長方形噴流の発振機構に関する実験的考察*

佐野 学^{*1}, 水牧 祥一^{*2}Experimental Consideration on Oscillating Mechanism
of Rectangular Jet in Jet-Edge System

Manabu SANO and Shoichi MIZUMAKI

The self-excited oscillation of a rectangular jet impinging on an edge is investigated experimentally. Normalized power spectra of the pressure fluctuation on the edge surface and those of the sound pressure level are obtained. Since a fundamental oscillating frequency of pressure fluctuation at the proximity of the edge corresponds to that of the nozzle exit, it seems to be transmitted directly to the nozzle exit. So, the feedback path of pressure fluctuation was cut off by setting plates between the edge and the nozzle exit. As a result, the essential oscillating mode disappeared. Next, the jet was excited laterally at the proximity of the nozzle exit. When the frequency of excitation corresponds to that of the essential oscillating mode, similar oscillating phenomenon without cut-off plates appear. Hence, it is found that the oscillating phenomenon is generated by the feedback of pressure fluctuation at the proximity of the edge to that of the nozzle exit.

Key Words: Fluid Mechanics, Rectangular Jet, Fluid Vibration, Edge-tone, Flow Induced Oscillation

1. はじめに

長方形断面の吐出し口から吐出する噴流がその軸上におかれたエッジなどの障害物に衝突するときには、噴流は軸と直角方向に発振する。この噴流の発振現象について流体力学の立場から多数の報告がなされている。このうち理論的研究としては、噴流がエッジに衝突する領域で生ずるかく乱が上流へ伝ばして吐出し口近傍のせん断層に局所的うず度の変動を誘起し、この変動が吐出し口と衝突領域との間で増幅されて周期的かく乱が形成され、噴流の周期的発振が維持されるといふフィードバック機構に基づいた Powell⁽¹⁾の提案がある。社河内ら⁽²⁾、Woolley ら⁽³⁾は噴流の流体力学的不安定性による立場から考察をおこなった。Nyborg⁽⁴⁾はエッジ先端位置において周期的な圧力変動を仮定し、この変動が流体粒子に作用して発振が起こると提案した。実験的研究として、Nyborg の立場でエッジ先端の圧力こう配と噴流の変位を求めた中村ら⁽⁵⁾、林ら⁽⁶⁾の報告、異なった粘性の作動流体を用いて発振特性を調べた笹原ら⁽⁷⁾、Brakenridge⁽⁸⁾⁽⁹⁾の報告があ

る。

Kaykayoglu ら⁽¹⁰⁾は最近の論文の中で作動流体を水とした実験をおこない、流れの可視化と変動流速の測定を基礎として少なくとも六つの発振モードが存在し、これらの発振モードは最も不安定な周波数 β (基本発振モードに対応) とその分数調波成分 β/n (n : 整数) に関係していることを報告している。

以上のように、長方形噴流の発振現象については数多くの研究がおこなわれている。しかし、発振現象の主因がフィードバックによるか流体力学的不安定性によるかについては明確にされているとはいえない。本研究では、フィードバック説の立場に立って長方形噴流の発振現象の主因がエッジ先端近傍における圧力変動のノズル出口近傍へのフィードバックによるものであることを実験的に明らかにすることを目的とする。

2. 記号および座標系

使用した主な記号と座標系を図1に示す。

X_e : ノズルエッジ間距離 mm

α : エッジ角 °

L_w : エッジ壁面長さ mm

W : ノズル出口幅 (20 mm) mm

U_s : ノズル出口流速 m/s

* 昭和62年11月3日 北陸信越支部北陸地方学術講演会において講演, 原稿受付 昭和62年4月6日。

^{*1} 正員, 金沢大学工学部(〒920 金沢市小立野2-40-20)。

^{*2} 准員, (株)東芝 (〒105 東京都港区芝浦1-1-1)。

f_{pi} : Stage i のピーク周波数 Hz
 St : ストローハル数 $= f_{pi} W / U_s$
 f_c : 強制加振周波数 Hz
 D_x : 遮断板先端位置 x 座標 mm
 D_z : 遮断板先端位置 z 座標 mm
 $C_{p'(\text{rms})}$: 変動圧力係数の rms 値

3. 実験装置および実験方法

3.1 実験装置 実験装置の概要を図2に示す。装置はノズル部とエッジ部からなり、ノズル部は軸流送風機、整流格子と整流金網の入った整流部(断面 600×600 mm)、絞り部(絞り比 20)、整流金網の入った整流部(断面 180×20 mm)、先端ノズル(絞り比 5) から構成されている。先端ノズルアスペクト比は9である。主流乱れは、 $U_s = 32.6$ m/s, $x = y = z = 0$ mm において約 1.5% 以下であった。エッジはアクリル製で角度は 30° と 60° のものを使用し、壁面長さ L_w は 100 mm で一定とした。

3.2 実験方法 噴流の発振現象に関する実験は、

図1 記号および座標系

① Fan ③ Edge
② Nozzle ④ Side plate

図2 実験装置概要

図3 変動圧力および音圧レベルの測定点

拘束噴流, $U_s = 32.6$ m/s とした状態でエッジを噴流中心線上 $X_e/W = 1.0 \sim 25.0$ の範囲で移動させておこなった。変動圧力の測定は、図3のように①ノズル出口壁面上噴流中心線から 19 mm の位置、②遮断板上先端より 15 mm の位置、③エッジ表面先端より 5 mm の位置の3点でおこない、半導体圧力変換器を用い電気信号に変換した。音圧レベルの測定は、エッジ上方 300 mm の位置にマイクを設置し騒音計を用いておこなった。圧力変換器および騒音計から得られた信号は 1 kHz 以上の高周波成分を除去した後 A-D 変換しパーソナルコンピュータに取り込み処理した。

4. 噴流の発振に関する実験

4.1 長方形噴流の発振現象

4.1.1 発振モードと発振周波数の変化 エッジ先端近傍における変動圧力と発生する音の音圧変動のパワースペクトルの卓越周波数の変化をストローハル数の形で整理して図4に示す。(スペクトル強度が5%以上の卓越周波数のみを図にプロットしてある。)両者の場合でエッジ角によらずほとんどの測定範囲内で確認される不安定発振を表すモードを Stage 1 と定義する。エッジ先端近傍における変動圧力にみられる発振モードは五つに分類でき、Stage 1 に相当するストロ

図4 ストローハル数

ーハル数の 2, 7/3, 8/3, 3 倍の各発振モードをそれぞれ Stage 2, 3, 4, 5 と定義する。音圧変動みられる発振モードは, Stage 1, 4 と変動圧力には存在しない Stage 6 の三つに分類できる。Stage 6 は Stage 1 との相関関係が明確ではないため, 独立して存在するものと思われる。

4.1.2 変動圧力の rms 値⁽¹¹⁾ 図 5 にエッジ先端近傍における変動圧力の $C_{p'(\text{rms})}$ を示す。

$C_{p'(\text{rms})}$ は, $X_e/W \leq 6.0$ ではエッジ角 30° の場合, $X_e/W = 5.0, 60^\circ$ の場合 $X_e/W = 3.5$ で極小値を示し, その後増加し極大値を示した後, $X_e/W \geq 8.0$ では X_e/W の増加に伴い減少していく傾向にある。これは z 方向に振動している噴流の振動振幅が X_e/W の増加に伴い小さくなるためと考えられる。また, $C_{p'(\text{rms})}$ は $X_e/W \geq 8.0$ ではエッジ角 30° のほうが約 20~60% も大きい。これは噴流がエッジ先端に衝突する際の衝突角度がエッジ角により異なりエッジ先端における渦発生の様相が異なることによると考えられる。

エッジ先端近傍における変動圧力の Stage 1 のスペクトル強度の変化を図 6 に示す。 X_e/W の増加に伴う変化の様相は $X_e/W \leq 6.0$ では $C_{p'(\text{rms})}$ の場合と同様

図 5 変動圧力の rms 値

図 6 変動圧力のスペクトル強度 (Stage 1)

であり, $X_e/W \geq 8.0$ でも小さな増加減少を繰返しているものの全体的にみれば $C_{p'(\text{rms})}$ の場合と同様である。このように Stage 1 のスペクトル強度は $C_{p'(\text{rms})}$ と密接な関係があり, $C_{p'(\text{rms})}$ が Stage 1 の発振モードにより決定してしまうことを意味している。すなわち, 基本となる発振モードは Stage 1 であるといえる。

4.2 フィードバック経路を遮断した場合の発振現象

4.2.1 発振モードと発振周波数 エッジ先端近傍における圧力変動がノズル出口近傍へフィードバックしているかどうかを確認するため, ノズルエッジ間に遮断板を付加することによりフィードバック経路を遮断し, このときの発振現象の変化を観測した。遮断板取付け位置は, $D_z/W = 3.5$ に固定し D_z を変化させておこなった。遮断板の先端は約 15° のエッジとし, 先端部における反射の影響を除去するようにしてある。なお, 測定範囲は $X_e/W = 4.0 \sim 12.0$ とした。

エッジ先端近傍における変動圧力のパワースペクトルの卓越周波数の変化をストローハル数の形で整理し, その一例としてエッジ角 30° の場合を図 7 に示す。図 7 中の丸印の大きさはその卓越周波数のスペクトル強度に比例している。各発振モードのスペクトル強度はエッジ角によらず D_z の減少に伴い小さくなっていく。これは遮断板を付加することにより, エッジ先端近傍における圧力変動のノズル出口近傍へのフィードバックが妨げられる結果であると考えられる。また, Stage 1 についてみるとエッジ角 30° の場合, $D_z = 35\text{mm}$ となると $X_e/W \leq 8.0$ でこのモードは消滅する。一方, エッジ角 60° の場合, $D_z = 35\text{mm}$ としても Stage 1 は全観測範囲で確認できた。この様に Stage 1 が不明確になる D_z の値に差があることからエッジ角によりフィードバック経路に差があると考えられる。

4.2.2 変動圧力の rms 値⁽¹¹⁾ 図 8 にエッジ先端

図 7 ストローハル数

近傍における変動圧力の $C_{p'(rms)}$ を示す。 $C_{p'(rms)}$ は X_e/W の増加とともに大きくなり、 $X_e/W \approx 6.0$ で極大値を示した後漸減している。エッジ角によらず $X_e/W = 4.0$ における $C_{p'(rms)}$ は、比較的大きい D_z の値で遮断板を付加しない場合より大きくなることもある。これは D_z が比較的大きいある遮断板・エッジ間距離のとき、遮断板先端部・エッジ間で共振が起こることによると考えられる。 $C_{p'(rms)}$ は遮断板を付加しない場合、エッジ角 30° のほうが約 30% 大きい。遮断板を付加すると $C_{p'(rms)}$ は X_e/W , D_z の値によらず減少し、 $X_e/W \geq 6.0$ ではほぼ一定となっている。また、その減少率はエッジ角 30° の場合は約 50%, 60° の場合は約 30% である。このようにエッジ角 30° の場合に遮断板付加の影響がより顕著に認められ、このことは Stage 1 がより速く不明確となったことに対応している。

以上の結果より、長方形噴流の発振現象の主因はエッジ先端近傍における圧力変動のフィードバックであると考えられる。次に、このことをさらに詳しく確認する実験をおこなった。

4.3 フィードバックが発振の主因であることを確認するための実験

4.3.1 ノズル出口近傍における変動圧力 エッジ先端近傍における変動圧力がノズル出口近傍へフィードバックされているかどうか、また、その際にどのような成分がフィードバックされているかを確認するためノズル出口近傍と遮断板上で変動圧力を測定し実験的に検討をおこなった。ノズル出口近傍における変動圧力のパワースペクトルの卓越周波数の変化をストローハル数の形で整理した場合の一例を図 9 に示す。確認されるモードは Stage 1, 3 が主であり、Stage 1

図 8 変動圧力の rms 値

は D_z の減少に伴い不明確になっている。これは、遮断板によるフィードバック経路遮断の結果であると考えられる。

4.3.2 遮断板上における変動圧力 遮断板上における変動圧力のパワースペクトルの卓越周波数の変化をストローハル数の形で整理した場合の一例を図 10 に示す。 D_z の値に無関係に確認される発振モードは Stage 1, 3 のみで、確認できる範囲は、エッジ角 30° の場合 $X_e/W \leq 7.0$, 60° の場合 $X_e/W \leq 8.0$ となる。Stage 1 の確認できる範囲は、ノズル出口近傍における変動圧力の場合よりも狭くなっている。ノズル出口近傍の場合と考え合わせると遮断される発振モードは $X_e/W \leq 8.0$ では Stage 1 および Stage 3 である。 $X_e/W \geq 8.0$ では Stage 1 を完全に遮断することができず、板と噴流端との間げきなどからノズル出口近傍への圧力波の若干のフィードバックを許しているものと考えられる。

図 11 に遮断板上における変動圧力の $C_{p'(rms)}$ を示す。 $C_{p'(rms)}$ は、 $X_e/W \leq 6.0$ では急激に減少し、その後は徐々に減少している。 $X_e/W \geq 6.0$ ではエッジ角および D_z による差異はほとんどみられない。このことから、エッジ先端近傍における変動圧力波のフィードバ

図 9 ストローハル数

図 10 ストローハル数

ックは遮断板により遮断されており、遮断板を付加したことによる増幅作用は存在しないと考えてよい。

4.3.3 変動圧力の周波数および位相差 遮断板を付加しない場合のノズル出口近傍における変動圧力とエッジ先端近傍における変動圧力の圧力波形について相関を求めてみると、両者の周波数はほぼ一致するが位相差が存在する。両者の位相差を計算すると図12のようになる。コア領域 (X_e/W が4未満)を除いて $\pm 30^\circ \sim 50^\circ$ の位相差が存在する。この位相差は基本不安定発振周波数の $1/3 \sim 5/9$ に相当する。位相差は時間とともにほぼ周期的に変化しているようであり発振現象自体が内在的に上記の分数調波成分を含んでいると考えることができる。

4.4 強制加振した場合の発振現象

4.4.1 加振レベルおよび加振方法 4.3節までで発振の主因が圧力波のフィードバックによることがほぼ明らかとなったのでここでは逆に遮断板を付加し

さらにノズル出口付近で圧力変動を与えて発振現象の変化を観測した。図13に強制加振装置を示す。低周波発振器からの正弦波信号を増幅しスピーカを発振させてノズル出口近傍で噴流を横方向から強制的に加振する。強制加振周波数は、ノズル出口近傍における変動圧力の Stage1 の各 X_e/W に対応する周波数の $1/3, 2/3, 3/3, 4/3, 5/3, 6/3$ とした。また、加振レベルについては、まず、遮断板を付加しエッジなしの状態での噴流を流し、スピーカから該当する X_e/W に対応する周波数の音を出し、ノズル出口近傍での変動圧力の最大振幅が遮断板を付加しない場合と等しくなるようにスピーカに入力する電圧を調整した。この加振レベルは周波数の変調時においても一定とした。

4.4.2 加振が噴流に与える影響 強制加振することにより噴流自体に内在する乱れレベルが変化するかを調べた。噴流中心線上における乱れ強さの変化を図14に示す。強制加振により乱れ強さの増加が認められないので、加振により噴流の x 方向の微小変動のみが起こると考えてよく、発振現象の比較にあたって乱

図11 変動圧力の rms 値

図13 強制加振装置

図12 変動圧力の位相差

図14 強制加振による強さの変化

図 15 強制加振時におけるパワースペクトル分布

れ強さの見掛けの増加を考慮しなくてもよいと考えられる。

4・4・3 強制加振した場合の発振現象 図 15 に強制加振した場合のエッジ先端近傍における変動圧力のパワースペクトル分布の一例を示す。いずれの場合も確認される卓越周波数は加振周波数とその高調波成分である。通常の発振状態に最も合致する発振現象が生起する加振周波数は Stage 1 に対応する周波数である。これは、Stage 1 に対応する周波数の圧力波のフィードバックにより発振現象が主として確定することを意味している。また、エッジ角 30° の場合に限り加振周波数が Stage 1 に対応する周波数の $1/3$ のとき、 $X_e/W \geq 8.5$ で Stage 1 の発振モードが通常の発振状

態と同等のスペクトル強度を伴って現れた。このことから、発振現象には内在的にこの $1/3$ 分数調波成分が含まれており、各発振モードは基本発振モードの高調波とこの分数調波の和で表すことができ、その組合せにより各発振モードが決定されるものと考えられる。

5. 結 言

- (1) エッジ角によらず六つの発振モードが確認された。
- (2) フィードバック経路を遮断することにより発振は抑制される。
- (3) 遮断板上へは、主に Stage 1 と Stage 3 のモードに対応する圧力変動がフィードバックされる。
- (4) フィードバック経路を遮断し、ノズル出口近傍で Stage 1 に対応する周波数で強制加振をおこなうと、遮断しない場合と同様の発振現象が再現される。
- (5) 発振現象には Stage 1 に対応する周波数の分数調波成分が含まれ、各発振モードはこの成分と基本発振周波数との干渉により生ずる変調の結果決定される。

以上より、長方形噴流の発振現象の主因は、圧力変動のフィードバックによることを実験的に確認した。

文 献

- (1) Powell, A., *J. Acoust. Soc. Am.*, 33-4(1961), 395.
- (2) 社河内・ほか 3 名, 機講論, No. 830-4 (昭 58-4), 97.
- (3) Wooley, J. P. and Karamcheti, K., *AIAA Paper*, 73-628 (1973).
- (4) Nyborg, W. L., *J. Acoust. Soc. Am.*, 26-2(1953), 174.
- (5) 中村・ほか 2 名, 計測自動制御学会論文集, 14-4(昭 53), 88.
- (6) 林・ほか 3 名, 計測自動制御学会論文集, 16-6(昭 55), 110.
- (7) 笹原・ほか 2 名, 第 9 回フルイディクスシンポジウム講演論文集, (昭 49), 127.
- (8) Brackenridge, J. B., *J. Acoust. Soc. Am.*, 32-10(1960), 1237.
- (9) Brackenridge, J. B., *J. Acoust. Soc. Am.*, 33-8(1961), 1078.
- (10) Kaykayoglu, R. and Rockwell, D., *J. Fluid Mech.*, 169 (1986), 125-149.
- (11) 阪田・ほか 2 名, 機論, 51-461, B (昭 60), 43.

討 論

〔質問〕 堀 越 長 次〔熊本工業大学〕

(1) 793 ページ左欄 1 行め, 発振モードの分類はこれでよいのか。

(2) 793 ページ左欄下 5 行め, 「エッジ先端における渦発生の様相」については流れの可視化により発生の様相が明らかにならないか。

(3) 軸流送風機が発生するノイズの遮断方法はどうしたか。

〔回答〕 (1) パワースペクトル分布より見た場合に確認できる主な発振モードは網羅しており, 分類はこれでよいと考えている。基本発振モードの高調波とその $1/3$ 分数調波成分の合成により各発振モードが決定されることについては文献(10)にも流れの可視化結果を含めて述べられているので参照されたい。

(2) ご質問のようにエッジ先端における渦発生の様相を流れの可視化により明らかにすることは非常に重要ではあるが, 空気噴流で流速の速い場合トレーサの拡散が著しく可視化は非常に難しい。また, 本報ではパワースペクトル分布を基礎に発振現象の主因について考察することを目的としているので, ここでは特にやっていない。今後の課題としたい。

(3) 特に考慮していない。送風機から整流部, ノズル部を通して直接噴流内部へ伝わるノイズは噴流の出口での変動速度成分のレベル (主流流速の 0.8% 以下) から見て整流格子, 金網, 絞りなどによりほとんど無視できるレベルにまで低減されているものと考えてよい。また, 送風機とノズル噴出口は 4 m 近く離れており, 発振現象に影響を与えるようなレベルの圧力変

動や騒音としては存在しないと考えている。現在, フィードバック経路を明らかにする実験のため送風機をウレタンシート (厚さ 50 mm) と発泡スチロール (厚さ 150 mm) で覆って実験しているが現象にはほとんど変化は認められない。

〔質問〕 三 上 房 男〔富山大学工学部〕

(1) くさび角度が, 30° の場合も 60° の場合も, 遮蔽板の水平距離を, $D_x/W=3.5$ に固定して実験しておられるが, この数字はどのような根拠で採用されたのでしょうか。

(2) 遮蔽板の影響は, くさび角度が 60° の場合より, 30° の場合のほうがより顕著に現れると述べておられるが, 遮蔽板の最適水平位置は, くさび角度によって変わると考えられるので, このデータだけではそのように断定し難いのではないか。

〔回答〕 (1) 遮断板の位置 D_x/W を種々に変化させて予備実験を行ったところ, ノズル出口近傍において基本発振モードの消滅が明確に観察されたのは $30^\circ, 60^\circ$ のいずれのエッジ角についても $D_x/W=3.5$ であったことからこの値を採用した。

(2) ご指摘のようにくさびの角度によりフィードバック経路に差異があることから, 遮断板の最適水平位置は変化すると考えられる。本文のこの部分の記述は厳密には「遮断板の位置を $D_x/W=3.5$ に固定した場合にエッジ角 30° のほうが遮断板付加の影響が顕著に認められ……」としたほうが適当かもしれない。なお, フィードバック経路については現在実験中であり, 近く報告する予定である。