遠心ファンの羽根なしディフューザ内の
旋回失速に関する研究*
(第2報, 圧力変動の分析)

鶴 崎 展**, 宗 像 篤***

A Study on the Rotating Stall in Vaneless Diffusers of Centrifugal Fans
(2nd Report, An Analysis of Pressure Fluctuations)

Hiromu TSURUSAKI and Atsushi MUNAKATA

The unique peripheral distribution of the amplitudes of pressure fluctuations on a diffuser wall was observed under the rotating stall of a diffuser. The distribution changed according to the number of cells for the same scroll. The reason why the distribution occurs is not evident. A study is carried out to clarify the principal cause for the unique distribution. The instantaneous pressure distributions on the diffuser wall are measured and they are analyzed by the authors' original technique. The measured pressure fluctuation is separated into two components and the factors for the above unique distribution are made clear. The mechanism of the occurrence of the unique distribution is clarified by the experiment and the numerical analysis. Some interesting facts observed in the experiment are also presented.

Key Words: Unsteady Flow, Fluid Machine Element, Rotating Stall, Vaneless Diffuser, Centrifugal Fan, Pressure Fluctuation

1. 緒 言

遠心形のファンや圧縮機に用いられる羽根なしディフューザにおいて, 旋回失速が生じることは, すでによく知られており, この発生予測の問題などに関して活発な研究が行われつつある。旋回失速下のディフューザ内での流動についても, 研究がなされた。

著者らの一人は, かつて, スクロール(うず巻ケーシング)を備えた遠心ファンの平行壁羽根なしディフューザに旋回失速が生じた時の流れの圧力変動を測定した⁽²⁾。それによると, ディフューザ壁における圧力変動の基本周波数成分に関する実効値の周方向分布は, 著しく非軸対称となり, その分布はセル数によって変化した。一方, 速度変動の実効値の分布には, 圧力分布において見られるほどの強い非軸対称性は認められなかった⁽³⁾。すなわち, 特定のフローパターンが, 形をくずすことなく, 一定の角速度でディフューザ周方向に伝ばしているにもかかわらず, 周方向圧力分布は時間とともに回転していくにつれて, その形が著しく変化すると見なされた。スクロールを取付けけない場合は,

このような非軸対称な圧力実効値の分布は現れなかった。

前述のように, 同一のスクロールのもとでも, 圧力実効値の分布はセル数によって変化する。さらに, 速度実効値の分布に比べて非軸対称性が著しい。このような特異な圧力変動がなぜ生じるのか, その原因は不明のままであった。

本研究は, その原因を明らかにするために行われた。まず各瞬間における, ディフューザ壁上の周方向圧力分布を詳細に測定した。そして独特の方法により, 圧力変動成分を分析した。分析の結果, 抽出された圧力成分に対し, さらに実験と数値計算を行い, その成分の由来, すなわち上記の特異な圧力実効値の分布が生じる原因を解明した。そのほか, 実験の過程で, 今まで知られていなかった二, 三の事柄が明らかとなった。

2. 記 号

P: 圧力変動

Q: ファン流量 m^3/s

r: 羽根車中心から測った半径距離

 r_i : ディフューザ内半径

t: 時間あるいはタイムコード

* 昭和61年10月7日 第64期全国大会講演会において講演
原稿受付 昭和61年3月27日。

** 正員, 大阪大学基礎工学部 (〒560 豊中市待兼山町1-1)。

*** 准員, キヤノン(株) (〒160 東京都新宿区西新宿2-7-1)。

T : 変動の基本周期

θ : 舌部から反時計回りに測った角度

ρ : 密度

添 字

rms: 実効値

肩文字

˘: 時間変動量

3. 実験装置

図1に装置の全体図を示す。遠心ファン①は、三相誘導電動機⑥により、3580 rpmで回転する。流量はJIS規格の吸込ノズル④で測定し、⑤の位置に設けた絞り装置で調節する。ファンには、一定幅28 mmの平行壁羽根なしディフューザ②と、く形断面のスクロール③が取付けてある。スクロール断面の幅は、ディフューザ幅の7.43倍である。このように幅の広いスクロールを用いた理由は、スクロールの影響によって、旋回失速の発生する流量範囲が著しくせまくならないように配慮したためである。スクロール外壁の形状はアルキメデス螺旋である。羽根車中心から測った距離を r mmとし、舌部から測った角度を θ° とすると、 $r = 0.154\theta + 428$ である。ただし $0 \leq \theta \leq 338$ 。表1に羽根車の主要諸元を示す。

図2に、吸込管側のディフューザ壁（前面ディフューザ壁）上に設けた、圧力変動測定点の位置を示す。スクロールの吐出し口は大気開放とした。

表1 羽根車主要諸元

Outside diameter	300 mm
Inlet dia. (average)	135 mm
Blade height, Exit	26 mm
Inlet	38 mm
Discharge angle	22 deg
Inlet angle	16 deg
Number of blades	8

図1 装置全体図 (単位は mm)

4. 測定法とデータ処理

4.1 圧力変動の測定 図2に示す各測定点に、検定済みのアダプタ付半導体小形圧力変換器を取付けて、圧力変動を測定した。図3の1の系に示すように、圧力信号を動歪測定器で増幅し、ローパス、ハイパスフィルタに通して、パーソナルコンピュータに内蔵されたA-D変換器に入力した。A-D変換器はコンピュータによりコントロールされ、2.1 msのサンプリングピリオドで256データ（セル数1の圧力変動周期の約3倍、セル数2の圧力変動周期の約6.5倍に相当）をA-D変換した。この操作を約60回くり返し、波形のアンサンブル平均を求めた。

この際、測定点 P_{32} （図2）に圧力変換器を固定し、その信号を1の系によるデータ採取のトリガ信号とした（図3の2の系）。トリガ用の圧力信号は、ハイパス、ローパスフィルタに通して、基本周波数からはずれた成分をできるかぎり除去したあと、パルス発生器に入力した。このパルス発生器で、圧力変動の基本周期に等しい周期のパルスを生じさせ、それをトリガ信号としてA-D変換器に入力した。この測定法によれば、1本の圧力変換器を順次、各測定点に付け変えて測定を行っても、トリガ信号の採取位置（ P_{32} ）が同一であるから、各測定点で同時測定したのと等価なデータを得る。

吸込管の壁面でも、圧力変動を測定した。羽根車の羽根幅の中心線から、302 mm上流の吸込管壁面の4

図2 ディフューザ壁上測定点

図3 圧力変動測定系

点(周方向に等間隔)で、上記と同様に測定し、4測定点についてアンサンブル平均を求めた。

測定した圧力変動は、必要に応じて、コンピュータのFFTプログラムにかけて、周波数分析を行った。

4・2 音響学的共振周波数の測定 吸込管とケーシングで構成される空洞の共振周波数を調べた。図1の吸込ノズル④をはずして、代わりに小形のファンの吐出口を連結した。さらに流量調節装置⑤をはずして円形バタフライ弁をそう入した。弁の円形面積は、吸込管断面の80%とした。

供試ファンの吸込口に取付けたファンを運転し、バタフライ弁を可変速電動機で回転させ、供試ファンに脈動流を吹き込んだ。供試ファンは停止状態とした。脈動周波数を約2~59 Hzの範囲で逐次変化させ、ディフューザ壁上の各測定点で圧力変動を測定した。圧力信号を実時間相関計に入力し、自己相関関数を求め、それをフーリエ変換器にかけて、パワースペクトルを求めた。

この実験では、脈動流量を測定していないが、目安として、バタフライ弁の回転角を変えて、ピトー管により静的な流量を調べた。弁の位置による、流量の最大値と最小値の差は約0.0048 m³/sであった。

4・3 流量変動の測定 スクロール吐出口から65 mm上流の断面において、旋回失速時($Q=0.067$ m³/s)の速度変動を測定した。測定系を図4に示す。断面をメッシュに区切って、その49の交点で測定した。測定は、三次元的に行い、単一傾斜(45°)熱線プローブを用いた⁽⁶⁾。

吸込管側および電動機側のスクロール側壁から、プローブを直角にそう入し、回転角(姿勢)を4回変えて測定した。基本的には、3回の測定でよいが、プローブの有効測定範囲を考慮して、1回余分に測定した。熱線の各姿勢に対し、速度変動基本周期の約1/64に相当するサンプリングピリオドで、熱線の出力を測定した。この操作を約60回くり返し、アンサンブル平均を求めた。この際も、P₃₂に取付けた圧力変換器の信号をトリガとして利用した。

測定された三次元速度ベクトルより、断面の法線速度成分を求め、これを全面積にわたって積分し、各時刻における(瞬時)流量を求めた。

図4 速度変動測定系

5. 実験結果と考察

5・1 圧力変動実効値の分布 図5(a), (b)は、旋回失速時圧力変動の基本周波数成分について、実効値の周方向分布を示している。測定点の角度を偏角にとり、実効値[Pa]を半径にとった極座標で示してある。この変動は、ディフューザの旋回失速に基づくものであり、羽根車の旋回失速によるものではないことは別の実験で確認している。セル数1の場合〔図5(a)〕基本周波数は5.9 Hzであり、実効値は舌部付近で小さく、舌部から離れると大きくなる。セル数2の場合〔図5(b)〕、基本周波数は12.1 Hzであり、実効値は舌部付近と、それから180°離れた位置付近で小さく、それらの位置から離れると大きくなる。このような分布は、スクロールを付けた場合にのみ、現れる。速度変動実効値の同様な分布⁽³⁾には、ここに見られるほど著しい非軸対称性は現れない。

圧力実効値の分布だけが、非軸対称となる理由の一つとして、スクロール吐出口が大気開放されていることが、まず考えられる。すなわち、舌部付近においては、圧力変動が弱いであろうことは容易に想像され

(a) 1セル, $Q=0$

(b) 2セル, $Q=0.067$

図5 圧力変動の基本周波数成分実効値の周方向分布

る。しかし、図5(b)に示すように、舌部と反対側でも変動が弱く、吐出し口が大気開放されているということだけでは、同図に示す分布の原因を説明したことにはならない。

5.2 瞬時圧力分布 5.1節で述べた、特異な圧力実効値の分布の原因を探るため、まずディフューザ周上の各測定点において、各時刻における圧力を測定した。図6(a), (b)と図7(a), (b)に、それぞれセル数が1 ($Q=0$)と2の場合 ($Q=0.067$)の測定例を示す。いずれの図も、各測定点における時間平均圧力は除いてある。各セル数における圧力分布のパターンはセルの回転(反時計回り)に伴い回転していくが、1セルの場合、無次元時刻 $t/T=0.59$ [図6(b)]において、圧力分布曲線が急激に膨脹する。2セルの場合も、 $t/T=0.41$ [図7(b)]において、急激に膨脹する。

これらの測定結果より、次のことが示唆される。ある測定点で観測される主な圧力変動は、セルの回転に伴って現れる圧力変動(以後、伝ば成分という)と、ディフューザ内部全体で、同時に変動する成分(以後、同位相成分という)との和である。この同位相変動の特徴として、相対的に圧力の低い部分[図6(a), 7(a)]

などに見られる圧力分布のくぼみ]が、スクロールの舌部付近に到達した時に、圧力が上昇することがあげられる。また、同位相成分の基本周波数と、伝ば成分の基本周波数は等しい。

同位相成分の存在により、前述の実効値分布が説明できる。1セルの場合、舌部付近において、伝ば成分と同位相成分とが相殺し合う傾向にあるため、その他の測定点に比べて、合計の圧力変動は弱くなる。2セルの場合は、舌部付近と、それから 180° 離れた所で同様のことが生じる。

5.3 同位相成分の分離 同位相成分を明確にするため、前述の瞬時圧力分布から、同位相成分を分離した。セルの伝ば角速度 ω_r は、時間によらず一定であるとし、各時刻 t における瞬時圧力分布に $\omega_r t$ なる座標変換(回転)を行った。すなわち、羽根車中心を原点とする、セルと一緒に回転する座標系で圧力分布をとらえた。その座標系において、任意の角度位置 ϕ での圧力の時間変化を求めた。さらに、各 ϕ において得た圧力波形のアンサンブル平均を求めた。このようにして抽出された圧力波形は、まさに前述の同位相成分そのものである。

図6 瞬時圧力分布(1セル, $Q=0$)

図7 瞬時圧力分布(2セル, $Q=0.067$)

図8(a), (b)に抽出した同位相成分を示す。セル数によらず、圧力の上昇と下降が急である。同じセル数では、測定点の半径比によらず、圧力波形は形、大きさとともに、ほぼ同じである。 $r/r_i=1.18$ における同位相圧力の最大値と最小値の差(以後、p-p値という)は、1セルで約137 Pa, 2セルで約110 Paであり、これらを同じ半径位置で測定した時間平均速度⁽⁹⁾に基づく動圧で除して無次元値とすると、それぞれ、0.55, 0.32である。

図9(a), (b)は、原波形から同位相成分を差引くことによって得た、伝ば成分の一例である。図は示していないが、半径距離 r の等しい各測定点における伝ば成分の波形は、ほぼ相似となり、周方向に見た位相差は、各測定点の角度に対して直線的に変化する。すなわち、同位相成分と伝ば成分の分離が、うまくいったことを示している。

同位相成分のp-p値、 P_2 と伝ば成分のp-p値、 P_1 の比 P_2/P_1 を求めると、測定点 $P_{11}(r/r_i=1.18)$ では、1セルの場合、約0.30, 2セルの場合、約0.36となる。しかし、測定点 $P_{14}(r/r_i=2.13)$ では、伝ば成分が小さいため、1セルで約0.99, 2セルで約1.17となり、同位相成分が伝ば成分とほぼ等しいか、あるいは上まわる。

図8(a), (b)には、吸込管壁で測定した圧力波形も示してある。セル数にかかわらず、同位相成分の波形とほぼ重なる。ディフューザ内での同位相圧力変動がそのまま、吸込管内に同位相変動として伝わっている。

図8 $r/r_i=1.18$ における同位相圧力変動と吸込管内圧力変動

図9 圧力の伝ば成分

5.4 同位相成分の主因に関する考察 同位相成分の発生原因として、考えられるものを列挙すれば、以下のとおりである。

(1) 吸込管単独あるいは、吸込管とケーシングで構成される系の音響学的共振。

(2) セルの伝ばに伴う、ファンの流量変動に起因する圧力変動。すなわち、

(2・a) 動圧変動に対応する、準静的な圧力変動。

(2・b) 羽根車の全ヘッドの変動に対応する、圧力変動。

(3) スクロールで囲まれた、ディフューザ内をセルが伝ばすることによって生じる非定常圧力(インパルス圧力 $-\rho \partial \phi / \partial t$)。

(4) セルの伝ばに伴う、流量変動に起因するインパルス圧力。

上記のそれぞれについて、主因となり得るかどうかを、実験と数値計算に基づき考察した。

5.4.1 音響学的共振 吸込管入口から羽根車の羽根幅の中心線(羽根車主軸に直交)までの部分を1本の円管と考え、吸込管を開端、羽根車側を閉端と仮定すれば、その気柱の最低次共振周波数は、管長が1/4波長に等しいとして、 $f=43$ Hz(音速=340 m/s)となる。この値は、同位相成分の周波数5.9 Hz(1セル)、12.1 Hz(2セル)に比べて相当大きいから、管路共鳴が同位相成分の原因とは考えられない。

ほかに、吸込管とケーシングで構成される系(空洞容積)の共振周波数を実験により調べた。吸込管入口から、停止中のファンに脈動流を送り込み、ディフューザ壁上の各測定点で圧力変動を測定した。図10は測定結果の一例で、横軸は脈動の周波数、縦軸は圧力変

図10 供試ファン空洞の周波数応答

動の実効値 (基本周波数成分) である。周波数が高くなると、それにほぼ比例して圧力実効値が大きくなるが、40~50 Hz の間でピークをとり、それ以上の周波数では減少する。50 Hz 以上における実効値の減少は、この脈動発生機構の動特性によるものと思われる。しかし、この実験でねらいとした、5.9 Hz や 12.1 Hz 付近においては、顕著なピークは確認されず、少なくとも両周波数付近において、空洞の共振現象は生じないと判断された。

以上のことから、同位相成分は、音響学的共振により発生したものではないと考えられる。

5.4.2 セルの伝ばに伴うファンの流量変動 1セルの場合 ($Q=0$) の圧力実効値や瞬時圧力の測定では、吸込管途中の流量調節装置の所で、管路は完全に閉じられているから、流量変動は生じない。したがって、少なくとも、本実験における1セルの場合に対しては、ファンの流量変動に基づく圧力変動が、同位相成分の原因にはならない。しかし、2セルの場合 ($Q=0.067$) については、不明である。

図11は、2セルの場合について、スクロール吐出し口付近で測定した流量変動を示している。図11には、同位相圧力成分も示されている。従来、旋回失速時に流量変動が生じることは知られていなかった。ファンに長い管路やタンクなどが接続された場合に、この流量変動に起因する共振現象が生じ得る。すなわち、サージングなどを生じる可能性が十分にある。

(1) 流量変動波形の $p-p$ 値は、平均流量の約20%である。また、同位相圧力成分 (図11) が最大となる時刻 ($P_{\max}=74$ Pa) と最小となる時刻 ($P_{\min}=-36$ Pa) において、瞬時流量は平均流量も加算して、それぞれ、 $Q=0.061, 0.069$ m³/s となる。両流量について、 $r/r_i=1.18$ における時間平均速度の測定結果⁽³⁾を用いて動圧を計算すると、 $Q=0.061$ に対して 353 Pa, $Q=0.069$ に対して 344 Pa となる。全圧が一定で、静圧の準静的な変化を仮定すると、動圧変動に基づく静圧変動は 9 Pa となる。この値は、上記の $P_{\max}-P_{\min}=110$ Pa に比べてかなり小さい。しかも、 $P_{\max}$ となる時刻において、計算による静圧は相対的に低くなる。

ここで計算された圧力変動の大きさ (9 Pa) は、同位相成分の大きさ (110 Pa) に比べて、かなり小さく、しかも位相が逆転することから、動圧変動に対応する準静的な圧力変動は、同位相成分の原因ではないことがわかる。

(2) ファンの流量が変動すれば、羽根車が発生する全ヘッドも変動する。そして、羽根車による圧力上昇量も変動する。文献(5)によれば、ここで問題とし

ている流量変動の周波数 $f=5.9$ Hz や $f=12.1$ Hz においては、羽根車の圧力上昇の応答は、準静的と見なしてもよい。前述の流量 $Q=0.061, 0.069$ において、ファンの圧力上昇 (スクロール吐出し口圧力と吸込管内圧力の差) を、ヘッド曲線⁽²⁾を基にして計算すると、それぞれ 1953 Pa, 1936 Pa となり、両者の差は 17 Pa である。ファンの吐出し圧力変動を考えるに際して、吸込圧力が一定と仮定すれば、上記の流量差に対する吐出し圧力差 (圧力変動) は 17 Pa である。そして、 $Q=0.061$ に対する吐出し圧力のほうが大きい。ここで、供試ファンでは、吐出し圧力がほぼ一定に保たれるが、ファンの圧力応答の大きさを見積もるうえで、上記のように考えることは、差しつかえないと考える。

以上の考察により、羽根車の全ヘッドの変動に対応する圧力変動 (17 Pa) は、同位相成分 (110 Pa) と同位相ではあるが、大きさの点で、同位相成分の主因とは考えられない。

5.5 インパルス圧力 5.4節で明らかにしたように、音響学的共振や、流量変動に伴う準静的な圧力変動は、いずれも同位相成分の主因とは考えられない。おそらく、非軸対称なスクロールで囲まれたディフューザ内をセルが伝ばしていく過程で、一種の衝撃圧力 (インパルス圧力) が生じるのであろう。この発生の可能性を調べるために、以下に述べる数値計算を行った。

旋回失速流れを二次元ポテンシャル流れと仮定し、特異点法により計算した。羽根車中心に、強さ Q_0 の吹出しと強さ Γ_0 のうず点を置いた。そして、旋回失速の非軸対称な流れを表す、強さ Γ_k のうず点 (後述) をセル数に応じて、必要個数だけ置いた。 Γ_k のグループを、羽根車中心のまわりに一定角速度で旋回させた。スクロール壁上 (実機とほとんど同一寸法) には、単位長さ当たりの強さが γ のうず点を分布させた。実際の吐出し口は、図12の D_0D_1 であるが、吐出し管の長さを有限長で打ち切ることによって、その影響が、スクロー

図11 旋回失速時流量変動と同位相圧力変動 (2セル, $Q=0.067$)

(a) 静圧 (動圧成分とインパルス成分の和)

(b) インパルス成分 ($-\rho \partial \phi / \partial t$ の差) (c) 動圧成分 ($-\rho v^2/2$ の差)図 14 $r/r_i=1.3$ における周方向圧力分布 (2セル)

て、同一円周上で圧力がいっせいに上昇している。圧力分布にうねりがあるが、これは式(3)右辺第1項によるもので、第2項によるインパルス圧力の周方向分布は、ほぼフラットである。 $t=8$ では、動圧成分(伝ば成分)は、図14(c)に示すように、 $\theta=0, \pi$ において相対的に小さくなっている。このように、 $\theta=0, \pi$ においては、インパルス成分と動圧成分が相殺する傾向にあるため、圧力変動の振幅は相対的に小さい。これは、5・2節で述べた測定結果と定性的に一致する。

$t=8$ は、図15に示すように、 Γ_4 が舌部近傍にさしかかる時刻である。 Γ_4 の前面(回転していく側)のディフューザ入口付近では、流速は相対的に速く、速度ベクトルは立っている(外向き)。この高速流出部では、圧力(伝ば成分)は低いことが、実験⁽¹⁾によりわかっている。すなわち、計算された速度ベクトルと圧力の伝ば成分との大きさの関係も、実験結果と定性的に一致する。以上より、この旋回失速流れのモデルは妥当なものであり、本実験の同位相成分は、計算結果のインパルス圧力成分〔式(3)右辺第2項〕に相当すると判断される。

図 15 速度ベクトル計算値 (2セル, $t=8$)

セル数が1の場合の計算でも、インパルス圧力が生じ、圧力の時間変化の振幅は、 $\theta=0$ 近傍で相対的に小さくなり、実験結果と定性的に一致する。

インパルス圧力は、流量変動によっても生じる。図11の流量変動波形において、 $\dot{Q}$ の立ち上がりの最も急激な部分で、 $\partial \dot{Q} / \partial t$ を計算し、 $r/r_i=1.18$ の位置と点D₀間のインパルス圧力差をスクロールの影響を考慮せずに計算すると、5.4 Paとなり、本実験の同位相成分にほとんど寄与しないことがわかる。

6. 結 論

スクロールを備えた遠心ファンの羽根なしディフューザに旋回失速が生じた際に見られる、特異な圧力変動を分析し、以下に示す新しい知見を得た。

(1) ディフューザ壁上の圧力変動実効値は、セル数に特有の非軸対称な分布を示すことがあるが、この分布を生じる主因は、セルの伝ば過程で生じる、一種のインパルス圧力〔式(3)右辺第2項に基づく〕である。

(2) このインパルス圧力は、ディフューザ内、および吸込管内で、同じ位相の変動を示す。

(3) ディフューザ壁上の圧力変動は、セルの伝ばに基づく動圧成分(伝ば成分)とインパルス成分からなる。両者の基本周波数は等しい。

(4) ディフューザの旋回失速時に、流量変動が生じる。その基本周波数は、圧力変動の基本周波数と等しく、ピーク対ピーク値は、本実験では時間平均流量の約20%であった。

(5) ディフューザ壁上の圧力分布を、セルと同じ角速度で回転する座標系からとらえることによって、圧力変動を伝ば成分と同位相成分に分離する本方法は、有効であった。

最後に、実験に協力された、当時大阪大学学生の真

鍋慎吾君と、在学生の市原稔章君に感謝の意を表する。

文 献

(1) 霧崎・ほか2名, ターボ機械, 10-10 (昭57), 598.

- (2) 霧崎・ほか2名, ターボ機械, 11-2 (昭58), 87.
 (3) 霧崎・ほか2名, ターボ機械, 12-6 (昭59), 323.
 (4) 霧崎・ほか2名, 機論, 52-480, B (昭61), 2930.
 (5) 大橋, 機論, 33-255 (昭42), 1789.
 (6) 井上, 文献(1)の612ページ.

討 論

〔質問〕 速水 洋〔九州大学生産科学研究所〕
 数値計算のモデルについて以下の点ご教示願いたい。

(1) 実験結果との比較がすべて定性的な観点より行われているが, 定量的な比較を試みる場合にはどのような取扱いが必要か。

(2) 吐出し管入口部の圧力変化すなわち失速セルと吐出し管の相対位置に応じて吐出し量が変わるものと思われる。流量一定の条件が圧力分布あるいは圧力変動に及ぼす影響は, 「流動変動によって生じるインパルス圧力が同位相成分にほとんど寄与しない」のと同様に小さいと考えてよいのか。

〔回答〕 (1) この数値計算の目的は, セルの伝ばに伴い発生するインパルス圧力によって, 測定された圧力変動の特徴が, 定性的に説明できるかどうかを調べることである。仰せのように, 定量的な比較を行うには, おそらくこのモデルでは不十分であり, 実際の流れをより忠実に表すために, 渦度を分布させるモデルなどを用いる必要があると思われる。その場合でも, 渦度分布をいかに与えるかが問題であり, 定量的な比較のためには, その観点に立った新たな研究が必要である。

(2) 本実験装置は吐出し管を持たず, スクロール吐出し口は大気に開放されている。しかし, 舌部からスクロール吐出し口までの直管部に着目し, 壁面摩擦を無視し, 一様流れを仮定して, 仰せのような流量変動に基づくインパルス圧力を求めることができる。流量変動波形(図11)において, 立ち上がりの部分で $\partial Q / \partial t$ を計算し, 舌部とスクロール吐出し口とのインパルス圧力差を計算すると約10 Paとなる。この数値から判断して, このインパルス圧力は, 本実験で測定され

た同位相成分の主因とは考えられない。さて本論文では, スクロールの影響を考慮した流量変動によるインパルス圧力の数値計算を行っていないので, それが十分小さいかどうかはわからない。ただ論文中で述べたように, 1セルの場合($Q=0$)は流量変動は生じず, それによるインパルス圧力は生じない。

〔質問〕 西 道 弘〔九州工業大学〕

同一の基本周波数を有するふれまわり脈動と同相脈動が重なり合う現象はほかにも認められるので興味深く拝聴した。次の点につきご教示願いたい。

(1) 舌部の影響を考える際, セルの位置と関連づけて舌部付近の流動状態を知ることが望まれる。そのような実験結果を求められているならば示して欲しい。

〔回答〕 舌部付近の流動状態の重要性については, 以下のように考える。セルの伝ばに伴い, 舌部において流れが周期的に, はく離するなどの著しい変動が予想される。その変動流に応じて, ファンの流量変動が生じることも, ただちに想像される。したがって, もし流量変動が, 本論文で問題とした特異な圧力変動の主因であるならば, 舌部付近の流動状態の測定は重点事項となったであろう。しかし流量変動は, 特異な圧力変動の普遍的原因ではない。なぜならば, 本実験の1セルの場合には流量変動は生じないが, 特異な圧力変動は依然として現れるからである。そのため, 本研究において, 舌部付近の流動状態の測定は行わなかった。

しかし, 本論文で述べたインパルス圧力の発生と関連づけた, 舌部付近での流動状態の測定は興味のあることで, これについては今後の課題であると考えている。