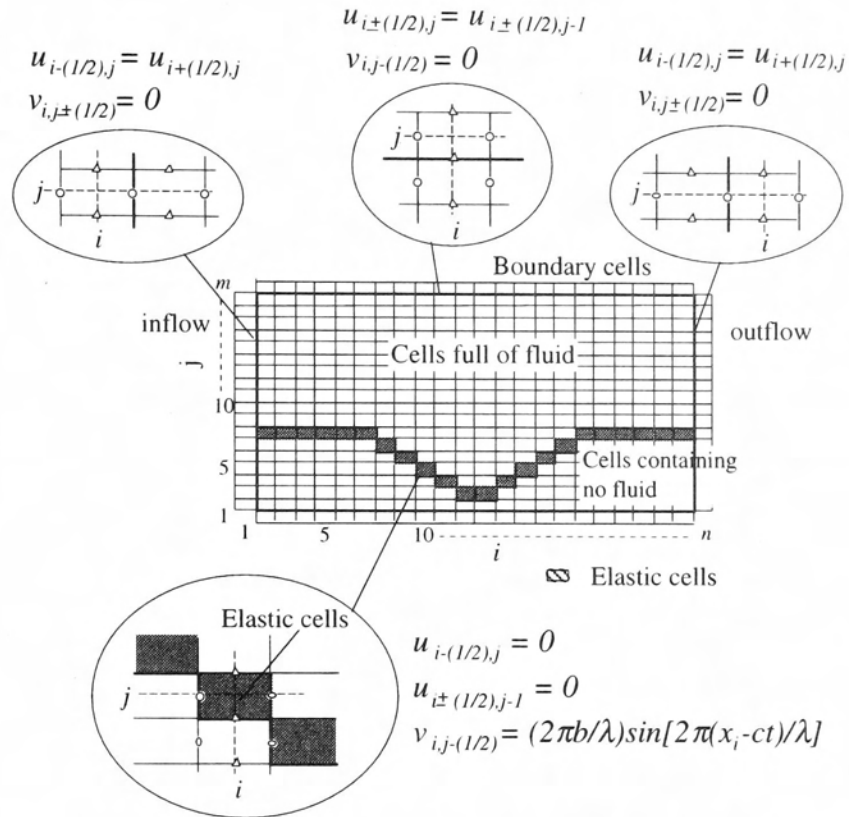


図4-20 圧力分布センサ近傍の計算領域とセルの分割

形領域を x 方向に 100 分割, y 方向に 100 分割し, その外側に 1 列ずつ境界セルを設ける。これらのセルは各計算時間ごとに流体領域セル, 移動壁セル, 非流体領域セルに分割され移動壁面の進行と共に各セルは別のセルへと変化する。

基礎式は図4-20に示すセル上で定義される速度成分, 圧力より次式のように差分化される。式 (4-2) の差分化では, 対流項を

$$\begin{aligned}
 U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} &= \frac{\partial U^2}{\partial X} + \frac{\partial UV}{\partial Y} \\
 U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} &= \frac{\partial UV}{\partial X} + \frac{\partial V^2}{\partial Y}
 \end{aligned}
 \tag{4-3}$$

とすれば, 連続の式およびナビエ・ストークスの式の差分化式は,

$$\frac{1}{\delta X}(U_{i+(1/2),j}^n - U_{i-(1/2),j}^n) + \frac{1}{\delta Y}(V_{i,j+(1/2)}^n - V_{i,j-(1/2)}^n) = 0 \quad (4-4)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\delta T}(U_{i+(1/2),j}^{n+1} - U_{i+(1/2),j}^n) + \frac{1}{\delta X}[(U_{i+1,j}^n)^2 - (U_{i,j}^n)^2] \\ & + \frac{1}{\delta Y}[(UV)_{i+(1/2),j+(1/2)}^n - (UV)_{i+(1/2),j-(1/2)}^n] = -\frac{1}{\delta X}(P_{i+1,j}^n - P_{i,j}^n) \\ & + \frac{1}{\text{Re}} \left[ \frac{1}{(\delta X)^2}(U_{i+(3/2),j}^n + U_{i-(1/2),j}^n - 2U_{i+(1/2),j}^n) + \frac{1}{(\delta Y)^2}(U_{i+(1/2),j+1}^n + U_{i+(1/2),j-1}^n - 2U_{i+(1/2),j}^n) \right] \\ & \dots \dots \dots (4-5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\delta T}(V_{i+(1/2),j}^{n+1} - V_{i+(1/2),j}^n) + \frac{1}{\delta Y}[(V_{i,j+1}^n)^2 - (V_{i,j}^n)^2] \\ & + \frac{1}{\delta X}[(UV)_{i+(1/2),j+(1/2)}^n - (UV)_{i-(1/2),j+(1/2)}^n] = -\frac{1}{\delta Y}(P_{i,j+1}^n - P_{i,j}^n) \\ & + \frac{1}{\text{Re}} \left[ \frac{1}{(\delta X)^2}(V_{i+1,j+(1/2)}^n + V_{i-1,j+(1/2)}^n - 2V_{i,j+(1/2)}^n) + \frac{1}{(\delta Y)^2}(V_{i,j+(3/2)}^n + V_{i,j-(1/2)}^n - 2V_{i,j+(1/2)}^n) \right] \\ & \dots \dots \dots (4-6) \end{aligned}$$

で表せる。ここで、対流項に現れる速度成分の2乗項および積の項は、次式で計算する。

$$(UV)_{i+(1/2),j+(1/2)} = \frac{1}{4}(U_{i+(1/2),j+1} + U_{i+(1/2),j})(V_{i+1,j+(1/2)} + V_{i,j+(1/2)}) \quad (4-7)$$

境界セルおよび移動壁セルに接する非流体領域セルは境界条件を満たすように計算され、川橋ら<sup>(108)</sup>、Hirt<sup>(110)</sup>と同様に、以下の手順により進められる。

- (1) 時刻nの初期条件を $P^n, U^n, V^n$ と設定
- (2) 時刻n+1の $U^{n+1}, V^{n+1}$ を式(4-5)，(4-6)より計算
- (3) 得られた $U^{n+1}, V^{n+1}$ は連続式を満たしておらず，

$$D_{i,j} \equiv \frac{1}{\delta X} (U_{i+(1/2),j}^{n+1} - U_{i-(1/2),j}^{n+1}) + \frac{1}{\delta Y} (U_{i,j+(1/2)}^{n+1} - U_{i,j-(1/2)}^{n+1})$$

したがって、連続の式を満足するように以下の手順で修正し、

$$\delta P_{i,j}^l = -\beta D_{i,j}^l$$

$$\left( \text{ここで, } \beta = \frac{\omega}{2\delta T [1/(\delta X)^2 + 1/(\delta Y)^2]} \right)$$

$$[P_{i,j}^n]^{l+1} = [P_{i,j}^n]^l + \delta P_{i,j}^l$$

$$[U_{i\pm(1/2),j}^{n+1}]^{l+1} = [U_{i\pm(1/2),j}^{n+1}]^l \pm \frac{\delta T}{\delta X} \delta P_{i,j}^l$$

$$[V_{i,j\pm(1/2)}^{n+1}]^{l+1} = [V_{i,j\pm(1/2)}^{n+1}]^l \pm \frac{\delta T}{\delta Y} \delta P_{i,j}^l$$

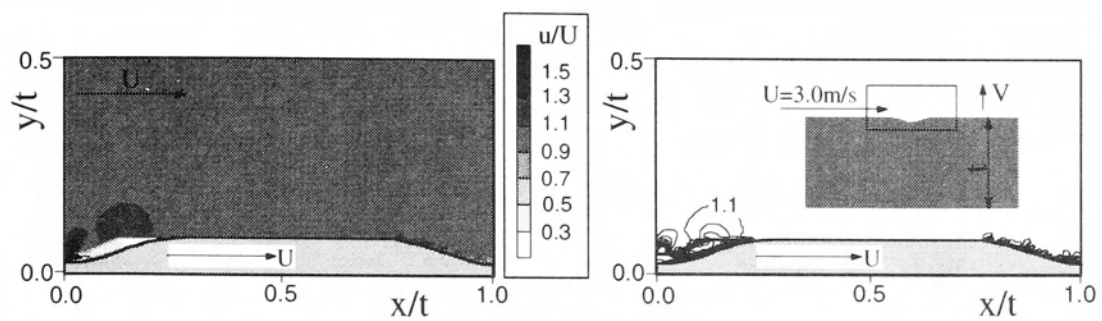
この手順を  $D_{i,j}$  があらかじめ設定された微小値以下になるまで繰り返し、流体領域全体のセルで上の条件を満たしたとき、時刻  $n+1$  の  $P^{n+1}, U^{n+1}, V^{n+1}$  が決定される。その後、壁の変形を進め、改めて境界条件を満たすように値を決定する。

計算時間きざみ  $\delta T$  は、変形壁移動量と  $x$  方向セル寸法が一致するようにとれば、 $\delta T = \delta X$  となる。この場合、レイノルズ数の値によっては、変形壁を移動境界として扱うことによる境界条件の変化により、安定した解が得られない。そこで、変形壁移動時間きざみ  $\delta T = \delta X$  と速度境界条件設定に対する時間きざみ値  $\delta T' = \delta T/N$  を分けて定め、 $\delta T'$  は解の安定条件を満足するように設定する。以上の計算式およびアルゴリズムを Fortran プログラムで作成し、計算を行った。

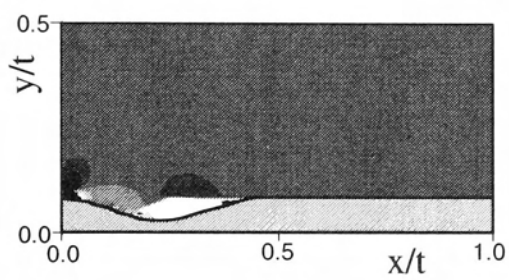
感圧導電ゴムセンサの変形による流れへの影響を計算する前に、川橋らが計算した有限ぜん動流路内流れの数値解析と同じ条件で計算を行い、結果の比較により、プログラムの妥当性を確認した (A.4 参照)。

計算プログラムの妥当性を確認した後、圧力分布センサとして利用した感圧導電ゴムの変形にともなうセンサ近傍の流れの変化を2次元計算により求めた。計算領域は、図4-19のようにとり、センサ厚さの5%が変形するとし、変形は正弦波形、変形の波長 $\lambda$ の2倍を流れ方向長さ $a$ 、流れの幅 $b$ をセンサ厚みと同じとして、セルの分割数を $100 \times 100$ とした。また、変形壁の移動速度と流体速度は $3\text{m/s}$ とターボポンプ羽根車周速度とほぼ同じと仮定した。なお、有限せん動流路内流れと同様に、計算第二手順における緩和係数 $\omega=1.7$ 、および速度境界条件時間きざみ幅 $dT'=dT/500$ とした。なお、計算流路幅を代表寸法としたレイノルズ数 $Re$ は3000である。境界条件は、上流、下流端で、 $P=\text{一定}$ 、 $u=\text{一定}$ 、 $Y=0$ 軸上で $\partial U/\partial Y=0$ 、 $V=0$ 、移動壁面上で $u=0$ 、 $v=dY/dt$ である。

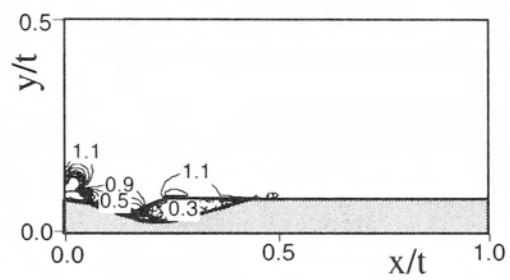
図4-21に主流方向速度 $u$ の等速度線図を変形部の移動と共に(a)、(b)、(c)、(d)として表した。なお、速度は主流速度 $3.0\text{m/s}$ で無次元化した。変形部の移動と共に速度の変化する領域も移動しており、変形部(くぼみ部分)で速度が主流速度より低下し、その外側に速度が主流よりわずかに速い領域が存在する。変形部低速領域の形態は時間経過と共に変化するもののくぼみ部内に存在し、速度変化が現れる領域は平行壁からくぼみの深さ程度に限定され、主流に対する変形壁の影響は小さい。図4-22には、主流と直角な速度成分 $v$ の等速度線図を2つの変形壁位置で示した。ここで、速度成分は主流速度 $U$ で無次元化している。変形壁移動方向前方部の主流直角方向の速度成分は、壁面が下方に移動するため負の速度成分を持ち、逆に、後方部では壁面が時間と共に上方に移動してくるため正の速度領域が現れる。しかし、壁面の上下方向の移動による流れへの影響は、図4-21の主流方向速度成分と同様に平行壁からくぼみ深さ程度の領域に現れており、広い範囲には及ばないことが確認される。つぎに、圧力分布センサの変形に伴う流れの圧力分布の変化について調べた。図4-23はその結果である。変形壁移動方向後方で僅かながら圧力の低下が見られるものの、その変化は速度より小さく、流れの圧力を大きく変化させるには至っていない。



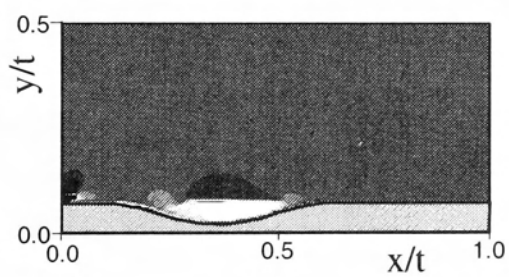
(a)



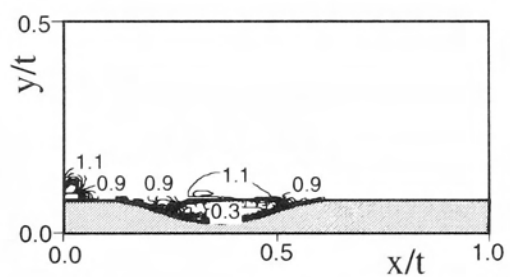
(b)



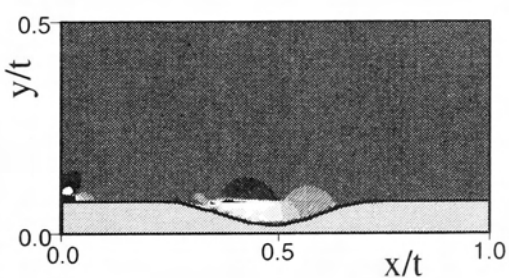
(c)



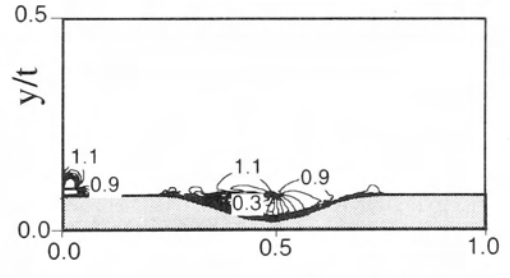
(d)



(e)



(f)



(g)

图 4-21 主流方向速度分布 ( $Re = 3000$ )

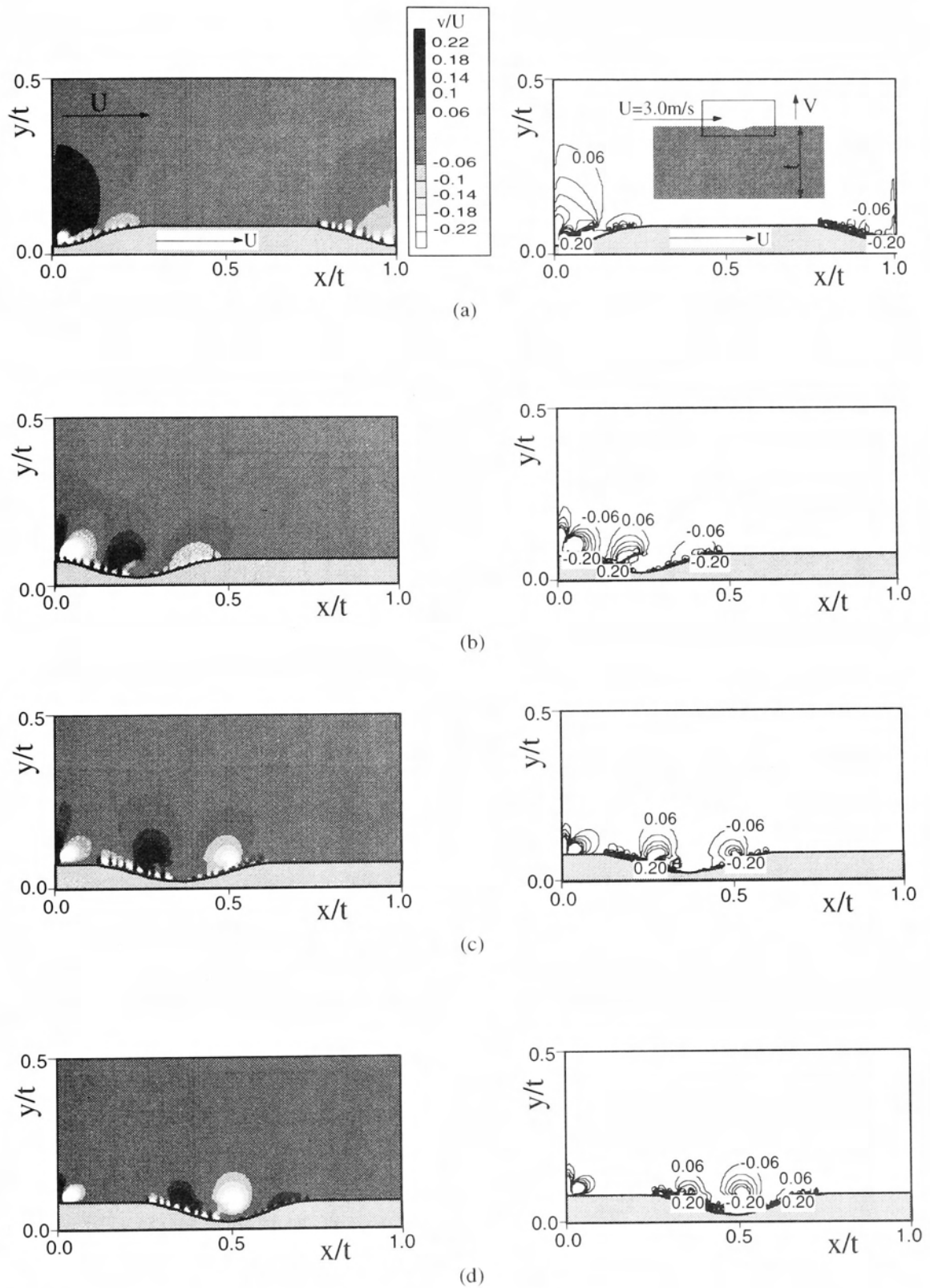


図4-22 主流と直角方向の速度分布 ( $Re = 3000$ )

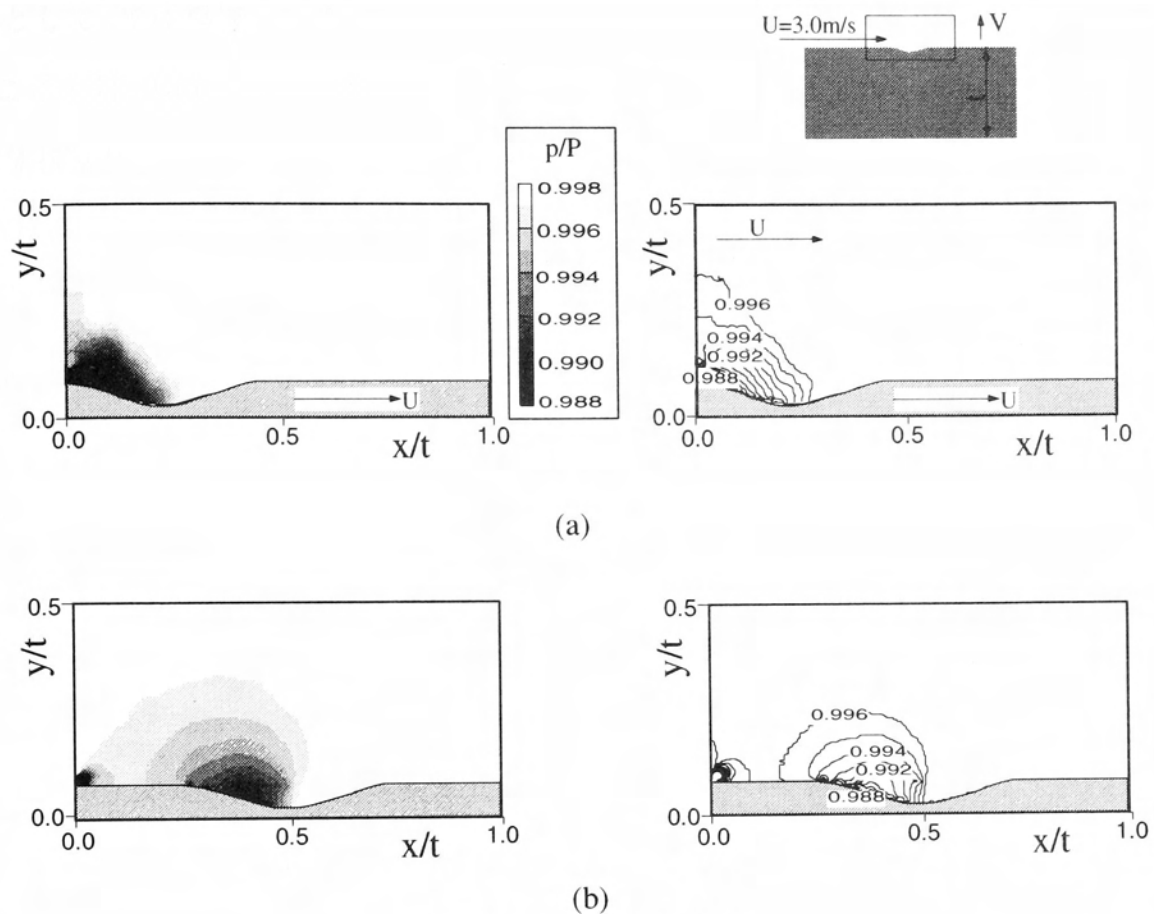


図 4-23 圧力分布 ( $Re = 3000$ )

ターボポンプ内流れの圧力分布変動計測を対象に考え、高圧部移動に伴って、感圧導電ゴムで製作された圧力センサの変形部が移動した場合の流れに対する影響を、MAC法により推定した。その結果、感圧導電ゴムを用いた圧力分布センサの変形量は小さく、それに対する流れへの影響領域も狭いことが明らかにされた。

## 4.5 圧力分布計測システムの応用例

### 4.5.1 物体接触圧力

圧力分布イメージ計測システムの圧力分布センサとして用いている感圧導電ゴムは、これまで、リモコンキーボード、座標入力タブレットなどのスイッチとして、さらに、近年、ロボットの触覚センサや物体との接触がある場合の人間など柔軟体の圧力分布の荷重センサとして用いられてきた。本研究では、圧力分布の可視化を

目的として、感圧導電ゴムを変動圧力分布センサとして利用する方法を提案している。ここでは、開発したシステムと定常特性試験結果を用いて、比較的測定例が多い物体接触圧力を計測し、測定系の信頼性の確認を行ってみた。

図4-24は、圧力分布センサ上にリング状の物体を置き、荷重を加えたときの等圧力線を表している。図中には置かれたリングの輪郭が示されている。リング部で、測定された等圧力線から形状が明確に現れ、圧力が高い箇所の確認もできる。また、圧力分布から、積分して求められた荷重は76 Nであり、加えた荷重69 Nとほぼ一致する。つぎに、円柱を置いて荷重を加えた例を図4-25 (a) に示す。図より、荷重が加わった部分で圧力が大きくなっている。しかし、この場合、圧力分布センサを自作したため、感圧ゴムと電極線の接触状態が完全でなく、圧力分布センサ抵抗値が局所的に変化し、等圧力線が明確ではなくなる部分が見られる。従来より、このような実験データからイメージをとらえるために平滑化フィルターを用いることが提案されている。そこで、本装置でも、次式で示す測定点まわりの5点平均法によるフィルタリングを行ないその傾向を調べた。

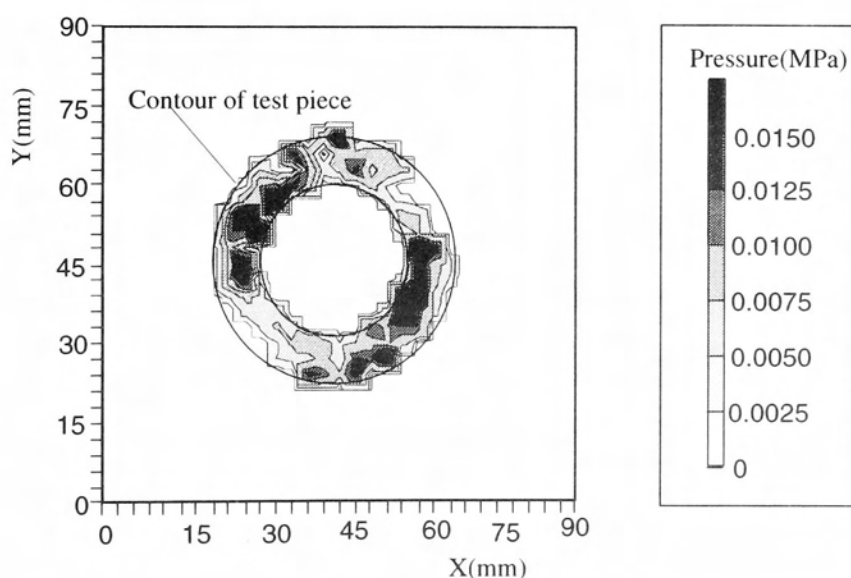


図4-24 物体接触圧力測定結果の一例



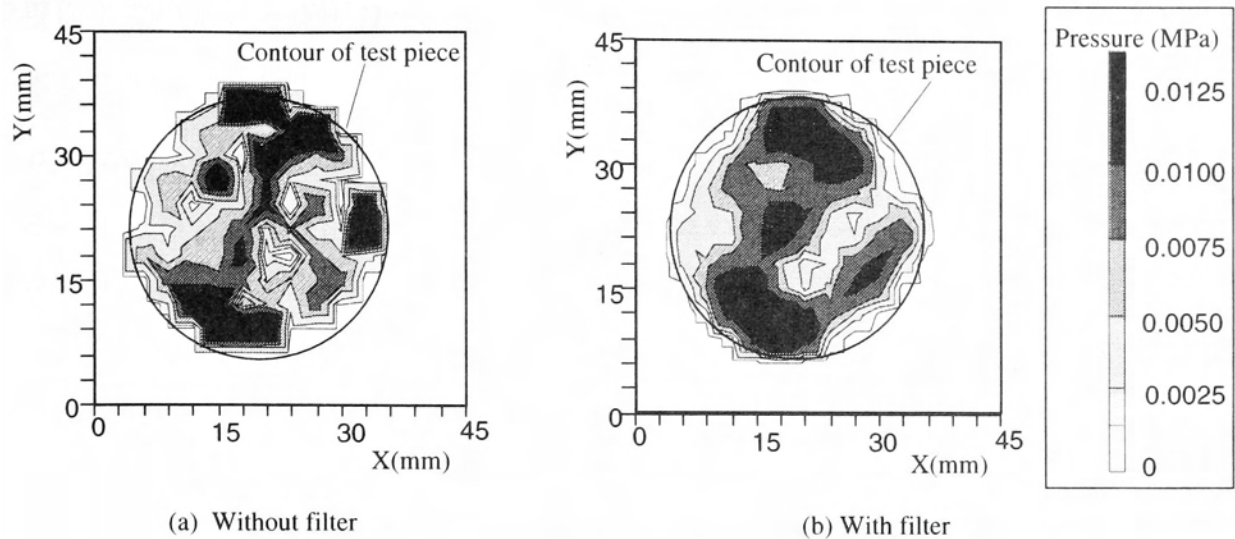


図 4-25 物体接触圧力測定とフィルタリング

$$p_{filter}(i,j) = \frac{[p(i-1,j) + p(i+1,j) + p(i,j) + p(i,j-1) + p(i,j+1)]}{5} \quad (4-8)$$

その結果を図 4-25 (b) に示す。図より、上記フィルタリングを行うことにより、明確ではない圧力分布イメージが鮮明になる。なお、このとき圧力分布からの積分荷重は、フィルタの有無により変化せず 47 N で、感圧導電ゴムと電極線の接触不良のため、加えた荷重 58 N より小さくなっていたものの、フィルター効果により圧力分布イメージを明確に示うことが示された。

以上のように、開発した圧力分布イメージ計測システムの一般性が確認された。

#### 4.5.2 衝突空気噴流

測定の一例として、使用した圧力分布センサの感度が比較的良いことから、防水対策を必要としない空気衝突噴流 (Impinging jet) を実験対象とした。図 4-26 に示すように、圧力測定壁面から垂直距離  $H$  のところに直径  $d$  のノズルを置く、コンプレッサで加圧された高圧タンクからノズルに導かれた流体は噴出速度  $u_2$  の噴流として、壁面に衝突し、放射状壁面噴流となって広がる。これらの現象は、Porech, Bradshaw, Tani, Beltaos, によって実験的に調べられている<sup>(115)</sup>。また、衝突

壁面上でのよどみ点圧力や壁面圧力分布が近似式として提案されていることから、本システム計測結果の妥当性を確認することが容易である。いま、圧力  $p_0$ 、密度  $\rho_0$  のタンクからノズルを通過して、噴流が  $p_b$  のなかに噴出している。噴出速度  $u_2$ 、その圧力を  $p_2$ 、比熱比を  $\kappa$  とすれば、定常流れのエネルギー式から出口速度は、次式で求められる。

$$u_2 = \sqrt{2 \frac{p_0}{\rho_0} \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left\{ 1 - \left( \frac{p_2}{p_0} \right)^{(\kappa - 1)/\kappa} \right\}} \quad (4-9)$$

ここで、 $p_2 = p_b$  である。

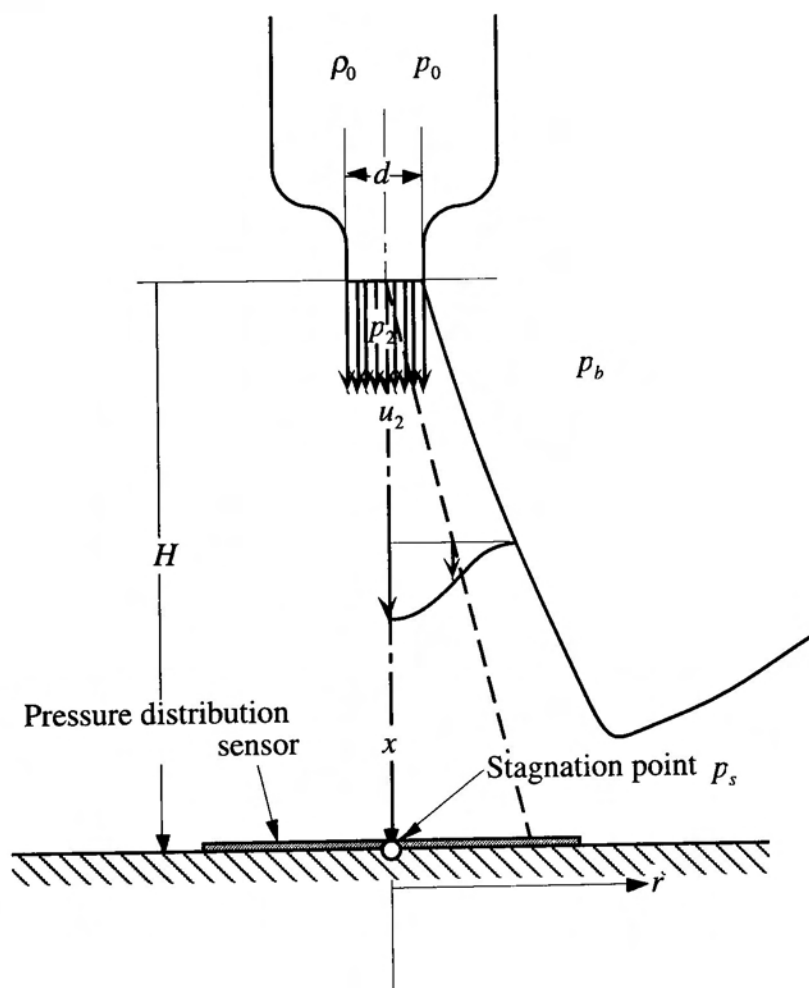


図 4-26 衝突空気噴流実験の概略

ノズル出口から壁面までの距離を  $H$ ，ノズル出口直径を  $d$ ，よどみ点圧と大気圧の差を  $p_s$  とすれば，Beltaos らの結果により次式が成り立つ。

$$p_s \cong \frac{50}{\left(\frac{H}{d}\right)^2} \frac{\rho u_2^2}{2} \quad (4-10)$$

衝突点付近の圧力分布は，Tani らによって詳しく測定されている。また，衝突点付近の圧力は，よどみ点流の解析によって近似され，壁面上の圧力分布  $p_w$  が次式で表されることが Beltaos らによって調べられた。

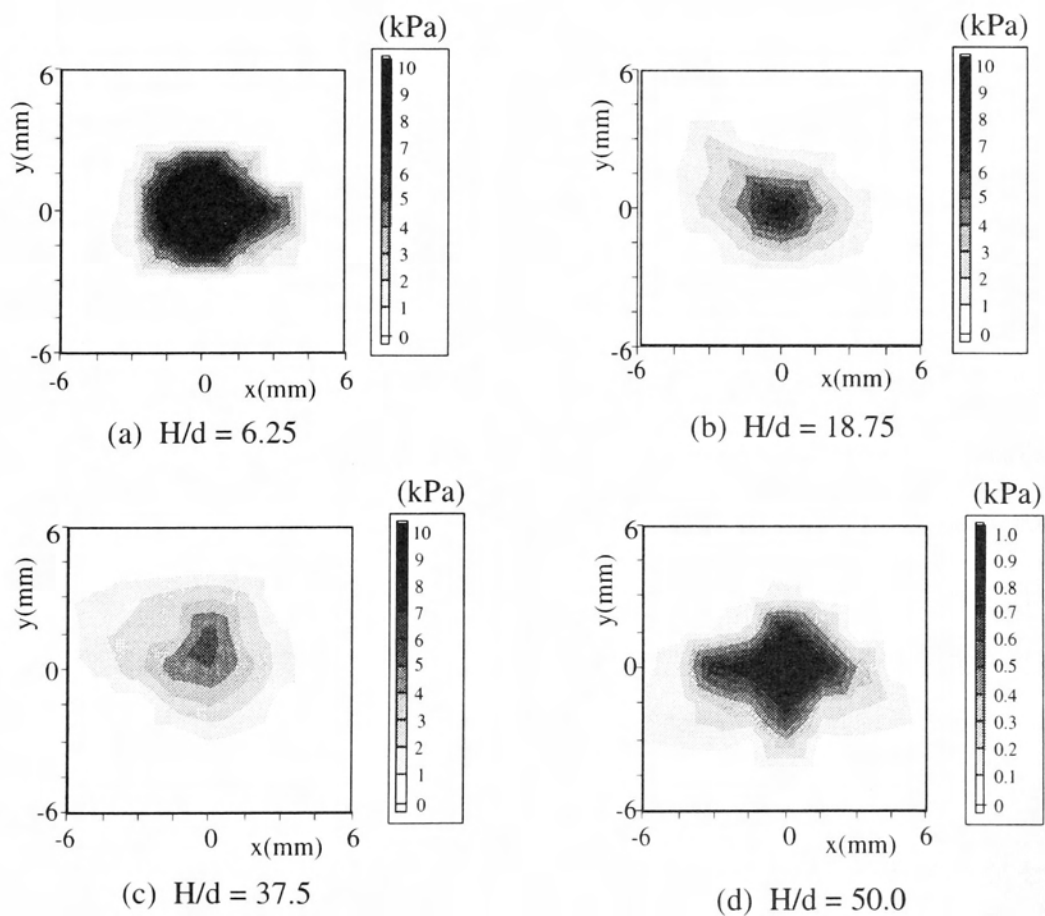


図 4-27 空気噴流衝突壁面上の圧力分布測定結果

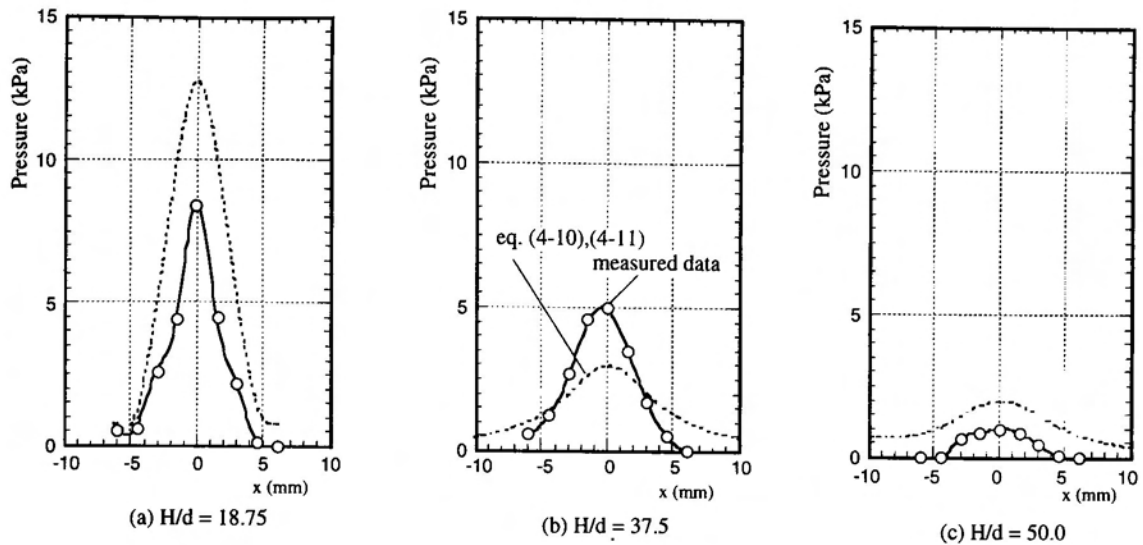


図 4-28 空気噴流衝突壁面上の圧力分布 ( $y=0$ )

$$\frac{p_w}{p_s} = \exp \left\{ -114 \left( \frac{r}{H} \right)^2 \right\} \quad (4-11)$$

実験は、ノズルから衝突壁面までの距離 $H$ を数種類変化させ、圧力分布を測定した。図 4-27 にはその圧力分布の等圧力分布を示す。(a)  $H/d=6.25$ では、衝突圧力が圧力分布センサの測定範囲を越えるため、よどみ点付近の圧力はオーバースケールしている。(b) から (d) とノズル距離が離れるにしたがって、よどみ点圧力は小さくなり、反応範囲は噴流の拡散により広がっている様子がとらえられている。つぎに、これらの測定値を従来の結果と比較した。図 4-28 はよどみ点を通る任意断面での圧力分布と式 (4-10) の実験式を比較したものである。式 (4-10) の適用範囲  $H/d>50$  で、圧力分布の傾向は実験結果と一致している。これにより、圧力レベルが低い空気流においても圧力分布可視化が可能であることが確認された。

### 4.5.3 衝突水噴流

ターボポンプ内の変動圧力場計測に適用するため、変動圧力分布イメージセンサを水流中で使用し、センサの防水対策、およびその耐久性を検討した。また、時間

と共に変動する圧力分布の測定を行い、平均圧力分布や変動パターンの表示を試みた。

ここでは、図2-22の非定常流計測用ピトープローブ検定実験に使用した一定落差をもつ水噴流発生装置を用いた。図4-29に示すように、一定落差をもつ水噴流発生装置のノズル下流  $x/d=1.56$  の衝突壁面上に圧力分布センサを固定した。ノズル下流には平板に加え、円筒面に貼付けた圧力分布センサも準備し、曲面の影響を調べた。圧力センサのマトリクス電極は、圧力測定壁面に加工した電極線取り出し孔から裏面に導かれ、接着剤で固定防水後、センサ表面に厚さの影響を少なくするため、医療用の防水フィルムでセンサ表面と電極線を覆った。

図4-30は、3種類のノズル噴出流速に対して、平板上の衝突圧力の測定を行った結果である。噴出速度を  $5\text{ m/s}$  から  $8\text{ m/s}$  まで変化させたとき、圧力  $0.01\text{MPa}$  以

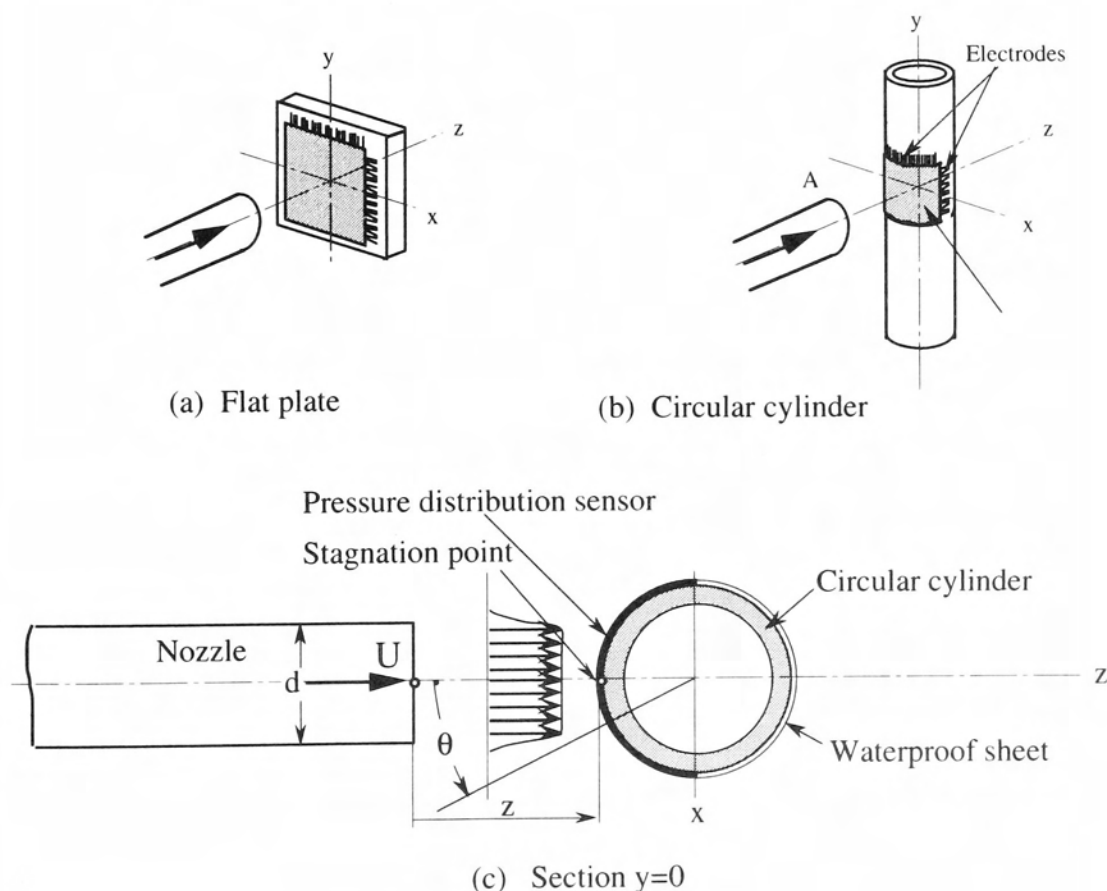


図4-29 衝突水噴流実験の概略図

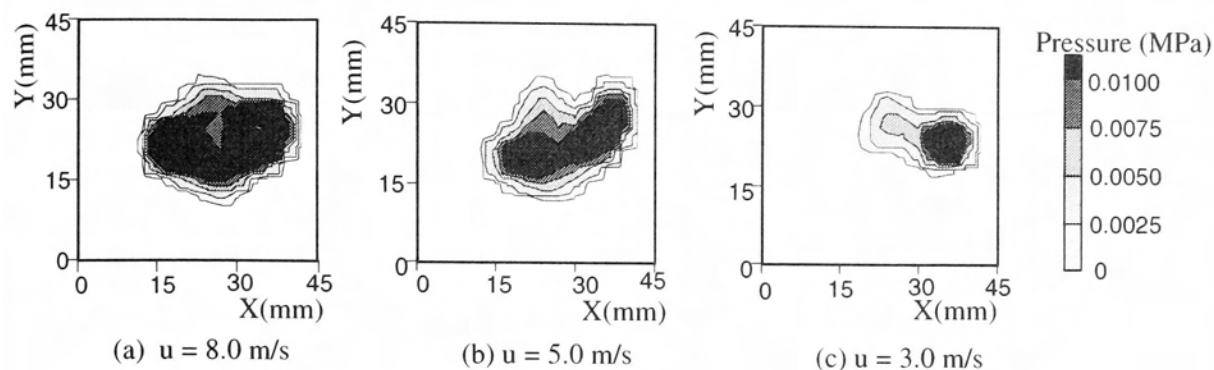


図4-30 水噴流衝突壁面上の圧力分布（平板）

上の領域は、噴出速度の低下にともなって狭くなっており、水噴流衝突による壁面圧力分布のイメージが定性的に捉えられている。円筒面に水噴流が衝突する場合の表面圧力分布測定では、変動圧力パターンを調べるために、設定流速に対して任意の時刻での瞬時圧力分布が30パターン測定された。図4-31には、噴出速度が4.4 m/sのときの瞬時圧力分布の一例が28パターン示されている。よどみ点付近で各パターンとも最大圧力を示しているが、噴流中心が衝突する高圧部から外れた部分や下流の低圧部分では、時間と共に揺らいでいる様子が確認される。図4-32は測定された瞬時圧力分布から求められた平均圧力分布とその標準偏差を示す。平均圧力分布は、噴流中心部のよどみ点で約0.01MPaとなり、流速4.4 m/sから計算される全圧とほぼ一致している。また、よどみ点から離れるにしたがって、圧力は次第に低下している。変動成分を表す標準偏差からは、よどみ点から離れた円筒表面下流のはく離点に近づくにつれて、変動振幅が大きくなっていることがわかる。また、図4-33には、そのときの平均圧力分布を示した。よどみ点圧力はノズル噴出速度に対応した指示圧を示し、平均値の変化もよくとらえていることが確認された。図4-34に  $z=0$  での  $q$  方向の圧力係数と変動成分の変化を示す。Re 数がほぼ等しい円柱まわりの圧力分布<sup>(116)</sup>と等しく、よどみ点での圧力の乱れ度は5%で非定常流計測用ピトープローブによる噴流コア領域の速度変動測定結果と良く一致している。

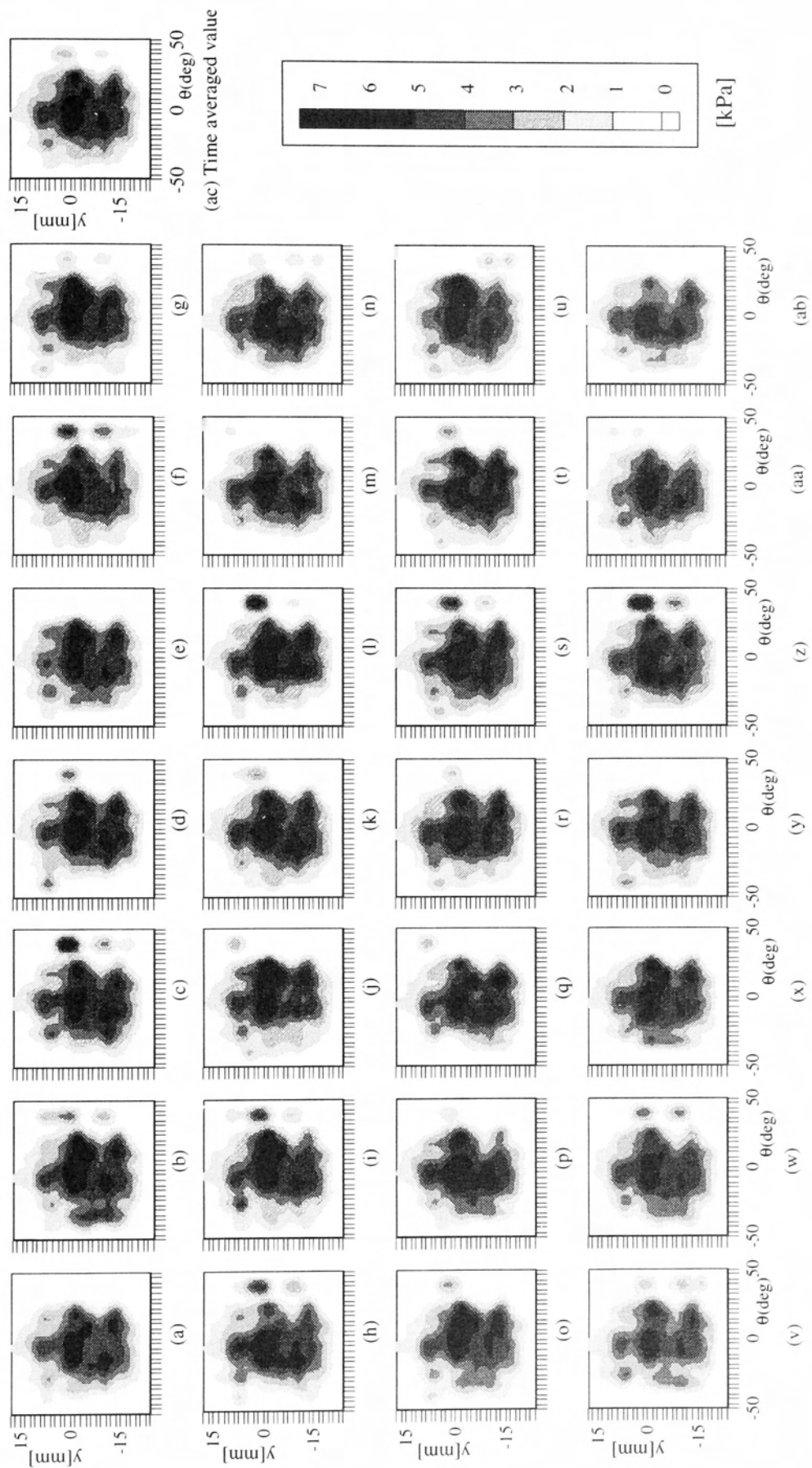
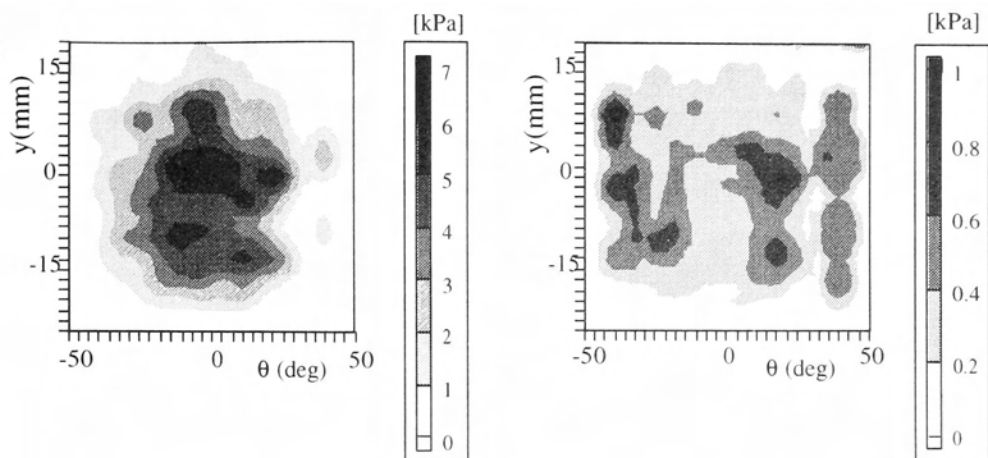


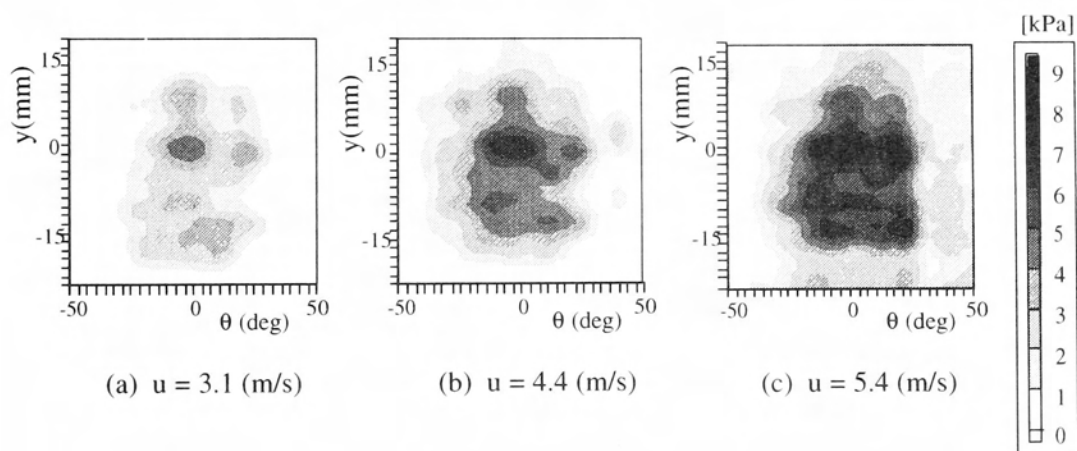
図 4-31 水噴流中に置かれた円筒表面瞬時圧力分布 ( $u=4.4\text{m/s}$ )



(a) Time-averaged pressure distribution

(b) Distribution of standard deviation

図4-32 平均圧力と標準偏差 ( $u=4.4\text{m/s}$ )



(a)  $u = 3.1 \text{ (m/s)}$

(b)  $u = 4.4 \text{ (m/s)}$

(c)  $u = 5.4 \text{ (m/s)}$

図4-33 噴出速度による平均圧力分布の変化

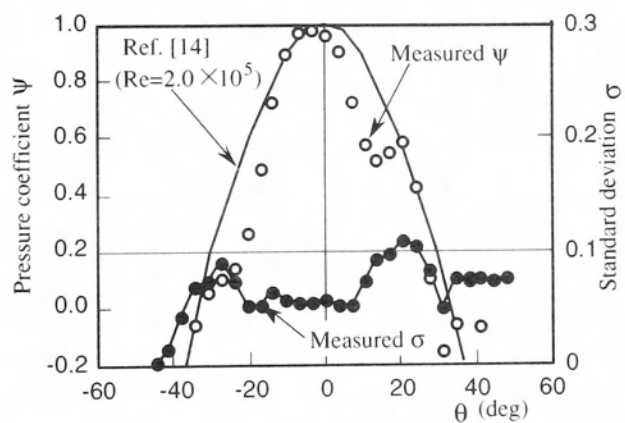


図4-34  $y=0$  における平均圧力と標準偏差 ( $u=4.4\text{m/s}$ )



#### 4. 5. 4 ターボ形ポンプ内の圧力変動

ここでは、ターボ形ポンプ内の変動圧力場計測への応用性を確認するため、ディフューザベーン、ボリュートケーシングを有する遠心ポンプ試験装置を新たに製作し、遠心ポンプの羽根車通過によるガイドベーン表面の圧力変動の計測を試みた。

図4-35に実験装置全体図および表4-1に供試ポンプの主要要目を示す。ポンプは可視化やセンサの取り付け、確認を容易にするため、電動機を下部に設置した縦型とし、仕切弁、エルボを除くポンプケーシングおよび配管系を透明アクリルで製作した。吐出し圧力はポンプ吐出し口測定孔に半導体式圧力センサ、およびマンオメータを取り付け計測した。流量は吐出し弁下流に設けられた開孔比0.5の管内オリフィスで、オリフィス板前後の差圧は半導体式差圧センサ、およびマンオメータで計測した。さらに、回転数はポンプ主軸に貼られた反射板と光電式ピックアップの組合せで得られる1回転につき1個のパルス信号をカウントして得られる。なお、この1回転に1個発生するパルスは、羽根車とガイドベーンの相対位置関係を決定する信号として、データサンプリングの外部トリガとしても利用する<sup>(51)(98)</sup>。運転はインバータにより電動機回転数を制御し、吐出し弁により流量を調整する。ま

表4-1 供試ポンプの主要要目

Suction diameter	$D_s$	40	mm
Discharge diameter	$D_d$	40	mm
Impeller:			
Outlet radius	$R_2$	50	mm
Number of Vanes	$Z_i$	5	
Outlet width	$b_2$	13	mm
Diffuser vane:			
Inlet radius	$R_3$	52	mm
Outlet radius	$R_4$	90	mm
Number of Vanes	$Z_d$	8	
Volute casing:			
Volute width	$b_5$	25	mm
Base circle radius	$R_5$	104	mm

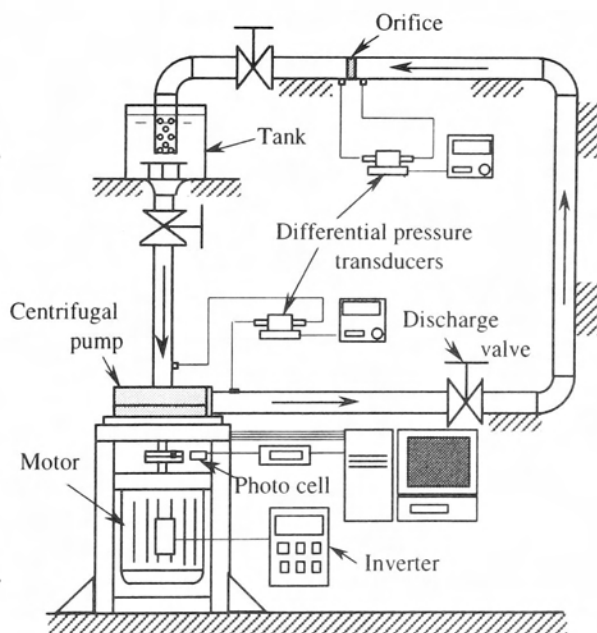


図4-35 遠心ポンプ実験装置全体図

た,オリフィス下流に設けられたバルブは管内の圧力レベル調整用,吸込管に設けられたバルブは圧力センサ校正時に使用される。

図4-36,図4-37に羽根車およびガイドベーンの形状を示す。遠心ポンプ羽根車は羽根枚数5枚のオープン羽根車,ガイドベーンは羽根枚数8枚で,圧力分布センサの取り付けを容易にするため,圧力面・負圧面が直線となる通路形の形式とし

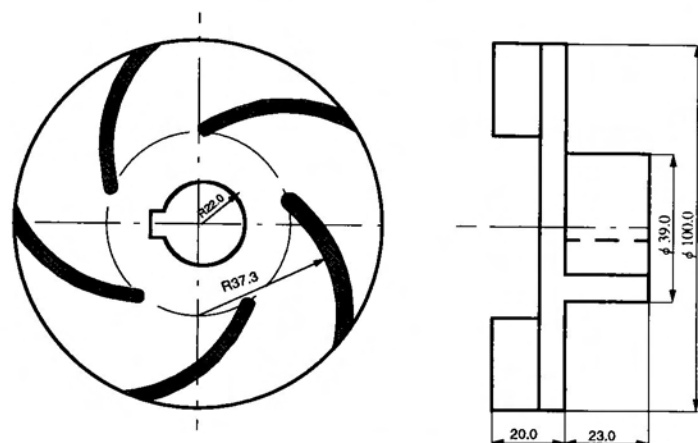


図4-36 羽根車形状

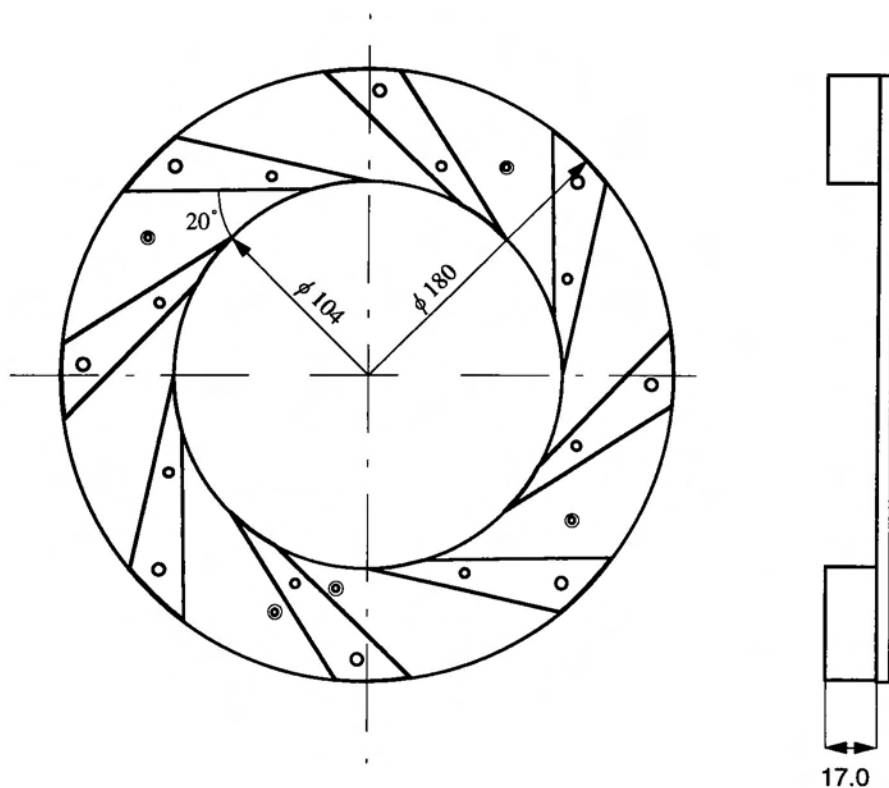


図4-37 ディフューザベーン形状

た。ガイドベーン入口と羽根車出口の半径比  $r_3/r_2$  はガイドベーン羽根面の圧力変化が大きくなるように、隙間を小さくし、 $r_3/r_2=1.03$  とした。図4-38は圧力分布センサを設置したガイドベーンの詳細図を示す。感圧導電ゴムを用いた圧力分布センサの設置はガイドベーン圧力面とし、その面を圧力センサ厚さ分だけ加工し、行、列電極線はガイドベーン中空部から、ケーシングカバーを通して外部に導いた。ここで用いた圧力分布センサの電極線の本数は、羽根高さ方向に4本、流れ方向（前縁から後縁にかけて）20本で、計80の測定点を有する。なお、センサー表面は防水のため薄いポリエステルフィルムで覆われている。

図4-39は供試遠心ポンプの性能試験結果を示す。また、特性曲線を図4-40に示す。性能試験結果は、ポンプ回転数を任意に設定し、吐出し管路に設けられた流量調整弁で最大流量から締切点まで流量を変化させながら、そのときの流量をオリフィスで、吐出し圧力を圧力センサで測定し求めた。性能試験結果は横軸に流量、縦軸に全揚程を示し回転数をパラメータとして表した。 $\psi-\phi$ 特性曲線から、ポンプ回転数変化による  $H-Q$  曲線はほぼ相似であることが確認される。

つぎに、ガイドベーン圧力面変動圧力分布計測および処理の流れをそれぞれ図4-

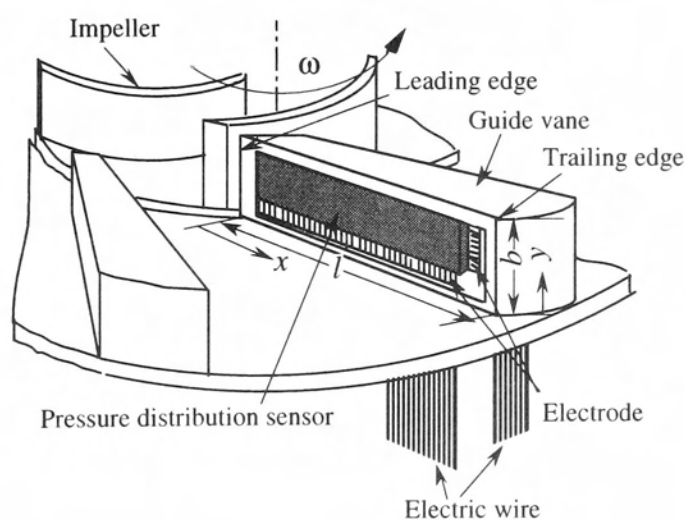


図4-38 圧力分布センサのディフューザ羽根面上への取付状態

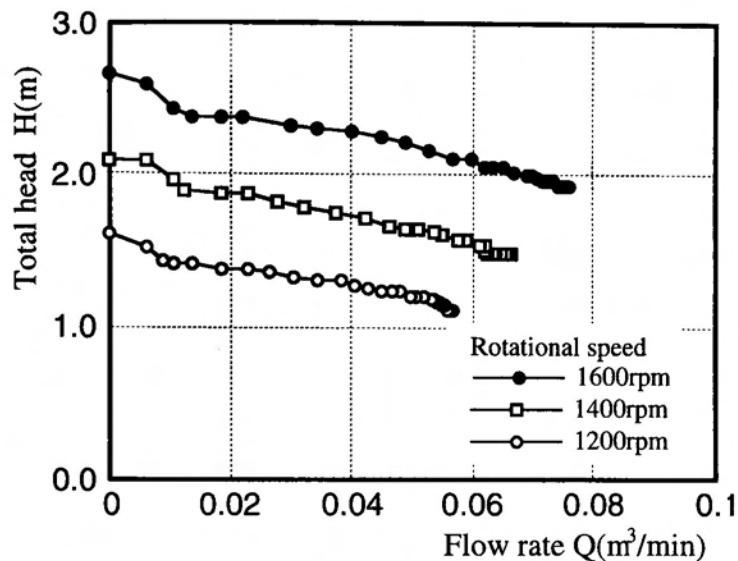


図 4-39 供試ポンプの性能曲線

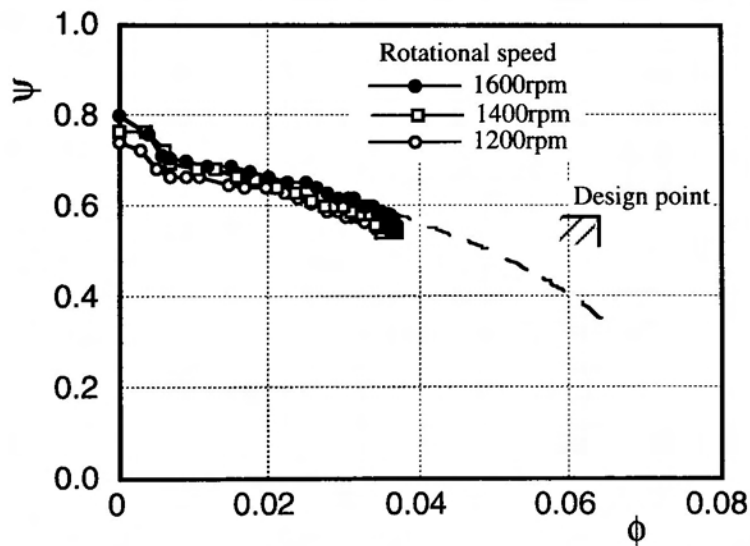


図 4-40 供試ポンプの特性曲線

41, 図 4-42 に示す。計測では, あらかじめ圧力校正された圧力分布センサを設置後, 実験条件の回転数, 流量で供試ポンプを運転し, データ収集開始時点の羽根車羽根とガイドベーンの相対位置を確認したうえ, 30 回の瞬時圧力分布データ収集を 4.2 節で述べた計測プログラムによって行う。データ収集後, データ収集開始の羽根車羽根とガイドベーンの相対位置をずらした後, 同様の手順を繰り返し, 羽根車移動に伴うガイドベーン圧力面での圧力分布変動データを得る。

計測後, 収集データは処理手順および計算式にしたがって計算処理を行う。羽根

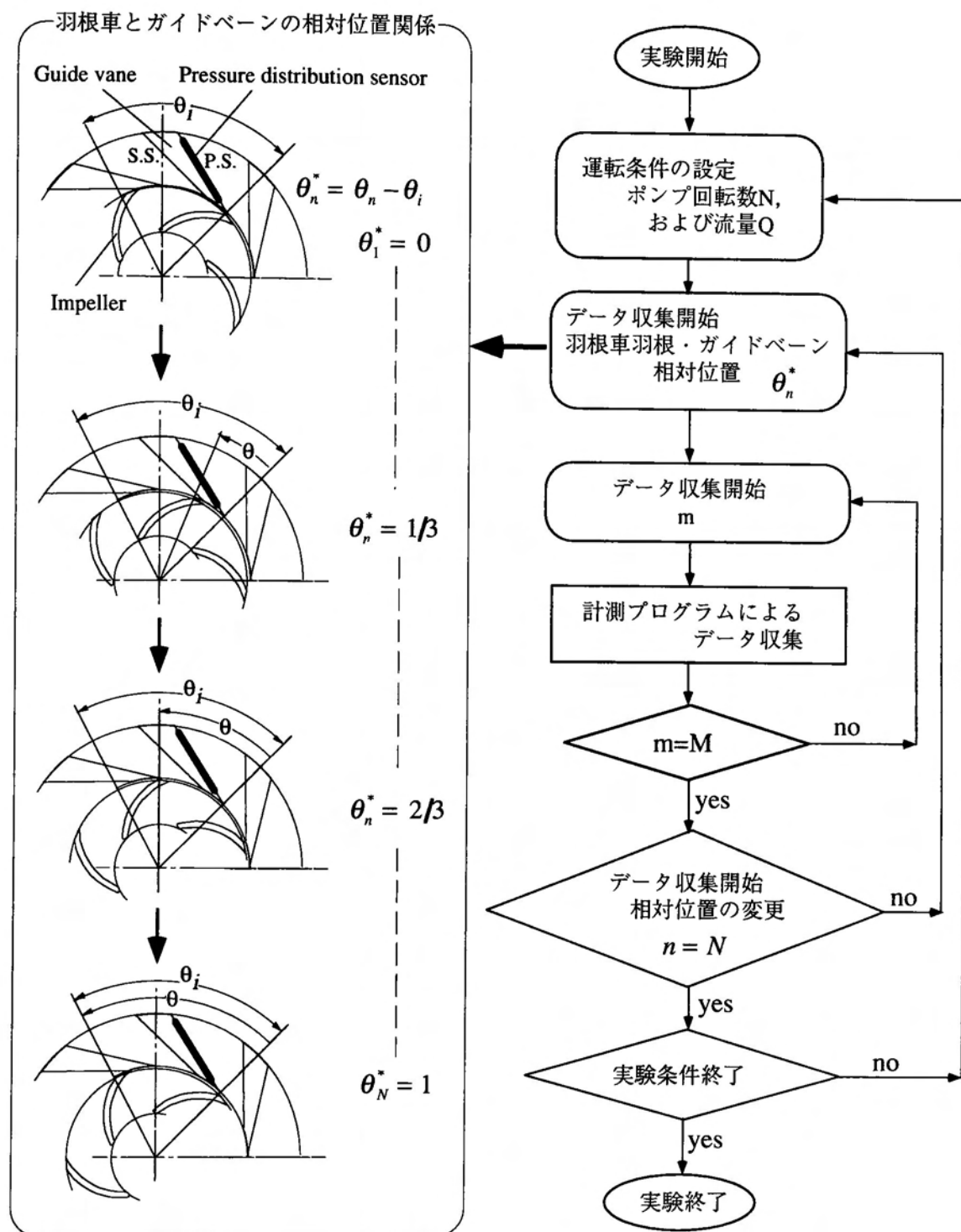


図 4-41 変動圧力分布計測の流れ

車羽根とガイドベーンの相対位置関係の異なる瞬時圧力分布データのすべてを用いて、時間平均圧力分布を求め、標準偏差が計算される。一方、羽根車羽根とガイドベーンの相対位置の異なるそれぞれの瞬時分布データから、2・5節の集積平均法により羽根車羽根位置による集積平均分布および変動分布が求められる。

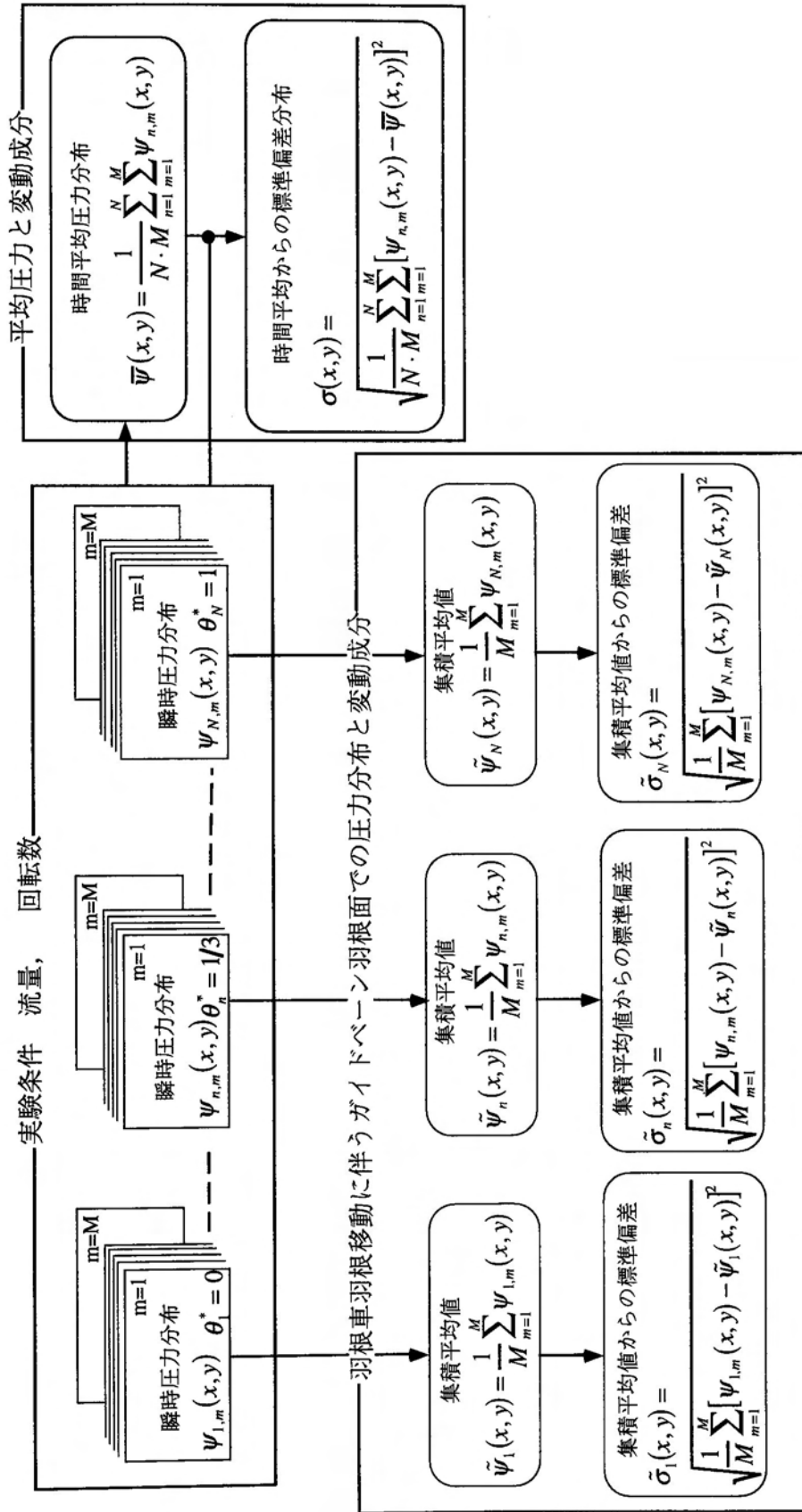
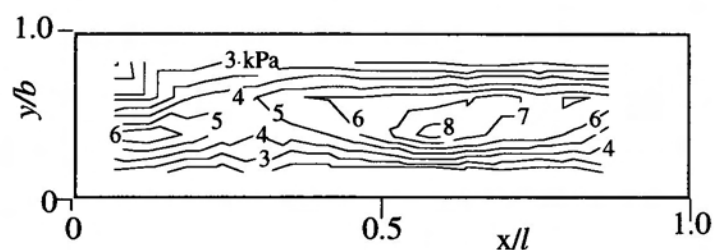


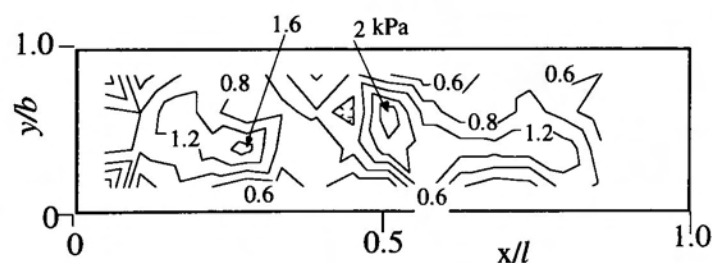
図 4-42 変動圧力分布処理の流れ

図4-43は、測定された羽根相対位置の異なるすべての瞬時圧力分布パターンを平均することによって得られる時間平均および標準偏差分布が示されている。時間平均値は、ディフューザベーン前縁付近を除き、後縁に向かってわずかな圧力低下が見られものの、ほぼ等しく、ディフューザベーンにより圧力回復が順調に行われていることが確認できる。また、圧力が高い部分で標準偏差が大きくなっている。

図4-44に、羽根車羽根移動に伴うディフューザベーン圧力面の圧力分布の変化が示されている。各パターンともに羽根車羽根が同じ場所に位置したときの瞬時圧力分布を周期的抽出法で30パターン求め、周期平均操作により得られた結果である。各分布ともにディフューザベーンへの取付上の問題により応答が悪い箇所がわずかに見られるものの、羽根前縁付近にはディフューザベーンへの流入角の影響により低圧部が現れ、その下流で、羽根車とディフューザベーンの相対位置によって、高圧部が羽根前縁から下流に向かって移動していることが確認される。これらのことから、羽根車羽根とディフューザの干渉による圧力変動を圧力分布センサが十分とらえていることが確認できる。



(a) 時間平均分布



(b) 標準偏差分布

図4-43 ディフューザベーン圧力面における圧力の時間平均と標準偏差

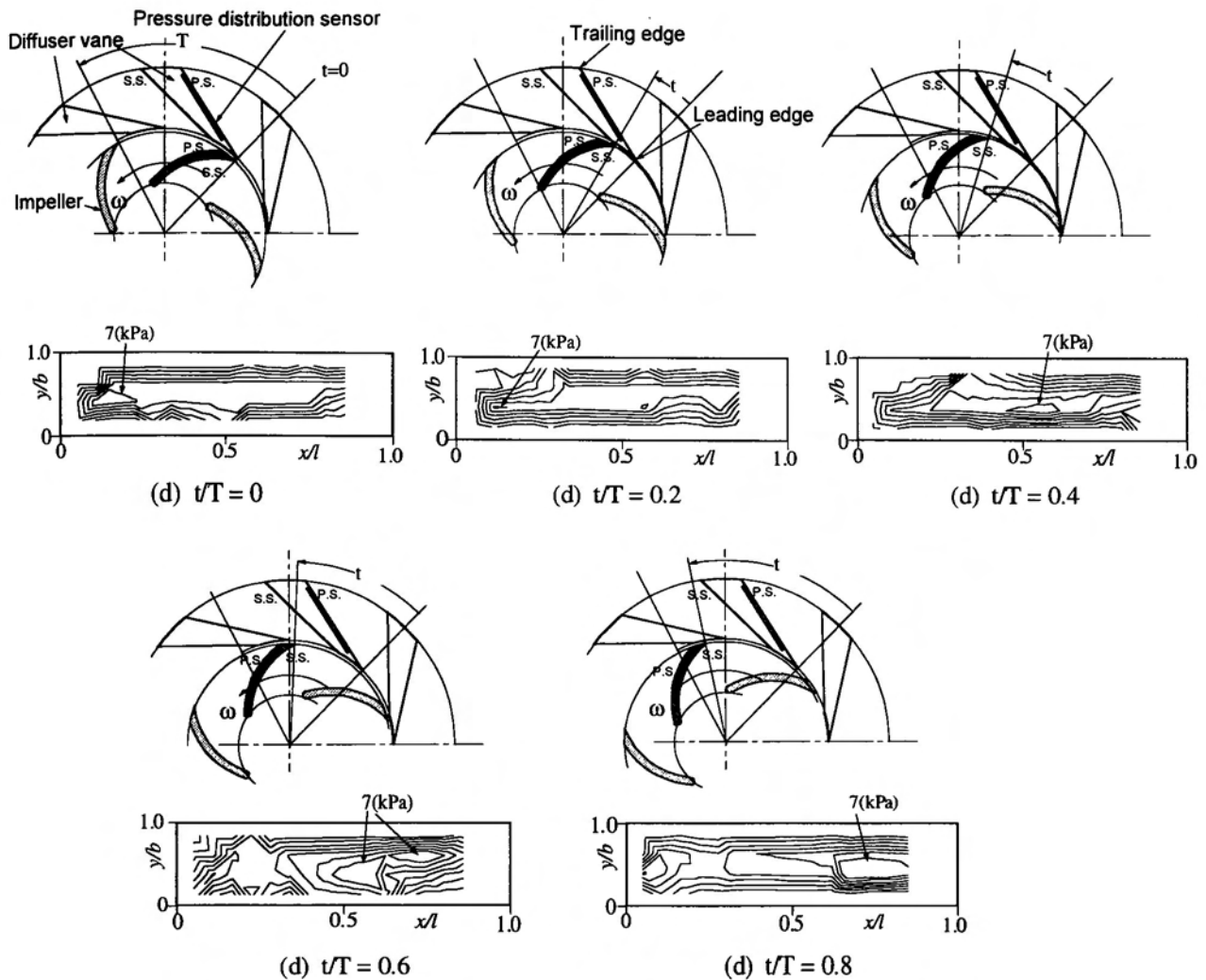


図4-44 羽根車とディフューザベンの相対位置による圧力分布の変化  
(間隔 1kPa, T: 羽根車羽根1ピッチ分を移動する時間, t: 時間)

感圧導電ゴムを利用したセンサによって、ターボ機械内部壁面に作用する変動圧力場の計測を試みた。高密度の測定点データを効率良く収集、処理するための変動圧力分布計測システムを開発し、圧力分布パターンの可視化を実現した。また、圧力分布センサの定常特性、応答性を確認し、圧力変動をイメージ化することが可能なこと、流れに対してセンサ変形の影響が少ないことを数値計算によって確認した。さらに、試作した圧力分布計測システムを用いて、水噴流衝突壁面上の圧力分布、ディフューザポンプのディフューザ羽根面上の変動圧力分布計測を行い、流体圧力分布パターン収集に対する本システムの有効性を確認した。



## 第 5 章 結論

### 5. 1 本研究で得られた結果

本研究では、ターボ形ポンプ内での不安定現象解明、性能分析、振動・騒音などの運転状態把握に重要な壁面および流れの中の変動圧力場の計測法、処理法の検討を行い、精度向上を目指した。また、ターボ形ポンプ内部の変動圧力場計測によって、変動現象がとらえられることを明らかにし、実験結果の分析によって、その有用性を示した。さらに、壁面の変動圧力を高密度にとらえることができる同時多点圧力分布計測システムを開発し、ターボ形ポンプ内圧力計測の可能性を検討した。

圧力センサによる変動圧力、5孔ピトープローブによる変動流れ計測の精度向上、および高速応答化に関連して、以下のことが明らかになった。

- (1) 圧力センサを用いた圧力測定系の周波数特性の予測を可能とした。また、固有振動を低下させる導圧管を積極的にローパスフィルタとして利用し、周波数特性を適正制動（減衰係数比=0.707）とする調整法、導圧管の最適設計法を提案した。
- (2) 変動速度、圧力を同時計測できる3次元非定常流れ計測用5孔ピトープローブの変動流れ計測時の測定誤差（位相差、ゲイン）を理論計算によって推定した。また、流れに起因するプローブの振動が測定値に与える影響を理論的・実験的に求め、測定条件を示した。
- (3) 測定装置、計測機器、データ収集・処理を含めた変動圧力、変動流れ場計測の誤差が、不確かさ解析により明らかにされた。
- (4) 変動圧力、変動流れ計測のための自動計測システムを開発し、データ収集、処理方式の検討により能率化を計った。さらに、変動時系列データの評価法を検討した。

また、ターボ形ポンプ内の変動現象を調べるため、斜流ポンプとディフューザポンプを用いた変動圧力、および変動流れの計測が行われ、測定データ分析により、

以下の知見が得られた。

(6) オープン羽根車を有する斜流ポンプの作動状態、内部での逆流発生が羽根車ケーシング壁面での変動圧力場計測によってとらえられることを確認した。また、5孔ピトープローブによる羽根車出口での非定常計測から、羽根車出口断面の損失分布も明らかにされた。

(5) 圧力センサによる壁面変動圧力計測と5孔ピトープローブによる内部流れ計測によって、ターボ形ポンプ壁面近傍での圧力変動と内部圧力の対応が、調べられた。

(7) ディフューザ通路内での変動圧力とディフューザベーンに作用する流体力の時間変化を表示した。また、偏差分布、減衰状態、卓越周波数の変化など、動静翼干渉を分析する有効なデータを提示することができた。

(8) 供試斜流ポンプ羽根車とディフューザベーンの干渉による圧力変動は、後流干渉によるものが支配的であり、供試遠心ポンプ羽根車とディフューザベーンの干渉による圧力脈動では、ポテンシャル干渉によるものが支配的であることがわかった。

(9) 供試遠心ポンプの羽根車出口、ボリュートケーシングまわりの圧力分布変化の測定値から、回転圧力場の形成が確認された。

さらに、壁面変動圧力を高密度にとらえることができる感圧導電ゴムを利用した圧力分布センサ、および同時多点計測が可能な圧力分布計測システムの開発を行い、以下の成果が得られた。

(10) 感圧導電ゴムを利用した圧力分布センサは、ターボ形ポンプ壁面の圧力変動計測に応用可能である。

(11) 圧力分布センサを用いた同時多点計測システムの開発によって、変動圧力場の可視化が容易となった。

(12) 圧力分布センサ変形の流れへの影響は小さいことが理論解析により判明した。

## 5.2 残された問題点と今後の展望

現在，ターボ形ポンプの実験分析に用いられている壁面変動圧力計測，5孔ピトープローブによる3次元変動流れ計測法について，計測処理法，測定精度に関して検討を行った。5孔ピトープローブは，非定常速度と圧力を同時計測できることから，ポンプなど水力機械の内部流動計測には有効な手段である。しかし，プローブの挿入によって流れは乱され，空間分解能を高めようとするれば多大な労力を要し，実機での計測も困難である。最近，光計測技術や画像処理技術の進歩に伴ってターボ形ポンプ内の変動流れの非接触計測法として，レーザ流速計やPIV，PTVなどが多く利用されるようになってきている。これらの測定法は，目的と測定対象によって，変動圧力計測以上に流れの情報収集能力を発揮する場合がある。したがって，複雑な非定常現象をさらに詳しく調査するために，それぞれの特徴を生かし，数種の計測方法を組み合わせたハイブリッド方式の計測が必要となると思われる。圧力センサを用いた壁面変動圧力計測は，測定が簡単で，しかも良い測定精度がえられる方法であるが，点測定であるため空間分解能を高めるには，測定系統の増加が問題となる。これを克服する目的で開発した圧力分布センサシステムは，圧力分布を可視化する当初の目的は達した。しかし，精度向上や取付上の問題があり，改良の余地は残っている。

今後，ターボ形ポンプの高速化，高度化，知能化が進むと考えられ，計測法も進歩しなければならない。本研究で得られた測定法，処理・解析法は，その基礎となるもので，新しいセンサの開発においても使用可能である。さらに，ランダム，周期現象を解析する新しい手法を取り入れることによって，その能力を増強していくことも可能である。

現在，流体工学の分野では，飛行物体表面にセンサ材料，駆動材料，変形材料を組み合わせた壁材を利用する試みもなされている<sup>(99)</sup>。なお，本論文でまとめた研究の発展として，調査研究中の新材料・素材として，流れの中の変動圧力，変動流れ計測を目的として，マイクロカプセル化された液晶による圧力や表面流れの視覚

化<sup>(117)</sup>，壁面での微小変動圧力場計測に光ファイバーのマイクロバンド効果を利用したセンサ<sup>(17)</sup>，はく離検知の超薄型熱膜アレイセンサ<sup>(118)</sup>，変動周波数をとらえるための圧電センサ<sup>(11)</sup>などがある。今後，ターボ形ポンプの知能化や高度化に向けて，実験およびセンシング技術の向上は重要な役割を担う。したがって，新材料・新素材，電子情報など最新技術に関する情報を調査し，有効利用することが，実験的研究の高度化を推進する上で不可欠となる。

## 謝 辞

本論文は、これまでの研究活動の中で得られた成果をまとめたものである。

本論文をまとめるにあたり、終始、懇切な御指導と御鞭撻を賜ると共に、研究に対する心構えをご教示いただきました九州工業大学工学部 塚本 寛教授に対し、心よりの感謝申し上げます。

本論文をまとめるに際し、ご多忙の中、御指導と御示唆を賜りました九州工業大学工学部 湯 晋一教授、富田 侑嗣教授、西 道弘教授に対し深く感謝申し上げます。

また、九州工業大学に着任以来、研究活動に従事する機会をお与えいただき、永年にわたり御指導を賜りました九州工業大学 松永 成徳名誉教授に謹んで御礼申し上げます。さらに、研究活動に対して適切なる御指示、御意見をくださいました九州工業大学工学部 金元 敏明教授、元九州工業大学 石橋 治生教授には深く感謝申し上げます。

九州工業大学工学部 吉田 幸一助手、九州女子大学 岡本 実講師には、多くの疑問に対し、的確なお応えをいただき厚く御礼申し上げます。元九州工業大学技官 古屋 良三氏、三谷 久平氏、榎 秀勝氏、九州工業大学工学部 伊東 智延技官には、複雑な実験装置の製作にご協力いただき深く感謝いたします。さらに、研究に御協力いただきました卒業生、在校生、留学生、研究員の皆様には心より感謝申し上げますと共に、ご一緒に研究する機会に恵まれたことを幸いに感じております。

最後に、私の研究に理解を示し、協力してくれた妻と子供達に感謝します。

1997年12月

宇野 美津夫

## 参考文献

- (1) 大橋 秀雄, 「動静翼干渉によるポンプ損傷例」, ターボ機械, 19 巻 6 号, 1991 年, pp. 348-355.
- (2) Takemura, T., and Goto, A., "Experimental and Numerical Study of Three-Dimensional Flows in a Mixed-Flow Pump Stage," Trans. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, No. 3, 1996, pp. 552-561.
- (3) Day, I. J., "Stall Inception in a Axial Flow Compressors," Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 115, No. 1, 1993, pp.1-9.
- (4) Mcdougall, N. H., Cumpsty, N. A., and Hynes, T. P., "Stall Inception in Axial Compressors," Trans. ASME Journal of Turbomachinery, Vol.112, No.1, 1990, pp. 116-125.
- (5) 井上 雅弘・古川 雅人, 「ターボ機械内部流動の計測技術」, 日本機械学会誌, 89 巻 814 号, 1986 年, pp.1020-1026.
- (6) Lakshminarayana, B., "An Axial Flow Research Compressor Facility Designed for Flow Measurement in Rotor Passage," Trans. ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 102. No. 4, 1980, pp.402-411.
- (7) Eckardt, D., "Detailed Flow Investigation Within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller," Trans. ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 89, No. 3, 1976, pp.390-402.
- (8) 植木 弘信・石田 正弘, 「半導体レーザを用いた 2 焦点流速計の開発と応用」, ターボ機械, 21 巻 10 号, 1993 年, pp. 628-633.
- (9) Matsunaga, S., Ishibashi, H., and Nishi, M., "Measurement of Instantaneous Pressure and Velocity in Nonsteady Three-Dimensional Water Flow by Means of a Combined Five-Hole Probe," Trans. ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 102, No. 2, 1980, pp.196-202.
- (10) 日本機械学会編, 「技術資料・流体計測法」, 日本機械学会, 1985 年.

- (11) 高木 相,「応用計測通論」,啓学出版,1980年.
- (12) 藤井 陽一,「光ファイバーの利用技術」,アグネ,1985年.
- (13) 豊田工機(株),拡散形半導体圧力変換器カタログ.
- (14) 黒沢 信行・斉藤 英一,「圧力変換器」,ターボ機械,15巻2号,1987年, pp. 115-121.; 15巻10号,1987年, pp.640-647.; 16巻2号,1988年, pp.102-109.; 16巻4号,1988年, pp.223-231.; 16巻10号,1988年, pp.527-578.
- (15) 西尾 健二,「流体計測の自動化」,ターボ機械,4巻9号,1976年, pp.596-603.
- (16) 片岡 照栄,「センサハンドブック」,培風館,1986年.
- (17) Fields, J. N. , Asawa, C. K., Ramer, O. G., and Barnoski, M. K., " Fiber Optic Pressure Sensor", Journal of Acoustical Society of America," Vol. 69, No. 3, 1980, pp.816-818.
- (18) 計量標準管理技術調査管理委員会編,「圧力標準の管理技術マニュアル」,計量管理協会,1979年.
- (19) Benedict, R. P., " Fundamentals of Temperature, Pressure and Flow Measurement," John Wiley & Sons Inc.1969.
- (20) 縄田 秀夫,「水力機械の水圧脈動測定に及ぼす側圧孔および導圧管の影響」,ターボ機械,2巻3号,1974年, pp.277-282.
- (21) 飯村 或郎・石井 誠一・畑中 浩,「圧力測定孔のインピーダンス特性」, 11th Fluidics Symposium, 1976年, pp.175-180.
- (22) 宮原 今朝夫・佐藤 勝俊・畑中 浩,「空気圧管路の動特性に及ぼす測圧空洞の影響」, 11th Fluidics Symposium, 1976年, pp.181-185.
- (23) 山本 勝弘,岡本 和彦,田島 和義,「圧縮空気を用いた高速液流発生装置の試作」,日本機械学会論文集(第2部),40巻331号,1974年, pp.789-796.
- (24) Weyler, M. E., "An Investigation of the Effect of Cavitation Bubble on the Momentum Loss in Transient Pipe Flow," Trans. ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 93, No. 1, 1971, pp.1-10.

- (25) 松永 成徳・石橋 治生・速水 洋・西 道弘・飛田 二雄・井上 雅文, 「開放形斜流ポンプ壁面の非定常圧力分布分析」, 日本機械学会論文集 (第2部), 44巻384号, 1978年, pp.2707-2716.
- (26) 後藤 哲郎・小潟 憲, 「変動圧力によるポンプ羽根車の異常診断」, ターボ機械, 16巻10号, 1988年, pp.558-565.
- (27) 長藤 友建・杉下 懐夫, 「ポンプ水車ランナ周りの変動圧力測定」, ターボ機械, 11巻3号, 1982年, pp.157-163.
- (28) Yamasaki, T., "On Some Tank Test Results with a Large Model Propeller," 日本造船学会論文集, 144号, 1978年, pp.70-77.
- (29) 谷江 和雄, 「触覚センサ」, 応用物理, 54巻4号, 1985年, pp.373-379.
- (30) 原 利昭・笹川 和彦・古賀 良生, 「感圧導電ゴムセンサとその応用 (下腿装具の機能評価)」, センサ技術, 12巻11号, 1992年, pp.62-67.
- (31) 下条 誠・石川 正俊・金谷 喜久雄, 「高密度フレキシブル型触覚イメージャ」, 第2回ロボットセンサシンポジウム, 1990年, pp.93-98.
- (32) Dario, P., Bicchi, A., Fiorillo, A., Buttazzo, G., and Francesconi, R., "A Sensorised Scenario for Basic Investigation on Active Touch," Robot Sensor, Vol. 2, 1986, pp.237-245.
- (33) Tanie, K., Komoriya, K., Kaneko, M., Tachi, S., and Fujikawa, A., "A High-Resolution Tactile Sensor", Robot Sensor, Vol. 2, 1986, pp.189-205.
- (34) 朴 玖用・小森谷 清・金子 真・大野 武房・谷江 和雄, 「光導波板を用いた分布型触覚センサ」, 日本ロボット学会誌, 4巻4号, 1987年, pp.283-289.
- (35) 杉山 進, 「マイクロマシーニングと圧力センサ」, センサ技術, 10巻6号, 1990年, pp.19-23.
- (36) Binder, R. C., and Knapp, R. T., "Experimental Determinations of the Flow Characteristics in the Volute of Centrifugal Pumps," Trans. ASME, Vol. 58, No. 4, 1935, pp.649-661.
- (37) Iversen, H. W., Rolling, R. E., and Carlson, J.J., "Volute Pressure Distribution,



Radial Force on the Impeller, and Volute Mixing Losses of a Radial Flow Centrifugal Pump," Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 82 ,No. 2, 1960, pp. 136-114.

(38) 今市 憲作・内田 憲男・白井 俊明,「遠心ポンプの径方向推力に関する実験的研究」,日本機械学会論文集(第2部),37巻294号,1971年,pp.322-333.

(39) 斎藤 純夫,「ディユーザポンプの軸スラスト」,エハラ時報,105号,1978年,pp.2-7.

(40) 川田 裕・神吉 博・川上 孝,「遠心ポンプ羽根車に作用する流体励振力に関する実験的研究(第1報,羽根枚数・ケーシング形式の影響について)」,日本機械学会論文集(C編),49巻437号,1983年,pp.31-38.

(41) Chamieh, D. S., Acosta, A. J., Brennen, C. E., and Caughey, T. K., "Experimental Measurement of Hydrodynamic Radial Force and Stiffness Matrices for a Centrifugal Pump-Impeller," Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, No. 3, 1985, pp.307-315.

(42) 辻本 良信・吉田 義樹・Acosta, A. J.,「遠心羽根車に作用するふれまわり流体力の簡単な予測法の提案とその実験的検証」,日本機械学会論文集(B編),55巻514号,1989年,pp.1530-1535.

(43) 吉田 義樹・伊藤 武彦・村上 芳則・辻本 良信,「軸危険速度以上で回転する遠心羽根車に生じる自励軸振動と強制軸振動」,日本機械学会論文集(B編),58巻547号,1992年,pp.22-29.

(44) 山口 雄三・三浦 誠二,「ポンプ水車ランナに作用する半径方向加振力に関する研究(第1報,加振力の全般特性及び構造的諸因子の影響についての実験的検討)」,日本機械学会論文集(B編),47巻413号,1981年,pp.86-94.

(45) Guelich, J., Jud, W. , and Hughes, S. F., "Review of Parameters Influencing Hydraulic Forces on Centrifugal Impellers," Pro. Inst. Mech. Engrs., No.201-A3, 1987, pp.164-174.

(46) Sympson, H. C., Clark, T. A., and Weir, G. A., "A Theoretical Investigation of

Hydraulic Noise in Pump," *Sound Vibration*, Vol. 5, No. 3, 1967, pp. 456-484.

(47) 村上 芳則・安達 勤,「後流干渉による翼の非定常力」,ターボ機械,11巻12号,1983年,pp.739-747.

(48) 飯野 利喜・笠井 憲一,「遠心羽根車とディフューザの干渉による非定常流れの解析(第1報,ポンプ羽根車内の圧力変動の測定)」,日本機械学会論文集(B編),51巻471号,1985年,pp.3748-3753.

(49) 菊山 功嗣・長谷川 豊・前田 太佳夫,「遠心ポンプ羽根車内の圧力変動(羽根車に加わる流体力)」,日本機械学会論文集(B編),54巻504号,1988年,pp.2038-2046.

(50) Arndt, N., Acosta, A. J., Brennen, C. E., and Caughey, T. K., "Rotor-Stator Interaction in a Diffuser Pump," *Trans. ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.11, No.3, 1989, pp.213-221.

(51) Gostelow, J. P., "A New Approach to the Turbomachinery Flow Phenomena," *Trans. ASME, Journal of Engineering for Power*, Vol. 99, No. 1, 1977, pp. 97-105.

(52) 湯浅 達治・日向 達雄,「遠心ポンプ羽根車後方の変動流れ」,日本機械学会論文集(B編),45巻392号,1979年,pp.484-493.

(53) Tourret, J., Kamga, M., Kermarec, J., Foucher, D., and Barrand, J. P., "Hydraulic Noise Generation in a Centrifugal Pump," *World Pumps*, 1991, pp.47-53.

(54) 横山 重吉・前野 修,「遠心ポンプの圧力脈動に関する実験的研究」,ターボ機械,7巻6号,1979年,pp.332-340.

(55) 大野 隆史・田中 康夫・小松 厚造・紺野 大介,「両吸込うず巻ポンプの圧力脈動に関する実験的研究」,ターボ機械,13巻6号,1985年,pp.335-343.

(56) 山本 和義,「遠心ポンプのキャビテーションに伴う脈動現象」,日本機械学会論文集(B編),56巻523号,1990年,pp.636-643.

(57) Mathioudakis, K., Papathanasiou, A., Loukis, E., and Papailiou, K., "Fast Response Wall Pressure Measurement as a Means of Gas Turbine Blade Fault Identification," *Trans. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*,

Vol.113, No.2, 1991, pp.269-275.

(58) Inoue, M., Kurounaru, M., and Ando, Y., "Pressure Fluctuation on Casing Wall of Isolated Axial Compressor Rotors at Low Flow Rate," Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 113, No. 1, 1993, pp.19-27.

(59) 松永 成徳・国清 行夫,「三次元変動水流の一計測法(第2報 測定用プローブに関する理論的考察)」,日本機械学会論文集(第2部),32巻,241号,1966年, pp.1365-1372.

(60) 松永 成徳・西 道弘・竹中 厚二,「変動圧力測定用制動管の動特性」,九州工業大学研究報告(工学),32号,1976年, pp.47-52

(61) 松永 成徳・塚本 寛・石橋 治生・宇野 美津夫,「導圧管を有する圧力測定系の特性予測と最適設計」,ターボ機械,9巻2号,1981年, pp.68-73.

(62) 亘理 厚,「機械振動」,丸善,1973年.

(63) 藤田 孝・池田 勉,「1軸船舶プロペラ位置における Wake Peak に関する研究」,三菱重工技報,16巻4号,1979年, pp.111-117.

(64) 関口 慎一・山口 一郎・島野 健仁郎・酒井 俊道・高木 通俊,「13孔ピトー管の測定精度評価」,ターボ機械,25巻6号,1997年, pp.303-309.

(65) 後藤 彰・勝俣 辰善,「2孔ピトー管による羽根車出口の3次元変動流の測定」,ターボ機械,15巻6号,1987年, pp.343-350.

(66) 松永 成徳・石橋 治生・西 道弘・宇野 美津夫・塚本 寛,「3次元流計測用ピトープローブ特性数の選定」,ターボ機械,11巻3号,1983年, pp.185-192.

(67) Kerrebrock, J. K., Epstein, A. H., and Thomplins, W. T., "A Miniature High Frequency Sphere Probe," Measurement Methods in Rotating Components of Turbomachinery ASME, 1980, pp.91-95.

(68) Lee, J. C., and Ash, J. E., "A Three-Dimensional Spherical Pitot Probe," Trans. ASME, Vol. 78, No. 3, 1956, pp.603-608.

(69) Sami, S., Carmody, T., and Rouse, H., "Jet Diffusion in the Region of Flow

Establishment," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 27, No. 2, 1967, pp.231-252.

(70) 松永 成徳・西 道弘・岡本 実・宇野 美津夫・西谷 克彦,「非定常流計測用ピトープローブの応用(逆流を伴う脈動旋回水流の計測)」,日本機械学会論文集(B編),51巻466号,1985年,pp.1772-1780.

(71) 松永 成徳・宇野 美津夫・塚本 寛,「非定常流計測用ピトープローブの測定精度と最適設計」,日本機械学会論文集(B編),50巻458号,1984年,pp.2334-2342

(72) 松永 成徳・塚本 寛,「静止プローブによる羽根車出口流れの計測」,ターボ機械,11巻3号,1983年,pp.149-156.

(73) Senoo, T., Kita, Y., and Ookuma, K., "Measurement of Two-Dimensional Periodic Flow with a Cobra Probe," *Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol. 95, No. 2, 1973, pp.295-300.

(74) Kovasznay, L. S. G., Tani, I., Kawamura, M., and Fujita, H., "Instantaneous Pressure Distribution Around a Sphere in Unsteady Flow," *Trans. ASME, Journal of Fluid Engineering*, Vol. 103, No. 3, 1981, pp.497-502.

(75) 松永 成徳・石橋 治生・西 道弘・塚本 寛・宇野 美津夫,「複合形ピトープローブの測定精度(プローブ自身の振動による影響)」,ターボ機械,9巻10号,1981年,pp.600-606

(76) Iwan, W. D., "The Vortex Induced Oscillation of Elastic Structural Elements," *Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics*, Vol. 79, No. 4, 1975, pp. 1378-1382.

(77) Ericsson, L. E., "Karman Vortex Shedding and the Effect of Body Motion," *AIAA Journal*, Vol. 18, No. 8, 1980, pp.935-944.

(78) 日本機械学会編,「計測の不確かさ」,丸善,1987年.

(79) ポフ,「空気力学実験法」(村田 進・小川 徹・三宅 裕 共訳),朝倉書店,1969年.

(80) 速水 洋・植木 弘信・妹尾 泰利,「遠心圧縮機インデューサ部流れのレーザ流速計による研究」,日本機械学会論文集(B編),50巻454号,1984年,

pp. 1539-1548.

- (81) 井上 雅弘・九郎丸 元雄・福原 稔・江口 剛,「軸流回転翼列のケーシング境界層に及ぼす翼先端すきまの影響」,日本機械学会論文集(B編),53巻487号,1987年,pp.940-944.
- (82) 菱田 公一・前田 昌信,「パソコンによる流体計測」,ターボ機械,15巻7号,1987年,pp.418-424.
- (83) 南 茂夫,「科学計測のための波形データ処理」,CQ出版,1991年.
- (84) 吉村 功・石井 泰・大岡 崇,「電気学会大学講座(測定値の統計的処理)」,オーム社,1985年.
- (85) 徳丸 英勝・添田 喬・中溝 高好・秋月 影雄,「工学基礎講座(計数・測定)」,培風館,1982年.
- (86) 日野 幹雄,「スペクトル解析」,朝倉書店,1977年.
- (87) Pfleiderer, C., "Die Kreiselpumpen", Apringer Verlag, 1961.
- (88) Stepanoff, A. J., "Pump and Blowers: Two Phase Flow", John Wiley and Sons, 1965.
- (89) Engeda, A., and Rautenberg, M., "Pump Instability at Partial Flow Review," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part-Load Pumping Operation, Control and Behavior, Edinburgh, 1988, pp.1-6.
- (90) 豊倉 富太郎・北村 昇・木田 和夫,「高比較回転度ポンプの低流量域の性能改善に関する研究」,日本機械学会誌,67巻544号,1964年,pp.628-691.
- (91) 生井 武文,「軸流羽根における流れ」,日本機械学会誌,62巻485号,1959年,pp.909-918.
- (92) 田中 周治・村田 進,「軸流送風機の低流量特性と旋回失速」,日本機械学会論文集(第2部),40巻335号,1974年,pp.1938-1947.
- (93) 豊倉 富太郎・金元 敏明・林 知幸,「斜流ポンプのディフューザに関する研究」,日本機械学会論文集(B編),53巻496号,1987年,pp.3672-3681.
- (94) 藤本 一郎・田中 英穂・石井 進・山口 和夫,「はく離を伴うねじり振

動翼の非定常空力特性」, 日本機械学会論文集 (B 編), 50 巻 460 号, 1984 年, pp. 2862-2869.

(95) 平野 孝典・藤本 一郎, 「流れの動的はく離現象把握のための条件付データ収集システムの開発」, ターボ機械, 20 巻 6 号, 1992 年, pp. 351-359.

(96) 久保田 祐二・鈴木 健彦・富田 久雄・長藤 友建・岡村 長生, 「静止側の分布励振源による羽根付回転円板の振動」, 日本機械学会論文集 (C 編), 49 巻 439 号, 1983 年, pp. 307-313.

(97) 塚本 寛・宇野 美津夫・永井 優治・福野 宏紀・濱福 宣成・岡村 共由, 「ディフューザポンプ羽根車下流における圧力脈動」, 日本機械学会論文集 (B 編), 61 巻 586 号, 1995 年, pp. 2149-2156.

(98) 宇野 美津夫・塚本 寛・永井 優治・福野 宏紀・濱福 宣成・岡村 共由, 「ポンプ羽根車とガイドベーンの干渉によるガイドベーン流路内圧力変動の計測」, 日本機械学会論文集 (B 編), 61 巻 586 号, 1995 年, pp. 2157-2164.

(99) Rogers, C. A., "Intelligent Materials," Scientific American, No. 9, 1995, pp. 122-127.

(100) 下条 誠, 「高密度フレキシブル型圧力分布イメージャ」, センサ技術, 10 巻 13 号, 1990 年, pp. 31-36.

(101) イナバゴム (株)・製品カタログ, 圧力分布計測装置・イナストマー

(102) ニッタ (株)・製品カタログ, タクタイルセンサ・圧力分布測定装置

(103) 金森 克彦, 「感圧センサ」, 工業材料, 30 巻 6 号, 1982 年, pp. 67-70.

(104) 雀部 博之, 「導電性高分子材料」, シーエムシー, 1983 年.

(105) 石川 正俊・下条 誠, 「ビデオ信号出力をもつ圧力センサと触覚パターン処理」, 計測自動制御学会, 24 巻 7 号, 1988 年, pp. 662-669.

(106) Webster, J. G., "Tactile Sensors for Robotics and Medicine", John Wiley and Sons, 1988.

(107) 平居 孝之・寺崎 俊夫・村上 聖, 「パソコン 3 次元有限要素法」, 共立出版, 1990 年.

- (108) Fung, Y. C., and Yih, C. S., "Peristaltic Report," Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, Vol. 35, No. 4, 1968, pp. 669-675.
- (109) Tong, P., and Vawter, D., "An Analysis of Peristaltic Pumping," Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, Vol. 39, No. 4, 1972, pp. 857-862.
- (110) Brown, T. D., and Hung, T. K., "Computational and Experimental Investigation of Two-dimensional Nonlinear Peristaltic Flows," Journal of Fluid Mechanics, Vol. 83, No. 2, 1977, pp. 249-272.
- (111) 川橋 正昭・網敷 光剛・那須 大悟・鈴木 充, 「有限波列ぜん動流路内流れの数値解析 (第1報)」, 日本機械学会論文集 (B編), 48巻427号, 1982年, pp. 473-478.
- (112) 川橋 正昭・田中 暁・鈴木 充, 「有限波列ぜん動流路内流れの数値解析 (第2報)」, 日本機械学会論文集 (B編), 49巻442号, 1983年, pp. 1125-1134.
- (113) Hirt, C. W., and Cook, J. L., "Calculating Three-Dimensional Flows Around Structures and Over Rough Terrain," Journal of Computational Physics, Vol. 10, No. 2, 1972, pp. 324-340.
- (114) Harlow, F. E., and Welch, J. E., "Numerical Calculation of Time-Dependent Viscous Incompressible Flow of Fluid with Free Surface," The Physics of Fluids, Vol. 8, No. 12, 1965, pp. 2182-2189.
- (115) ラジャラトナム, 「噴流」(野村 安正 訳), 森北出版, 1981年.
- (116) Maxworthy, T., "Experiments of the Flow Around a Sphere at High Reynolds Number," Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, Vol. 36, No. 3, 1969, pp. 598-606.
- (117) Hall, R. M., Obara C. J., and Azzazy, M., "Comparisons of Boundary-Layer Transition Measurement Techniques at Supersonic Mach Numbers," AIAA Journal, Vol. 29, No. 6, 1991, pp. 865-870.
- (118) Bruun, H. H., "Hot-Wire Anemometry," Oxford Science Publications, 1995,

## 付録

### A. 1 5孔ピトープローブ軸からポンプ軸への座標変換

記号	$x, y, z$	: ポンプ座標軸
	$x', y', z'$	: ピトープローブ座標軸
	$\alpha_p, \delta_p$	: プロブ設定ヨー, ピッチ角
	$\alpha, \delta$	: プロブ測定ヨー, ピッチ角
	$V$	: 絶対速度
	$V_z$	: 絶対速度の軸方向成分
	$V_u$	: 絶対速度の周方向成分
	$V_r$	: 絶対速度の半径方向成分
	$V_m$	: 絶対速度のメリディアン成分
	$W$	: 相対速度
	$U$	: 周速度

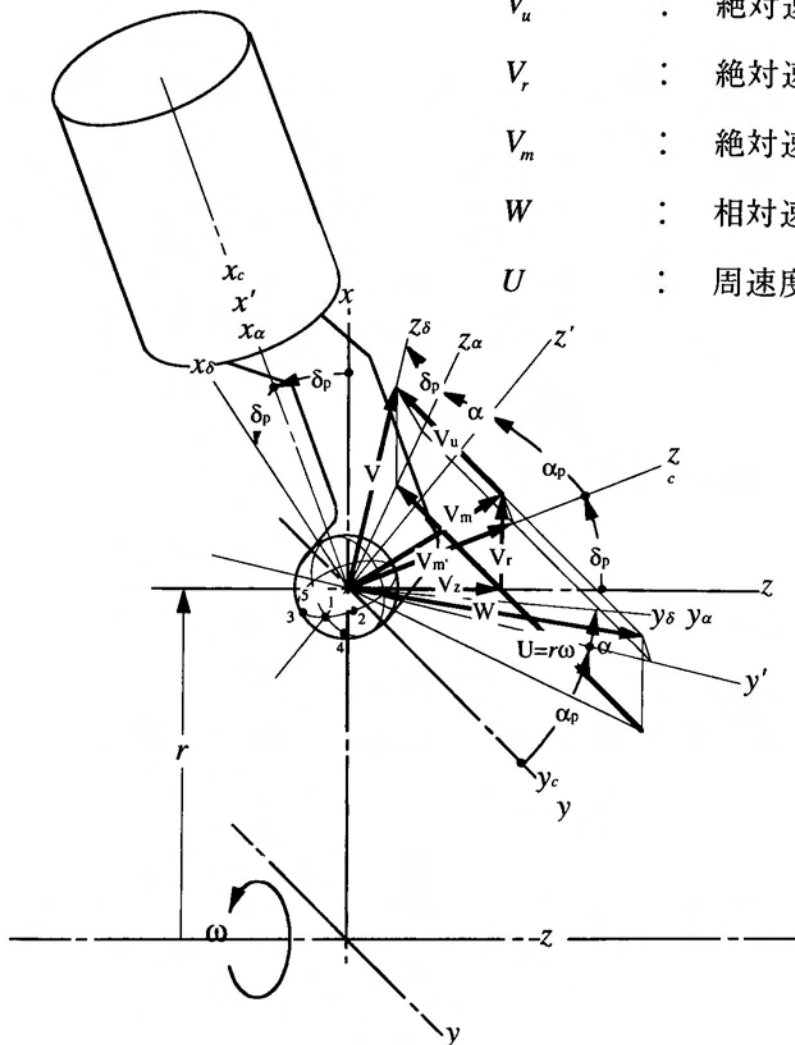


図 A-1 ピトープローブと流れとの幾何学的関係



図 A-1 の座標を基準とする。

$$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} V_r \\ V_u \\ V_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ V \end{bmatrix} \quad \dots \dots \dots (A-1)$$

$$\begin{aligned} V_r &= (\sin \delta \cdot \cos \delta_p + \cos \delta \cdot \sin \delta_p \cos \bar{\alpha}) \cdot V \\ V_u &= -\cos \delta \cdot \sin \bar{\alpha} \cdot V \quad \dots \dots \dots (A-2) \\ V_z &= (-\sin \delta \cdot \sin \delta_p + \cos \delta \cdot \cos \delta_p) \cdot V \end{aligned}$$

ここで,  $\bar{\alpha} = \alpha_p + \alpha$

上記の座標変換は  $(x, y, z) \leftarrow (x'_p, y'_p, z'_p)$  を行った。

上の変換を要素に分解すれば,

$$(x, y, z) \xleftarrow[\delta_p]{[A_{34}]} (x_c, y_c, z_c) \xleftarrow[\alpha_p]{[A_{43}]} (x', y', z') \xleftarrow[\alpha]{[A_{32}]} (x'_\alpha, y'_\alpha, z'_\alpha) \xleftarrow[\delta]{[A_{21}]} (x'_\delta, y'_\delta, z'_\delta)$$

式 (A-1) から,  $(x'_\delta, y'_\delta, z'_\delta)$  においては  $x'_\delta, y'_\delta$  の項は 0 であるから, 以下この項を無視して計算する。

$$\begin{bmatrix} V_r \\ V_u \\ V_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} & & \\ & \mathbf{A}_{51} & \\ & & \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ V \end{bmatrix} \quad \dots \dots \dots (A-3)$$

ここで, 行列  $\mathbf{A}$  で必要な要素は第 3 列のみで, 第 1 列, 第 2 列をまとめて,  $\mathbf{A}'$  で示す。

[illegible]

行列の積の定義より行列  $\mathbf{A}$  は

$$\begin{aligned} [\mathbf{A}_{51}] &= [\mathbf{A}_{54}] \cdot [\mathbf{A}_{43}] \cdot [\mathbf{A}_{32}] \cdot [\mathbf{A}_{21}] \\ &= [\mathbf{A}_{54}] \cdot [\mathbf{A}_{43}] \cdot [\mathbf{A}_{31}] \quad . . . . . (\text{A-5}) \\ &= [\mathbf{A}_{54}] \cdot [\mathbf{A}_{41}] \end{aligned}$$

と表される。

$$\begin{bmatrix} \mathbf{A}_{21} \\ \vdots \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}'_{21} & \sin\delta \\ & 0 \\ & \cos\delta \end{bmatrix} \quad . . . . . (\text{A-6})$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{31} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{A}'_{21} \\ \sin \delta \\ 0 \\ \cos \delta \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \mathbf{A}'_{31} & \sin \delta \\ -\sin \alpha \cdot \cos \delta \\ \cos \alpha \cdot \cos \delta \end{bmatrix} \end{aligned} \quad \dots \dots (A-7)$$

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} \mathbf{A}_{41} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_p & -\sin \alpha_p \\ 0 & \sin \alpha_p & \cos \alpha_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{A}'_{31} & \begin{matrix} \sin \delta \\ -\sin \alpha \cdot \cos \delta \\ \cos \alpha \cdot \cos \delta \end{matrix} \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} \mathbf{A}'_{41} & \begin{matrix} \sin \delta \\ -(\cos \alpha_p \cdot \sin \alpha + \sin \delta_p \cdot \cos \alpha) \cdot \cos \delta \\ (-\sin \alpha_p \cdot \sin \alpha + \cos \alpha_p \cos \alpha) \cdot \cos \delta \end{matrix} \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} \mathbf{A}'_{41} & \begin{matrix} \sin \delta \\ -\sin(\alpha_p + \alpha) \cdot \cos \delta \\ \cos(\alpha_p + \alpha) \cdot \cos \delta \end{matrix} \end{bmatrix} \quad \cdot \cdot \cdot \quad (\text{A-8}) \\
&= \begin{bmatrix} \mathbf{A}'_{41} & \begin{matrix} \sin \delta \\ -\sin \bar{\alpha} \cdot \cos \delta \\ \cos \bar{\alpha} \cdot \cos \delta \end{matrix} \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

(ここで,  $\bar{\alpha} = \alpha_p + \alpha$ )

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} \mathbf{A}_{51} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos \alpha_p & 0 & \sin \alpha_p \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \alpha_p & 0 & \cos \alpha_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{A}'_{41} & \begin{matrix} \sin \delta \\ -\sin \bar{\alpha} \cdot \cos \delta \\ \cos \bar{\alpha} \cdot \cos \delta \end{matrix} \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} \mathbf{A}'_{51} & \begin{matrix} \cos \delta_p \cdot \sin \delta + \sin \delta_p \cdot \cos \bar{\alpha} \cdot \cos \delta \\ -\sin \bar{\alpha} \cdot \cos \delta \\ -\sin \delta_p \cdot \sin \delta + \cos \alpha_p \cos \bar{\alpha} \cdot \cos \delta \end{matrix} \end{bmatrix} \quad (\text{A-9})
\end{aligned}$$

となる。式 (A-3), 式 (A-9) より  $V_r, V_u, V_z$  は

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} V_r \\ V_u \\ V_z \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{51} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ V \end{bmatrix} \\
&= \begin{bmatrix} (\cos \delta_p \cdot \sin \delta + \sin \delta_p \cdot \cos \bar{\alpha} \cdot \cos \delta) \cdot V \\ -\sin \bar{\alpha} \cdot \cos \delta \cdot V \\ (-\sin \delta_p \cdot \sin \delta + \cos \alpha_p \cos \bar{\alpha} \cdot \cos \delta) \cdot V \end{bmatrix} \quad \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (\text{A-10})
\end{aligned}$$

となる。図中の  $V_m, W$  は  $V_r, V_u, V_z$  より次式で求められる。

$$\begin{aligned} V_m &= (V_r^2 + V_z^2)^{1/2} \\ W &= \{V_m^2 + (U - V_u)^2\}^{1/2} \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (A-11)$$

図中の  $V'_m$  は  $(x_c, y_c, z_c)$  の  $z$  軸成分であるので式 (A-8) から

$$V'_m = \cos \bar{\alpha} \cdot \cos \delta \cdot V \quad \dots \dots \dots (A-12)$$

となる。

## A. 2 デジタル処理

変動データに含まれる特徴を調べるには、データに関する情報を考慮して、適切なデータ収集から考えなければならない。圧力センサで得られるデータは時間的に連続なデータであり、これをサンプリングして、デジタル計算することが多く、このサンプリングの間隔やデータ数がデータ解析の際、しばしば問題となる。

連続的なデータ  $x(t)$  をサンプリングする時間間隔  $\Delta t$  を決める定理をサンプリング定理<sup>(85)</sup>といい、サンプリング間隔は  $1/(2W)$  が連続信号の情報を失わない最長の時間間隔となる。このように変動データに含まれる最高周波数  $W$  がわかっていれば  $\Delta t = 1/(2W)$  としてサンプリング間隔が決定される。しかし、実際には、変動データの最高周波数の2倍程度の周波数を考えサンプリング間隔を決定する。また、正確に最高周波数を決定するためには、アナログローパスフィルタにより、高い周波数成分を遮断する方法が考えられる。これは、サンプリング間隔を小さくする方法に比べ、データ量の減少、計算時間の節約等の利点がある。2.2節で提案した圧力センサに取り付けられた導圧管は、高周波を遮断する減衰特性を持った機械的なローパスフィルタとして、サンプリングで連続データに含まれる情報を保持できる有効な手段である。

ターボ機械内部の圧力変動の基本周期は、回転数や羽根車羽根数に依存することが推定される。したがって、実際にデータ解析をするときのデータ数を選定する目安を知ることが必要となる。いま、データ  $x(t)$  が周期的な変化をしており、基本波成分が

$$x(t) = A \sin(2\pi f t + \varphi) \quad (\text{A-13})$$

であるとき、データ長  $T$  の有限長データから自己相関関数を計算すると、一周期  $1/f$  ごとに  $1/(2\pi f T)$  の相対誤差が含まれる。相対誤差を5%以下にするためには、 $1/f$  の4倍以上のデータ長が必要である。また、1%以下にするためには30倍のデー

タ長が必要になる。

サンプリング定理により決定されたサンプリング間隔でサンプリングを行えば信号の中に含まれる特性をとらえることができる。しかし、この間隔よりも長いサンプリングを行えば、信号の特性を十分にとらえることができない。この現象をエイリアシングとよび、データのサンプリングの際、注意する問題の一つである。

サンプリングがデータの時間変化に関係するように、デジタル変換の分解能は変動の振幅に関係する。デジタル変換により発生する誤差の分散は

$$\sigma^2 = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \mu_x)^2 p(x) dx = \int_{-\frac{1}{2}\Delta x}^{\frac{1}{2}\Delta x} x^2 \frac{1}{\Delta x} dx = \frac{1}{12} \Delta x^2 \quad (\text{A-14})$$

標準偏差は

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{12}} \Delta x \cong 0.29 \Delta x \quad (\text{A-15})$$

現在、多く使用されているパソコンのA-D変換器の分解能は12 bitで、量子化のレベル数は $4096 (= 2^{12})$ であるので、最高信号レベル値に対する誤差は、

$$\frac{0.29 \Delta x}{4096 \Delta x} \approx 0.00007$$

となる。

### A. 3 統計解析

時間と共に変動する現象の特性を調べるため、データ処理を行い統計的性質を明らかにする方法が用いられる。基本的性質を記述する代表的なパラメータを図 A-2 に示す。平均値と分散は分布の中心と広がりを表し、相関関数とスペクトル密度はそれぞれ時間、周波数領域における情報、2つの信号の結合特性が、相互相関関数と相互スペクトル密度、また、これらの関連度を表すコヒーレンス関数が定義される。以下に測定された圧力変動の離散データから統計量を計算する方法を述べる。

$x(t)$  が  $x$  と  $x + \Delta x$  との間にはいる時間  $t$  の和  $\sum_{i=1}^N \Delta t_i$  の全測定時間  $T$  に対する割合、すなわち、確率は

$$prob[x < x(t) < x + \Delta x] = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{\sum_{i=1}^N \Delta t_i}{T} \quad (A-16)$$

である。ここでは、離散化された時間  $T$  の時系列データ  $\psi(t)$  を用い、確率密度関数

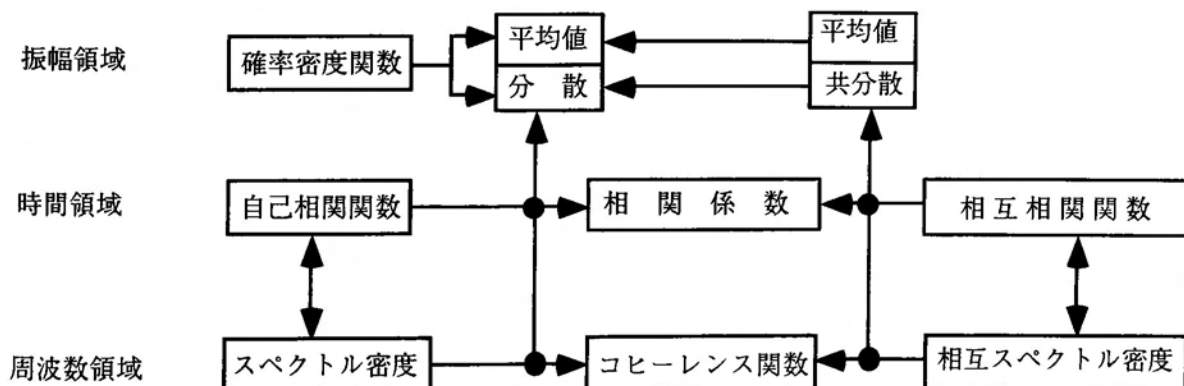


図 A-2 基本的性質を記述する代表的なパラメータ (85)

を求める前に度数分布を求める。 $n_{\psi_i}$  をある区間  $T$  において  $\psi_i - \frac{1}{2}\Delta\psi \leq \psi_i \leq \psi_i + \frac{1}{2}\Delta\psi$  の範囲にはいるデータの総数とすると、 $\psi_i$  を示す確率  $p(\psi_i)$  は、

$$p(\psi_i) = \frac{n_{\psi_i}}{\Delta\psi \times N} \quad (\text{A-17})$$

となる。ここで、 $N = T/\Delta T$  である。離散値のデータから確率密度関数を近似するとき、 $\Delta\psi$  が問題となる。

平均値  $\mu$ 、分散  $\sigma^2$  を一般化したものをモーメントとよび、変数を  $x$ 、確率密度関数  $p(x)$  としたとき、次式で表したものを点  $a$  まわりの  $n$  次モーメントと呼ぶ。

$$m_n = E[(x-a)^n] = \int_{-\infty}^{\infty} (x-a)^n p(x) dx, \quad n = 1, 2, \dots \quad (\text{A-18})$$

とくに  $a = \mu$  のときのモーメントを中央モーメントという。1 次モーメントは平均値で、離散化された時系列データからは次式で求められる。

$$m_1 = \mu = \bar{\psi} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \psi(t_k) \quad (\text{A-19})$$

分散は 2 次の中央モーメントとして、離散データからは次式で求められる。

$$\begin{aligned} \sigma^2 &= \overline{\psi^2} - (\bar{\psi})^2 = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \psi(t_k)^2 - (\bar{\psi})^2 \\ \sigma &= \sqrt{\overline{\psi^2} - (\bar{\psi})^2} \end{aligned} \quad (\text{A-20})$$

3 次の中央モーメントは離散データからは次式で求められる。



$$m_3 = \overline{\psi^3} - 3\overline{\psi}\overline{\psi^2} + 2(\overline{\psi})^3 = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \psi(t_k)^3 - 3\overline{\psi}\overline{\psi^2} + 2(\overline{\psi})^3 \quad (\text{A-21})$$

2 次の中央モーメントで正規化した  $m_3$  は非対称のめやすで，歪度 (skewness) といわれる。

$$\gamma_1 = m_3 / \sigma^3 = \left[ \overline{\psi^3} - 3\overline{\psi}\overline{\psi^2} + 2(\overline{\psi})^3 \right] / \left[ \sqrt{\overline{\psi^2} - (\overline{\psi})^2} \right]^3 \quad (\text{A-22})$$

4 次の中央モーメントは，離散データからは次式で求められる。

$$\begin{aligned} m_4 &= \overline{\psi^4} - 4\overline{\psi}\overline{\psi^3} + 6(\overline{\psi})^2\overline{\psi^2} - 3(\overline{\psi})^4 \\ &= \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \psi(t_k)^4 - 4\overline{\psi}\overline{\psi^3} + 6(\overline{\psi})^2\overline{\psi^2} - 3(\overline{\psi})^4 \end{aligned} \quad (\text{A-23})$$

2 次の中央モーメントで正規化した  $m_4$  は平坦度 (flatness) といわれる。

$$F = m_4 / \sigma^4 = \left[ \overline{\psi^4} - 4\overline{\psi}\overline{\psi^3} + 6(\overline{\psi})^2\overline{\psi^2} - 3(\overline{\psi})^4 \right] / \left[ \sqrt{\overline{\psi^2} - (\overline{\psi})^2} \right]^4 \quad (\text{A-24})$$

Gauss 分布であれば  $F=3$  であるので， $\gamma_2 = F-3$  を尖度 (kurtosis) という。

パワースペクトル  $S(f)$  は  $x(t)$  の複素フーリエ成分  $X(f)$  よりつぎのように定義される。

$$S_{xx}(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left\langle \frac{X(f)X^*(f)}{T} \right\rangle \quad \langle \rangle: \text{アンサンブル平均}$$

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i2\pi f t} dt \quad (\text{A-25})$$

2 信号の結合特性であるクロススペクトル  $S_{xy}(f)$  は、パワースペクトルと同様に、複素フーリエ成分  $X(f)$ ,  $Y(f)$  より求められる。

$$S_{xy}(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{X^*(f)Y(f)}{T} = \lim_{T \rightarrow \infty} \left\langle \frac{X^*(f)Y(f)}{T} \right\rangle = \frac{1}{T} \langle X^*(f)Y(f) \rangle \quad (\text{A-26})$$

クロススペクトルを規格化した量としてコヒーレンス関数が以下のように定義される。

$$coh^2(f) = \frac{|S_{xy}(f)|^2}{S_{xx}(f)S_{yy}(f)} \quad (\text{A-27})$$

ここで,  $S_{xx}(f), S_{yy}(f)$  はそれぞれ  $x(t), y(t)$  のスペクトルを表す。コヒーレンスの平方根  $coh(f)$  は, 2 信号の周波数成分の相互相関係数である。

また, フェイズはクロススペクトルの自然対数をとったときの虚数部で, 以下のように計算される。

$$\begin{aligned} S_{xy}(f) &= \frac{1}{T} \langle X^*(f)Y(f) \rangle = \frac{1}{T} \langle |X(f)||Y(f)|e^{-i\theta_{xy}(f)} \rangle \\ \log_e \frac{1}{T} \langle |X(f)||Y(f)|e^{-i\theta_{xy}(f)} \rangle &= \log_e \frac{1}{T} + \log_e |X(f)| + \log_e |Y(f)| + \log_e e^{-i\theta_{xy}(f)} \end{aligned} \quad (\text{A-28})$$

時間に関する変量  $x(t)$  の  $\tau$  時間隔たった 2 つの変動の積の平均値を自己相関関数といい以下の式で表される。

$$C(\tau) = 2 \int_0^{\infty} \hat{S}(f) \cos(2\pi f\tau) df \quad (\text{A-29})$$

これを離散化して

$$C(k'\Delta\tau') = 2 \sum_{j=0}^{N'-1} \hat{S}(f) \cos\left(2\pi \frac{k'}{f_{\max}} \frac{j f_{\max}}{N'}\right) \Delta f$$

$$(k' = 0, 1, 2, \dots, N'/2)$$
(A-30)

ここで  $\tau = k'\Delta\tau' = k'/f_{\max} = k'(2\Delta t)$  より,  $\Delta\tau = 2\Delta t$ , したがって,

$$C(2k'\Delta t) = 2\Delta f A_{k'} = \frac{2}{T} A_{k'}$$

$$(k' = 0, 1, 2, \dots, N'/2 = N/4)$$
(A-31)

ここで,  $A_{k'} : \hat{P}(f)$  のフーリエ変換の実数部とする。

2つの変動  $x(t)$  と  $y(t)$  との間の相互相関関数はクロススペクトルのフーリエ変換から求める。

$$C_{xy}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} S_{xy}(f) e^{i2\pi f\tau} df$$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} [S_r(f) + iS_i(f)] [\cos(2\pi f\tau) + i\sin(2\pi f\tau)] df$$
(A-32)

求める相互相関関数  $C_{xy}(\tau)$  は

$$C_{xy}(\tau) = \frac{2}{T} [A_{k'} - B_{k'}] \quad (\tau \geq 0)$$

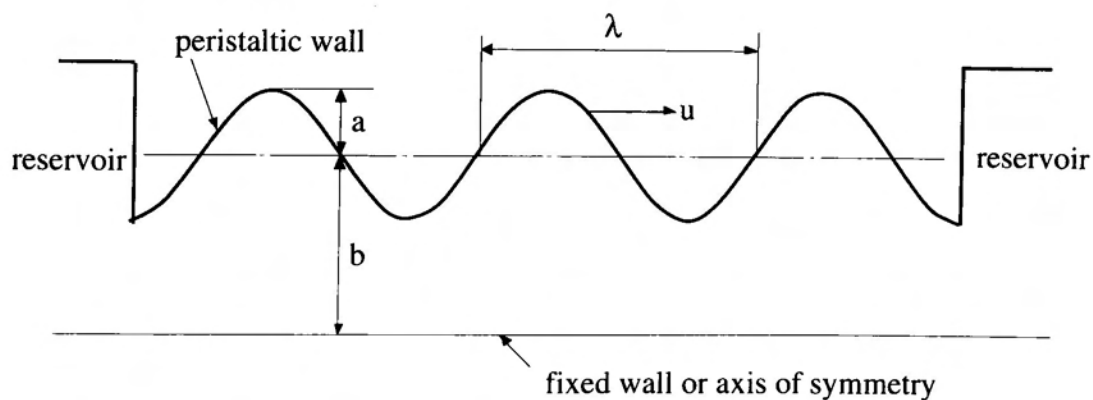
$$C_{xy}(\tau) = \frac{2}{T} [A_{k'} + B_{k'}] \quad (\tau \leq 0)$$
(A-33)

となる。自己相関係数  $R(\tau)$ ，および相互相関係数  $R_{xy}(\tau)$  は次式で計算される。

$$\begin{aligned}
 R(\tau) &= C(\tau)/C(0) = \overline{x(t)x(t+\tau)} / \overline{x^2(t)} \\
 R(0) &= 1 \\
 R_{xy}(\tau) &= x(t)x(t+\tau) / \sqrt{x^2} \sqrt{y^2} = C_{xy}(\tau) / \sqrt{C_x(0)C_y(0)}
 \end{aligned}
 \tag{A-34}$$

#### A. 4 MAC法を用いた数値解析の妥当性

図A-3に示した川橋<sup>(111) (112)</sup>らが計算した有限ぜん動流路内流れの数値解析と同じ条件で計算を行い、結果の比較により、プログラムの妥当性を確認した。その結果を図A-4に示す。計算条件は、平均流路幅 $a$ とぜん動波の波長 $\lambda$ から得られる波数 $\alpha=0.053$  ( $=a/\lambda$ )、振幅比 $\varepsilon=0.429$  ( $=a/b$ )、振幅と波長の比 $b/\lambda=0.23$ とした。また、計算第二手順における緩和係数 $\omega=1.7$ 、および速度境界条件時間きざみ幅 $dT'=dT/500$ とした。なお、レイノルズ数 $Re$ は100および1000である。図A-5は、平たん壁近くの瞬時圧力分布を示す。平たん壁境界条件は非すべりである。ぜん動波の頂点より手前側、壁面が流体を押し領域で圧力最大値が現れ、流路が最も狭くなる領域手前で最低圧力となる傾向は、川橋らの結果と一致している。さらに、図A-6に平たん壁境界すべりの場合の、レイノルズ数によるフローパタンの変化および等圧力線の比較をした。 $Re=100$ では各断面で流路中央付近に速度の最大値が現れている。 $Re=1000$ になると、流れは変化し、慣性の影響によって、順流部では、ぜん動壁近くまで速度の大きな領域が現れ、逆流部でも最大速度がぜん動壁に近づく。また、等圧力線でもレイノルズ数の増加と共に圧力分布が左右対称に近づく傾向が現れており、川橋らの結果と一致していることが確認された。この結果より、



図A-3 二次元3波列ぜん動流路（川橋ら，1982年）

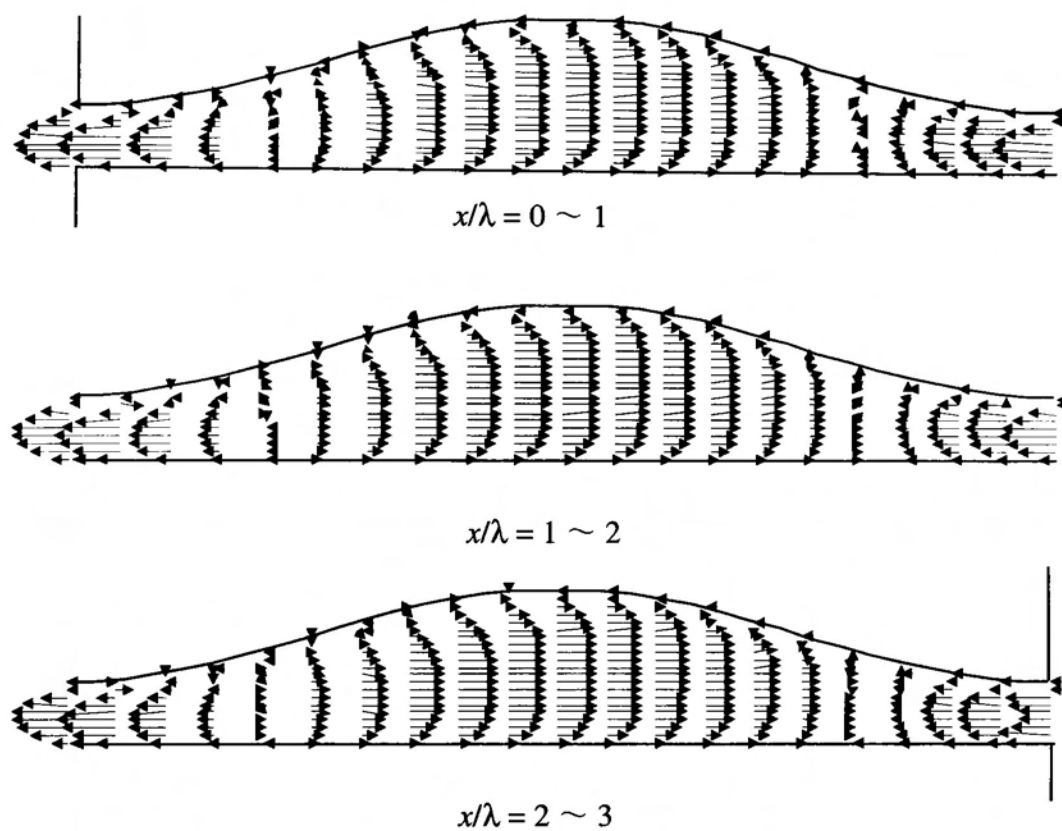


図 A-4 ぜん動流路内のフロウパターン (平坦壁境界非すべり)  
( $Re = 100$ ,  $\alpha = 0.053$ ,  $\varepsilon = 0.429$ )

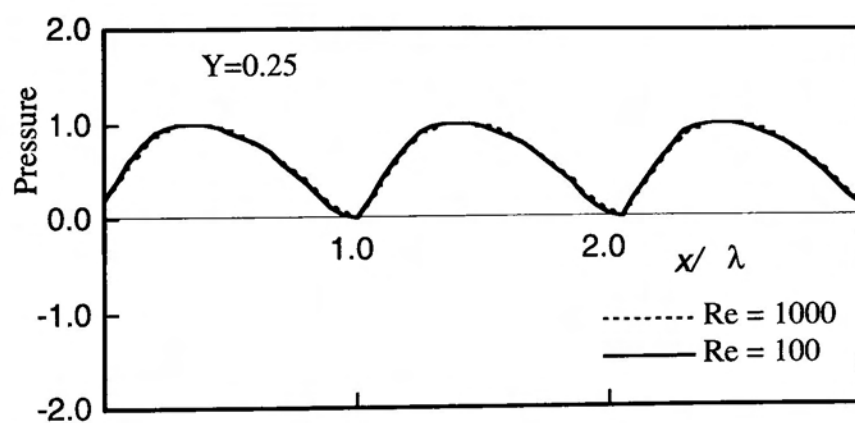
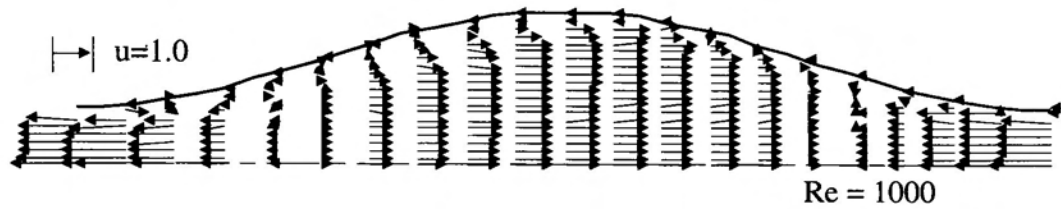
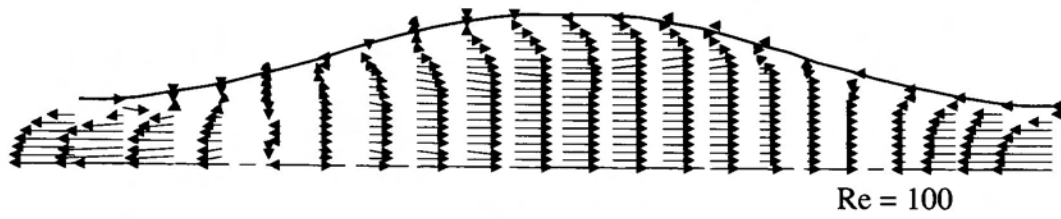
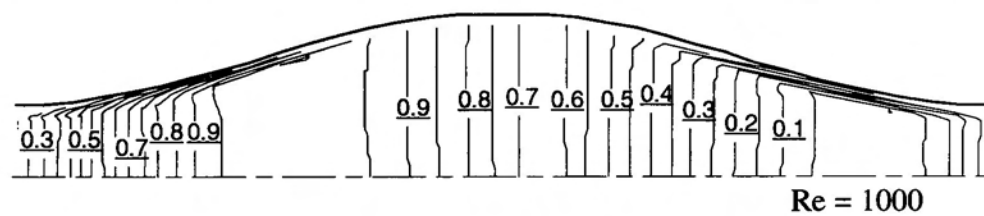
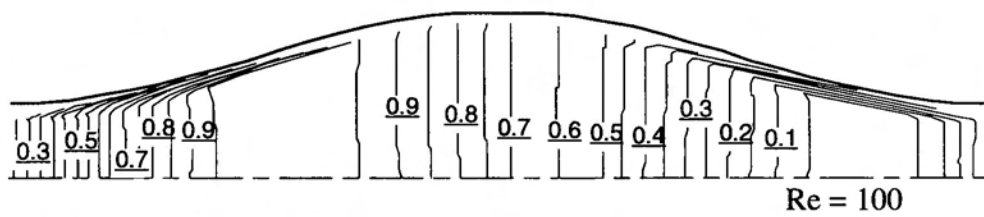


図 A-5 流路長さ方向の圧力分布



(a) フローパターン



(b) 等圧線図

図A-6 ぜん動流路内のフローパターンと等圧力線  
(平坦壁境界非すべり), ( $Re = 100$ ,  $\alpha = 0.053$ ,  $\varepsilon = 0.429$ )

MAC法を用いたぜん動壁面近くのフローパターンと圧力分布の変化が作成したプログラムにより計算されることが明らかになった。