

令和元年6月21日現在

機関番号：13301

研究種目：基盤研究(C) (一般)

研究期間：2016～2018

課題番号：16K06071

研究課題名(和文)非円形噴流群の配列と三次元的な渦の干渉を利用した風切り音が小さい整流多孔板の開発

研究課題名(英文)Development of low noise porous plate by interaction of 3-dimensional vortices in non-circular jets.

研究代表者

木綿 隆弘 (Kiwata, Takahiro)

金沢大学・機械工学系・教授

研究者番号：40225107

交付決定額(研究期間全体)：(直接経費) 3,700,000円

研究成果の概要(和文)：円孔が多数開いた整流用多孔板(パンチングメタル)は、送風機出口や吸込側のフィルターや安全カバー、ベランダの目隠しや防風柵等として使用され、空気が通過する際の流体騒音が問題となる。本研究では、複数個の噴流が集まった流れ場の3次元渦干渉による混合拡散効果を調べるために、正方形行列状配置の円形、楕円形及、十字形ノズルから噴出する複数噴流の流れ場を測定し、平均流れ特性への影響を明らかにした。さらに、流体音特性についても、同様に正方形行列状複数円形噴流のノズル出口速度及びノズル入口形状を変化させた場合の騒音特性を明らかにした。

研究成果の学術的意義や社会的意義

本研究は、多孔板の穴形状だけを変える方法、つまり外部からエネルギーを加えない受動的な噴流制御方法である。穴の配列パターンと三次元ノズルの形状を利用して混合拡散を早めることが可能となる。実験と数値解析の両面から研究を進めたことで、複数個の噴流群の拡散や抑制のメカニズムに関する知見が得られている。噴流の混合発達を促進される多孔板としての利用の他に、広い面積で均一に冷却・加熱する場合の噴流群のノズル設計開発に役立つ。これまでの多孔板はデザインが重視されている点もあるが、本研究により流体力学的な観点から見た新しい多孔板の開発が実現すると言える。

研究成果の概要(英文)：Multiple jets issuing from multiple nozzles or holes are used in various applications, such as multi-jet combustion chambers and air ventilation systems. To improve the performance multi-jet devices, it is necessary to understand the mixing and evolution of multiple circular and non-circular jets. The present research project has clarified the influences of the nozzle spacing ratio of circular nozzle, and the shape, the aspect ratio and azimuthal orientation of non-circular nozzle on the flow characteristics and the fluid dynamics noise of multiple elliptic jets issuing from a 4×4, 6×6, 8×8 square matrix nozzle arrangement experimentally and numerically. We found that the combined flow formed by the confluence of the multiple elliptic jets for the alternate azimuthal orientation arrangement developed earlier than that for the same azimuthal orientation arrangement.

研究分野：流体工学

キーワード：噴流 非円形多孔ノズル タブ 渦干渉 パッシブ制御 空力騒音 流体計測 数値流体解析

1. 研究開始当初の背景

パンチングメタルと呼ばれる多孔板は、様々な製品に使用され、通気口に異物が入らないためのカバー、建築物外装の目隠し板、風を減速させるための防風柵等として製品に使用されている。しかし、この多孔板を通過する風によって発生する風切り音が騒音問題となる。多孔板からの流体騒音に関して、建築分野において、風速や風向角度に対する騒音レベルの実験的研究等(引用文献①②)は多少あるが、騒音と流れ(渦)構造との関係は言及されていない。また流体工学では、多孔板は整流板として圧力損失係数の議論が多くなされている。また、噴流は様々な産業機械に使用され、その流れを制御することは機器の性能向上に重要である。外部からエネルギーを与えず噴流を制御する方法の1つに、ノズル形状を変化させる受動的制御がある。特に、ノズル出口に突起物(タブ)を付けて自由せん断層内に生じる縦渦により噴流の拡散や騒音を低減する方法や、ノズル形状が真円ではない(楕円や多角形ノズル)場合に渦輪の非一様曲率による渦構造の三次元変形を利用した混合促進の方法等がある。多孔板を通過する流れは、複数個の噴流群が集まって混合拡散して行く流れ場である。複数の噴流群が減速して均一な速度分布に混合拡散する過程において、「三次元的な渦構造変化」⇔「騒音発生」⇔「噴流減衰」の関係性を論じた研究は見られない

2. 研究の目的

本研究では、複数個の噴流が集まった流れ場の3次元渦干渉による混合拡散効果を解明する。また、渦相互の干渉による早期混合拡散効果を有する多孔板の穴形状を特定する。すなわち、穴の形状(円形、楕円形等)や配列パターン(並列、千鳥配列)、穴加工時のバリ利用を想定した十字形ノズル形状の特性を明らかにする。最終的に、流体騒音が小さい整流用多孔板の開発を目指す。

3. 研究の方法

(1) 複数円形噴流

①流れ場測定実験装置及び方法 図1に実験装置の概略を示す。実験には回流型風洞を改良して使用した。図2に6×6配列の多孔ノズル板の概略を示す。風洞出口部分に多孔ノズル板を設置することで複数噴流を発生させた。多孔ノズル板は、板厚さが $t = 10 \text{ mm}$ のアクリル樹脂製平板を機械加工し、ノズル形状は直径 $d = 6 \text{ mm}$ の円形とし、ノズル入口部分での流れの剥離を抑制するため $R = 4 \text{ mm}$ の丸み付けを施した。ノズル孔は、孔数による流れ特性への影響を調べるために、ノズル間隔比を $ld = 3$ で一定として 4×4 、 6×6 及び 8×8 の正方行列状に配置した。ノズル出口総断面積に基づく等価直径 D_e は、 $D_e = 24, 36$ 及び 48 mm である。また、ノズル間隔比による流れ特性への影響を調べるために、 6×6 正方行列状配列の場合については $ld = 1.5, 2, 3, 4$ 及び 5 の5種類にノズル間隔比を変化させた。実験はノズル出口断面平均速度を $U_b \approx 10.0 \text{ m/s}$ とすることで、ノズル直径 d に基づく噴流のレイノルズ数を $Re (= U_b d / \nu, \nu: \text{空気動粘性係数}) = 4.1 \times 10^3$ として行った。速度測定にはX形熱線プローブを使用した。熱線プローブの位置決めには三次元トラバース装置を用い、熱線流速計からの出力信号はPCに搭載のA/D変換ボードによって、サンプリング周波数 10 kHz 、測定点あたり 5×10^4 点のデータを取得し、時間平均速度や速度変動の乱れ強さを算出した。

②数値流体解析手法 複数円形噴流の流れ場に関する数値流体解析について、Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS)方程式を用いた計算と、Large Eddy Simulation (LES)を用いた計算を実施した。数値流体解析には汎用熱流体解析ソフトウェアANSYS Fluent Ver. 17.2を用いた。数値流体解析でも実験と同様に配列の1/4領域を解析対象とし、 x 方向に $L = 167d$ 、 y 及び z 方向に $H = 50d$ である。境界条件はノズル入口面をVelocity Inletとしてレイノルズ数が $Re = 4 \times 10^3$ となるように一様流速 $U_b \approx 9.7 \text{ m/s}$ (作動流体:空気, 15°C)を与えた。ノズル設置面をNon-slip、対称境界をSymmetryとし、上面・側面及び下流境界面をPressure Outlet(ゲージ圧 $p = 0 \text{ Pa}$)とした。

(2) 複数楕円噴流発生装置 図3に複数楕円形ノズルの概略を示す。楕円形ノズルの方向が全て同じ方向を向いている場合を同一方向(図3(a))、楕円形の長軸と短軸の向きが交互になっている場合を直交方向(図3(b))と定義する。楕円形ノズルの長軸と短軸のアスペクト比は $ab = 2.25, 6.25$ の2種類とした。ノズル出口断面積に基づく等価直径を $d_e = 2(ab)^{1/2} = 6 \text{ mm}$ 、ノズル間隔比を $ld_e = 3$ とした。

(3) 複数十字形噴流発生装置 6×6 の正方行列状に十字形孔をあけた $t = 2 \text{ mm}$ のステンレス製ノズル板を風洞出口部分へ設置し、複数噴流を発生させた。十字形ノズルのスパン長さと幅の比であるアスペクト比は $ab = 3.17, 10.33$ 及び 14.60

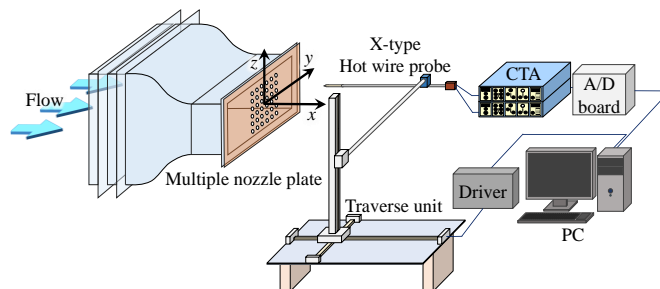


Fig. 1 Schematic diagram of experimental facilities

様式 C-19、F-19-1、Z-19、CK-19 (共通)

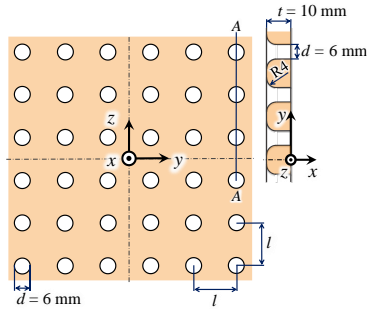


Fig. 2 Schematic diagram of 6 × 6 square matrix multiple round nozzles

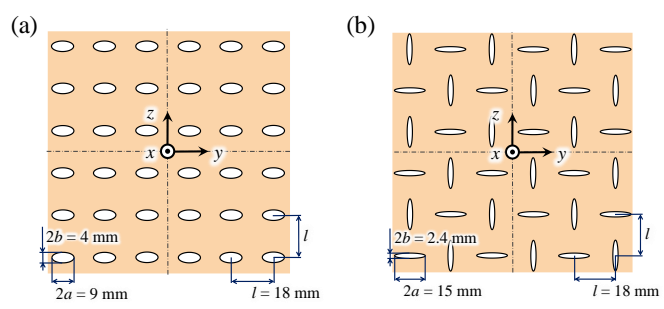


Fig. 3 Schematic diagram of 6 × 6 multiple elliptic nozzles (a) same and (b) alternate azimuthal orientation

の3種類に変化させた。ノズル出口断面積に基づく等価直径を $d_e = 6$ mm, ノズル間隔比を $l/d_e = 3$ とした。

(4) 流体音測定実験装置

流体音測定は 3.2 m × 3.5 m × 3.4 m の無響室を備えた回流式低騒音風洞にて行った。

1.15 m × 1.15 m の風洞出口部分の流路断面を遮蔽したうえで、中央に 6 × 6 の正方形列状に孔をあけたノズル板を設置することで複数円形噴流を発生させる。

ノズル形状は、出口断面形状が直径 $d = 6$ mm の円形、板厚さが $t = 2$ 及び 10 mm であり、 $t = 10$ mm のノズル板にはノズル入口部分に $R = 4$ mm の丸み付けを施した。ノズル間隔 l は 18 mm とし、ノズル間隔比は $l/d = 3$ となる。

表 1 にノズル寸法及び実験条件を示す。実験ではノズル出口における断面平均速度を $U_b = 4.4 \sim 35.5$ m/s とし、この時のノズル直径に基づく噴流のレイノルズ数 $Re (= U_b d/\nu, \nu$: 空気動粘性係数) は $Re = 1.7 \times 10^3 \sim 1.4 \times 10^4$ となる。マイクロホンからの出力は多チャンネル分析処理器により 30 秒間の時系列データを PC 上に取り込み、専用処理ソフトである RION SA-02 BASE Ver. 4.3 を用いることで音圧レベルのオーバーオール値の算出及び 1/12 オクターブバンド分析を行った。なお、5 本のマイクロホンの測定誤差は 1% 未満であった。

Table 1 Nozzle specifications and experimental conditions on aerodynamic sound measurement

Nozzle diameter, d [mm]	6
Nozzle spacing, l [mm]	18
Nozzle thickness, t [mm]	2, 10
Spacing ratio, l/d	3
Bulk velocity, U_b [m/s]	$4.4 \leq U_b \leq 35.5$
Reynolds number, Re	$1.7 \times 10^3 \leq Re \leq 1.4 \times 10^4$

4. 研究成果

(1) 複数円形噴流

①ノズル孔数の影響 図 4 に、4 × 4、6 × 6 及び 8 × 8 の各ノズル孔数における y - z 断面での x 方向時間平均速度 \bar{u}/U_b の等値線図を示す。ポテンシャルコアを有する $x/d = 1$ ではノズル形状に沿う速度分布が全てのノズル孔数の場合で確認できる。 $x/d = 3$ ではノズル孔数が 4 × 4 の場合では全ての噴流がほぼ円形のまま発達しているのに対し、6 × 6 及び 8 × 8 の場合では配列の周囲流体側の噴流が楕円形に変形している。 $x/d = 8$ では 4 × 4 の場合は個々の円形噴流が発達して拡散した流れ場となった。

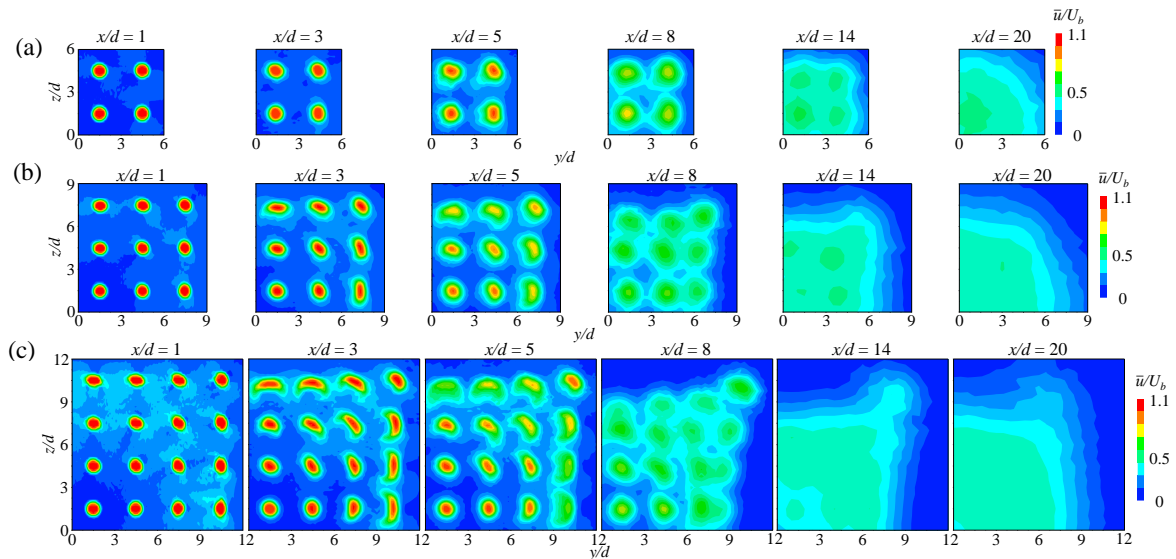


Fig. 4 Contour plots of dimensionless mean velocity along x -axis, \bar{u}/U_b , of multiple jets from (a) 4 × 4 matrix nozzles, (b) 6 × 6 matrix nozzles and (c) 8 × 8 matrix nozzles

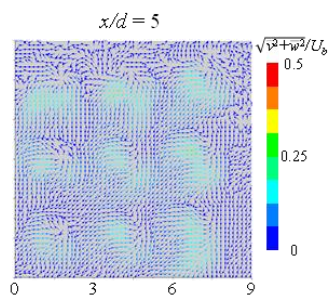


Fig. 5 Vector distribution of dimensionless secondary flow, $\sqrt{v^2+w^2}/U_b$, of multiple round jets from 6×6 square matrix nozzles

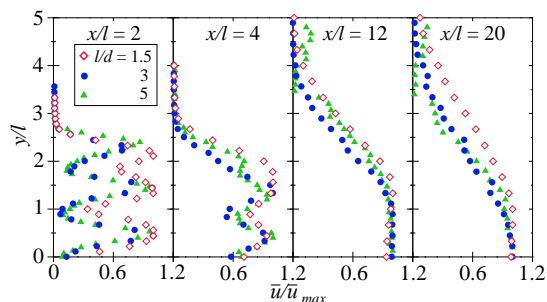


Fig. 6 Profiles of dimensionless mean velocity along x -axis at $z/l = 0.5$ nozzle centre plane

ているが、 6×6 及び 8×8 の場合では配列の周囲流体側の噴流が隣り合う噴流と干渉して混合している。また配列の角部に位置する噴流は下流まで比較的速度を維持している。 $x/d = 20$ では複数噴流は完全に合流・混合してひとつの噴流を形成しているが、ノズル孔数が増加するほど合流後の噴流は正方形に近い速度分布を示す。なお、数値流体解析でも同様な結果が得られた。

図 5 にノズル孔数 6×6 の場合の $x/d = 1, 3$ 及び 5 での y 及び z 方向時間平均速度 $(v^2+w^2)^{1/2}$ に基づく二次流れベクトル分布を示す。二次流れベクトルは、出口平均速度の 20% 程度の速度を持つ。噴流間に生じているベクトルの方向をみると、概ね配列の中心向きの流れが生じている。この流れは複数噴流のエントレインメントに伴う流れであると考えられる。特に、図 4(b)(c) のようにこの速度等値線図において配列の周囲流体側に位置する噴流が円形から楕円形に顕著に変形して噴流を引き伸ばすような二次流れが生じている。

②ノズル間隔比の影響 ノズル間隔距離 l で無次元化した x 方向の各断面における時間平均速度 \bar{u}/\bar{u}_{max} の分布を図 6 に示す。平均速度分布は $x/l = 12$ で l/d によらず概ね一致しており、したがって複数噴流が完全に合流・混合している下流域では、速度分布に相似性がみられることが明らかとなった。

③まとめ ノズル孔数が増加した場合でも、配列の中央部分 ($y/d \leq 5, z/d \leq 5$) の流れ特性には大きな差を生じない。ノズル孔数が 6×6 及び 8×8 の場合、配列の周囲流体側に位置する噴流はエントレインメントに伴う二次の流れの影響で引き伸ばされ、変形する。ノズル間隔比 l/d が異なる複数円形噴流について、ノズル間隔 l を用いて無次元化を行うことで x 方向時間平均速度のピーク位置が一致し、複数噴流が完全に合流・混合する位置は l/d によらず $x/l \approx 5.3$ で一定となる。また、 $x/l \geq 12$ においては l/d によらず速度分布に相似性が成立つ。

(2) 複数楕円噴流

①アスペクト比 a/b の影響 同一方向配置の $a/b = 2.25, 6.25$ の楕円形ノズルの、 $y-z$ 断面における x 方向時間平均速度 \bar{u}/U_b の等値線図を図 7 に示す。 $x/d_e = 3$ で $a/b = 2.25$ の場合に楕円形噴流の長軸と短軸が入れ替わる軸スイッチング現象が生じるが、 $a/b = 6.25$ の場合は、さらに下流の $x/d_e = 5$ で生じる。 $x/d_e = 20$ では $a/b = 6.25$ の場合に噴流の広がりが大きい。

②ノズル方向の影響 $a/b = 6.25$ の楕円形ノズルの、直交方向配置の場合の $y-z$ 断面における x 方向時間平均速度 \bar{u}/U_b の等値分布図を図 8 に示す。 $a/b = 6.25$ の場合、 $x/d_e = 3$ の中心軸付近の噴流には軸スイッチング現象が生じておらず、外側の噴流の長軸が斜めになっている。下流の $x/d_e = 5$ でも同様である。 $x/d_e = 20$ の下流域においてはアスペクト比によらず、ノズルの方向を直交方向にした場合に正方形行列状配置の複数噴流の全体が円形に広がっている。

③まとめ $a/b = 2.25$ の場合、ノズル方向によらず $1 < x/d_e \leq 3$ で一度のみ軸スイッチングを生じる。 $a/b = 6.25$ の場合、同一方向配置では $3 < x/d_e \leq 5$ で一度のみ軸スイッチングを生じるが、直交方向配置では軸スイッチングを生じない。直交方向配置の場合、複数楕円形噴流の合流・混合により形成される流れの発達が同一方向配置に比較して早期であり、 a/b が大きい複数楕円形噴流の方が噴流同士の混合により優れる。

(3) 複数十字形噴流

①アスペクト比 a/b の影響 $y-z$ 断面における x 方向時間平均速度 \bar{u}/U_0 の等値線図を $a/b = 3.17, 14.60$ について図 9 にそれぞれ示す。ノズル出口の近傍の $x/d_e = 1$ では概ねノズル形状に沿う速度分布が確認できるが、特に $a/b = 3.17$ の場合は噴流の角部が鈍った速度分布となっている。この原因としては、ノズル寸法に対する X 形プローブの空間分解能が不足していたことにより、速度勾配が大きく渦度強い噴流角部の詳細な速度分布が捉えられなかったものと考えられる。 $x/d_e = 3$ 及び 5 では、 $a/b = 3.17$ の場合は配列の周囲流体側に位置する噴流が楕円形に伸長している。一方アスペクト比が大きい場合は配列中心軸に向かって十字形噴流の端部が引き寄せられるように伸長した速度分布を示しており、より複雑な流れ構造の変化が生じている。 $x/d_e = 8$ ではアスペクト比によらず、図 4(b) の円形ノズルの場合と概ね類似した速度分布となるが、 $a/b = 14.60$ の場合では円形ノズル及び他の

様式 C-19、F-19-1、Z-19、CK-19 (共通)

アスペクト比の十字形ノズルと比較して速度の減衰が大きい。 $x/d_e = 20$ における速度分布においても、 $a/b = 14.60$ の場合は合流後の噴流の角部が丸く、噴流同士の合流・混合が促進されている。

②まとめ 複数噴流のノズル形状を十字形とすることで、噴流同士の干渉が促進される。特にアスペクト比 a/b が大きな複数十字形噴流で速度ピークの減衰が複数円形噴流よりも早期に生じ、噴流同士の合流・混合を促進する。十字形ノズルのアスペクト比 a/b の増加に伴って噴流の混合・発達を促進され、特に $a/b = 14.60$ の十字形ノズルが最も噴流の混合・発達を促進する。

(4) 複数円形噴流の流体力学

①騒音と変動速度の周波数特性 図10に $x/d = 18$ での SPL [dB(A)] の 1/12 オクターブバンド分析結果を示す。ノズル出口速度 U_b の増加に伴い全域で音圧レベルが上昇する。特に $f \geq 1$ kHz の高周波数域におけるレベルの上昇が顕著で、 $f \approx 5$ kHz の時、 $U_b = 11.8$ m/s の場合に SPL ≈ 5 dB(A) であるのに対し、 $U_b = 35.5$ m/s の場合には SPL ≈ 45 dB(A) である。また $U_b = 35.5$ m/s の場合に $f \approx 180$ Hz にピークが存在するが、ノズル出口の直径と平均速度に基づくストローハル数は $St_d (=fd/U_b) \approx 0.03$ であり、円形噴流の自由せん断層における渦放出周波数とは一致せず、単一の円形ノズルからの渦放出に起因した成分ではないと考えられる。また、36個のノズル出口断面積に基づく等価直径 $D_e = 36$

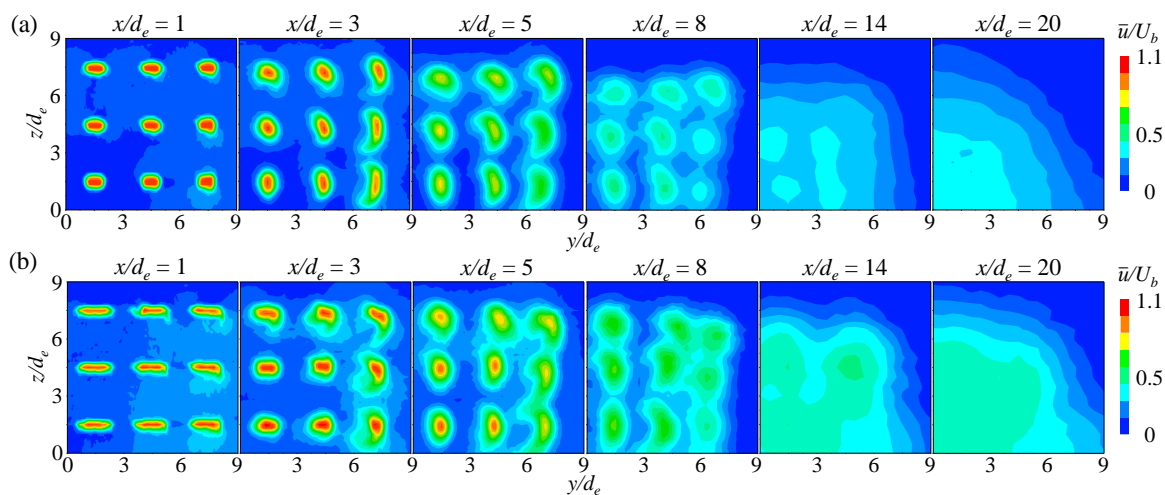


Fig. 7 Contour plots of dimensionless mean velocity along x -axis, \bar{u}/U_b , of multiple elliptic jets with the same azimuthal orientation arrangement (a) $a/b = 2.25$ and (b) $a/b = 6.25$.

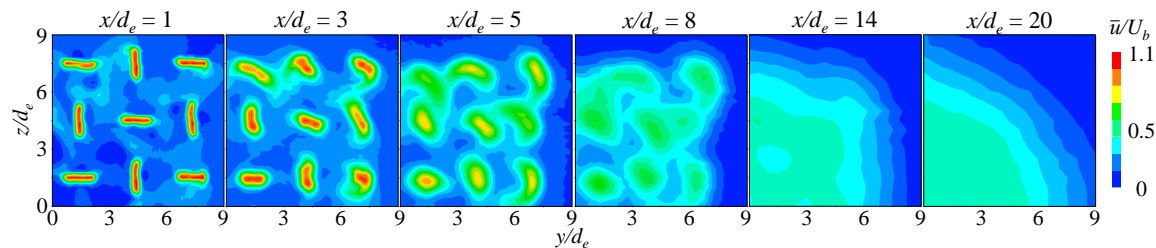


Fig. 8 Contour plots of dimensionless mean velocity along x -axis, \bar{u}/U_b , of multiple elliptic jets with the alternate azimuthal orientation arrangement ($a/b = 6.25$).

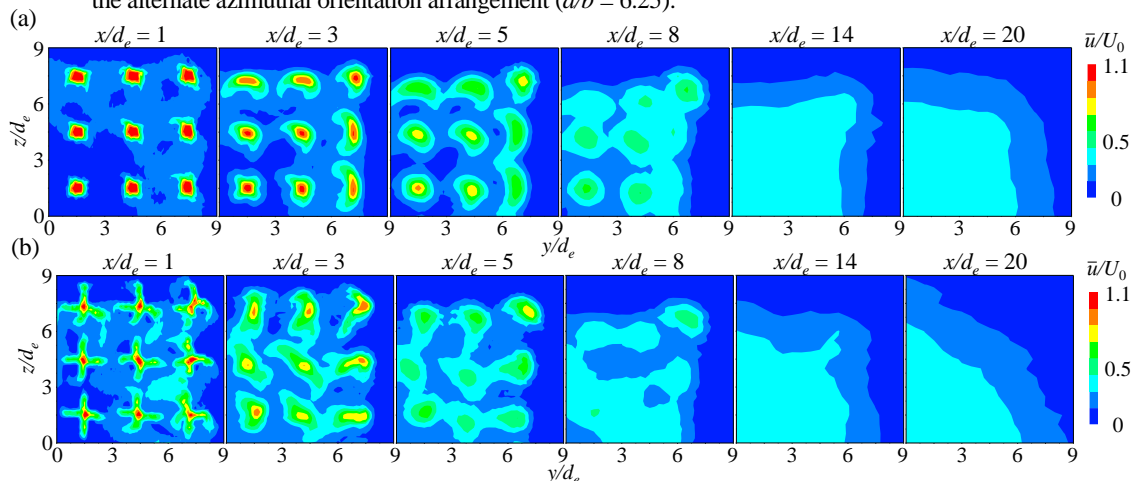


Fig. 9 Contour plots of dimensionless mean velocity along x -axis, \bar{u}/U_b , of multiple cruciform jets (a) $a/b = 3.17$, (b) $a/b = 14.60$.

様式 C-19、F-19-1、Z-19、CK-19 (共通)

mm を用いれば、ストローハル数は $St_{De}(=fD_e/U_b) \approx 0.18$ となるが、 D_e を変化させて、複数円形噴流全体が合流したひとつの噴流としての渦構造との関連を調べる必要がある。

②ノズル入口形状の変化に伴う流体音特性変化 ノズル入口形状の違いによって噴流の縮流の有無が騒音特性に与える影響を調べるため、図 11 に丸みなしノズル($t=2$ mm)及び丸み付きノズル($t=10$ mm)の、 L_A のノズル出口速度 U_b に対する変化を $x/d=18$ の位置について示す。騒音レベル L_A は、 $U_b < 13$ m/s においてはノズル形状によらず BGN とほぼ等しい。一方、 $U_b \geq 13$ m/s においてはノズル出口速度の増加に伴って L_A は U_b の 6 乗に比例して増大しており、丸み付きノズルの場合と較べて、丸みなしノズルの場合の L_A は約 10 dB(A) 増大している。

③まとめ ノズル入口部丸み付きノズル($t=10$ mm)の場合、騒音レベル L_A は $U_b < 13$ m/s では暗騒音とほぼ等しく、 $U_b \geq 13$ m/s ではノズル出口速度 U_b の増加に伴い U_b の 6 乗に比例して増大する。 $U_b \geq 13$ m/s でのノズル出口速度増加に伴う騒音レベルの増大は、 $f \geq 1$ kHz での音圧レベルの増大による。ノズル入口部丸みなしノズル($t=2$ mm)の場合、騒音レベル L_A は $U_b \geq 13$ m/s で丸み付きノズル($t=10$ mm)より約 10 dB(A) 増加し、ノズル出口速度が $U_b = 22.2$ m/s で $f \approx 1.8$ kHz 及び 3.2 kHz の周波数成分が卓越する。

<引用文献>

- ①中藤, パンチングメタルから発生する空力音についての風洞実験, 日本風工学会年次研究発表会・梗概集, 2013, 169-170
- ②宮崎, 他 3 名, 超高層集合住宅の風騒音に関する研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1995, 135-136

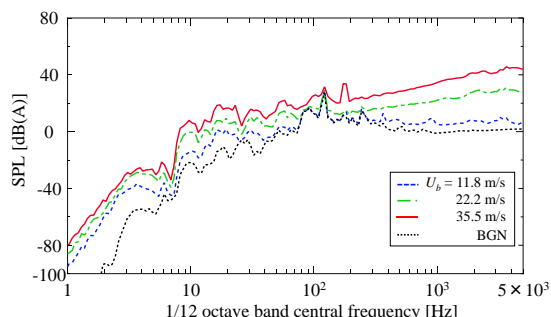


Fig. 10 1/12 octave band analysis ($t = 10$ mm, $x/d = 18$)

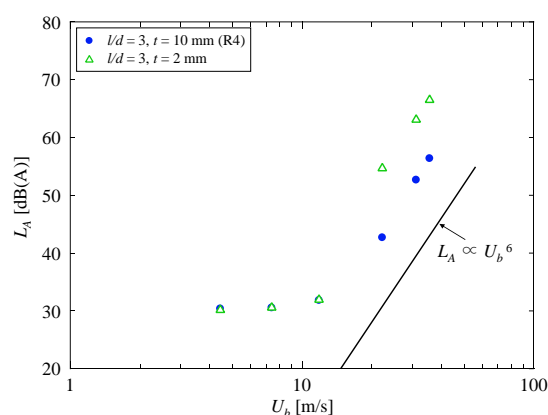


Fig. 11 Variation of sound pressure level, L_A [dB(A)] with bulk velocity U_b ($t = 2, 10$ mm)

5. 主な発表論文等

[雑誌論文] (計 1 件)

(1)Teramoto,H and Kiwata,T., Flow characteristics of multiple round jets issuing from in-line nozzle arrangement, Proceedings of the 4th Symposium on Fluid-Structure-Sound Interactions and Control, A138, pp.161-167, (2018.5).

[学会発表] (計 3 件)

(1)寺本裕志, 木綿隆弘, 臼沢太一, 円形複数噴流の流体音に関する実験的研究, 日本機械学会北陸信越支部 第 56 期総会・講演会 講演論文集(USB), F043, pp.1-5, 富山大学, (2019.3.2).

(2)矢嶋華子, 木綿隆弘, 寺本裕志, 津山凌史郎, 楕円形ノズルのアスペクト比と方向が噴流特性に与える影響, 日本機械学会北陸信越学生会第 48 回学生員卒業研究発表講演会講演論文集(USB), No.0152, pp.1-2, (2019.3.1).

(3)寺本裕志, 木綿隆弘, 臼沢太一, 正方形行列状複数円形噴流の孔数が流れ特性に与える影響, 第 46 回 可視化情報シンポジウム 講演論文集(USB), E034, pp.1-5, 明治大学 (2018.9.15).

[その他] ホームページ <http://www.ms.t.kanazawa-u.ac.jp/~fluid>

6. 研究組織

(1) 研究分担者氏名: 小松 信義 ローマ字氏名: Nobuyoshi KOMATSU 所属研究機関名: 金沢大学
部局名: 理工研究域機械工学系 職名: 准教授 研究者番号 (8 桁): 20436827

(2) 研究分担者氏名: 河野 孝昭 ローマ字氏名: Takaaki KONO 所属研究機関名: 金沢大学
部局名: 理工研究域機械工学系 職名: 准教授 研究者番号 (8 桁): 90630921