

小型遠心ブロワの翼通過周波数騒音と 内部圧力変動と圧力変動モードに関する研究

岩手大学大学院 工学研究
機械・社会環境システム工学専攻

本多 武史

1. 緒 言

地球温暖化防止に向けた環境問題への関心の高まりから、製品の省電力化は重要である。また、共働き家庭の増加から夜に家事を行う機会が増え、家事に用いられる製品の静音化の需要が高まっている。上記背景から、家庭用電気掃除機に搭載される本研究対象の遠心ブロワは、高効率化と運転範囲内における翼通過周波数 (Blade Passing Frequency (BPF)) 騒音を含む騒音の低減が求められている。さらに、対象遠心ブロワ (図 1) は製品の主要部品であることから小型化が重要で、小型化と共にインペラの外周部に設ける羽根付きディフューザとインペラの両者の高効率化が必要である。なお、本遠心ブロワは小型であることから翼通過周波数の波長と羽根付きディフューザの流路長さが近く、流路内で音響共鳴が生じやすい特徴を持つ。

本研究の目的は、遠心ブロワの小型かつ高効率・低騒音化を両立するために必要な設計指針を得ることである。本研究では、小型化と高効率化の両立の手段として羽根付きディフューザの翼間曲率半径の影響、低騒音化の検討として、ディフューザ内で生じる圧力変動と定在波の影響、ディフューザ羽根枚数による内部圧力変動および騒音に及ぼす影響の要因分析を行い、騒音発生現象の解明に取り組んだ。また、高効率化と低騒音化の両立の手段として隣接翼間の圧力差を用いたスリットディフューザに関する効果とその要因分析、ディフューザ周辺での低騒音化構造の開発を行った。

2. 本研究の位置付けと構成

本研究では遠心ブロワの小型化と高効率化および、広い運転回転数範囲での翼通過周波数騒音の低騒音化に関する設計指針の抽出を目的に、ディフューザ内部流れと圧力場の把握により騒音支配現象の解明を試みる。本研究は小型化と高効率化を両立する中で、羽根付きディフューザの翼間曲率半径が流れ場に及ぼす影響を PIV と圧力計測および流体解析を用いて調べた少ない事例となる。また、低騒音化については、はじめに研究対象の遠心ブロワのディフューザ内部における非定常圧力変動および定在波の影響を調査分析し、その特徴と要因分析を試みた。その後、ディフューザ羽根枚数が及ぼす騒音およびディフューザ内部圧力変動に関する調査を行い、ディフューザ羽根枚数を多くすることにより低騒音化が可能であるメカニズムの要因分析を試みる。さらに、ディフューザ周辺に低騒音構造を適用した遠心ブロワを提案し、その抑制効果を示した。本研究はディフューザ内部に定在波が生じる中で、ディフューザ羽根枚数によるディフューザ内部圧力変動と騒音の影響を調査し、騒音発生現象の把握を行った初めての事例であり、ディフューザ周辺での低騒音構造は新たな提案の 1 つである。以上の騒音発生現象の解明に関する取り組みは、今後の遠心ブロワの小型化と高効率、低騒音化の開発に役立つものと考えられる。なお、本報告はディフューザ内部における非定常圧力変動および定在波の影響、ディフューザ羽根枚数が及ぼす騒音およびディフューザ内部圧力変動の把握結果に関して報告する。

3. 対象遠心ブロワの特徴

本研究が対象とする小型遠心ブロワの代表図を図 1 に示す。遠心ブロワはシュラウド付インペラと、インペラ外周部に羽根付きディフューザを設けている。ディフューザは弦節比が約 3 で、ディフューザの羽根により重なり流路が形成される。遠心ブロワは高速回転で運転され、設計流量係数 $\phi_d=0.072$ における全圧力比が約 1.3 である。遠心ブロワの羽根枚数はインペラ 8 枚で、基本形状のディフューザは 13 枚である。また、ディフューザ外径 D_4 は 125 mm、流路高さ b は約 8 mm である。また、ディフューザ入口径 D_3 とインペラ出口径 D_2 との比で表す D_3/D_2 は約 1.03 と小さく、動静翼隙間が小さいという特徴を持つ。

4. 計測および流体解析手法

図2にブロワ性能測定装置の概略図を示す。ブロワの性能測定はインペラを同一とし、ディフューザ部に研究対象のディフューザを設置しブロワ性能を評価した。試験は回転数を一定とし、風量を変えた場合の全圧または静圧、全温とトルクを測定した。風量は測定装置のバルブの開度を操作することで変更し、入口部のノズル差圧を用いて算出した。

また、遠心ブロワの騒音測定は試験装置の周辺に設置されている補助装置の影響を排除するため、ブロワの有無における騒音レベルの差が10 dB以上となるように、ケーシングから0.5 m離れた近接場に騒音計を設置した。また、ディフューザの音響共鳴現象を把握するため、インペラの回転に同期した信号を基に回転数と騒音を測定し、FFTアナライザにて回転数トラッキング分析を行った。なお、回転数トラッキング分析を行った動作条件は、バルブ開度を設計風量に合わせた後に固定し、設計点を通る抵抗カーブ上で評価した。

ディフューザ内の静圧測定は研究目的別に、時間平均値および非定常計測を行った。圧力変動（非定常圧力）計測はディフューザのハブ壁面に非定常圧力トランスデューサ（Kulite, XCQ-062-5SG）を設置し、静圧を測定した（図1）。なお、非定常圧力トランスデューサは、ディフューザ重なり部入口から流れ方向に等間隔に4点設置した。計測用静圧孔と非定常圧力トランスデューサの受圧面までの空間で形成されるヘルムホルツ型共鳴周波数は、測定周波数範囲に対して十分に高くなるようにした。各圧力変動の位相平均処理の際には、図1に示したインペラ後縁とディフューザ前縁が周方向に一致する位相角度 θ を0 degと定義した。

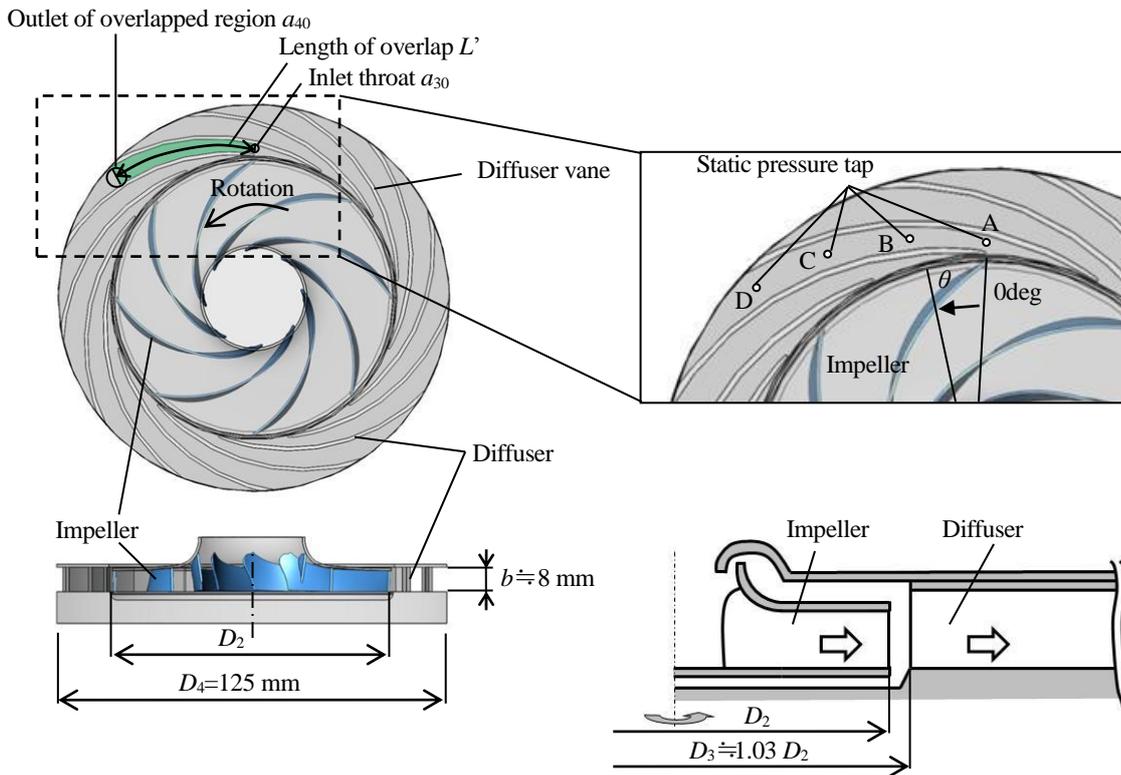


図1 本研究対象の遠心ブロワ

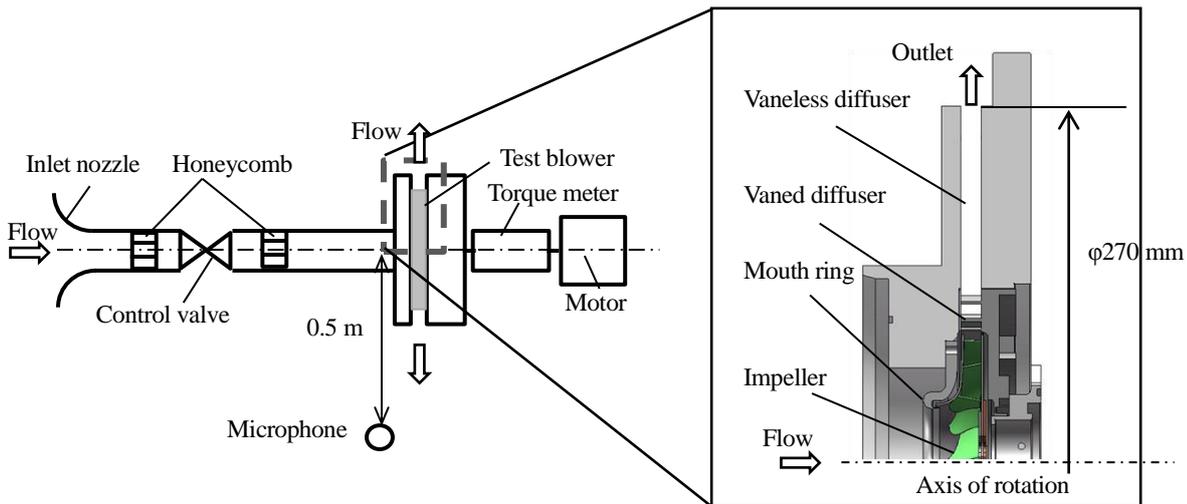
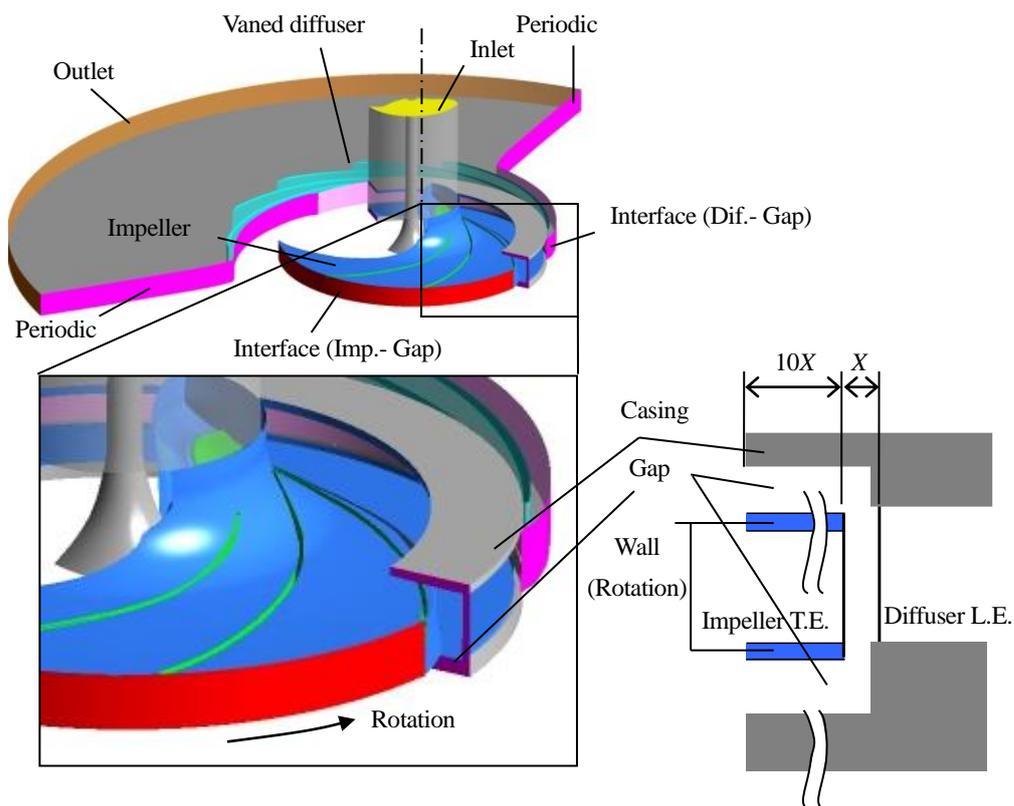


図2 ブロワ性能測定用実験装置

次に、流体解析手法について述べる。本研究ではディフューザ内部圧力変動を可視化する目的で、市販ソフトを用いた圧縮性非定常流体解析を行った。解析モデルは、ディフューザ内部とインペラ部を対象としたモデルと、図3に示すようにインペラとディフューザおよび、ケーシングとインペラによる隙間部を考慮したモデルを用い、周期境界条件を使用した。なお、ケーシングとインペラの隙間の考慮は、隙間部で生じる圧力変動の影響を把握するためである。また、両ディフューザ共にインペラは3翼間とし同一メッシュを用い、ディフューザおよびケーシングとインペラの隙間を含む静止流路は5翼間とした。なお、静止流路の翼間の数は、周期境界を用いる中で、インペラと静止流路のインターフェースの角度差を可能な限り小さくする組合せとした。なお、ケーシングとインペラの隙間は計測した際の空間をモデル化し、インペラ出口半径とディフューザ入口半径の差 X の10倍の空間をインペラ出口から半径方向内向きに設置した。流体解析に用いた乱流モデルは過去の研究で高い予測精度が得られた RANS (SST) モデルを使用した。

また、非定常解析の時間刻みはディフューザ重なり部のクーラン数が約0.5となるように、インペラの回転角度が1 deg 進む時間とし、非定常解析の動作条件は設計点の風量と回転数とした。なお、本圧縮性流体解析手法では、壁面の音響的な反射は考慮できていない。



Turbulence model	RANS (SST-model)
Boundary condition	Inlet: Mass flow Outlet: P-static Wall: No slip
Time step	Time corresponding to 1 deg of impeller rotation

図3 流体解析モデル

5. ディフューザ内部流れと圧力場の可視化による騒音支配現象の把握

本研究対象のディフューザ内部圧力変動を把握するため、圧力変動の回転数トラッキング分析を行った。図4にBPFの1次、2次成分のパワーレベルの回転数トラッキング分析結果を示す。図4は計測結果を実線、非定常流体解析で得られたパワーレベルを点で示す。まず、図4(a)のBPFの1次成分(1stBPF)の計測結果に注目すると、重なり流路内の計測点A, B, C, Dは、幾つかの回転数においてパワーレベルが急激に変化している。特に、計測点Bのパワーレベルは、回転数による変化が大きく、回転数21,100, 24,300 min⁻¹でピークを持ち、約30,000 min⁻¹で他の計測点よりも小さくなり、その後、46,000 min⁻¹付近まで増加し最大値となっている。次に、図4(b)のBPFの2次成分(2ndBPF)に注目すると、1次成分と同様に幾つかの回転数において、パワーレベルが急激に変化している。特に、1次成分で変化の大きかった計測点Bは、回転数20,600, 29,800 min⁻¹でパワーレベルが大きい。本結果から、ディフューザ内部の圧力変動は、特定の回転数で大きくなり、回転数によってディフューザ内部の流れ方向位置で圧力変動の大小関係が異なることがわかる。次に、図4に示したパワーレベルの計測結果と共鳴回転数における非定常解析結果の比較について述べる。図4(a)のBPFの1次成分に注目すると、回転数によるパワーレベルの変化は、各計測点ともに計測結果の特徴を良く再現でき、1次成分の圧力変動の相対関係の把握に有効であることがわかる。また、図4(b)のBPFの2次成分に注目すると、解析結果の回転数によるパワーレベルの変

化は、 $25,000 \text{ min}^{-1}$ 以下の回転数において概ね変化を再現できているが、回転数が高くなると計測結果と異なっており、計測点位置によるパワーレベルの差を小さく評価している。

図4に示した解析結果は音響共鳴が生じているにも関わらず、支配的な振幅を概ね予測できており、本研究の目的である圧力場の可視化が可能であると考えられる。一方、2次成分の予測精度に関しては、今後更なる改善が必要であると考えている。

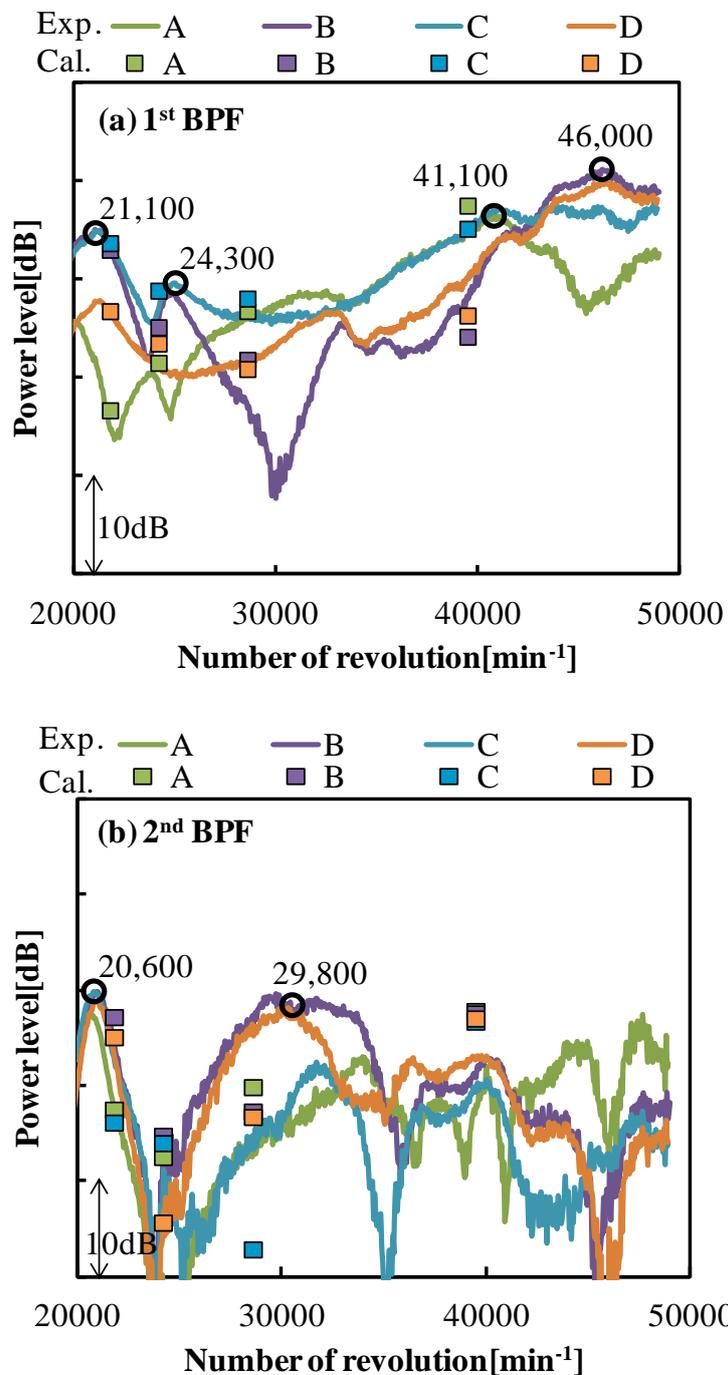


図4 ディフューザ内部圧力変動の回転数トラッキング分析結果と流体解析結果

次に、非定常解析結果を用いてディフューザハブ面の圧力変動の可視化を行った。圧力変動の可視化は、圧力の RMS 値を用い、ディフューザ流路において圧力変動が大きい部分を可視化した。図 5 に共鳴回転数 21,800, 24,200, 28,600, 39,500 min^{-1} の圧力変動を可視化した結果を示す。

図 5(a)の回転数 21,800 min^{-1} は、重なり流路の中央付近（計測点 B～C）で圧力変動が大きく、重なり流路入口部と重なり流路の出口下流で圧力変動（RMS 値）が小さいことがわかる。次に、図 5(b)の回転数 24,200 min^{-1} は、計測点 C 付近（重なり流路の中央から出口にかけ）の圧力変動が大きい。また、回転数 24,200 min^{-1} は、重なり流路の出口下流および、重なり流路入口下流の圧力変動が小さく、重なり流路入口での圧力変動の節は、回転数 21,800 min^{-1} に比べ、わずかに重なり流路内の下流側に移動している。図 5(c)の回転数 28,600 min^{-1} の圧力変動は、重なり流路入口の計測点 A と、計測点 C 付近で大きいことがわかる。また、重なり流路入口下流で見られた圧力変動の節は、回転数 24,200 min^{-1} に比べ下流側に移動している。図 5(d)の回転数 39,500 min^{-1} の圧力変動は、回転数 28,600 min^{-1} と同様に計測点 A と C 付近で大きいことがわかる。また、回転数 28,600 min^{-1} に比べ、重なり流路入口下流での圧力変動の節が下流側へ移動している。

図 5 に示した各回転数の圧力変動は重なり流路出口の圧力変動が小さいという共通点を持つ。これは、重なり流路出口付近を固定端とし、ディフューザ入口の動静翼干渉場を自由端とした圧力変動モードが存在し、音響定在波の圧力変動を示していると考えられる。また、解析結果は共鳴回転数において重なり流路出口下流に圧力変動の節が存在すること、回転数に応じて重なり流路入口側での圧力変動の節の位置と、圧力変動振幅が変化することを示し、各圧力モードは重なり流路内で生じる定在波を示していることがわかった。

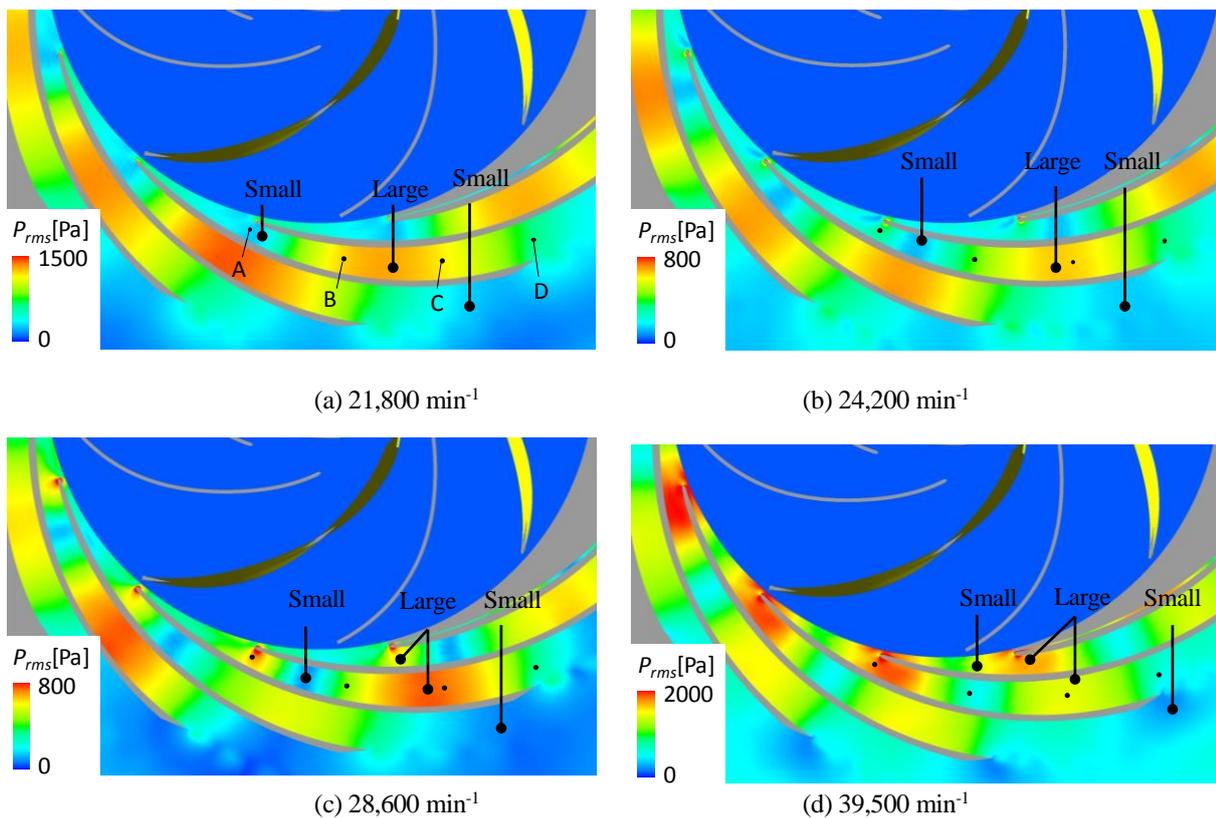


図 5 ディフューザ内部圧力変動の回転数変化

次に、ディフューザ内部圧力変動モードに関して検討する。本ディフューザは、動静翼干渉場を自由端、開放端補正した長さ L の開放端（重なり部の出口側）を固定端とした単純な音響管と仮定した場合、1 次モード ($\lambda_i = 4L$)、3 倍振動モード ($\lambda_{ii} = 4L/3$)、5 倍振動モード ($\lambda_{iii} = 4L/5$) の定在波が発生する可能性がある。図 6 にディフューザ重なり部のハブ面において、計測点 A～D を通る線を定義し、図 5 に示した圧力 RMS 値の流れ方向の変化、インペラ位相角度 θ による圧力場の変化を可視化した結果を示す。図 6(a)～(d)の右側に圧力 RMS 値を、左

側にインペラ位相角度 θ による圧力場の変化を示す。また、図 6 の縦軸はディフューザ入口から出口における流れ方向の無次元位置と圧力計測点を、圧力 RMS 値には定在波のうち、特に関係すると考えられる 3 倍振動モード ($\lambda_{ii}=4L/3$) の節、腹の位置を示す。

まず、圧力 RMS 値に注目すると、各回転数共に計測点 C 付近の圧力変動が大きく、計測点 C 付近に存在する定在波の 3 倍振動モードの腹の位置で圧力変動が大きいことがわかる。特に、回転数 $39,500 \text{ min}^{-1}$ の圧力変動は、計測点 A, C の圧力変動が大きく、定在波の 3 倍振動モードと類似している。すなわち、図 5 に示した圧力 RMS 分布は、翼通過周波数の波長に応じた圧力変動を示しているが、定在波の 3 倍振動モードの影響を受けていると考える。

さらに、インペラ位相角度 θ による圧力変動の変化に注目すると、各翼間の圧力変動は規則性がある。特に、定在波の 3 倍振動モードの腹に近い計測点 C 付近では、各回転数ともに 1 翼間の位相角度中に、圧力変動の高い領域と、低い領域が存在する。また、位相角度による圧力の変化は、位相角度 $\theta=0 \text{ deg}$ (インペラ後縁と、ディフューザ前縁が回転方向に一致する角度) 付近では計測点 C 付近で圧力が低下し、位相角度 $\theta=30 \sim 40 \text{ deg}$ の間で圧力値が増加しており、1 翼間に 1 回の周期的な変動である。本位相角度 θ による圧力の変化は、1 翼間に 1 度の周期的な変動を持つことから、インペラの回転に伴うポテンシャル干渉が定在波の 3 倍振動モードを加振していると考えられる。

本結果から、本研究で用いた圧縮性流体解析結果で得た圧力変動の RMS 分布は、ポテンシャル干渉による圧力変化が、動静翼干渉場を自由端、ディフューザ重なり流路長さを開放端補正した長さ L の開放端 (重なり部の出口側) を固定端とした場合の定在波の 3 倍振動モードと共鳴している様子を示していると考えられる。また、ディフューザ内部の圧力変動は定在波モードが支配的であり、定在波の影響を受け流れ方向の圧力変動の大小関係が決まることがわかった。さらに、本研究対象の運転回転数範囲が広く、小型の遠心ブロワにおいては、動静翼干渉場を含むディフューザ内の定在波モードとの共鳴回避が重要であり、非定常圧縮性流体解析を用いた圧力変動場の把握により、定在波モードが把握できることを得た。

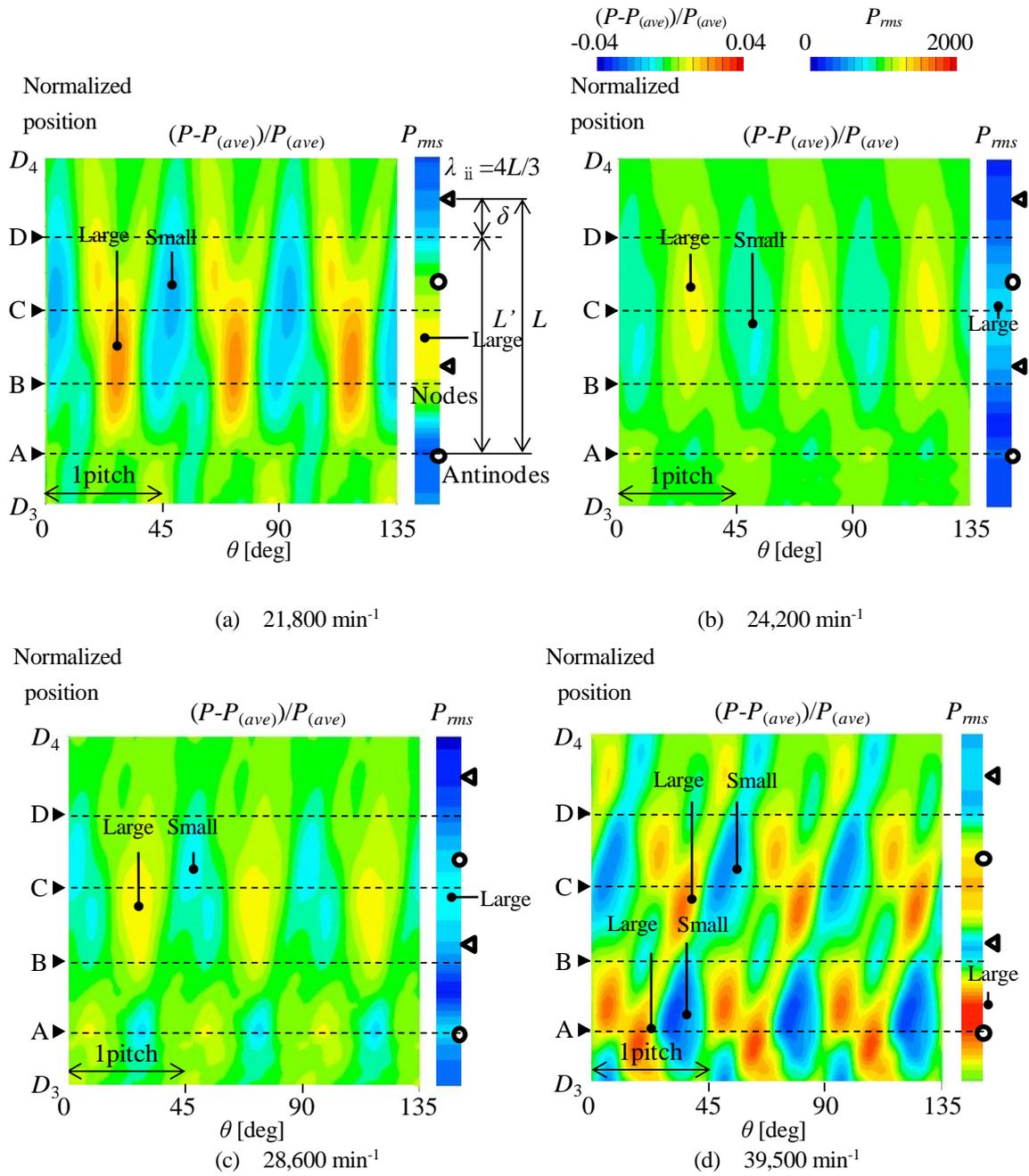
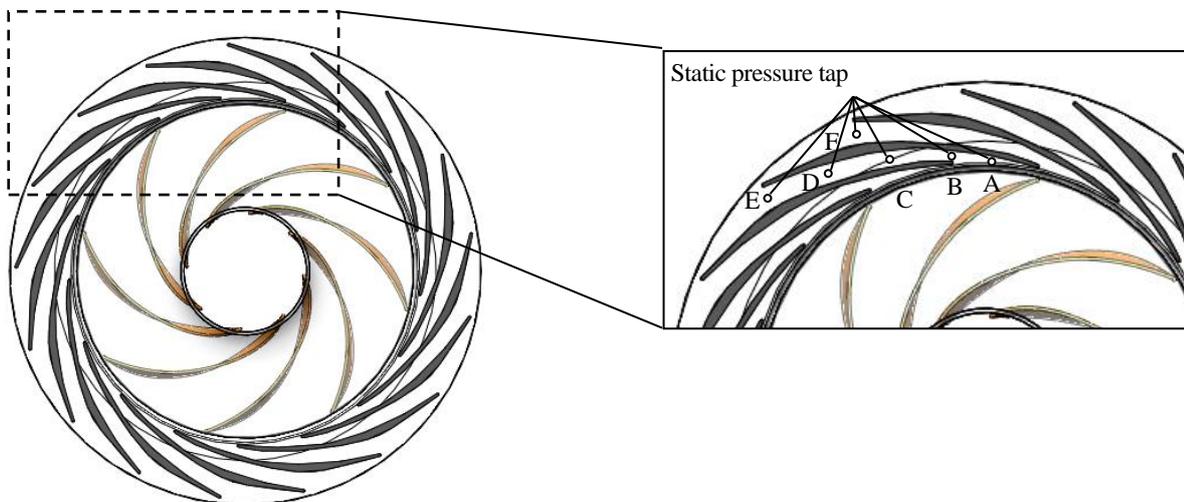


図6 ディフューザ内部圧力変動の位相変化

6. ディフューザ羽根枚数が及ぼす騒音と内部圧力変動に関する影響

次にディフューザ羽根枚数毎の詳細な圧力変動パターンおよび定在波との影響を把握し、低騒音化の設計指針を得ることを目的とした、研究内容について述べる。研究対象の遠心ブロワは図1（羽根枚数13枚）と、図7に示す羽根枚数17枚のディフューザを搭載したブロワである。なお、本研究では同一のインペラを使用した。また、本研究対象のディフューザ外径 D_4 は125 mm、流路高さ b は約8 mmである。ディフューザ入口径 D_3 とインペラ出口径 D_2 との比 D_3/D_2 は羽根枚数 Z_d13 の場合が1.03、羽根枚数 Z_d17 の場合が1.04であり、対象とする遠心ブロワの動静翼の半径方向隙間は小さい。なお、本研究で対象とした羽根枚数 Z_d13 と Z_d17 のディフューザ入口スロート面積と、重なり部の拡大率は同一である。また、羽根枚数 Z_d17 の重なり部の流路長さは羽根枚数 Z_d13 に比べて重なり部での流れの転向を抑えるために小さくしている。本研究ではディフューザ羽根枚数 Z_d13 、15、17、19枚のブロワ性能試験を実施し、騒音変化が顕著であった羽根枚数 Z_d13 、 Z_d17 の詳細検討を行った。



	Z_d13	Z_d17
Number of vanes	13	17
Ratio of inlet diameter of the diffuser to outlet diameter of the impeller D_3/D_2 [-]	1.03	1.04
Normalized inlet area of throat [-]	1	
Ratio of area amplification A_{40}/A_{30}	2	
Normalized length of overlap [-]	1	0.8

図7 羽根枚数17枚のディフューザ概略図

図8に各ディフューザを搭載した遠心ブロワの設計点における騒音測定結果を示す。図8の横軸は計測周波数帯のオーバーオール値（Over all : O.A.）と、翼通過周波数BPFの1次成分（1st BPF）および、2次成分（2nd BPF）を、縦軸は周波数毎の人間の聴感補正量（A特性）を用いた騒音測定結果を示す。設計点における羽根枚数 Z_d17 のO.A.値は羽根枚数 Z_d13 に対して11 dB、1stBPFは21 dB、2nd BPFは5 dBと低減量が大きいことがわかる。なお、本章では、この騒音低減効果について、非常圧力計測と非常解析を用いて考察する。

図9に1stBPF騒音およびパワーレベルの回転数トラッキング分析結果を示す。なお、図9(a)は羽根枚数 Z_d13 、(b)は羽根枚数 Z_d17 の計測結果を示し、上段に1stBPF騒音を、下段に1stBPFのパワーレベルの回転数変化を示す。

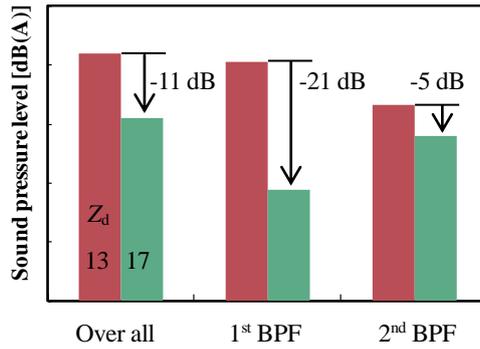


図8 ブロワ騒音の計測結果 (設計点)

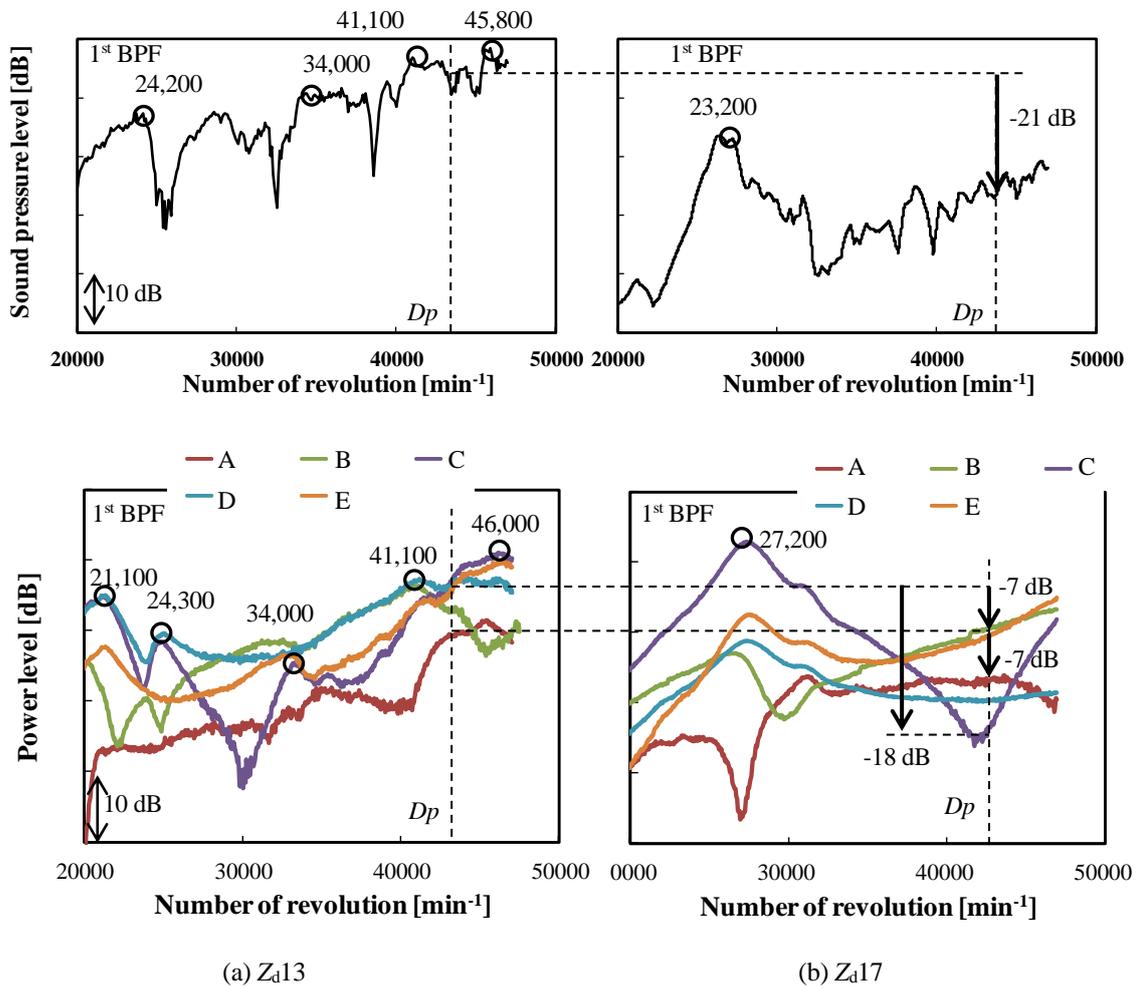


図9 圧力変動の回転数トラッキング分析結果

まず、図9(a)の羽根枚数 Z_d13 における1stBPFのパワーレベルの計測結果に注目すると、重なり流路内の計測点B、C、D、Eでは、幾つかの回転数においてパワーレベルが急激に変化している。特に、計測点Cのパワーレベルは、回転数による変化が大きく、回転数21,100、24,300 min^{-1} でピークを持ち、約30,000 min^{-1} で他の計測点よりも小さくなり、その後、46,000 min^{-1} 付近まで増加し最大値となっている。すなわち、羽根枚数 Z_d13 のディフューザ内部の圧力変動は特定の回転数で大きくなり、回転数によってディフューザ内部の流れ方向位置で圧力変動の大小関係が異なることがわかる。

次に、図9(b)の羽根枚数 Z_d17 における1stBPFのパワーレベルの計測結果に注目すると、重なり流路内の計測点B, C, D, Eでは、回転数 $27,200 \text{ min}^{-1}$ 付近でパワーレベルが急激に変化している。特に、計測点Cのパワーレベルは、他の計測点に比べて回転数 $27,200 \text{ min}^{-1}$ で大きく、 $45,000$ から $47,000 \text{ min}^{-1}$ にかけてパワーレベルが増加している。なお、両ディフューザ共に重なり流路内の計測点におけるパワーレベルが増加すると騒音が大きくなっており、ディフューザ重なり部の定在波との音響共鳴により圧力変動と騒音が増加していると考えられる。

さらに、図9の設計点回転数(図中 D_p)に注目すると、羽根枚数 Z_d17 の1stBPF騒音は羽根枚数 Z_d13 に比べて21 dB低減している。また、設計回転数におけるディフューザ内部のパワーレベルに注目すると、インペラ出口に最も近いベーンレス部の計測点Aのパワーレベルが7 dB、ディフューザ重なり部出口の計測点Eのパワーレベルが7 dB低減していることがわかる。さらに、回転数によるパワーレベルの変化が最も大きかった計測点C(重なり部の入口スロートから流れ方向に重なり部長さの1/3下流)に注目すると、羽根枚数 Z_d17 は羽根枚数 Z_d13 に比べて、18 dB低減し低減量が大きいことがわかる。本計測結果から羽根枚数 Z_d17 の1stBPF騒音低減は、羽根枚数 Z_d13 に比べて、設計点回転数付近にディフューザ内の圧力変動を増加させる音響共鳴回転数が存在しないこと、またベーンレス部、重なり部内(計測点B~E)の圧力変動の低減、特にディフューザ入口側の圧力変動の低減が寄与していることがわかった。

次に、各ディフューザの出入口(計測点A, E)と隣接翼間出口(計測点F)における設計点の圧力変動計測結果(点)と解析結果(線)の比較を図10に示す。なお、図10(a)は羽根枚数 Z_d13 、図10(b)は羽根枚数 Z_d17 を、図10の横軸は図1に示したインペラ後縁とディフューザ前縁が一致する位相角度を0 degとした位相角度 θ 、縦軸は圧力変動である。また、ディフューザ重なり部出口における隣接翼間の1stBPFの位相差を図中に記載する。

まず、図10の羽根枚数 Z_d13 および Z_d17 の計測結果に注目すると、羽根枚数 Z_d17 の圧力変動はディフューザ入口、出口ともに羽根枚数 Z_d13 に比べて小さい。また、ディフューザ重なり部出口における隣接翼間の1stBPFの圧力変動の位相差は羽根枚数 Z_d13 が136 deg、羽根枚数 Z_d17 が183 degであり、羽根枚数 Z_d17 は隣接翼間で略逆位相になっていることがわかる。この出口圧力変動の逆位相は騒音低減効果の一要因であると考えられる。

次に、図10の羽根枚数 Z_d13 および Z_d17 の計測点A(ベーンレス部)の非定常解析結果に注目すると、両ディフューザ共に圧力変動の振幅と位相角度による圧力変動の変化を非常に良く再現している。また、羽根枚数 Z_d17 の計測点Aの圧力変動の予測値は羽根枚数 Z_d13 に比べて小さく、計測結果の傾向とも一致する。次に、図10の羽根枚数 Z_d13 および Z_d17 の計測点E, F(重なり部出口)の非定常解析結果に注目すると、両ディフューザ共に圧力変動の極値の位相角度は計測結果を再現している。また、羽根枚数 Z_d17 の重なり部出口圧力変動の予測値は計測結果と良い一致を示し、羽根枚数 Z_d13 に比べて小さい計測結果の傾向を再現している。一方、羽根枚数 Z_d13 の圧力変動の振幅の予測精度は計測点Aに比べて低く、圧力変動の高次成分も大きい。但し、図10(a)に示した羽根枚数 Z_d13 の解析結果は音響共鳴が生じているにも関わらず、支配的な振幅を概ね予測できており、本研究の目的である圧力場の定量的議論が可能であると考えられる。なお、圧力変動の高次成分の予測精度に関しては、計測周波数が高いことで計測データの欠如も考えられるが、解析面においてはインペラからの放出渦の過大評価、静止面壁面での音響反射による減衰効果を考慮できていないことの影響が考えられ、今後更なる改善が必要であると考えている。

次に、設計点の非定常解析結果を用いてディフューザとケーシングハブ面の圧力変動の可視化を行った。図11に圧力のRMS値を用いた圧力変動可視化結果を示す。なお、図11(a)は羽根枚数 Z_d13 、図11(b)は羽根枚数 Z_d17 の圧力変動の可視化結果を示す。

図11(a)の羽根枚数 Z_d13 に注目すると、重なり部の計測点BとCの間での圧力変動が大きく、計測点CとDの間と重なり部出口の下流で圧力変動が小さく、重なり部に圧力変動の節を持っていることがわかる。また、インペラ背面のケーシングハブ面の圧力変動はディフューザ出口に比べて大きく、ベーンレス部の計測点Aと同等レベルの圧力変動を持つ。一方、図11(b)の羽根枚数 Z_d17 は、重なり部の計測点B付近の圧力変動が大きく、計測点C、重なり部出口の下流に圧力変動の節を持つ。また、インペラ背面のケーシングハブ面の圧力変動はディフューザ出口、ベーンレス部の計測点Aと同等である。各ディフューザを比較すると、羽根枚数 Z_d17 の重なり部の圧力変動は羽根枚数 Z_d13 に比べて約65%小さい。さらに、羽根枚数 Z_d17 のケーシングハブ面の圧力変動は羽根枚数 Z_d13 に比べて約1/2と小さく、周方向の変化も小さい。なお、各ディフューザの圧力変動は重なり流路出口の圧力変動が小さいという共通点を持つ。これは、重なり流路出口付近を固定端とし、ディフューザ入口の

動静翼干渉場を自由端とした圧力変動モードが存在し、定在波の圧力変動を示していると考えられる。また、ケーシングハブ面における圧力変動の大小は、動翼のポテンシャル干渉とは別に、動翼と静翼で定まる回転圧力場の影響の可能性がある。この回転圧力場に関する考察は次に述べる。

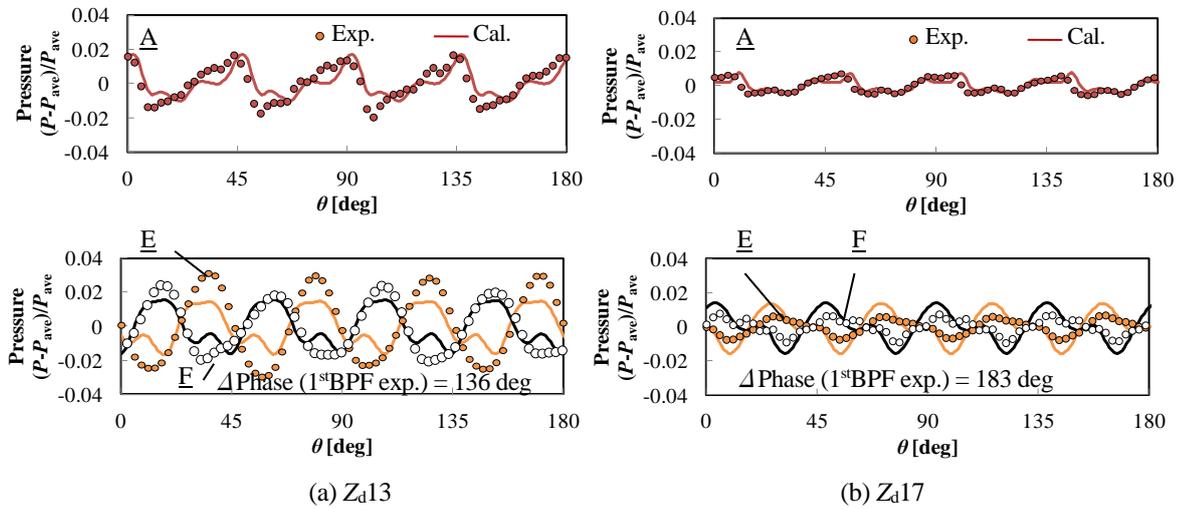


図 10 ディフューザ圧力変動のインペラ回転方向位相角変化

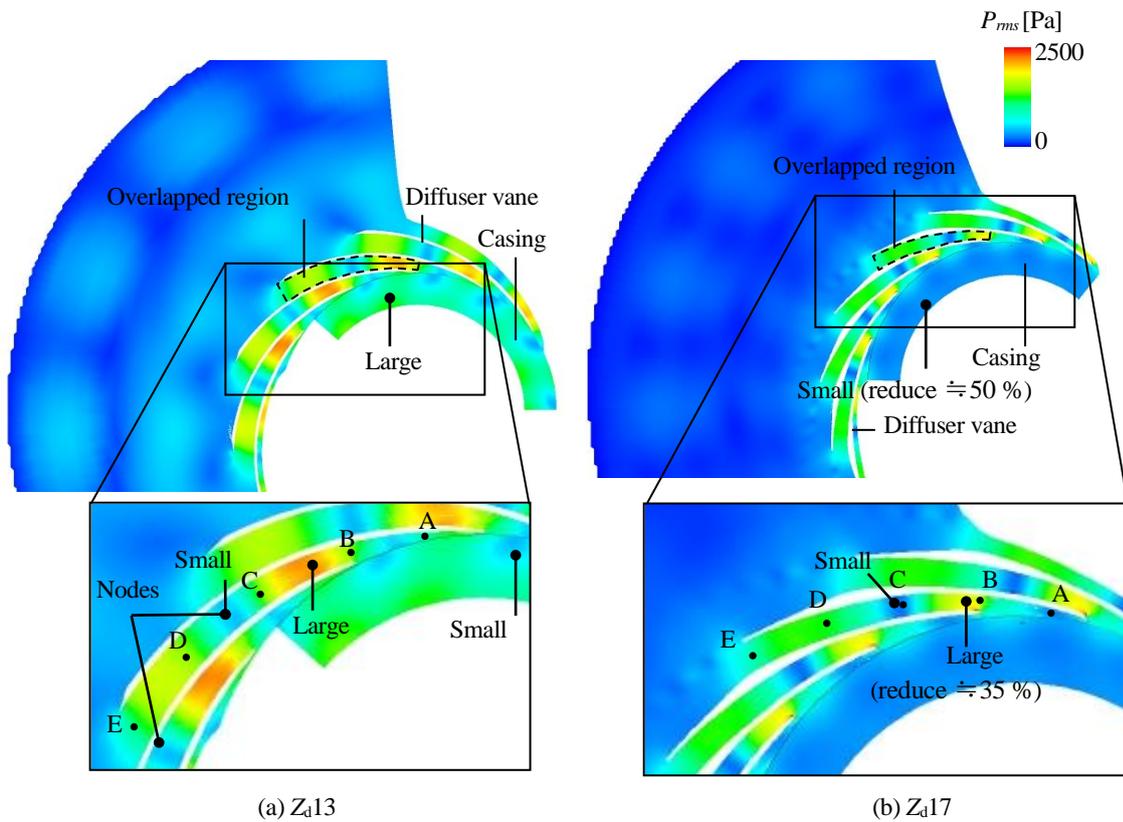


図 11 ディフューザ内部圧力変動の RMS 分布

次に、ディフューザ内部の圧力変動モードに関して検討する。表 1 に動静翼干渉による回転圧力場のモードのうち、低次の回転圧力モードを示す。回転圧力場のモードは Tyler-Sofrin の線形理論⁽¹⁾から算出され、式 1 が成立する時にモードと周波数が決まる。表 1 から羽根枚数 Z_d13 は反回転方向に 5 個の節、回転方向に 3 個の節を持つ回転圧力場が存在する。また、羽根枚数 Z_d17 は反回転方向に 9 個と 1 個の回転圧力場が存在する。

$$n \times Z_d + k = m \times Z_i \quad (1)$$

表 1 対象ディフューザの回転圧力モードの予測結果

	Z_d13	Z_d17
Number of blade impeller Z_i	8	
Number of vanes diffuser Z_d	13	17
Rotor-stator interaction modes ($k>0$: Forward rotational direction of the impeller, $k<0$: reverse rotational direction)		
Stator flowing modes k ($n=1, m=1$)	$1 \times 13 - 5 = 1 \times 8$	$1 \times 17 - 9 = 1 \times 8$
Rotating speed of mode	-1.6N	-0.9N
Stator flowing modes k ($n=1, m=2$)	$1 \times 13 + 3 = 2 \times 8$	$1 \times 17 - 1 = 2 \times 8$
Rotating speed of mode	5.3N	-16N

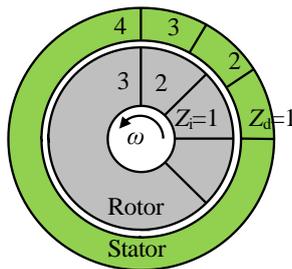


図 12 にディフューザハブ面において、計測点 A~E を通る線を定義し、インペラ位相角度 θ による圧力場の流れ方向の変化を可視化した結果を示す。図 12 (a)(b) の右側に圧力 RMS 値を、左側にインペラ位相角度 θ による圧力場の変化を示す。また、図 12 の縦軸はディフューザ入口から出口における流れ方向の無次元位置と圧力計測点を、圧力 RMS 値には定在波のうち、特に関係すると考えられる 3 倍振動モード ($\lambda_n=4L/3$) の節、腹の位置を示す。

まず、羽根枚数 $Z_d13, 17$ の圧力 RMS 値に注目すると、ディフューザ内部の圧力変動は、計測点 B, D 付近に存在する定在波の 3 倍振動モードの腹の位置で圧力変動が大きく、計測点 C 付近に存在する 3 倍振動モードの節の位置で圧力変動が小さくなっている。すなわち、ディフューザ内部の圧力変動は定在波の 3 倍振動モードの影響を受けていることがわかる。

さらに、インペラ位相角度 θ による圧力変動の変化に注目すると、羽根枚数 $Z_d13, 17$ とともに定在波の 3 倍振動モードの腹に近い計測点 B と C 付近では、1 翼間の位相角度中に、圧力変動の高い領域と、低い領域が存在する。また、位相角度 θ による圧力の変化は、位相角度 $\theta=0 \text{ deg}$ (インペラ後縁と、ディフューザ前縁が回転方向に一致する角度) より回転方向に進むと、計測点 D と E の間で圧力が低下し、さらに進むと計測点 D と E の圧力が増加しており、1 翼間に 1 回の周期的な変動挙動を呈している。このことから、ディフューザ羽根枚数に寄らずインペラの回転に伴うポテンシャル干渉が定在波の 3 倍振動モードを加振していると考えられる。

一方、ディフューザ入口 D_3 における位相角度 θ の変化に注目すると、羽根枚数 Z_d13 においては位相角度 $\theta=0 \text{ deg}$ の圧力が高い。これはインペラ圧力面が接近することで圧力が上がり、位相角度 θ が進みインペラ後縁の負圧面が通過したことにより圧力が低下している。また、このディフューザ入口圧力の上昇に対して、計測点 B と C の

圧力の増加は位相角度が回転方向に進んだ際に生じている。一方、羽根枚数 Z_d17 のディフューザ入口 D_3 の圧力は位相角度 $\theta=0 \text{ deg}$ より位相角度が約 10 deg 進んだ際の圧力が高く、計測点 B と C の間の圧力が高い領域はディフューザ入口の圧力が高い位相角度よりも早く存在するなどの加振のタイミングが羽根枚数 Z_d13 の場合と異なることがわかる。

次に、ディフューザ入口の加振力の分析として、図 13 にディフューザ入口 D_3 における周方向位置における圧力変動の時間変化（位相角度 θ ）を示す。なお、図 13 (a)は羽根枚数 Z_d13 、図 13 (b)は羽根枚数 Z_d17 の圧力変動の可視化結果を示し、図 13 中には表 1 に示した動静翼干渉による回転圧力場の関連モードを示す。表 1 から羽根枚数 Z_d13 は反回転方向に 5 個の節、回転方向に 3 個の節、羽根枚数 Z_d17 は反回転方向に 9 個と 1 個の回転圧力場が存在する可能性がある。図 13 (a)の羽根枚数 Z_d13 には、回転方向に 3 個の節が $5.3N$ で回転する線を示し、図 13 (b)の羽根枚数 Z_d17 には、反回転方向に 9 個の節が $0.9N$ で回転する線を示す。図 13 (a)の羽根枚数 Z_d13 は、同一時刻において、回転方向（空間方向）に 3 個の節（図中の丸点線）が存在し、圧力モードが回転方向に $5.3N$ で回転（右斜め上に伸びる点線上を動いている）している。一方、図 13 (b)の羽根枚数 Z_d17 は、同一時刻において、回転方向（空間方向）に 9 個の節（図中の丸点線）が存在し、圧力モードが反回転方向に $0.9N$ で回転（左斜め上に伸びる点線上を動いている）している。また、羽根枚数 Z_d17 の回転圧力モードの圧力変動は羽根枚数 Z_d13 に比べて約 $1/2$ であり、回転圧力場の空間次数が高いことが圧力変動の低減をもたらしたと判断できる。

圧力変動の分析結果から、羽根枚数 Z_d13 と羽根枚数 Z_d17 は、共にディフューザ重なり部の 3 倍振動モード ($\lambda_{ii}=4L/3$) が動翼のポテンシャル影響により加振され、圧力変動が増加する。両者のディフューザの加振力はインペラとケーシング隙間部で生じる回転圧力場の影響を受けていることがわかった。特に、羽根枚数 Z_d17 の回転圧力場のモードは回転方向に 9 個と、羽根枚数 Z_d13 に比べて高次であることが加振力低減に寄与していると考えられる。また、ディフューザ出口におけるディフューザ隣接翼間の圧力変動の位相差は羽根枚数 Z_d13 が 136 deg 、羽根枚数 Z_d17 が 183 deg であり、羽根枚数 Z_d17 は隣接翼毎の圧力位相が逆位相となり、定在波が発生する環境下においても圧力変動、騒音の低減効果があると考えられる。

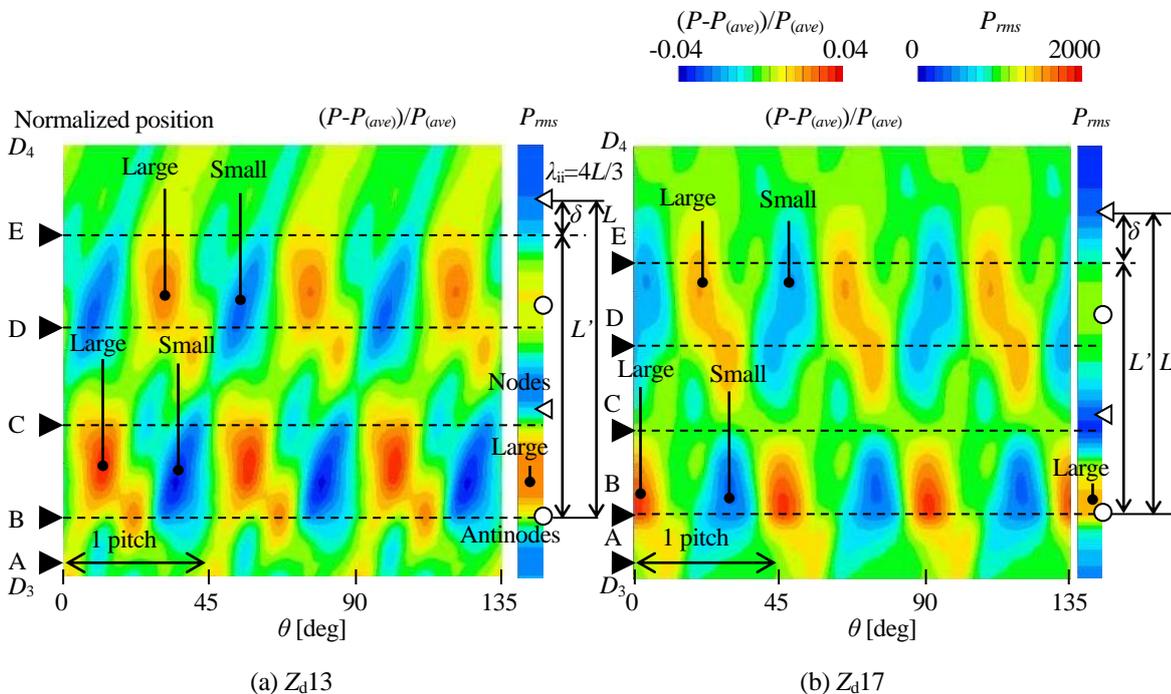


図 12 対象ディフューザの重なり部の圧力変動可視化結果

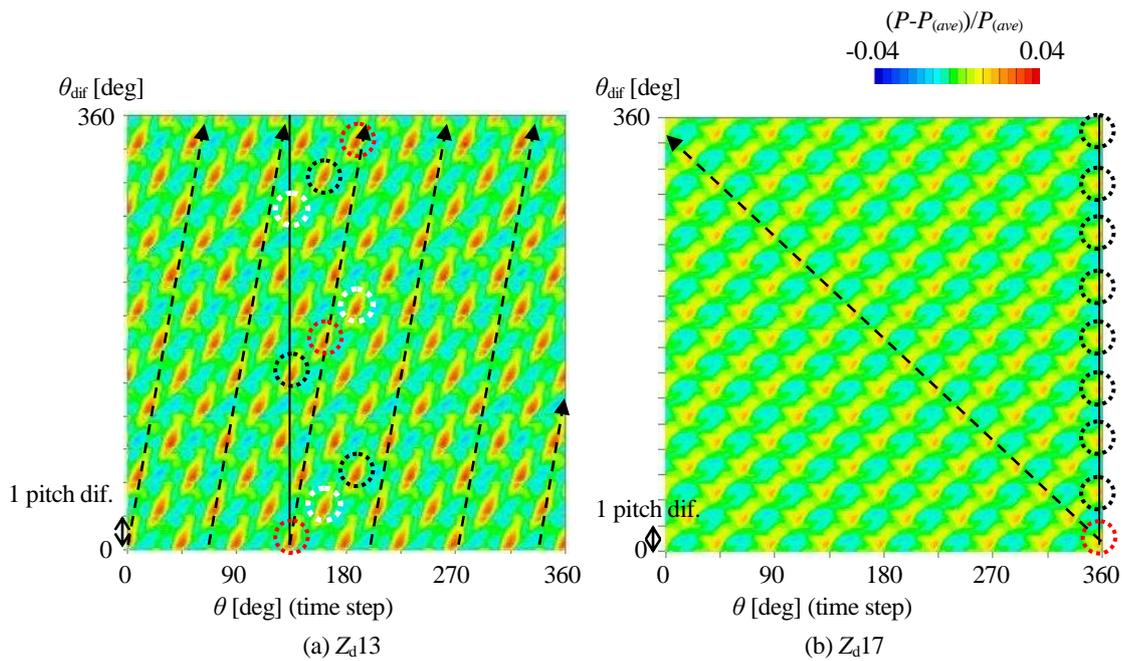


図 13 ディフューザ入口における圧力変動可視化結果

7. 結 語

本研究は遠心ブロワの小型かつ高効率・低騒音化の両立に必要な設計指針を得ることを目的として、主にディフューザ内で生じる圧力変動と定在波の影響、ディフューザ羽根枚数による内部圧力変動および騒音に及ぼす影響の要因分析による騒音発生現象の解明に取り組んだものである。また、高効率化と低騒音化の両立の手段としてディフューザ周辺での低騒音化構造の研究事例についてまとめたものである。以下に本研究の結論を述べる。

- ① 本研究対象のディフューザ最大圧力変動位置は、ディフューザ内の定在波モードの影響を受け、運転回転数範囲によって流れ方向に変化する。
- ② 低騒音化のためには、定在波の3倍振動モードの抑制、定在波の加振力であるディフューザ入口における圧力変動の低減が重要である。
- ③ 羽根枚数 Z_{d17} は、インペラとケーシング隙間で生じる回転圧力場のモードが回転方向に9個と、羽根枚数 Z_{d13} に比べて空間次数が高次であること、およびディフューザ出口における隣接翼間の圧力変動の位相差が、羽根枚数 Z_{d13} の 136 deg に対して 183 deg と逆位相の圧力場となっていることで、定在波が発生する環境下においても圧力変動が抑制され、騒音の低減が可能で騒音低減効果が大きい。
- ④ ディフューザ入口の加振力としては、動翼のポテンシャル干渉の他に、インペラとケーシング隙間で生じる回転圧力場が存在し、加振力低減のためには回転圧力場の空間次数を高くすることが有効である。

本研究で得られた成果は家庭用電気掃除機に搭載する遠心ブロワの開発に適用されている。具体的には第5章で述べた騒音支配現象の把握は、製品の低騒音化の課題を抽出し、第6章およびディフューザ周辺での低騒音化構造の開発の礎となっている。なお、第6章で述べた羽根枚数の影響を基にした設計指針は、遠心ブロワのディフューザ開発に適用し、従来の掃除機に比べて翼通過周波数騒音の騒音低減が図れ、製品の静音化を実現している。本研究で述べた内部流れと騒音発生現象および抑制方法は、遠心ブロワの小型化と高効率化および低騒音化を実現できる設計指針を明らかにしたもので、構造案創出に役立つものであると考える。

文 献

- (1) Tyler, J.M. and Sofrin, T.G., Axial flow compressor noise studies, SAE Transactions, Vol.70 (1962), pp.209-332.
- (2) 本多武史,坂上誠二,杉村和之,馮益祥,荒巻森一郎,速水洋,遠心ブロワ用スリットディフューザの高効率低騒音化に関する研究,日本機械学会論文集 B 編,79 卷,805 号(2013 年 09 月), pp.1784-1792.