

過給機用遠心圧縮機の性能向上
および騒音低減化に関する研究

Improvement of Compressor Performance
and Reduction of Radiated Noise
in a Centrifugal Compressor

2013 年 4 月

後藤 尚志

Takashi GOTO

過給機用遠心圧縮機の性能向上
および騒音低減化に関する研究

Improvement of Compressor Performance
and Reduction of Radiated Noise
in a Centrifugal Compressor

2013年4月

早稲田大学大学院 基幹理工学研究科
機械科学専攻 流体工学研究

後藤 尚志

Takashi GOTO

目次

略記表

主な記号

第1章	緒言	1
1.1	研究背景	1
1.2	従来の研究	2
1.2.1	性能向上に関する研究	2
1.2.2	非定常内部流動に関する研究	4
1.2.3	発生騒音に関する研究	6
1.3	研究目的および本研究の位置づけ	7
1.4	本論文の構成	8
第2章	実験装置概要	9
2.1	実験装置	9
2.1.1	供試圧縮機	9
2.1.2	吸込管路	10
2.1.3	羽根車	11
2.1.4	ディフューザ	12
2.1.5	ディフューザ案内羽根	13
2.1.6	渦形室	14
2.1.7	吐出管路	15
2.1.8	無響室	16
2.1.9	駆動系	20
2.2	測定装置および実験方法	21
2.2.1	主要測定機器	21
2.2.2	性能試験	21
2.2.3	騒音測定法	24
2.2.4	流速計測法	26
2.2.5	圧力計測法	32
2.2.6	油膜法	34

2.3	基本特性	35
2.3.1	圧縮機性能	35
2.3.2	発生騒音	38
2.3.3	離散周波数騒音	38
第3章	数値解析法	42
3.1	数値解析法概要	42
3.1.1	支配方程式	42
3.1.2	一般座標系における圧縮性 Navier-Stokes 方程式	44
3.1.3	解析コード	47
3.2	解析対象および計算格子	48
3.2.1	羽根車	48
3.2.2	ディフューザ	49
3.3	境界条件	51
3.3.1	入口境界条件	51
3.3.2	流出境界条件	53
3.3.3	壁面境界条件	54
3.3.4	スライディング境界	55
3.3.5	重合境界	57
3.4	渦の可視化法	59
3.4.1	Q 定義による渦の可視化	59
3.5	解析コードの検証	60
第4章	案内羽根前縁形状が性能および騒音に与える影響	62
4.1	供試圧縮機の基本流れ場特性	62
4.1.1	羽根車吐出流の半径流速と流出角	62
4.1.2	ディフューザ案内羽根入口部の入射角	68
4.2	動静翼干渉騒音の発生要因検討	69
4.3	ディフューザ内部流れ場の調査	71
4.3.1	圧力回復係数	71
4.4	鉤形案内羽根	73
4.4.1	前縁部の切り込み深さの影響	73
4.4.2	前縁部高さの影響	74
4.5	テーパ形案内羽根	75
4.5.1	二次元テーパ形案内羽根	75
4.5.2	三次元テーパ形案内羽根の効果	77
4.5.3	三次元テーパ形案内羽根のディフューザ性能	80
4.5.4	ディフューザ内部流れ場の調査	81

第 5 章	ディフューザ通路幅が性能・騒音および内部流れ場に与える影響.....	86
5.1	性能・騒音および内部流れ場の調査.....	86
5.1.1	性能および騒音特性.....	86
5.1.2	ディフューザ内部の速度場および圧力場.....	88
5.1.3	ディフューザ内部流れ場の調査.....	91
5.1.4	ハブ側およびシュラウド側テーパ形案内羽根の効果.....	93
5.2	ディフューザ前縁渦の挙動.....	97
5.2.1	ディフューザ前縁渦.....	97
5.2.2	ディフューザ前縁渦の非定常挙動.....	100
第 6 章	動静翼間距離および設置角が性能および騒音に与える影響.....	110
6.1	動静翼間距離の影響.....	110
6.2	設置角の影響.....	114
6.3	油膜法による内部流れ場の調査.....	117
6.4	羽根車吐出流および壁面静圧の非定常変動測定.....	119
第 7 章	結言.....	130
7.1	今後の展望および課題.....	131

謝辞

参考文献

略記表

BPF	Blade-Passing Frequency
BTV	Both side Tapered Diffuser Vane
CFD	Computational Fluid Dynamics
COP	Conference of Parties
DES	Detached Eddy Simulation
FDS	Flux Difference Splitting
HDV	Hooked Diffuser Vane
HTV	Hub-side Tapered Diffuser Vane
LES	Large Eddy Simulation
LEV	Leading-Edge Vortex
LSD	Low Solidity Cascade Diffuser
LU-ADI	Lower Upper-Alternating Direction Implicit
MB	Main Blade
MUSCL	Monotone Upwind Scheme for Conservation Law
O.A.	Overall
ODV	Original Diffuser Vane
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation
RMS	Root Mean Square
SA	Spalart-Allmaras
SB	Splitter Blade
SHUS	Simply High-resolution Upwind Scheme
STV	Shroud-side Tapered Diffuser Vane
VG	Virtual Grid
VL	Vaneless Diffuser
WCNS	Weighted Compact Nonlinear Scheme

主な記号

A	断面積 [m^3]
B	通路幅 [m]
B_T	案内羽根前縁高さ [m]
D	直径 [m]
D_f	ディフューザ効率
e	内部エネルギー [J/kg]
f	周波数 [Hz]

P	圧力 [Pa]
P_t	全圧 [Pa]
P_s	静圧 [Pa]
q	運動量 [kg m/s]
L	距離 [m]
L_d	損失 [J/kg]
L_c	翼弦長 [m]
L_{cp}	圧力面側テーパ部切り込み深さ [m]
L_{cs}	負圧面側テーパ部切り込み深さ [m]
L_{id}	無次元動静翼間距離
m	ロブ数
N	回転数 [min^{-1}]
Q	体積流量 [m^3/s]
R	半径 [m]
t	時間 [s]
T	温度 [K]
u_t	羽根車周速 [m/s]
u_τ	摩擦速度 [m/s]
V	ディフューザ案内羽根枚数
v_m	子午面方向速度 [m/s]
x	計測位置 [m]
y^+	壁座標
Z	羽根枚数
Z_m	長羽根枚数
Z_s	短羽根枚数
α	ピッチ角 [deg]
β	流入（流出）角 [deg]
κ	比熱比
ρ	密度 [kg/m^3]
ϕ	流量係数
η	効率
μ	粘性係数 [Pa s]
ν	動粘性係数 [m^2/s]
θ	角度 [rad]
ψ	圧力係数

添え字

- 1 羽根車入口
- 2 羽根車出口
- 3 ディフューザ入口
- 4 ディフューザ出口
- a 大気基準
- * 無次元化された変数

第1章 緒言

1.1 研究背景

ターボ機械は、日本の産業基盤の中で自動車や航空機をはじめとする輸送機器から、ガスおよびオイル輸送をはじめとする社会インフラまで広く利用されており、現代社会においてなくてはならない存在となっている。また近年、地球温暖化が世界的に問題となっており、1997年に開催されたCOP3において採択された京都議定書により、参加国のうち日本を含む先進国には2008年から2012年の間に温室効果ガスの削減目標が定められた。日本に対しては、1990年に比べて6%の温室効果ガスの削減が求められた。2011年に開催されたCOP17では、新たに京都議定書を2012年から2020年まで延長し、2020年に新枠組みを始める新工程表を採択するとしてターバン合意がなされた。このような背景から、排ガス規制が多くで国で強化される傾向にあり、過給機の需要は急増する傾向にある。そのため、要素技術の研究開発は益々重要となっている。また、陸海空用輸送機器の過給機および産業用圧縮機として用いられるターボ機械もその例にもれず高効率化、高圧力比化が求められている。さらに、日本国内での環境問題への関心の高まりから、ターボ機械を含む機器からの発生騒音の低減化が求められるようになっている。

エンジンの小型化、および高比出力化に伴い、高効率化かつ高流量化のため、多くの場合過給機が採用される。そのため、過給機の高効率化、および高圧力比化が益々重要となってきている。しかし、過給機の採用は、安定作動範囲に制限を生じさせるだけでなく、発生騒音の増大の要因となる。そのため、過給機自体の高効率化および高圧力比化は当然ながら、作動範囲の広範化、および低騒音化は過給機において重要な課題のひとつとなっている。

過給機の構成要素のひとつである遠心圧縮機は高効率化および高い圧力上昇を得るために羽根付ディフューザが採用される傾向にある。羽根付ディフューザを採用すると、サージやチョークの影響により作動範囲に制限が生じる。さらに低流量運転時には旋回失速をはじめとする非定常現象が発生し、機器の振動および破損の原因となるため、これを避けて運転する必要がある。しかし実際には、突発的な入口ディストーションや燃焼機の異常燃焼による急激な背圧上昇により、意図せずに低流量状態に陥ることがある。そのため、低流量時におけるサージや旋回失速を予測・制御する技術は重要となる。しかし、遠心型ターボ機械はその特徴的な幾何形状、遠心力、およびコリオリ力の影響により、内部流れは非常に複雑であり、本質的に三次元構造となる。そのため、軸流機に比べて研究報告は

少ないのが現状である。

1.2 従来の研究

遠心圧縮機の高効率および高圧力比化に関する圧縮機性能の向上を目指す研究および、圧縮機内部に発生する非定常現象に関して、作動範囲を広範化および安全性向上を目指す研究がこれまでに多く報告されている。ここでは、性能に関する研究、および非定常現象に関する研究、発生騒音に関する研究に分けて概説する。

1.2.1 性能向上に関する研究

足立ら[1] は、羽根なしディフューザの性能改善を目的として、ディフューザ部の出口部に絞りを設け、サージマージンを改善し、さらに大流量域においても効率の向上が可能であることを示した。また低流量時に発生するサージは、入口案内羽根の開度に関わらず、ディフューザ部入口のハブ側とシュラウド側の静圧差がある臨界点を越えた際に発生することを明らかにした。これにより、この静圧差を検知することにより、サージの予測が可能となることを示した。

遠心圧縮機は軸方向流れを半径方向流れに転向するため、コリオリ力や遠心力の影響により三次元的に複雑な構造となる。その結果、羽根車吐出流は多くの場合三次元的にひずんだ流れ場を構成する。そのため、羽根車吐出流を上流境界にもつディフューザの性能は、羽根車吐出流の三次元流れ構造に大きな影響を受ける。Dean ら[1] は羽根車吐出流が非対称な流れを形成することを主張し、理論的な考察から均一な羽根車吐出流に比べて、非対称な羽根車吐出流による摩擦損失はかなり大きいことを示した。Senoo ら[3] は、羽根なしディフューザを有する遠心圧縮機に対してその不均一流れが性能に与える影響について調査を行い、軸方向の流れのひずみ（軸方向流速分布）および円周方向の流れのひずみ（円周方向流速分布）の均一化機構はそれぞれ異なることを示した。中川ら[4] は、遠心圧縮機に対して、のど部を持つディフューザ案内羽根の前方に小翼を設けることにより、サージマージンを約 35%拡大しつつ、サージヘッドを 15%増大可能であることを示した。

吉永ら[5] は、比速度の異なる 18 種類の遠心段に平行壁羽根なしディフューザおよび通路幅に比べて高さの低い案内羽根を設け、ディフューザ内の流れに及ぼす影響について調査した。また、18 種類の遠心羽根車の羽根車吐出流のひずみについて、ディフューザ幅比と速度ひずみ係数について整理した。従来の研究から、ディフューザ入口の流れが二次元的で通路幅にわたって一樣な場合には、遠心羽根なしディフューザの圧力回復係数は、同一径比、同一流入角、ではディフューザ幅比が大きいほど高くなることが知られている。しかし、羽根車吐出流の出口速度分布は比速度により大きく異なり、特に比速度が大きい場合には軸方向の流れはひずむため、ディフューザ損失は増加する。そのため、均一流、および二次流れを仮定した羽根なしディフューザに比べて、実際の性能は大きく低下する

ことを示した。その軸方向ひずみを解消する手法として、ディフューザのシュラウド壁面に通路幅に比べて高さの低いディフューザ案内羽根を設置する方法を提案した。この案内羽根を用いることにより、軸方向の速度のひずみを一様化する効果が得られることを示した。また星野ら[6][7]は、効果的なディフューザ案内羽根高さについて調査した。適切な案内羽根高さを採用することにより、シュラウド側の流れ角を強制的に大きくする効果があり、また、ハブ側の流体をシュラウド側に流入するようになり流れの一様化が促進されることを示した。

遠心送風機ディフューザの圧力回復特性を改善する手法として、妹尾ら[8][9][9]はディフューザ案内羽根の重なり部分が生じない程度に弦節比を小さくとり小弦節比円形翼列ディフューザ (Low Solidity Cascade Diffuser, LSD) を用いることにより、広い流量範囲で運転が可能だけでなく、かなり高い圧力回復が得られることを示した。LSD は等角写像した直線翼列から性能をおおよそ見積もることができる。また、この LSD が従来から用いられている大きな弦節比の案内羽根に比べて広い流量範囲で運転できる要因として、ディフューザ案内羽根翼間の二次流れの影響をあげている。従来の大きな弦節比の案内羽根においては、ディフューザ部の二次流れは、案内羽根負圧面に向かう流れとなり、翼負圧面の境界層を厚くし失速を早めるものであった。一方、LSD を用いた場合には、二次流れが負圧面の境界層を吸出し、かつシュラウド壁面上に発達する境界層を掃き出す働きをするので、高い揚力係数時においても失速せずに翼が機能することを示した。

さらに、速水ら[10][12]は LSD を遷音速遠心圧縮機に適用し、広い流入角の範囲において良好な圧力回復率が得られることを示した。また、マッハ数が大きくなるについて、圧力回復率は低下せず、むしろわずかに増大する傾向を示し、超音速流用ディフューザとして広い流量範囲での高い性能が期待できることを示した。

一方で、Ishida ら[13]は LSD を用いると広い流量範囲を確保しつつ高い圧力回復率を維持できるが、その幾何形状から、圧縮機外形が大きくなるため、今日求められている小型化と相反することを指摘し、LSD の動静翼間距離が性能に与える影響について調査した。その結果、動静翼間距離を縮小することにより、羽根車吐出流の影響による動静翼干渉騒音が増大することだけでなく、案内羽根に溝を設けることにより、二次流れを制御し、性能を改善できることを示した。

坂口ら[14][15]は LSD の動静翼間距離が性能、および騒音に与える影響について調査した。LSD は設計流量においては、騒音の増加はほとんどないことを示した。部分流量時には、動静翼間距離の縮小にともない、羽根車とディフューザ案内羽根のポテンシャル干渉、および後流干渉により離散周波数騒音が増大するだけでなく、この後流干渉に起因してディフューザ案内羽根前縁から周期的な渦放出が生じるため、広帯域騒音も増加することを示した。また、案内羽根のシュラウド側に溝を設けることにより、翼後縁の低エネルギー流体がハブ側の低速域に沿って羽根車出口まで逆流できるため、周方向に循環する二次流れの形成により翼負圧面での剥離を抑制し、大きな迎え角においても、高い揚力係

数が得られることを示した。

玉木ら[16] は、羽根付ディフューザを備えた遠心圧縮機の羽根車出口流れの非一様性を考慮したディフューザ内部流れの解析を行い、作動点の変化に対するディフューザ内のフローパターンおよび圧力回復係数、ブロッキングファクターの関係を明らかにした。また、羽根車出口流れが非一様である場合には、二次流れの影響によりシュラウド側に主流のエネルギーが供給されるため、シュラウド側での剥離メカニズムを明らかにした。

1.2.2 非定常内部流動に関する研究

ターボ機械に発生する非定常内部流動についての研究は、サージおよび旋回失速が大部分を占める。

Haupt ら[17][18] は、直線翼列ディフューザを有する遠心圧縮機において、流量を低下させた際に、不均一な旋回流れが羽根車内に生じるとともに、自励振動が生じることを観察し、羽根車の回転速度を変化させることにより、複数の圧力のロブが羽根車とは逆向きに旋回することを明らかにした。また、発生するロブの数によって羽根車内部のシュラウド側に生じる逆流領域に違いが生じることを示した。

吉田ら[19][20] は、羽根車とディフューザ案内羽根の動静翼間距離を変化させた実験を行った。その結果、動静翼間距離が狭い場合には、動静翼の干渉の効果によりディフューザの旋回失速を抑制することを示した。また、ディフューザの設置角度、羽根枚数によらず、動静翼間距離が広い場合には、ディフューザに起因する旋回失速、羽根車とディフューザの間隔が極めて狭い場合には両者が一体となった旋回失速が生じることを示した。また、羽根なしディフューザに生じる旋回失速は、下流に案内羽根を設置することにより完全に抑制可能であることを確認した。

佐野ら[21] は、偶数枚のディフューザ案内羽根を有する遠心ポンプの低流量時に発生する性能のヒステリシス現象について調査した。その結果、性能曲線上にヒステリシスが生じた場合には、ディフューザ案内羽根の 2 翼間が交互に失速する交互翼失速が発生することを確認した。さらに、流量を低下させた際には、羽根車回転方向とは逆向きの羽根車回転数の約 0.8%程度の旋回失速が発生することを確認した。また、羽根車とディフューザ案内羽根の間隔を変化させた調査から、これらの現象には動静翼間距離が大きく寄与していることを指摘した。

中川ら[4] は、LSD と断熱効率を同じにするように設計したダンパ圧縮機に小翼をディフューザ案内羽根の入口部のシュラウド側に取り付けて失速の抑制による低流量側の流量範囲拡大を試みた。その結果、小翼を有するダンパ圧縮機は、運転流量範囲は LSD と同等なレベルを示したが、圧力ヘッドは LSD に劣ることを確認した。また、LSD は、低エネルギー流体が案内羽根の負圧面後縁近くから隣接翼の前縁まで二次流れとなって逆流するため、負圧面上に逆流が生じにくく、旋回失速の発生を抑制できたと考察している。

山田ら[22] は羽根なしディフューザを備えたスプリッタ付遠心圧縮機の実設計点におけ

る羽根車内部流れ場について、定常 RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation)解析、および非定常 DES(Detached Eddy Simulation)解析を用いて調査を行った。遠心羽根車内部の流れ場は、遠心力およびコリオリ力による二次流れに支配されるだけでなく、翼端漏れ流れ、衝撃波、および剥離が発生するため非常に複雑となる。そこで、羽根車内部流れ構造を調査するにあたって、定常 RANS 解析と DES の時間平均流れ場を調査することにより、基本的な羽根車内の剥離や渦構造について考察した。また、仮想的に翼端隙間を取り除いた羽根車に対して解析を行うことにより、翼端隙間が剥離形態および渦流れ構造に及ぼす影響について調査した。その結果、前縁剥離渦、翼端漏れ渦、スプリッタブレードに形成される馬蹄形渦は互に接続し、大規模な渦構造を形成することを明らかにした。

サージマージンやチョークマージンの改善法として、羽根車とその上流に循環流路を設けるケーシングトリートメントが提案された。ケーシングトリートメントは、羽根車内部に設けられた下流溝の圧力が羽根車前方に設けられた上流溝の圧力より高くなれば、羽根車を通過する流体の一部が環状流路を通過して上流溝からインペラ上流へ再流入することで、低流量時には羽根車への入射角が改善される。このため、失速の発生が抑制され作動範囲を広げることが可能となる。また逆に、流れがチョークするような大流量域では、上流溝から環状流路を通り下流溝から流入する流れが形成されるため、大流量時においても広い流量範囲を得ることができる。

玉木[23] は、数値解析によりケーシングトリートメントが衝撃波と翼端漏れ流れに及ぼす影響について調査した。ケーシングトリートメントの下流溝が流れ場に与える影響を調べるために、上流溝を閉じた解析を行い、下流溝からシュラウド側へ吹き込む流れが生じ、翼端漏れ流れと混合することで、翼端漏れ流れを活性化し、その漏れ流れに起因する翼端漏れ渦を弱める効果があることを示した。また、上流溝を開いた解析より、循環型ケーシングトリートメントは、インシデンスの改善だけでなく、衝撃波と翼端漏れ流れの干渉に起因するブロックageが低減することを明らかにした。

Sivagnanasundaram ら[24] は、ケーシングトリートメントの環状流路の幾何形状を変化させた数値解析を実施した。羽根車内に設けられた下流溝の大きさを拡大することにより、圧力比および効率は低下するものの、サージマージンを 15%改善することを示した。また、下流溝を大きくすることで、循環流インデューサからの流れが混合し、羽根車入口の流入角が小さくなるため、安定作動範囲を拡大することを示した。

また Wang ら[25] は、効率を低下させないケーシングトリートメントの新たな構造を提案している。ケーシングトリートメントは失速点から遠い運転点においては、漏れ循環損失が大きくなり、効率の低下の原因となることに着目し、従来のスロット形状の下流溝構造を孔形状に変更した。これにより、スロット形状に比べて、サージマージンを拡大しつつ、効率を 0.2%から 1.5%程度向上できることを示した。

1.2.3 発生騒音に関する研究

小林ら[26] は、高効率かつ高圧力比を得るために羽根付ディフューザを採用した遠心圧縮機に発生する騒音について、2種類の羽根付ディフューザ、および羽根なしディフューザ内部の圧力変動分布を計測し、騒音の比較を行っている。羽根付ディフューザを採用すると、翼通過周波数(Blade-Passing Frequency, BPF)成分の騒音レベルが高く、その BPF 成分の騒音レベルは回転数の変化に伴い顕著に変化する傾向がある。その原因は、ディフューザ翼間内に BPF と一致する圧力モードによって生じるディフューザの共鳴であると報告している。

ターボ機械から発生する騒音のモデル化に関しては、ターボ機械の各要素を集中定数として扱う集中定数モデルや、管路内の音響波の伝播特性を考慮した音響波モデル等数多く報告されている。

Yeow[27] は、遠心送風機を含む配管系の騒音の予想に集中定数モデルを適用し、発生騒音のレベルを予測している。集中定数モデルは、Scalar Helmholtz wave equation を解くことにより、対象とする管路系の全体的な音響的振る舞いを調査する手法である。この集中定数モデルは、管路系の寸法に比べ、対象とする音響波の波長が十分長い場合に適用可能である。このため、集中定数モデルで扱える騒音はかなり低い周波数帯となる。

太田ら[28] [29] は、遠心送風機の伝播系の周波数特性と音源特性を分離し、伝播系について周波数応答モデルを作成し、発生騒音の予測を行った。その伝播系の特性を考慮することによって遠心送風機の流体力学的特性に大きな影響を与えることなく、発生騒音を低減することが可能であることを示した。さらに、Lighthill の双極子の音響理論に基づいた相関解析および、壁面上の準定常圧力変動モデルを適用することにより、壁面上に分布する音源面密度スペクトルを実測し、有効音源領域を確定した。また、翼通過周波数の自由音場特性を高精度に予測可能であることを示した。

杉村ら[30] は、遠心送風機における動静翼列干渉に関する音響共鳴現象について、ポテンシャル干渉を対象とした簡単な音波モデルを提示し、発生騒音の危険周波数を予測した。また、スリットディフューザを用いることで発生騒音を低減可能であることを示している。

乱流騒音についての予測は深野らにより数多く報告されている。深野ら[31] [32] は送風機の乱流騒音についての解析を行い、送風機から放射される騒音の音圧レベルが動翼によって作られる後流と相対速度の 6 乗に比例するという予測式を提案し、この予測式はさまざまなファンに適用可能であることを示した。また、送風機の発生騒音の音圧レベルは羽根車の翼端隙間の影響を大きく受けることを明らかにした。

児玉ら[33] [34] [35] は二重翼列遠心ファンの乱流騒音について調査を行い、乱流騒音に及ぼす因子の一つである後流の幅の予測法について議論した。その結果、ほぼ±3.0 dB 以内の精度で二重翼列ファンと単翼列ファンの乱流騒音の A 特性および L 特性の値を予測することが可能であることを示した。

LSD を設置した際の発生騒音については、Ishida ら[13] , および坂口ら[14] [15] らが調

査を行っている。羽根車後流は羽根車出口とディフューザ案内羽根入口の半径比を 1.2 まで拡大すると、ほぼ均一化され羽根車後流とディフューザ案内羽根の干渉騒音を大幅に低減できることを確認した。一方で、案内羽根の設置位置を半径比 1.1 まで縮小すると、羽根車と案内羽根とのポテンシャル干渉、羽根車後流とディフューザ案内羽根の動静翼列干渉、その干渉に伴う広帯域騒音がそれぞれ増大することを示した。

1.3 研究目的および本研究の位置づけ

これまでに報告された遠心圧縮機に関する研究の多くは羽根なしディフューザを有する遠心機についてのものが多く、羽根付ディフューザを有する遠心機についての調査はあまり報告されていない。これは、遠心羽根車特有の幾何形状の影響により、羽根車吐出流は遠心力、コリオリ力だけでなく、翼端漏れ流れや衝撃波の影響を受けるため、羽根車吐出流は非常に複雑な流れとなる。ディフューザ案内羽根を有するディフューザ部の流れ場の調査はその複雑な羽根車吐出流と案内羽根の干渉の影響を受けるため、非常に困難となると考えられる。また、羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機の性能向上に関する研究の多くは LSD を対象としており、今日求められている遠心圧縮機の小型化かつ高比出力化には必ずしも適しているとはいえない。そこで本研究では、羽根付ディフューザを備えた遠心圧縮機に従来から用いられているくさび形案内羽根を採用し、高い圧力上昇を維持したまま発生騒音の増大を抑制可能とするディフューザ案内羽根の設計指針を得ることを目的とする。

以下に本研究で取り扱った高性能化に向けた手法と発生騒音の抑制手段について概説する。

1. 羽根付および羽根なしディフューザが設置可能な過給機用遠心圧縮機を対象とした騒音測定を行い、ディフューザ案内羽根の有無による発生騒音が全体騒音に及ぼす影響について検討を行った。この結果、ディフューザに案内羽根を設置した際に発生する動静翼干渉騒音が、動翼回転騒音（BPF 騒音）と同一周波数において発生していることが、ロブパターンの検証により確認された。また、広帯域騒音に対して離散周波数騒音の主な成分である動静翼干渉騒音が支配的になっていることがわかった。
2. 動静翼干渉の主な発生場所は案内羽根前縁であるため、その干渉によって発生する離散周波数騒音を低減化する手法として、ディフューザ案内羽根前縁の形状を変化させることは有効であると考えられる。特に、ディフューザ案内羽根の前縁翼高さは羽根車からの後流と干渉する際に、大きな影響を及ぼすと考えられる。そこで、ディフューザ案内羽根の翼高さ、その前縁部の幾何形状を変化させた鉤形案内羽根およびテーパ形案内羽根を製作し、各種実験を行い、性能および騒音に与える影響について調査を行った。
3. 遠心圧縮機の羽根車吐出流は、遠心機特有の羽根車の幾何形状から非常に複雑な三次

元流れ構造となり、ディフューザ部の通路幅が羽根車吐出流に与える影響は大きいと考えられる。そこで、通路幅を変化させ、性能・騒音および内部流れ場に与える影響について調査した。また、通路幅を変更した際のテーパ形案内羽根の有用性について検討を行った。

4. 遠心圧縮機ではディフューザ部のセミベーンレス部において羽根車吐出流がミキシングされ、大きな損失となる領域が形成される。そこで、動静翼間距離が内部流れに与える影響を調査した。また、ディフューザ案内羽根の設置角が性能・騒音に与える影響についてもあわせて調査を行った。さらに、本研究で提案したテーパ形案内羽根の有用性について検討を行った。

1.4 本論文の構成

本論文の構成を以下に示す。

第1章では、研究背景および従来から行われている研究についてまとめ、本研究の研究意義について述べる。

第2章では、本研究に用いた供試圧縮機概要、計測装置、および実験方法について述べる。また、本研究に用いた供試圧縮機の基本的な性能についてまとめる。

第3章では、圧縮機の内部流れ場の解明を行うためには開発した数値解析コードについての理論にまとめる。開発した数値解析コードは、羽根車およびディフューザ翼間全周を対象としたRANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation)コードと、詳細な渦構造を調査するためのLES(Large Eddy Simulation)とRANSのHybridコードであるDES(Detached Eddy Simulation)コードである。

第4章では、案内羽根前縁形状が性能および発生騒音に与える影響について明らかにする。高い圧力上昇を維持したまま発生騒音を低減可能な案内羽根形状について、提案を行う。

第5章では、ディフューザ通路幅を変化させ、ディフューザ通路幅が圧縮機性能に与える影響について調査し、ディフューザ前縁渦の存在を明らかにする。また、第4章で提案した案内羽根による性能・騒音特性の改善効果だけでなく、部分流量時の非定常現象の抑制効果について示す。

第6章では、動静翼間距離および設置角が圧縮機性能および発生騒音に与える影響について検討する。また、テーパ形案内羽根の部分流量時に発生する現象の抑制効果について明らかにする。

第7章では、本研究で得られた成果を総括する。また、今後の展望について論じる。

第2章 実験装置概要

本研究では、船舶用ディーゼルエンジン用に製作された過給機の一要素である遠心圧縮機を対象として、ディフューザ案内羽根の形状や、ディフューザ通路幅、動静翼間距離が圧縮機性能および内部流れ場に与える影響について実験を行っている。本章ではまず、供試遠心圧縮機および駆動系、配管系について概説し、性能・騒音の測定方法について説明する。また、圧縮機内部壁面静圧および羽根車吐出流の流速測定法について概説する。最後に、ディフューザ部の可視化法として利用した油膜法について簡単に説明する。

2.1 実験装置

2.1.1 供試圧縮機

本研究に用いた供試圧縮機の外観および仕様を図 2.1、および表 2.1 に示す。供試圧縮機は、船舶用ディーゼルエンジンに用いられる過給機の一要素である過給機用遠心圧縮機である。定格回転数 $N = 22000 \text{ min}^{-1}$ 、周速マッハ数 $M = 0.92$ であるが、本研究では $N = 6000 \text{ min}^{-1}$ 、周速マッハ数 $M = 0.3$ とし実験を行った。これは、案内羽根前縁に発生する衝撃波や強い二次流れを排除することに相当する。これにより得られた結果は、低速で運転される遠心ファンや送風機にも応用可能であると考えられる。

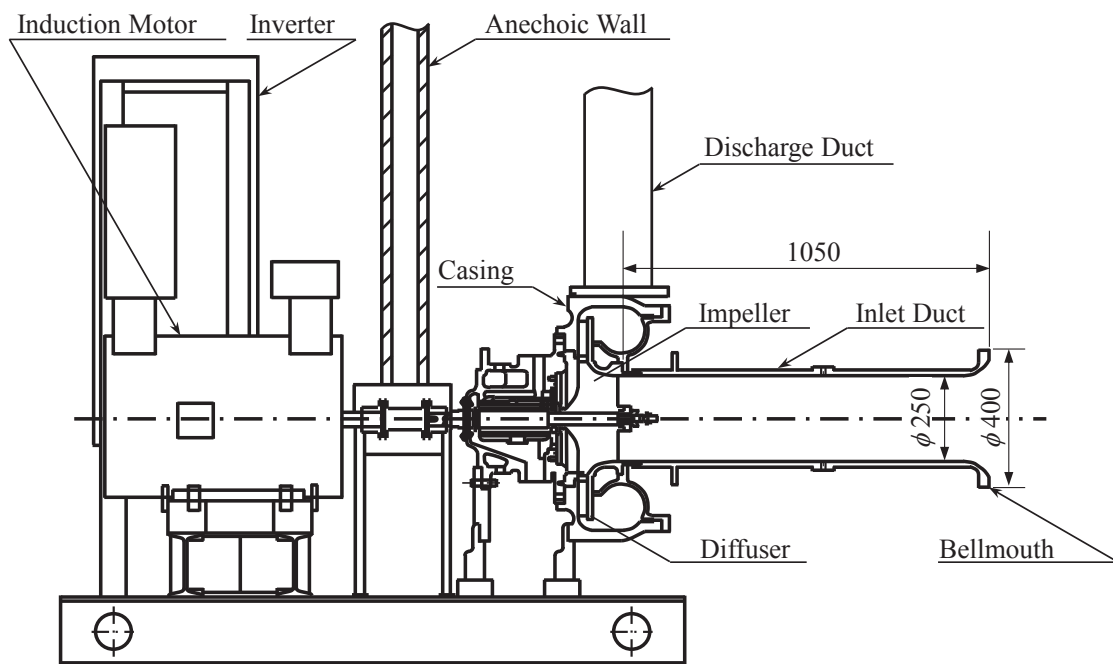


図 2.1 供試圧縮機概要

表 2.1 供試圧縮機的设计仕様

Compressor		
設定回転数	N	6000 min^{-1}
質量流量	\dot{m}	1.64 kg/s
圧力比	P_5/P_0	1.1
比速度	N_s	401.8 $\text{min}^{-1}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m}$
Impeller		
翼枚数	Z	14
(main + splitter)	$Z_m + Z_s$	(7+7)
入口径	D_1	248.27 mm
入口幅	B_1	105.6 mm
入口角	β_1	43.9 deg
出口径	D_2	328.1 mm
出口幅	B_2	26.14 mm
出口角	β_2	53 deg
Diffuser		
翼枚数	V	15, 0
翼形状		Wedge
入口径	D_3	359.98 mm
入口角	β_3	23.4 deg
出口径	D_4	558.5 mm
出口角	β_4	47.5 mm
通路幅	B_4	19.55, 26.14 mm

供試圧縮機は騒音測定のため、無響室に設置されている。無響室の暗騒音は圧縮機騒音に比べ十分に低い。設定回転数 $N = 6000 \text{ min}^{-1}$ のとき、質量流量 1.64 kg/s、圧力比 1.1 である。本圧縮機的主要構成要素は、羽根車およびディフューザ、渦形室の 3 種類である。羽根車には 3 種類の羽根車のうち流路幅が最大のもの (CWC10) を用いた。ディフューザには羽根なしディフューザと案内羽根を有する羽根付ディフューザの 2 種類を用いた。詳しい翼形状については後述する。

2.1.2 吸込管路

吸込管路はベルマウスおよび導管から構成されており、測定孔が図 2.2 の位置に周囲 4 箇所ずつ設けられている。また吸入部上流側に設置された吸込サイレンサにおいて、吸入口による偏流を防ぐとともに外部騒音の伝播を低減している。吸込長さは $L = 1050 \text{ mm}$ 、内

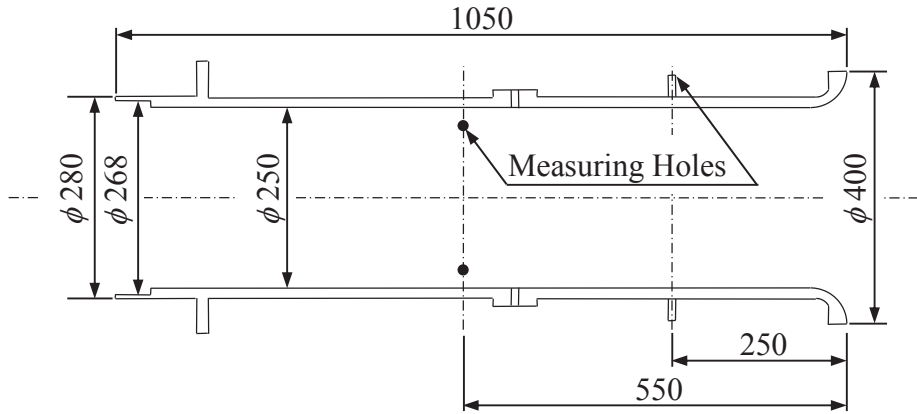


図 2.2 吸込管詳細図

径は $D = 250 \text{ mm}$ となっている。図 2.2 に吸込管路の詳細図を示す。

2.1.3 羽根車

羽根車は三次元形状のインデューサを備えた後向き羽根であり，軸に焼きばめによって固定されている。翼枚数は短羽根 7 枚，長羽根 7 枚の計 14 枚である。羽根車入口径は， $D_1 = 248.3 \text{ mm}$ ，出口径は $D_2 = 328.1 \text{ mm}$ である。また，羽根車出口高さは $B_2 = 26.14 \text{ mm}$ であり，羽根車とシュラウド壁面とのクリアランスは約 1.6 mm となっている。図 2.3 および図 2.4 に羽根車の外観を示す。また，その他の仕様については，図 2.3 に示す。

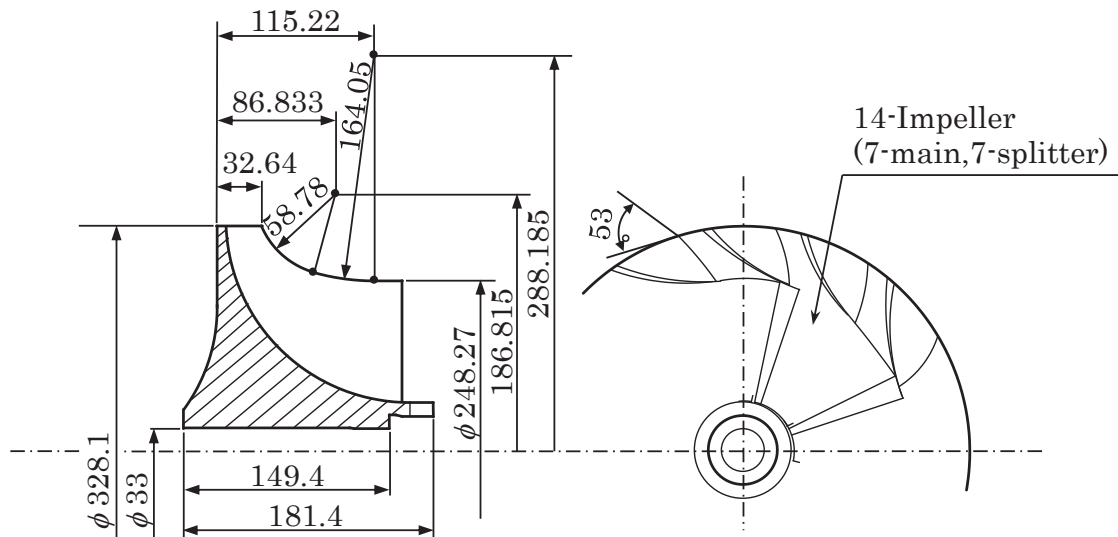


図 2.3 羽根車詳細図



図 2.4 羽根車の外観

2.1.4 ディフューザ

ディフューザは羽根車において遠心作用により作動流体（空気）に与えられた運動エネルギーを回収する役割を持っており、遠心圧縮機の構成要素の中でも重要な部分である。

本研究では、ディフューザは羽根なしディフューザ ($B_d = 19.55$ mm) および羽根付ディフューザ ($B_d = 19.55, 26.14$ mm) の 2 種類を用いた。羽根なしディフューザおよび羽根付ディフューザの外観を図 2.5 および図 2.6 に示す。また、羽根付ディフューザの詳細およびその他の仕様を図 2.7 および表 2.2 に示す。羽根付ディフューザはハブ壁面およびシュラウド壁面に挟まれた平行壁間にくさび形の案内羽根が設置されたチャンネル型ディフューザである。

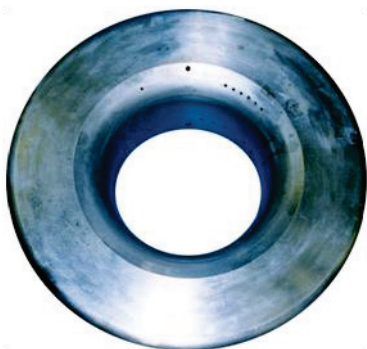


図 2.5 羽根なしディフューザ

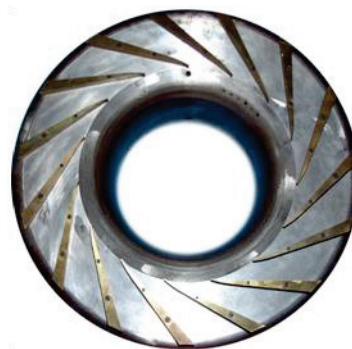


図 2.6 羽根付ディフューザ

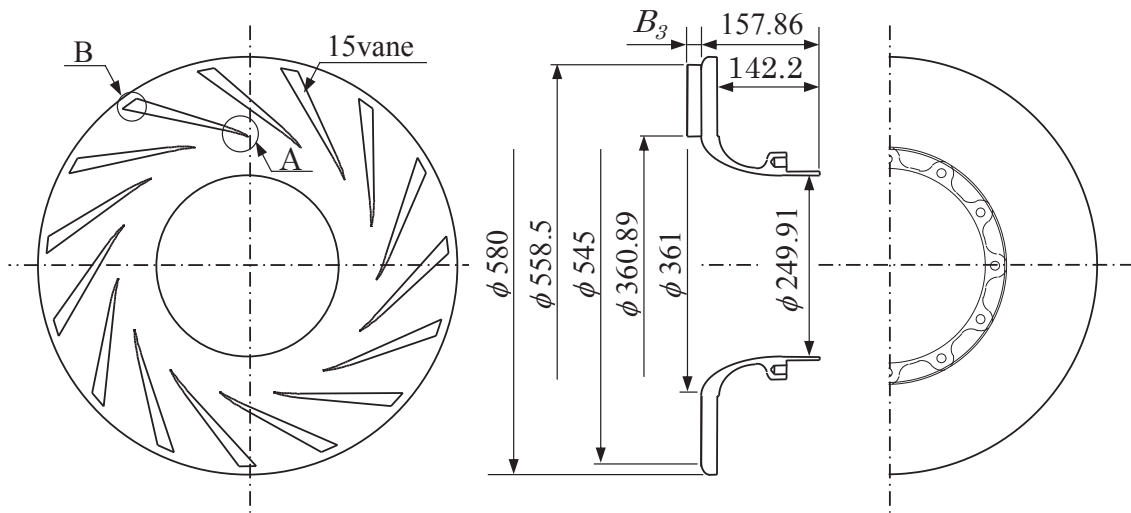
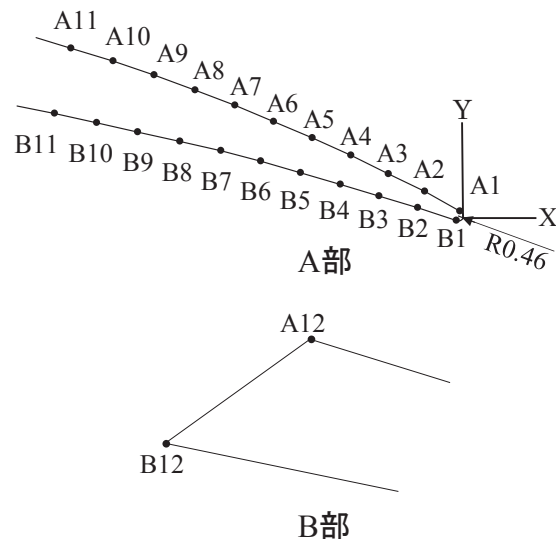


図 2.7 ディフューザ部の概略図

2.1.5 ディフューザ案内羽根

ディフューザに設置する案内羽根は幾何学形状および設置位置および取付角をパラメータとする実験を行うため、快削真鍮を加工し自主制作した。ディフューザ案内羽根の翼弦長は $L_c = 178.1 \text{ mm}$ ，翼高さは $B_4 = 19.55, 16.14 \text{ mm}$ である。その他の案内羽根仕様については表 2.1 に示す。案内羽根形状はおおよそくさび形となっている。ただし、案内羽根の先端部はディフューザに設置した際に、セミベーンレス部に位置するため、図 2.8 の A 部



注)各ポイントは直線で結ぶこと

図 2.8 ディフューザ案内羽根の詳細図

に示すようにインボリュート曲線となるように凹面加工がなされている。これにより、羽根車から吐出された流体は損失の発生をできるだけ抑えられる形でディフューザ案内羽根の翼間に流入し、羽根車吐出流の旋回成分が回収される。

案内羽根前縁形状および案内羽根前縁部の詳しい形状を図 2.8 および表 2.2 に示す。本研究では、くさび形案内羽根（ODV と略記）とともに案内羽根前縁にスリット加工およびテーパ加工を施した鉤形案内羽根（HDV と略記）およびテーパ形案内羽根（TDV と略記）を製作し、案内羽根前縁形状が圧縮機流れ場に与える影響を調査した。

表 2.2 ディフューザ形状

NO.	X	Y	NO.	X	Y
A1	0.219	180.842	B1	-0.146	180.010
A2	-2.829	182.499	B2	-3.410	181.097
A3	-5.942	184.085	B3	-6.698	182.169
A4	-9.126	185.633	B4	-10.040	183.192
A5	-12.357	187.101	B5	-13.389	184.191
A6	-15.658	188.562	B6	-16.809	185.114
A7	-19.010	189.939	B7	-20.248	186.009
A8	-22.436	191.282	B8	-23.747	186.868
A9	-25.910	192.531	B9	-27.254	187.680
A10	-29.449	193.739	B10	-30.828	188.453
A11	-33.045	191.855	B11	-34.404	189.196
A12	-154.001	232.483	B12	-173.768	218.104

2.1.6 渦形室

渦形室はディフューザからの旋回流を集めて吐出管路に送り出す役割をしている。図 2.9 に渦形室の概略図を示す。一般的な遠心圧縮機の音源となる舌部は図中C部に存在するが、ディフューザに案内羽根を設けた際には、主音源である動静翼干渉騒音の影響が顕著であるため、舌部より発生する騒音は無視できる程度となると考えられる。

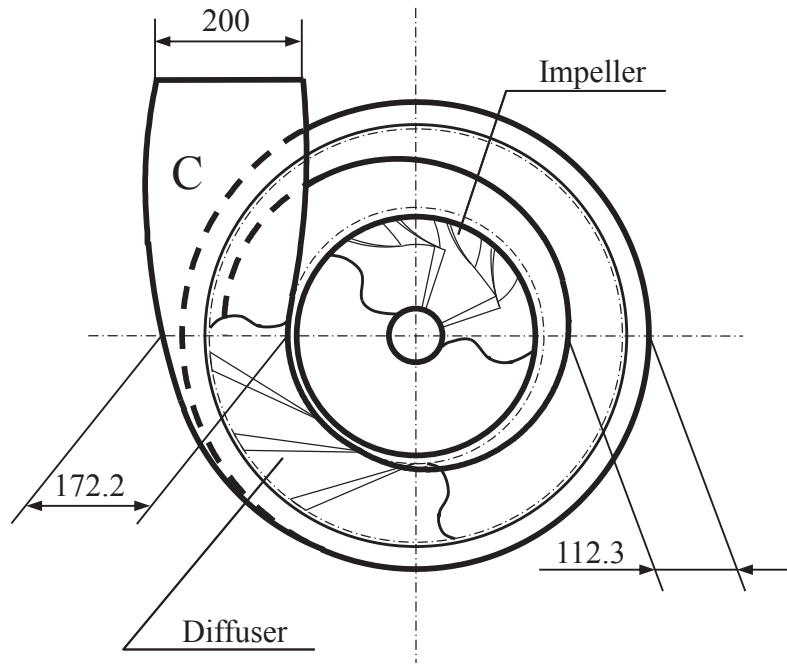


図 2.9 渦形室の概略図

2.1.7 吐出管路

図 2.10 に管路系の概略図を示す。吐出管路は $\phi 210$ の円管で構成されており、全長約 17 m である。流量測定用のオリフィス板の設置箇所および配管長さは JIS 規格 Z8762 に準拠して決定した。またオリフィスより下流にはバタフライ調節弁が設けてあり、流量の自動制御が可能となっている。

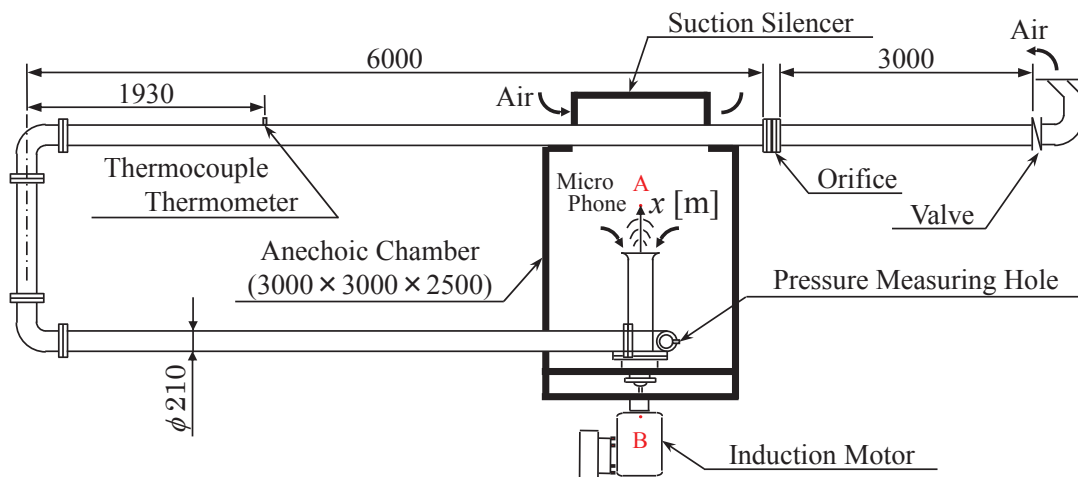


図 2.10 管路系の概略図および各種計測機器の配置図

2.1.8 無響室

無響室は図 2.11 に示すとおり， $3000 \times 3000 \times 2500$ mm で，体積は 22.5 m^3 であり，グラスウールにより全面にわたり内壁処理が施されている．また吸込部にはサイレンサが設けられている．

騒音測定は JIS 規格 B8346 に準拠すると，吸込管ベルマウスから羽根車軸線上 1 m 離れた地点で行う必要がある．そこで，無響室内の自由音場特性を，羽根車軸線上の距離 $x = 1 \text{ m}$ に至るまで調査した．図 2.12 に無響室内の自由音場特性を示す．図 2.12 に示すように， $x = 1 \text{ m}$ までは広い周波数域においてほぼ一様の減衰特性を示しているのに対し， $x = 0.4 \text{ m}$ 以上では低周波数域を中心に，音波が自由音場において伝播した際の距離減衰の理論直線

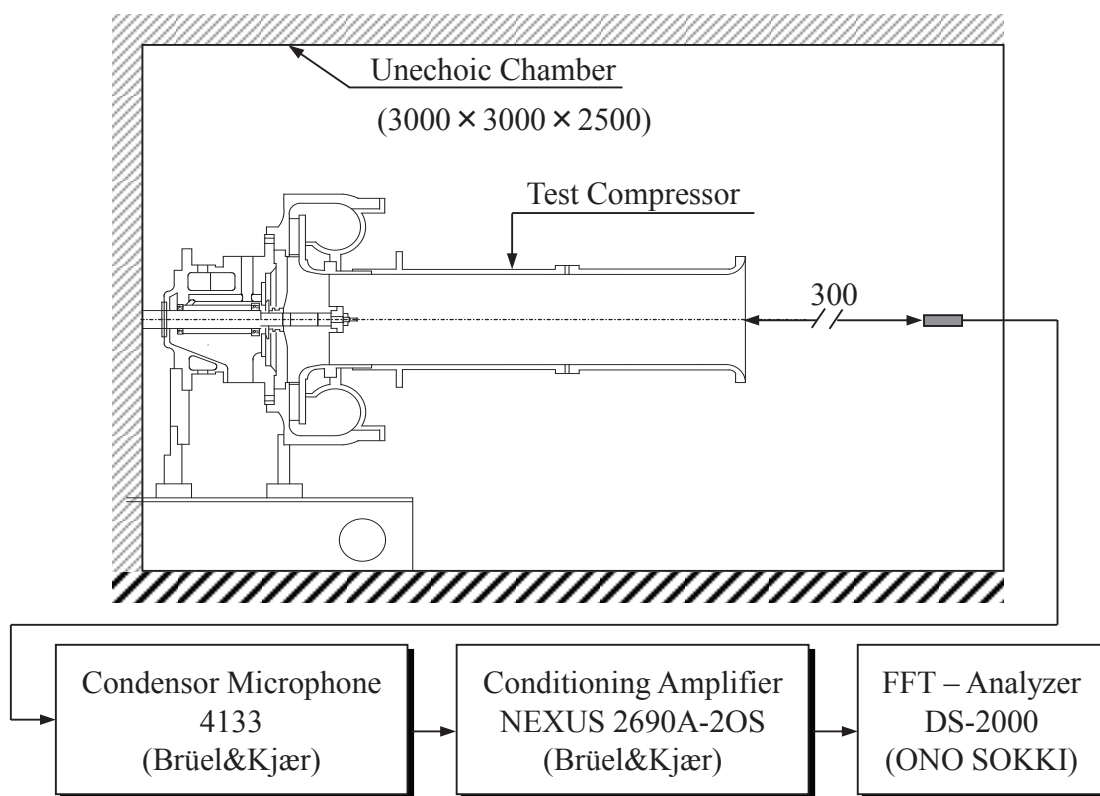


図 2.11 無響室および騒音測定系

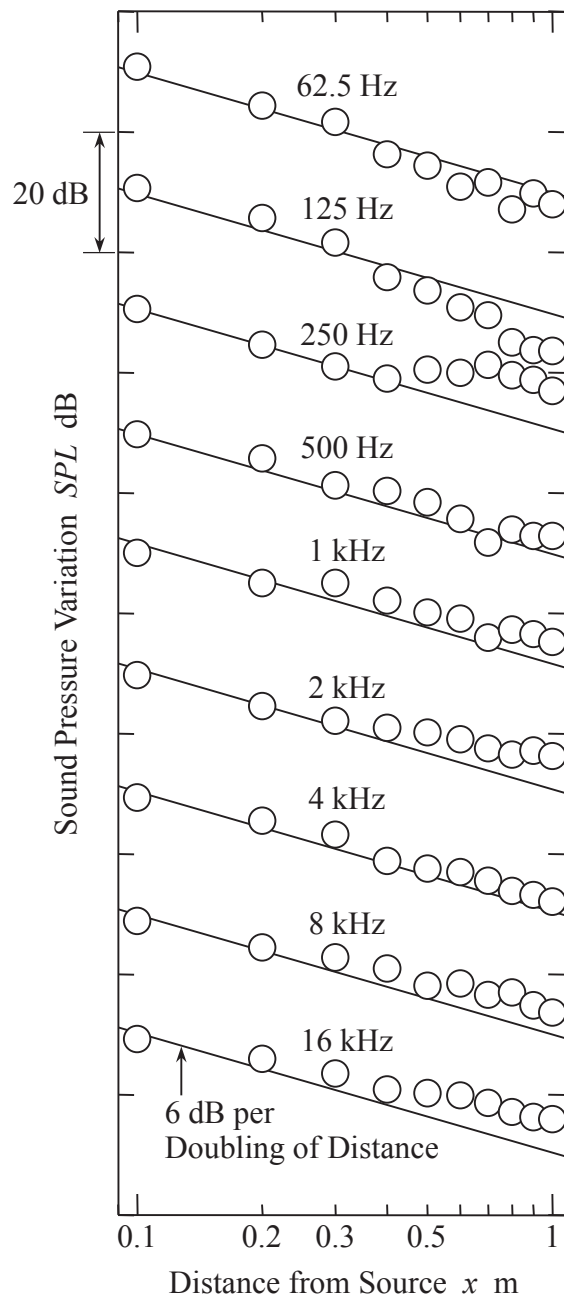


図 2.12 無響室の自由音場特性

と比べ差異が生じている。また，図 2.13，図 2.14 に示す騒音スペクトルには，高周波数域において特に大きな変化はないものの，低周波数域において $x = 0.4 \text{ m}$ 以上では網掛け部を中心に著しい減音特性が観測できる。よって，本研究では騒音測定上問題が認められない測定点として， $x = 0.3 \text{ m}$ を採用した。

無響室外部騒音の音源としては主に電動機がある。そこで図 2.10 に示す A 点（無響室羽

根車軸線上 $x=0.3$ m), B 点 (電動機軸線上) において騒音測定を行った. 図 2.15 にその結果を示す. 図中網掛け部は電動機特有のピーク値として観測された周波数域である. このピーク値は無響室内 A 点においては観測されず, 電動機騒音は無響室の壁面において遮音されている. このことから, 圧縮機の騒音測定上問題とならない.

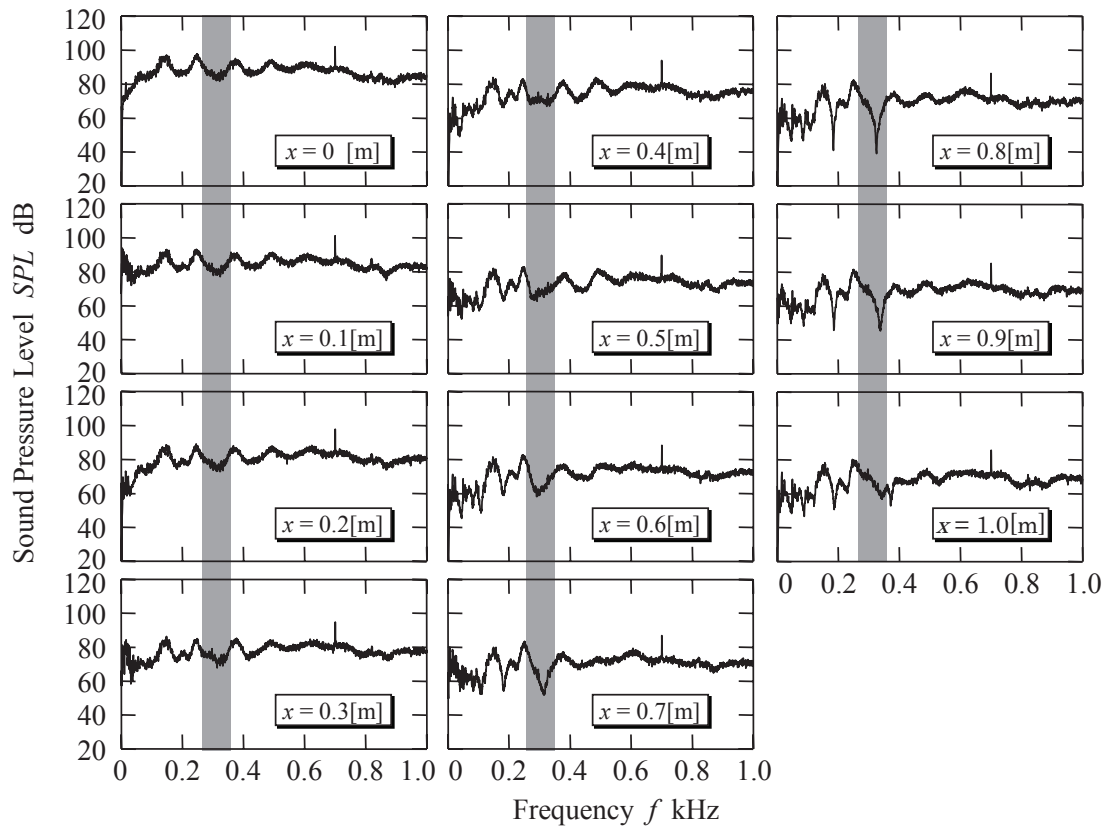


図 2.13 低周波数域の騒音スペクトル

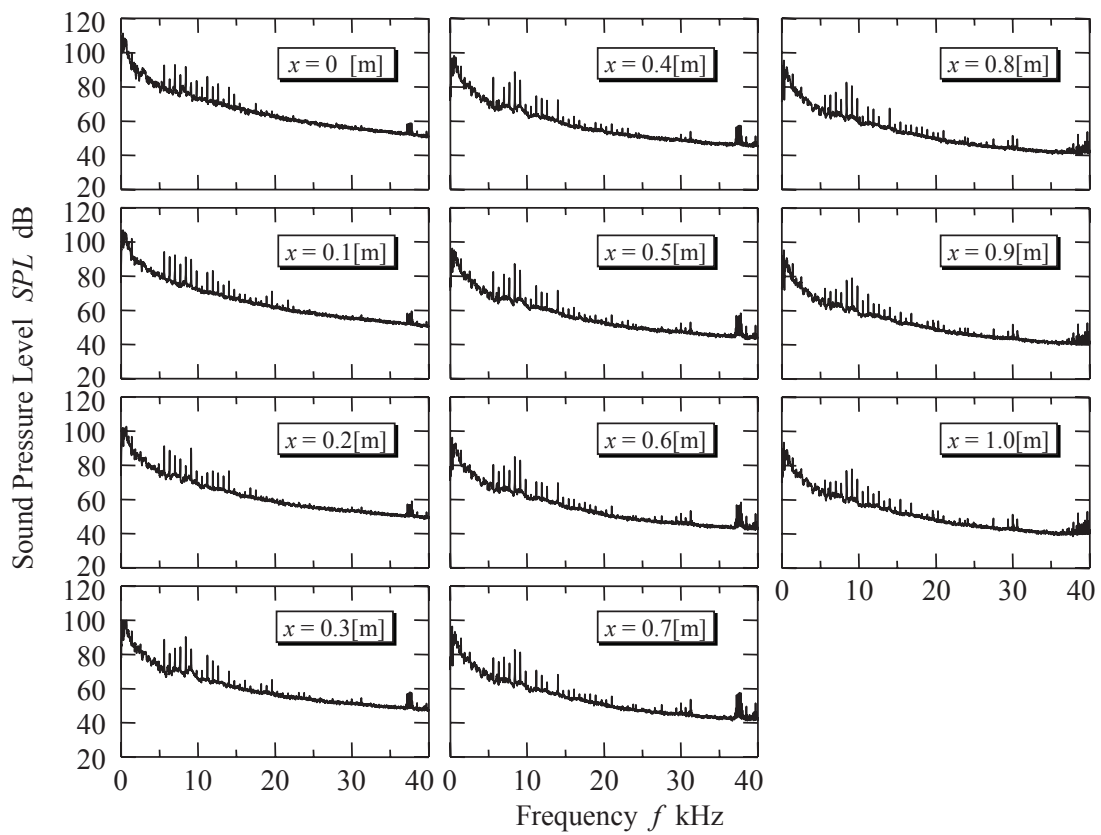


図 2.14 高周波数域の騒音スペクトル

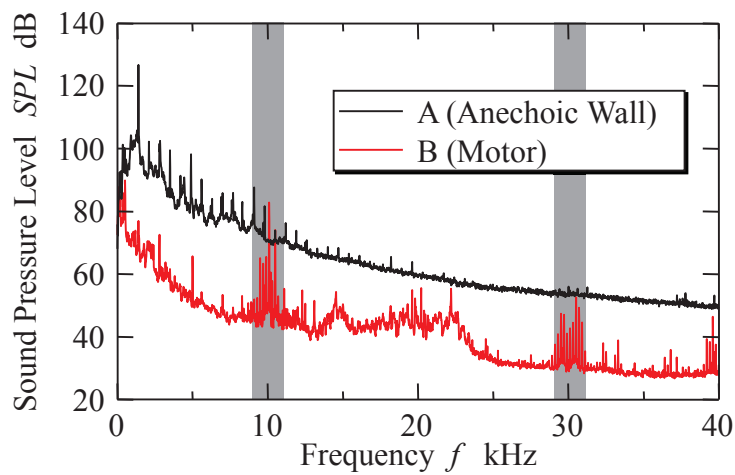


図 2.15 無響室外部の減音特性 ($N=6000 \text{ min}^{-1}$)

2.1.9 駆動系

圧縮機駆動系は、インバータ無段変速機を備えた三相誘導電動機、カップリング、潤滑油ユニットおよび制御盤で構成され、騒音測定には影響を与えないように無響室外部に設置されている。圧縮機の運転回転数はインバータ方式により $N = 1000 \sim 7000 \text{ min}^{-1}$ の範囲で無段階連続設定が可能であるが、供試圧縮機は $N = 6500 \text{ min}^{-1}$ 付近において共振点が存在するため本研究では $N = 6000 \text{ min}^{-1}$ までとした。潤滑油ユニットは、電動機駆動のオイルポンプ、オイルフィルタ、圧力調節弁、オイルタンク、圧力計、圧力スイッチおよび配管から構成されており、潤滑油の温度が上がりすぎないようにオイルタンク内に冷却用の銅管が配置されており、管路内に水を通すことにより潤滑油を冷却している。以下に駆動系の仕様を示す。

表 2.3 駆動系仕様

三相誘導電動機	製造 形式 出力 回転数 回転方向	安川電器 防滴保護かご型三相誘導電動機 45 kW, 120 Hz, 200 V 7000 min^{-1} カップリング側より見て反時計方向
インバータ	製造 形式 定格出力 入力電源 制御方式	安川電器 鋼板製閉鎖型壁掛け型 容量：70 kVA 電流：183 A AC 200 V - 50 Hz - 3 相 許容電圧変動 $\pm 10\%$ 許容周波数変動 -5% 正弦波 pulse with modulation 方式
潤滑油ユニット	種類 充填量 圧力	タービンオイル ISO VG32 初期：約 40 l 設定値：78 kPa (0.8 kg/cm^2) (gauge)以下
制御盤	設置条件 盤構造 形式 供給電源 主回路	屋内（周囲温度 $0 \sim 40 \text{ }^\circ\text{C}$ ，湿度 RH85%以下） 鋼板製閉鎖型屋内型 簡易防塵型，潤滑油ユニット搭載 AC 200 V \times 50 Hz \times 3 相 補助オイルポンプ 0.2 kW

2.2 測定装置および実験方法

供試圧縮機から発生する騒音の低減化を指向したディフューザおよび案内羽根の前縁形状の調査を行うため、性能・騒音試験および内部流れ場の調査を行った。本研究では、性能試験、外部騒音測定、ディフューザ壁面の圧力計測、羽根車吐出流の流速測定および油膜法によるディフューザ内部の可視化を行った。ここでは、各種測定装置および実験方法について記述する。

2.2.1 主要測定機器

1) 回転数計測

回転数は羽根車のある単一翼の通過を光電センサ（反射型ファイバユニットおよびファイバランプ）により検出し、パルス周波数を回転パルスメータにより読み取ることにより行った。本研究では回転数は $N = 1000 \sim 6000 \text{ min}^{-1}$ の範囲を 200 min^{-1} 毎に変化させた。

2) 軸変位計測

供試圧縮機は 6500 min^{-1} 付近に共振点が存在することから、非接触型変位系を用いて圧縮機運転時における軸振動の変位を調べ、共振が発生しているか否かを判定しつつ実験を行うこととした。しかし前述のとおり、回転数は共振点以下に設定しているため、共振現象が発生する確率は極めて低い。

3) 流量の調整

本実験では吐出管側にあるバタフライ調節弁の開度を調節することにより、圧縮機の運転点を変化させて各種実験を行った。開度の調節にはデジタル指示調節計からバルブポジションナに開度に応じた電流が流れ、バルブポジションナからバタフライ調節弁に圧縮空気が送られ、その力で弁開度を調節する仕組みとなっている。

2.2.2 性能試験

性能試験は JIS 規格 B8340「ターボ形ブロワ・圧縮機の試験及び検査法」に準拠して行った。流量 Q は吐出管路に設置されたオリフィスにより計測した。また、圧縮機による静圧上昇 ΔP_s は吐出管入口に設けられた静圧孔に差圧発信機を取り付け計測した。以下にそれぞれの算出方法を述べるが、各物理量は吸込状態、標準状態（ $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 、 1 atm ）に修正した値である。

1) 流量測定

流量はコーナータップオリフィスプレートを用いて以下の式から算出される。

$$Q_o = \frac{60\alpha\epsilon A_n}{\rho_o} \sqrt{2\rho_n P_n} \quad (2.1)$$

ただし、 Q_0 : 流量 m^3/min , A_n : 円孔面積($=\pi d_n^2/4 \text{ m}^2$), d_n : 絞りまたはスロートの孔径 ($= 0.1209 \text{ m}$), α : 流量係数($= 0.64545$), ε : 空気の膨張係数($= 0.95344$), ρ_n : オリフィス板直前における空気密度 kg/m^3 , ρ_0 : 吸込状態空気密度 kg/m^3 , P_n : オリフィス直前直後の圧力差 Pa である.

本実験では流速が断面において一様であると仮定して、流量測定により得られた流量に基づき流速を次式のように決定する.

$$v_{m2} = \frac{Q_0}{60A_2} = \frac{Q_0}{60\pi D_2 B_2} \quad (2.2)$$

ただし、 v_{m2} : 羽根車子午面方向速度 m/s , A_2 : 羽根車出口における流路断面積 m^2 , D_2 : 羽根車出口径 m , B_2 : 羽根車出口幅 m である.

流量係数は羽根車の出口流速を羽根車の周速度 u_t m/s で無次元化した値であり、次のように定義される.

$$\phi = \frac{v_{m2}}{u_t} = \frac{Q_0}{\pi A_2 N D_2} \quad (2.3)$$

ただし、 N : 羽根車回転数 min^{-1} である.

2) 圧縮機圧力測定

圧縮機の全圧上昇 ΔP_t Pa , 静圧上昇 ΔP_s Pa および動圧上昇 ΔP_d Pa は以下のように定義される. ただし、添字 0, 5 はそれぞれ圧縮機吸込口と吐出口での状態を表す.

$$\Delta P_t = P_{t5} - P_{t0} = (P_{s5} + P_{d5}) - (P_{s0} + P_{d0}) = \Delta P_s + \Delta P_d \quad (2.4)$$

圧力係数は圧縮機の圧力上昇を周速度 u_t m/s に対する運動エネルギーで無次元化した値であり、以下のように定義される.

$$\psi_s = \frac{\Delta P_s}{\rho_0 u_t^2} \quad (2.5)$$

$$\psi_t = \frac{\Delta P_t}{\rho_0 u_t^2} \quad (2.6)$$

3) 圧縮機の機械効率

本圧縮機の機械効率は、圧縮機入力を電動機に設置したクランプ電力計により、また出力を 2) において求めた圧縮機直後全圧上昇 ΔP_t Pa により算出した. このうち入力

電力は、インバータに電力計を三相線式二電流の結線で設置し、R、T相の電圧および電流、皮相電力、力率、周波数を読み取ることにより測定する。以下にその算出方法を示す。

まず、電動機の同期回転数 N_s は

$$N_s = \frac{120f}{z} \quad (2.7)$$

ただし、 f : 周波数 Hz, z : 電動機の極数である。したがって、回転数 N におけるすべり s は、

$$s = \frac{N_s - N}{N_s} \quad (2.8)$$

となる。負荷側のインピーダンス Z_1 は、

$$Z_1 = R_2 + jX_2, |Z_1| = \sqrt{R_2^2 + X_2^2} \quad (2.9)$$

ただし、 R_2 : 線間抵抗 Ω , X_2 : 漏れインダクタンス Ω である。 Δ 結線において線間電圧 E_L と相電圧 E_p は等しくなるので、負荷側を流れる電流 I_1 は次式のようになる。

$$|I_1| = \frac{|E_L|}{|Z_1|} = \frac{|E_p|}{|Z_1|} \quad (2.10)$$

$$E_p = \frac{E_1 + E_3}{2} \quad (2.11)$$

ただし、 E_1, E_3 : R, T相の電圧測定地 V.

回転機械動力は負荷側の抵抗 $\frac{1-s}{s}R_2$ での消費電力となるため、

$$P_{loss} = 3 \frac{1-s}{s} R_2 |I_1|^2 \quad (2.12)$$

となる。電動機への入力電力 P_{in} は、皮相電力 P_M および力率 $\cos\phi$ より、

$$P_{in} = P_M \cos\phi \quad (2.13)$$

となる。したがって、電動機効率は次式で表わされる。

$$\eta_e = \frac{P_m - P_{loss}}{P_{in}} \times 100 \quad (2.14)$$

圧縮機への入力は電動機からの出力（軸動力） $P_m - P_{loss} = L_a$ で与えられる．また流体が得る仕事 $P_f |_{t,s}$ は、

$$P_f |_{t,s} = Q_n \Delta P_{t,s} \quad (2.15)$$

となるため、圧縮機の機械効率 $\eta_{t,s}$ は、

$$\eta_{t,s} = \frac{P_f |_{t,s}}{L_a} \times 100 \quad (2.16)$$

となる．

2.2.3 騒音測定法

供試圧縮機の発生騒音はコンデンサマイクロフォンにより測定する．吸込管ベルマウスから羽根車軸線上 0.3 m 離れた位置にマイクロフォンを設置し、出力される電圧にはプリアンプを介し、コンディショニングアンプにより増幅し、FFT スペクトルアナライザにより A/D 変換後、周波数解析を行い、平均化処理を施す．また、ピストンホーンにより測定した校正電圧を用いて発生騒音を算出する．以下にマイクロフォンの校正方法を示す．

マイクロフォンはそれぞれ固有の感度を有する．つまり、感度を $x \text{ mV/Pa}$ とすると、 $p \text{ Pa}$ の音圧を感じた時に $px \text{ mV}$ の電圧を出力する．そのため、マイクロフォンの校正が必要となるが、その際にはピストンホーンと呼ばれる校正装置を用いる．このピストンホーンは、国際規格（ISO）に従って作られた校正装置であり、常に音圧レベル 124 dB の音響波を出力するようになっている．124 dB の音圧レベルから音圧 p は、

$$124 = 20 \log \frac{p}{2 \times 10^{-5}} \quad (2.17)$$

ここで、

$$p = 2 \times 10^{-5} \times 10^{\frac{124}{20}} \quad (2.18)$$

であるから、このピストンホーンを用いた際のマイクロフォンが出力する電圧 $W_1 \text{ V}$ は、

$$W_1 = \frac{x \times 2 \times 10^{-5} \times 10^{\frac{124}{20}}}{1000} \quad (2.19)$$

となる. 増幅器 (アンプ) を介することによりマイクロフォンの出力電圧が増幅され, W_2 V となったとすると, アンプの増幅率を α として,

$$W_2 = W_1 \times \alpha \quad (2.20)$$

であるから,

$$\alpha = \frac{W_2}{W_1} = \frac{W_2 \times 1000}{x \times 2 \times 10^{-5} \times 10^{\frac{124}{20}}} \quad (2.21)$$

となる. 今, y dB の音響波を感知した際のマイクロフォンの出力を W_3 dB とすると,

$$W_3 = \frac{x \times 2 \times 10^{-5} \times 10^{\frac{y}{20}}}{1000} \quad (2.22)$$

アンプのゲイン差による倍率を β , 校正時のゲイン値を g , y dB の際のゲイン値を M とすると,

$$M - g = 20 \log \beta \quad (2.23)$$

であるから,

$$\beta = 10^{\frac{M-g}{20}} \quad (2.24)$$

以上のことを考慮すれば, y dB の音響波を感知した際の増幅器の出力電圧 W_4 V は,

$$\begin{aligned} W_4 &= W_3 \times \alpha \times \beta \\ &= \frac{x \times 2 \times 10^{-5} \times 10^{\frac{y}{20}}}{1000} \times \frac{W_2 \times 1000}{x \times 2 \times 10^{-5} \times 10^{\frac{124}{20}}} \times 10^{\frac{M-g}{20}} \\ &= W_2 \times 10^{\frac{y+M-g-124}{20}} \end{aligned} \quad (2.25)$$

よって y dB の音響波は,

$$y = 20 \log \frac{W_4}{W_2} + g - M + 124 \quad (2.26)$$

となる.

2.2.4 流速計測法

羽根車吐出流速は，ディフューザ内 $1.03D_2$ の位置，シュラウド側から図 2.16 に示すスプリット型熱薄膜プローブ（DANTEC 55R57）を挿入して測定した．ブリッジ回路には DANTEC 社製 Streamline システムを用い，A/D ボードを介して PC に出力電圧を記録した．なお，流速測定では同一翼の翼通過パルスを送りトリガとすることにより，羽根車との相対位置を固定した計測が可能となっている．以下に，流速測定に用いる測定系の仕様を示す．

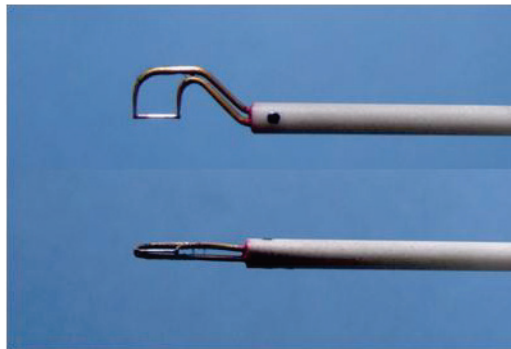


図 2.16 スプリット型熱薄膜プローブ

表 2.4 スプリット型熱薄膜プローブの仕様

製造	DANTEC		
形式	55R57		
線種	Nickel film coated quartz fiber		
線長	有効長 1.25	mm	
プローブ長	8	mm	
スプリット幅	30	μm	

表 2.5 A/D ボードの仕様

製造	National Instruments	
型名	DAQCard-6062E	
量子化ビット数	12	bits
サンプリングレート	Max. 500	kHz
計測電圧レンジ	0 ~ 10	V
	±5	V
計測可能時間	計算機の外部記憶装置容量に依存	

表 2.6 CTAブリッジ用モジュール

形式	DANTEC	
ブリッジ比	1:20	
センサ抵抗レンジ (プローブ抵抗+ケーブル抵抗)	3 ~ 30	Ω
抵抗測定感度	0.1	V/W
抵抗測定精度	5%未満	
オーバーヒート設定	3 ~ 30	W
	(±1%)	
プローブ電流	ブリッジ電圧 8 V 時	0.21 A
	ブリッジ電圧 16 V 時	0.315 A
	(プローブ総抵抗 7.8 W 時)	
	抵抗測定値	約 0.5 mA
最大バンド幅	150	kW
温度ドリフト	100	ppm/°C
測定温度範囲	5 ~ 40	°C

表 2.7 CTAブリッジ回路

製造	DANTEC
形式	Streamline CTA 90N10
入力白色ノイズ	2.2 nV/Hz
入力温度ドリフト	3 $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$
最大周波数	330 kHz
Flow 時 AC ゲイン(100 kHz)	146(1+10/R) (ワイヤ) 146(1+8.75/R) (フィルム)
	$Rk\Omega$: ブリッジ (90C10) にマウント ($R \leq 8.2$)
Flow 時 DC ゲイン	146(1+383/R)
Temp 時ゲイン	ブリッジ (90C10) により制御
コモンモードレンジ	0~5 V
最大出力電圧	Temp 13 V . . . ブリッジ 16, 8 V Flow 12 V . . . ブリッジ 16 V Flow 6 V . . . ブリッジ 8 V
出力インピーダンス	10 Ω

(1) スプリット型熱薄膜流速計による二次元流速測定

図 2.17 にスプリット型熱薄膜流速計の測定部断面図を示す。ブリッジ出力電圧 E_1 V, E_2 V の自乗和はセンサ円筒全体への冷却熱流束を表し、ピッチ角 α に影響されずに単位質量・単位時間当たりの質量流束 ρU に対応する。また、同時に E_1 , E_2 の差はピッチ角 α と質量流束 ρU に依存する。ここで相似性を利用すると自乗和から得られる質量流束 ρU からピッチ角 α が特定される。これらの特性を用いて E_1 , E_2 からセンサ軸に垂直な二次元成分の質量流束 ρU およびピッチ角 α を求める。

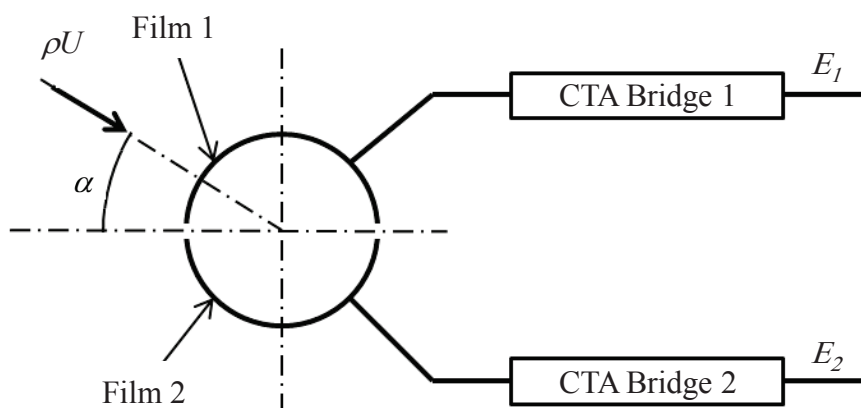


図 2.17 スプリット部の断面図

(2) 較正試験法

以下のような測定方程式系を構成し，図 2.18 に示す校正補正図を求め，これらを用いて流速を算出した．試験は流速を確認できる一様流れ中に熱薄膜流速計を設置して行い，流速は 0 m/s から 160 m/s までの 17 点，角度は -70 deg から 70 deg までの 15 点とした．

まず，ブリッジ出力 E_1 ， E_2 の自乗和 Ω および相対差 Δ は，

$$\begin{aligned}\Omega(\rho U, \alpha) &\equiv E_1^2 + E_2^2, \\ \Delta(\rho U, \alpha) &\equiv \frac{E_1 - E_2}{E_1 + E_2}\end{aligned}\quad (2.27)$$

と表わされる．ここで，自乗和 Ω を質量流束 ρU のみに依存する項 g_{12} と，質量流束 ρU とピッチ角 α とからの影響を受ける補正係数 k に分離する．

$$g_{12}(\rho U, \alpha) = k(\rho U, \alpha)g_{12}(\rho U) \quad (2.28)$$

ただし， g_{12} は Ω の平均質量流束に対する特性を示す．つまり，

$$g_{12}(\rho U) \equiv \Omega(\rho U, \alpha)_{ave} \quad (2.29)$$

となる．したがって，補正係数 k は

$$k(\rho U, \alpha) \equiv \frac{\Omega(\rho U, \alpha)}{\Omega(\rho U, \alpha)_{ave}} \quad (2.30)$$

図 2.18(a) にピッチ角 α と自乗和 Ω の関係を示し，図 2.18 (b) に g_{12} の検定曲線を示す．さらに，図 2.18 (c) に補正係数 k を示す．ここで， g_{12} と ρU の関係を多項式近似する．

$$g_{12}(\rho U) = \sum_{k=0}^n C_{gk}(\rho U)^k \quad (2.31)$$

補正係数 k は，両フィルム間のスプリット部での表面温度が異なるなどに起因して対称とされない．すなわち，フィルムの非対称によって， $\alpha = 0$ の場合でも， Δ にはオフセット Δ_0 が存在する．このことを考慮した簡単な相似関係を次式に示す．

$$\frac{\Delta(\rho U, \alpha) - \Delta_0(\rho U)}{\Delta_0(\rho U, \alpha_0) - \Delta_0(\rho U)} = \frac{\Delta(\rho U_{MAX}, \alpha) - \Delta_0(\rho U_{MAX})}{\Delta_0(\rho U_{MAX}, \alpha_0) - \Delta_0(\rho U_{MAX})} \quad (2.32)$$

ただし， U_{MAX} は本実験における流速の最大値， α_0 は $\pi/2$ である．図 2.18 (d) に質量流束に対するオフセット Δ_0 を示す．この特性を多項式近似すると，

$$\Delta_0(\rho U) = \sum_{k=0}^n C_{\delta k}(\rho U)^k \quad (2.33)$$

と表わせる．相似式 (2.30) を変形し，相対差 Δ と質量流束 ρU のみの関数で近似した項 $h(\rho U)$ と，ピッチ角 α のみに依存する項 $f(\alpha)$ で表わすと，

$$\Delta(\rho U, \alpha) - \Delta_0(\rho U) = h(\rho U) \cdot f(\alpha) \quad (2.34)$$

となる．上式から，

$$\begin{aligned} h(\rho U) &\equiv \frac{\Delta(\rho U, \alpha_0) - \Delta_0(\rho U)}{\Delta(\rho U_{MAX}, \alpha_0) - \Delta_0(\rho U_{MAX})}, \\ f(\rho U) &\equiv \Delta(\rho U_{MAX}, \alpha) - \Delta_0(\rho U_{MAX}) \end{aligned} \quad (2.35)$$

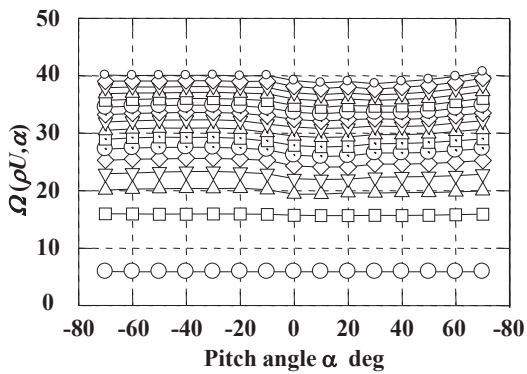
となる．上式をそれぞれ多項式で近似すると，

$$\begin{aligned} h(\rho U) &= \sum_{k=0}^n C_{hk} (\rho U)^k, \\ f(\alpha) &= \sum_{k=0}^n C_{fk} (\alpha)^k \end{aligned} \quad (2.36)$$

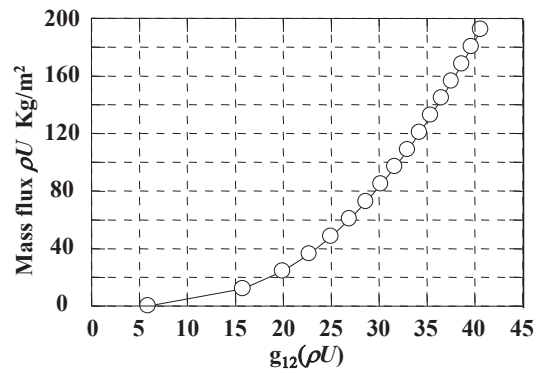
となる．以上の未知関数は検定実験により得られたデータを，9 次の多項式により近似して求めた．

(3) 流速の算出法

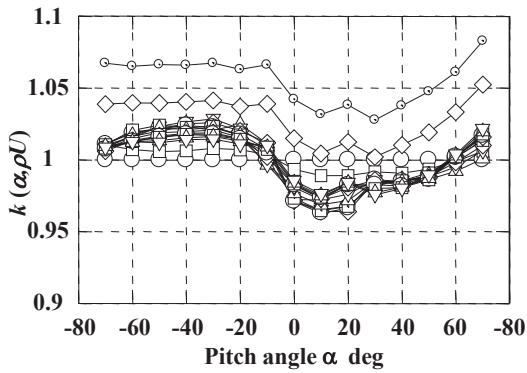
実際の流れ場計測においては，ブリッジ出力 E_1 ， E_2 から Ω および Δ を求める．まずは， $k=1$ であるとして，図 2.18 (b) より ρU^0 を求める．なお，上付き文字の 0 は反復回数を表す．求めた ρU^0 を用いて，図 2.18 (d) より Δ_0 を，図 2.18 (e) より $h(\rho U)$ を求める．次に， Δ ， Δ_0 ， $h(\rho U, \alpha)$ を用いることにより，図 2.18 (f) によりピッチ角 α を求める．求めた α を用いて，図 2.18 (c) より近い値のグラフを用いることにより， $k(\rho U, \alpha)$ を求める．その後，求めた $k(\rho U, \alpha)$ と Ω より g_{12} を更新し，再び図 2.18 (b) より新たな ρU^1 を用いて同様の計算を行うことを繰り返すことにより収束させ，質量流束 ρU とピッチ角 α を求める．



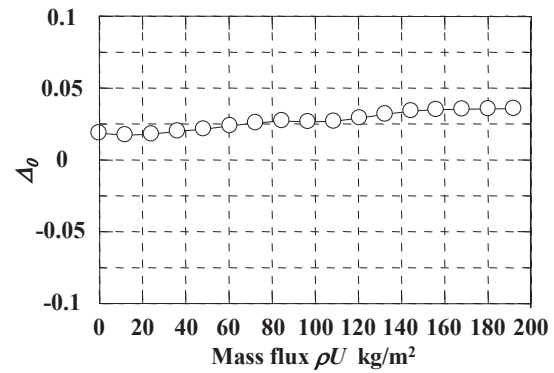
(a) 二乗和のピッチ角特性



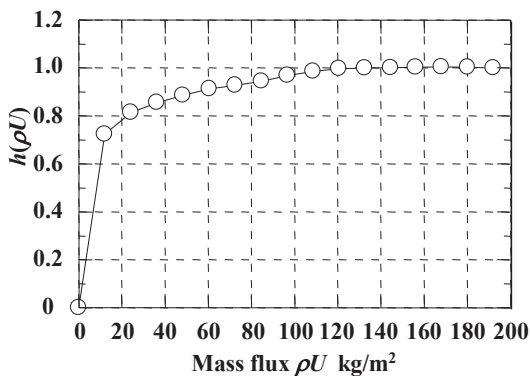
(b) 二乗和質量流束特性



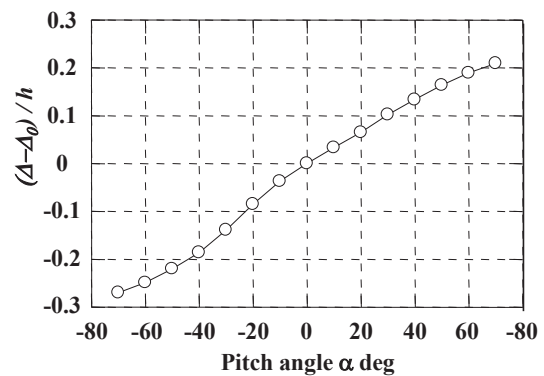
(c) 質量流束のピッチ角補正特性



(d) オフセットの質量流束特性



(e) 相対差の質量流束補正関数



(f) 補正した相対差のピッチ角特性

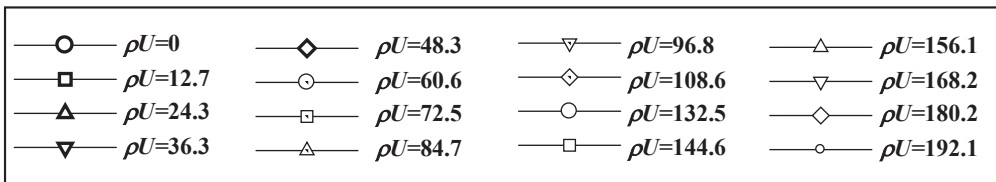


図 2.18 熱線流速計補正図

2.2.5 圧力計測法

圧縮機内部の圧力回復過程，および非定常現象の調査のため，圧縮機のシュラウド壁面に測定孔を設けシリコンダイアフラム型圧力トランスデューサを挿入し実験を行った．表 2.8 および表 2.9 に本研究に用いた圧力トランスデューサおよび半導体圧力センサ用直流アンプの仕様を示す．

図 2.19 に圧力トランスデューサの取付位置を示す．羽根車部の測定孔は羽根車入口部に 6 点，羽根車出口部に 6 点の計 12 点に設けた．それぞれ，羽根車入口部および羽根車出口部に羽根車 1 翼間に均等に配置し，案内羽根との相対位置を考慮した変動圧の測定を可能にした．ディフューザ部においては半径方向には 8 点に測定孔を設けた．また，図 2.19 に示すように，ディフューザ入口部のセミベーンレス部の周方向に測定孔を設けた．周方向に測定孔を分布させることにより，羽根車外周を回転する非定常現象の調査を可能とした．

圧力トランスデューサから得られたアナログ出力は，直流アンプにより増幅し，FFT アナライザによって，A/D 変換，時間波形解析，および周波数解析を行った．また，羽根車出口部に設置した光電センサの出力をトリガとして，同一翼によって誘起される圧力変動を平均化した．

表 2.8 半導体型圧力トランスデューサ

製造	Kulite Semiconductor Products
形式	XCQ-062
印加電圧	10 VDC/AC
ブリッジインピーダンス	入力：1000 Ω 出力：1000 Ω
零バランス(最大)	±5 mV
非直線性・ヒステリシス	±0.1%FSO BFSL
繰り返し精度	±0.5%FSO
補償温度範囲	25°C～80°C
動作許容温度範囲	- 55°C～120°C
感度変化温度特性	±1.0%/55°C
零点移動温度特性	±1.0%FSO/55°C

表 2.9 半導体圧力トランスデューサ用直流アンプ

製造	TEAC
型式	SA-57
入力電圧範囲	0 ~ ±100 mV
入力抵抗	10 MΩ以上
利得	250, 500, 1000, 2500, 5000 倍 精度±0.3%以内 1/3まで減衰可
適応ゲージ抵抗	0.06 ~ 5 kΩ
印加電圧	DC2.5, 5, 10, 15, 20 V 精度±0.3%以内 保護回路, 制限電流 約 50 mA
平衡調整範囲	±15 mV
オートバランス精度	平衡調整範囲の 0.15%以内
ドリフト	±0.5μV/°C以内 (入力換算)
利得ドリフト	±0.005%/°C以内
雑音	30μV _{p-p} 以内 (全帯域入力換算) 0.5μV _{p-p} 以内 (10Hz 帯域入力換算)
非線形性	±0.01%F.S.以内
出力	電圧: ±10V(0.2Ω以下) 電流: ±30 mA
周波数応答	DC~100kHz/-3 dB
ローパスフィルタ	遮断周波数 (-3 dB ±1 dB) 1, 10, 100, 1000, 10000 Hz 減衰特性: -12 dB ±1 dB / oct.
ハイパスフィルタ	遮断周波数 (-3 dB) 0.5 Hz ±10%
同相成分除去比	減衰特性: -6 dB / oct.
周囲温度・湿度	0 ~ 50°C, 0 ~ 85 % RH (非結露)
電源	AC100 V ±10 %, 50/60 Hz, 約11 VA

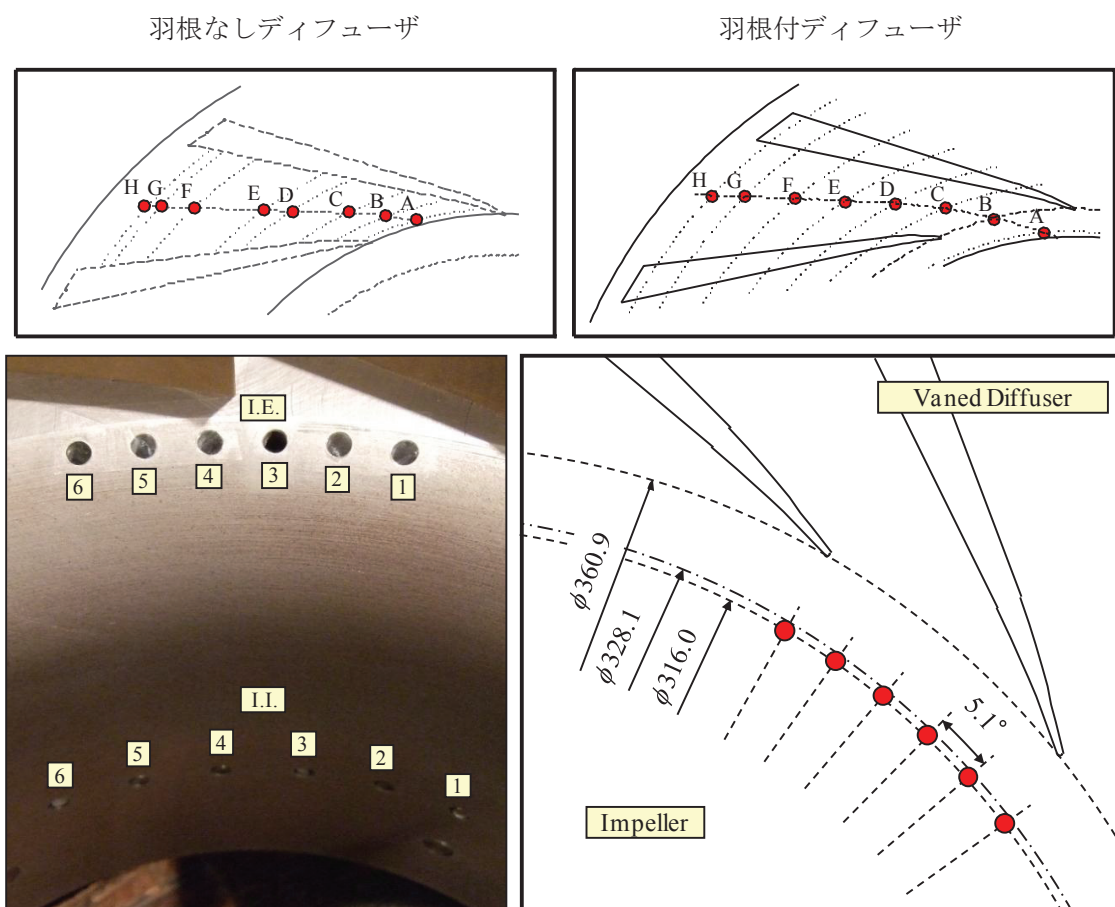


図 2.19 圧力トランスデューサの取付位置

なお実験の際は、FFT に取り込まれる値は電圧値 W_V V として出力される．これを以下のトランスデューサの特性方程式を用いて圧力単位 P_W V に変換する．

$$\frac{P_W}{W_V} = \frac{S_0}{S_s(\gamma G)} \quad (2.37)$$

ただし、 P_W : 壁面静圧変動圧力 kPa, W_V : 出力電圧測定値 V, S_0 : 圧力変換器の感度[V/psi], S_s : ブリッジ電圧が 10 V となる際の感度, G : ゲイン, γ : ゲイン設定率.

2.2.6 油膜法

本研究では油膜法によりディフューザ部の壁面流れを可視化し、流線や剥離の様子を確認した．油膜は二酸化チタン (TiO₂)、軽油 (Light Oil)、オレイン酸 (Oleic acid) の体積比 1 : 1 : 少々とした．羽根車回転数を $N = 0$ から 6000 min^{-1} まで 1 分間で加速し、10 分間運

転した後、1分間で停止した。

2.3 基本特性

本研究を行うにあたり、供試圧縮機の性能および発生騒音の基本特性を調査することは必要不可欠である。圧縮機の主要構成要素のひとつであるディフューザは、広い作動範囲を必要とする場合には羽根なしディフューザが採用される。一方、産業用途に用いられ、より高い効率および高い圧力上昇を必要とする場合には羽根付ディフューザが採用される。しかしながら、ディフューザの案内羽根の有無は、圧力上昇だけでなく圧縮機から放出される騒音に大きな影響を及ぼす。ここでは、案内羽根の有無による圧縮機の性能と発生騒音の基本的な特徴について示す。

2.3.1 圧縮機性能

図 2.20 および図 2.21 に修正回転数 $N^* = 6000 \text{ min}^{-1}$ における性能試験および $N^* = 6000 \text{ min}^{-1}$ における外部騒音の O.A. 値の測定結果を示す。羽根なしおよび羽根付ディフューザを設置した際の特徴について以下にまとめる。

1) 羽根なしディフューザ設置時

- 最高効率点はバルブを全開にしたときであり、流量は $Q_{opt} = 46.6 \text{ m}^3/\text{min}$ 、流量係数 $\phi_{opt} = 0.28$ 、全圧力係数は $\psi_t = 1.06$ となっている。またサージ点は $\phi = 0.12$ である。
- 安定した圧力上昇が得られ、さらに広い運転点が確保できる。
- 外部騒音の O.A. 値は最大で 113 dB、最小では 108.8 dB であり、流量の減少に伴って単調に減少する。

2) 羽根付ディフューザ設置時

- 最高効率点は $Q_{opt} = 40.1 \text{ m}^3/\text{min}$ 、流量係数 $\phi_{opt} = 0.24$ であり、その際の全圧力係数は $\psi_t = 1.10$ となっている。またサージ点は流量係数 $\phi = 0.14$ である。
- 羽根なしディフューザ設置時に比べ、作動範囲は狭いが、高い圧力上昇が確保できる。
- 外部騒音の O.A. 値は最大で 127.6 dB、最小で 123.5 dB であり、流量の減少に伴い減衰する傾向を示すものの、その軌跡は羽根なしディフューザ設置時に比べて複雑に変化している。

これらからディフューザ案内羽根が性能および騒音に大きく影響し、それぞれにメリット、デメリットがあることがわかる。案内羽根を設置することによって、最高効率点は低流量側で移動し、高い圧力上昇が得られる。一方、右上がり不安定領域が拡大し、運転範囲は狭くなる。さらに発生騒音の O.A. 値はおよそ 15 dB 程度増大する。また一般的に羽根

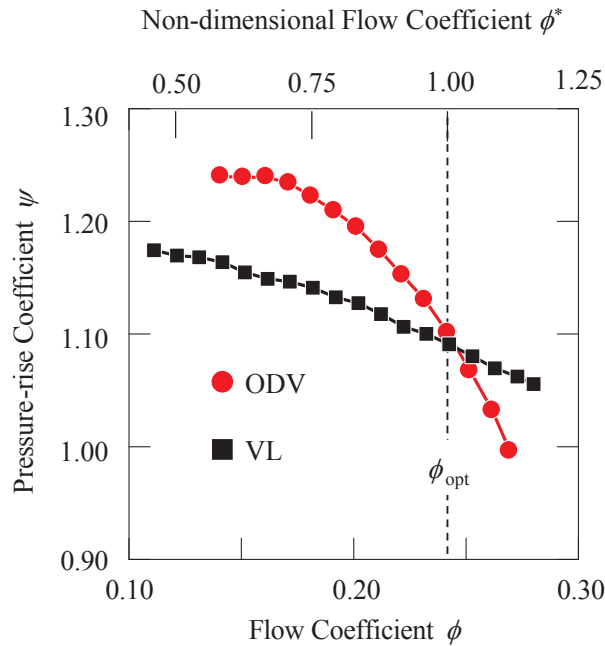


図 2.20 供試圧縮機の性能曲線

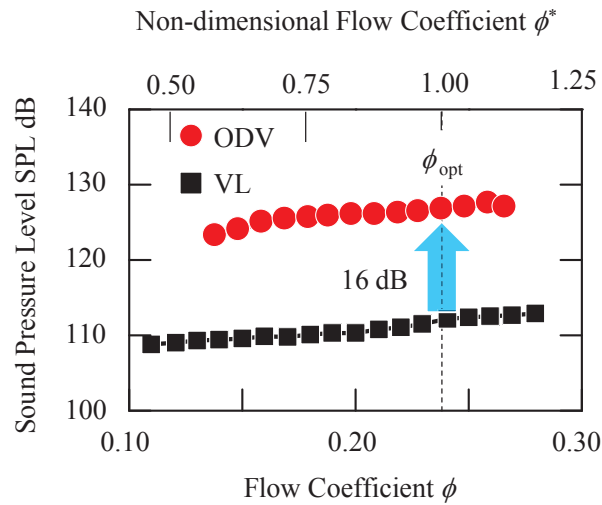


図 2.21 供試圧縮機の外部騒音 O.A.値

車吐出流が均一である場合には、ディフューザへの流入角などが影響し、発生原因は最高効率点において極小値をとるが、本圧縮機においてその発生騒音はいずれの場合も流量の低下にともない減衰する傾向を示し、 ± 3 dB の範囲内に収まっている。

限界流量の判定は圧縮機直後の静圧が減少し、静圧の勾配が右上がりとなる点とした。限界流量以下の流量で発生する不安定現象はディフューザ案内羽根の有無によって異なり、羽根なしディフューザ設置時には $\phi = 0.05$ において管路全体の共振によるサージが、また羽根付ディフューザ設置時には $\phi = 0.13$ において旋回失速とみられる現象が発生した。図 2.22

に羽根車出口部シュラウド側に配置された圧力センサにより測定した非定常壁面静圧変動の結果を示す。ディフューザ内において旋回失速が発生している可能性が高いと予想されたが、発生する予兆は限界流量以下においても比較的安定した運転となった。しかし羽根付ディフューザを設置した場合には、限界流量に達すると、連続的かつ周期的な壁面静圧変動が生じた。これは Haupt ら[18] による羽根なしディフューザ設置時の壁面静圧変動の測定結果と酷似しており、ディフューザ内で三次元的な不安定現象の旋回失速が起こっているものと示唆される。

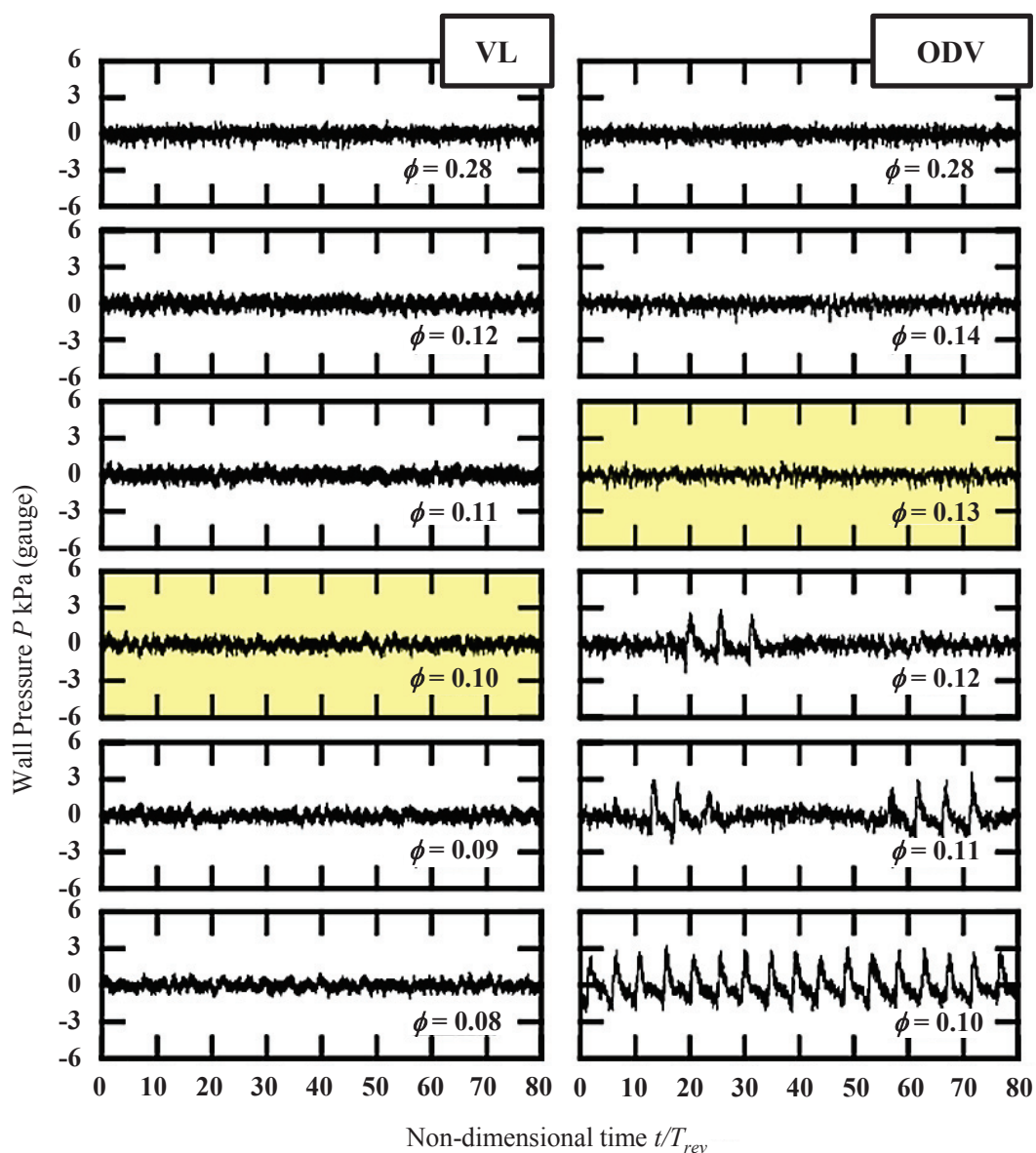


図 2.22 非定常壁面圧力計測による運転限界の判別

2.3.2 発生騒音

図 2.23 にディフューザ案内羽根の有無の双方について，流量係数 $\phi = 0.24$ の外部騒音スペクトルを示す．双方とも BPF 騒音が高次に亘って顕著に発生している．図中各 BPF 成分は羽根なしディフューザでは黒，羽根付ディフューザでは赤の矢印で示してあり，周波数レンジ 5 kHz において BPF3 次成分まで確認できる．また BPF1 次成分の半分，BPF1 次および 2 次成分の中間・・・となる周波数においても離散周波数騒音が顕著に発生している．この BPF の副次的な成分を BPF0.5 次成分，BPF1.5 次成分，・・・と呼ぶことにする．図中の羽根なしディフューザでは黒色，羽根付ディフューザでは赤色で示しており，周波数レンジ 5 kHz においては BPF3.5 次成分まで確認できる．

案内羽根の有無による発生騒音の傾向を比較すると，羽根付ディフューザ設置時には広い周波数帯に亘って，約 10 dB 程度の広帯域騒音の増大が確認できる．さらに，離散周波数騒音が顕著なピークを示していることがわかる．一方で，低周波数領域においては，羽根付ディフューザと羽根なしディフューザに顕著な差は見られないため，管路系に依存する騒音であると考えられる．

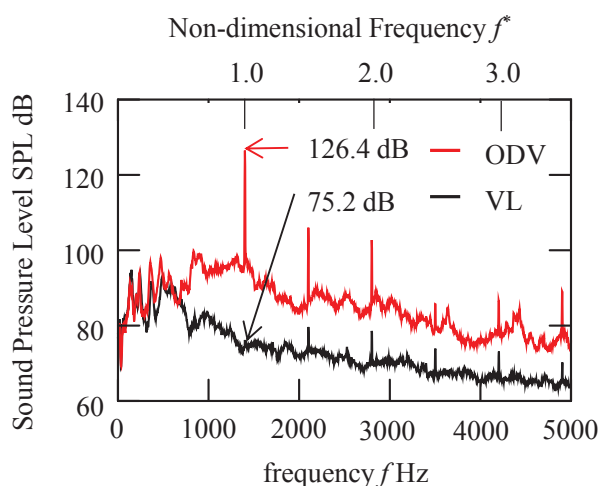


図 2.23 騒音スペクトル

2.3.3 離散周波数騒音

動翼の入口や出口に案内羽根があるような場合，動翼と静翼とが干渉することにより離散周波数騒音が発生する．この干渉騒音は，発生機構上の違いによりポテンシャル干渉および後流干渉に分類され，これらの寄与度は動静翼間距離に大きく依存する．

供試圧縮機のようなディフューザ案内羽根を備えた圧縮機から発生する離散周波数騒音は，羽根車の回転により発生する基本的な動翼回転騒音に加えて，羽根車からの吐出流がディフューザ案内羽根と干渉することにより発生する騒音を包含している．前節にて論点

となった BPF1 次成分が、ディフューザ案内羽根が存在する際に顕著な騒音レベルを示すのは、この動静翼干涉騒音が原因であると考えられる。

図 2.24 に ODV 設置時における BPF1 次成分から VL 設置時における BPF1 次成分を除去した成分、つまり動静翼干涉騒音のみの成分の回転数軌跡を示す。この図より、ODV 設置時の BPF1 次成分は、案内羽根を設置しない場合に顕著に表れた動翼回転騒音の影響をあまり受けず、動静翼干涉騒音の影響を大きく受けていることがわかる。特に、 $N = 4000 \text{ min}^{-1}$ 付近の図中水色で示した領域では、発生騒音の O.A. の騒音レベルの軌跡は動静翼干涉騒音の騒音レベルの軌跡とほぼ一致した動きをしており、おおよそ $N = 4000 \text{ min}^{-1}$ より高い回転数では、動静翼干涉騒音が発生騒音の支配的な要因になっている。

また、前述したように、干涉にはポテンシャル干涉と後流干涉がある。両者の寄与度は羽根車翼後縁と案内羽根前縁との距離に大きく依存する。一般に、ポテンシャル干涉の影響は動静翼間距離が遠ざかるほど指数関数的に小さくなり、20 mm 程度離れると羽根車後流と案内羽根との干涉が支配的な干涉騒音となる[2] [3] [14] [15]。供試圧縮機における動静

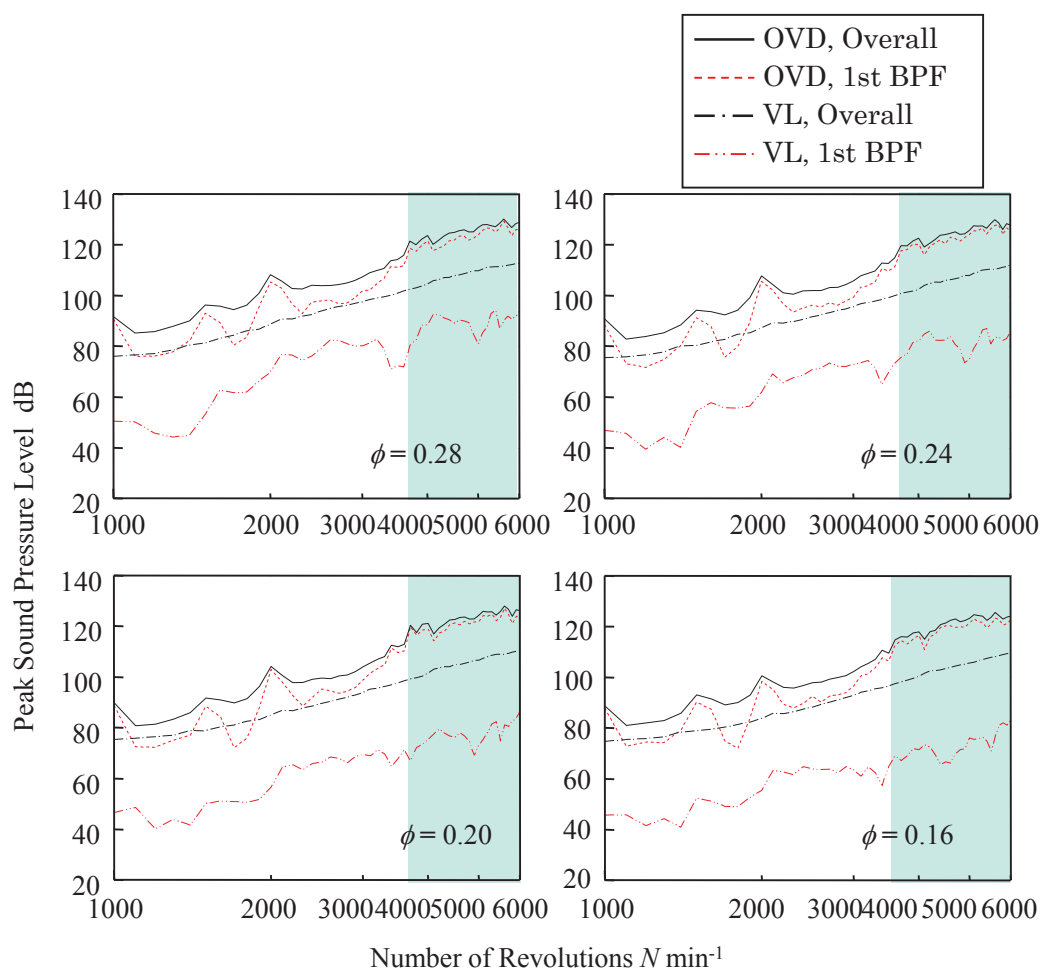


図 2.24 発生騒音の回転数軌跡

翼間距離は 16 mm であるから干渉騒音は後流干渉が支配的であると予想される。ただし、動静翼間距離が 10 mm 以上の場合では、音圧レベルは後流拡散の程度に対応して減少するのみで大幅な低減は期待できない[14][15]。

動静翼干渉の結果、周方向に生じる圧力モードをロブパターンと呼ぶ。騒音発生機構上ロブパターンは動翼回転騒音の羽根の役割を果たしている。回転の方向およびロブパターンの発生枚数を表すロブ数 m は、以下の式で定義される。

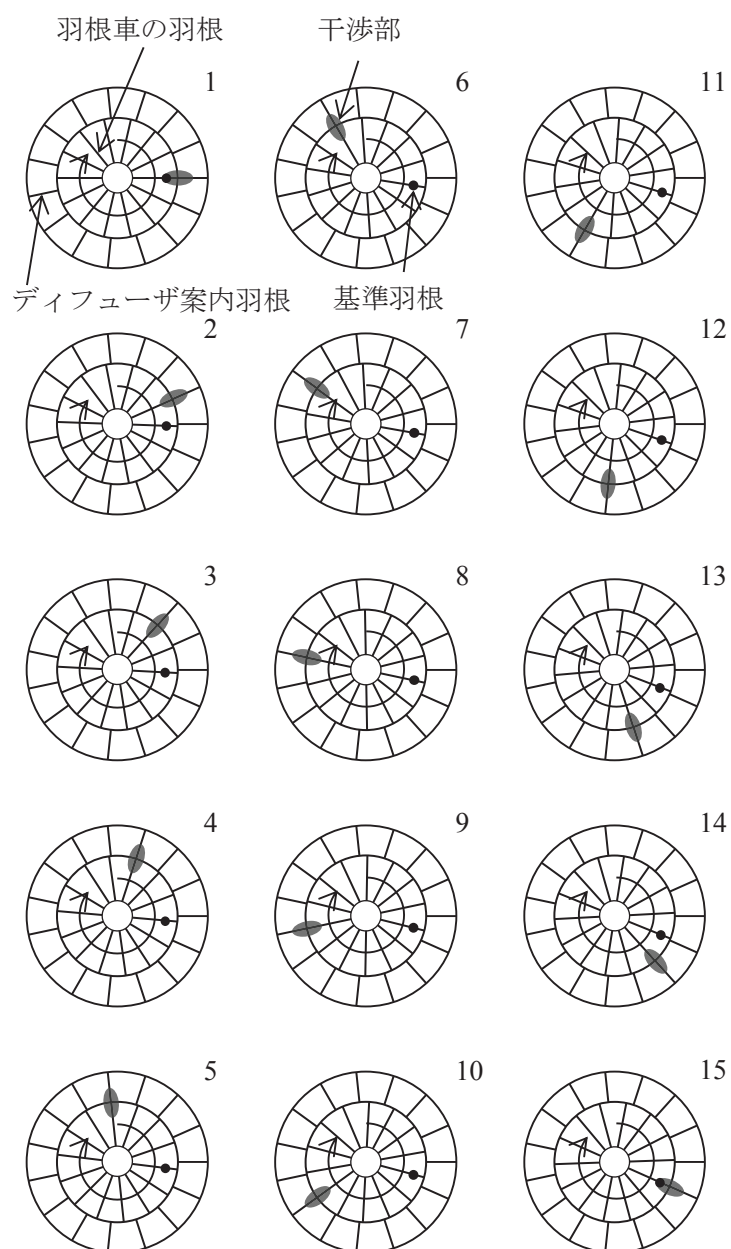


図 2.25 ロブパターンの旋回

$$m = nZ + kV \quad (2.38)$$

ここで、 m ：ロブ数、 Z ：動翼枚数(=14)、 V ：静翼枚数(=15)、 n ：高調波成分の次数、 k ：任意の整数(±1, ±2, ±3)である。

本供試圧縮機の場合、基本周波数 $n=1$ を考えると式(2.38)から $k=-1$ のとき $m=-1$ となり、 $|m|$ は最小となる。これよりロブ数は1であり、羽根車と逆回りに回転することがわかる。また、 n や k は絶対値が1に近い方が発生音は大きくなるので、 $|n|=|k|=1$ となる供試圧縮機においては動静翼干渉騒音は著しく高いレベルとなる。高次成分($n=2,3,4\dots$)については、 n が増加するにつれて k も増加するから、発生音は急激に減衰すると推測される。

図 2.25 に動静翼の干渉がわずかな時間ずつ遅れて次の干渉に移り、ロブパターンが旋回する様子を示す。図からも理解できるように、ロブパターンが1回転する間に羽根車は、1翼分だけ回転する。このことから、ロブパターンの回転数 N' は

$$N' = nZN / 60|m| \quad (2.39)$$

となり、羽根車の14倍の速さで回転していることがわかる。したがって、供試圧縮機におけるロブパターン発生周波数 f_{INT} は

$$f_{INT} = \frac{N'}{60} = \frac{nZN}{60|m|} = f_{BPF} \quad (2.40)$$

となり、翼通過周波数 f_{BPF} と一致する。これは動翼回転騒音と動静翼干渉騒音が同一周波数で発生することを意味している。

第3章 数値解析法

遠心圧縮機の内部流れ場を対象とした数値解析を行うにあたり、羽根車回転方向を z 方向に選んだ三次元直交座標系 $(x, y, z; t)$ を採用する。計算手法には連続の式、非定常三次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式、エネルギー保存の式および理想気体の状態方程式を支配方程式とし、有限体積法を採用した。また、Navier-Stokes 方程式の解析を行うにあたっては、圧縮性 Euler 方程式の解法を基本とし、そこに粘性項を付加するというアプローチを用いた。これは圧縮性流体解析の手法であり、大部分を占める移流項の性質を効率よく表現することを目的としている。また圧縮性を考慮した計算手法を用いることは、航空宇宙分野への適用をはじめとして、近年みられる高回転数で運転される流体機械にも適用可能であり、解析ソフトウェアとしての汎用性を高める。

3.1 数値解析法概要

本節では、まず一般化された支配方程式を導く。その後、本研究において開発した 2 種類の数値解析コードについて、支配方程式の各項の評価および乱流モデルについて簡単に説明する。

3.1.1 支配方程式

本研究では、遠心圧縮機内部流れを解析するために、3 次元非定常数値解析を実施した。まず、Cartesian 座標系で定義された 3 次元非定常の連続の式、Navier-Stokes 方程式、エネルギーの式をベクトル形式で示す。なお、対象とする流体の密度を $\rho \text{ kg/m}^3$ 、比熱比 κ 、静圧を $p \text{ Pa}$ と定義した。

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial(E - E_v)}{\partial x} + \frac{\partial(F - F_v)}{\partial y} + \frac{\partial(G - G_v)}{\partial z} = H \quad (3.1)$$

ここで、

$$Q = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ \rho e \end{bmatrix}, E = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u u + p \\ \rho u v \\ \rho u w \\ \rho h u \end{bmatrix}, F = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho v u \\ \rho v v + p \\ \rho v w \\ \rho h v \end{bmatrix}, G = \begin{bmatrix} \rho w \\ \rho w u \\ \rho w v \\ \rho w w + p \\ \rho h w \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned}
E_v &= \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{xx} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{xz} \\ \tau_{xx}u + \tau_{xy}v + \tau_{xz}w + \kappa T_x \end{bmatrix}, F_v = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{yx} \\ \tau_{yy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{yx}u + \tau_{yy}v + \tau_{yz}w + \kappa T_y \end{bmatrix}, \\
G_v &= \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{zx} \\ \tau_{zy} \\ \tau_{zz} \\ \tau_{zx}u + \tau_{zy}v + \tau_{zz}w + \kappa T_z \end{bmatrix} \tag{3.3}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\tau_{xx} &= \frac{2}{3}\mu \left(2\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z} \right), \tau_{yy} = \frac{2}{3}\mu \left(2\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial u}{\partial x} \right), \\
\tau_{zz} &= \frac{2}{3}\mu \left(2\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \right), \tau_{xy} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right), \tau_{yz} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right), \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \tag{3.4}
\end{aligned}$$

$$H = \begin{cases} \begin{bmatrix} 0 \\ \rho f_x \\ \rho f_y \\ \rho f_z \\ \rho(uf_x + vf_y + wf_z) \end{bmatrix} & : \text{回転座標系} \\ \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} & : \text{静止座標系} \end{cases} \tag{3.5}$$

ここで、 h はエンタルピで、 $h=e+p/\rho$ である。また、拡散流束 E_v, F_v, G_v の最後の要素は、熱伝導によるエネルギーの再分配を与える項であり、 T は静温 K、 κ は熱伝導率 W/m K、 μ は粘性係数 Pa s である。さらに本研究では、理想気体を作動流体としたので、理想気体の状態方程式により方程式系は閉じる。

$$e = \frac{1}{\gamma-1}p + \frac{q^2}{2\rho} \tag{3.6}$$

ここで、運動量 $q^2 = (\rho u)^2 + (\rho v)^2 + (\rho w)^2$ である。

式(3.1)の右辺 H は外力項である。本研究で対象とする遠心圧縮機は、回転部（羽根車）と非回転部（ディフューザ）が存在する。どちらも静止座標系として解析は可能であるが、回転部を扱うには格子の回転による変形を考慮する必要があり、支配方程式が非常に複雑になる。この複雑化は遠心圧縮機の羽根車内部のみ回転座標系として扱うことで回避可能であるが、そのかわりに外力項として新たに遠心力およびCoriolis力を考慮する必要がある。

羽根車内部に支配方程式を適用する場合には流速に相対速度 \vec{v} を適用する。つまり、相対速度 \vec{v} は絶対速度 \vec{u} 、位置ベクトル \vec{r} および羽根車の回転速度ベクトル $\vec{\omega}$ により、

$$\vec{v} = \vec{u} - \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (3.7)$$

と表わされる。したがって、外力ベクトル \vec{f} は、

$$\vec{f} = -\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) + 2\vec{u} \times \vec{\omega} \quad (3.8)$$

なお、本研究で基底した座標では、 $\vec{\omega} = [0, 0, \omega]^T$ なので、

$$\vec{v} = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_x + \omega y \\ u_y - \omega x \\ u_z \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

$$\vec{f} = \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega^2 x + 2\omega v_y \\ \omega^2 y - 2\omega v_x \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

となる。

3.1.2 一般座標系における圧縮性 Navier-Stokes 方程式

本研究においての解析対象は遠心圧縮機であるため、その構造上解析対象となる物理空間は非常に複雑である。そのため、数値解析を実施するにあたって、Cartesian 座標系で定義された支配方程式をそのまま適用するのは非常に複雑になる。そこで、Cartesian 座標系で定義された支配方程式を一般座標系に変換する[37]。

Cartesian 座標系 (x, y, z) を用いた物理空間から一般座標系 (ξ, η, ζ) を用いた計算空間への写像および逆写像は次式のように定義される。

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} dx \\ dy \\ dz \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \frac{dx}{d\xi} & \frac{dx}{d\eta} & \frac{dx}{d\zeta} \\ \frac{dy}{d\xi} & \frac{dy}{d\eta} & \frac{dy}{d\zeta} \\ \frac{dz}{d\xi} & \frac{dz}{d\eta} & \frac{dz}{d\zeta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d\xi \\ d\eta \\ d\zeta \end{bmatrix}, \\
\begin{bmatrix} d\xi \\ d\eta \\ d\zeta \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \frac{d\xi}{dx} & \frac{d\xi}{dy} & \frac{d\xi}{dz} \\ \frac{d\eta}{dx} & \frac{d\eta}{dy} & \frac{d\eta}{dz} \\ \frac{d\zeta}{dx} & \frac{d\zeta}{dy} & \frac{d\zeta}{dz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dx \\ dy \\ dz \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{3.11}$$

上式の係数行列は互いに逆行列の関係にある。つまり、

$$\begin{bmatrix} \frac{d\xi}{dx} & \frac{d\xi}{dy} & \frac{d\xi}{dz} \\ \frac{d\eta}{dx} & \frac{d\eta}{dy} & \frac{d\eta}{dz} \\ \frac{d\zeta}{dx} & \frac{d\zeta}{dy} & \frac{d\zeta}{dz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{dx}{d\xi} & \frac{dx}{d\eta} & \frac{dx}{d\zeta} \\ \frac{dy}{d\xi} & \frac{dy}{d\eta} & \frac{dy}{d\zeta} \\ \frac{dz}{d\xi} & \frac{dz}{d\eta} & \frac{dz}{d\zeta} \end{bmatrix} = I \tag{3.12}$$

ここで物理空間 (x, y, z) から計算空間 (ξ, η, ζ) への写像 ϕ を定義する。また写像 ϕ の Jacobi 行列式を $\det J(\phi)$ と定義し、記号 J で表わすことにする。 J は物理空間の微小要素とその変換された計算空間の微小要素との間に次のような関係がある。

$$dx dy dz = J d\xi d\eta d\zeta \tag{3.13}$$

つまり、

$$J = \frac{dx dy dz}{d\xi d\eta d\zeta} = \frac{\text{物理空間での微小要素の体積}}{\text{計算空間での微小要素の体積}} \tag{3.14}$$

となる。したがって、写像 ϕ の係数行列は、

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} \frac{d\xi}{dx} & \frac{d\xi}{dy} & \frac{d\xi}{dz} \\ \frac{d\eta}{dx} & \frac{d\eta}{dy} & \frac{d\eta}{dz} \\ \frac{d\zeta}{dx} & \frac{d\zeta}{dy} & \frac{d\zeta}{dz} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \frac{dx}{d\xi} & \frac{dx}{d\eta} & \frac{dx}{d\zeta} \\ \frac{dy}{d\xi} & \frac{dy}{d\eta} & \frac{dy}{d\zeta} \\ \frac{dz}{d\xi} & \frac{dz}{d\eta} & \frac{dz}{d\zeta} \end{bmatrix}^{-1} \\
&= \frac{1}{J} \begin{bmatrix} \frac{\partial y}{\partial \eta} \frac{\partial z}{\partial \zeta} - \frac{\partial y}{\partial \zeta} \frac{\partial z}{\partial \eta} & \frac{\partial z}{\partial \eta} \frac{\partial x}{\partial \zeta} - \frac{\partial z}{\partial \zeta} \frac{\partial x}{\partial \eta} & \frac{\partial x}{\partial \eta} \frac{\partial y}{\partial \zeta} - \frac{\partial y}{\partial \zeta} \frac{\partial x}{\partial \eta} \\ \frac{\partial y}{\partial \zeta} \frac{\partial z}{\partial \xi} - \frac{\partial y}{\partial \xi} \frac{\partial z}{\partial \zeta} & \frac{\partial z}{\partial \zeta} \frac{\partial x}{\partial \xi} - \frac{\partial z}{\partial \xi} \frac{\partial x}{\partial \zeta} & \frac{\partial x}{\partial \zeta} \frac{\partial y}{\partial \xi} - \frac{\partial x}{\partial \xi} \frac{\partial y}{\partial \zeta} \\ \frac{\partial y}{\partial \xi} \frac{\partial z}{\partial \eta} - \frac{\partial y}{\partial \eta} \frac{\partial z}{\partial \xi} & \frac{\partial z}{\partial \xi} \frac{\partial x}{\partial \eta} - \frac{\partial z}{\partial \eta} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial x}{\partial \xi} \frac{\partial y}{\partial \eta} - \frac{\partial x}{\partial \eta} \frac{\partial y}{\partial \xi} \end{bmatrix}, \\
J &= \frac{\partial x}{\partial \xi} \left(\frac{\partial y}{\partial \eta} \frac{\partial z}{\partial \zeta} - \frac{\partial y}{\partial \zeta} \frac{\partial z}{\partial \eta} \right) + \frac{\partial x}{\partial \eta} \left(\frac{\partial y}{\partial \zeta} \frac{\partial z}{\partial \xi} - \frac{\partial y}{\partial \xi} \frac{\partial z}{\partial \zeta} \right) + \frac{\partial x}{\partial \zeta} \left(\frac{\partial y}{\partial \xi} \frac{\partial z}{\partial \eta} - \frac{\partial y}{\partial \eta} \frac{\partial z}{\partial \xi} \right) \quad (3.15)
\end{aligned}$$

である．この係数行列を座標変換係数と呼ぶ[38]．

上記の座標変換係数を用いて，3次元 Navier-Stokes 方程式の変換を行う．

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial(E - E_v)}{\partial x} + \frac{\partial(F - F_v)}{\partial y} + \frac{\partial(G - G_v)}{\partial z} \\
&= \frac{\partial Q}{\partial t} \\
&\quad + \frac{\partial \xi}{\partial x} \frac{\partial(E - E_v)}{\partial \xi} + \frac{\partial \eta}{\partial x} \frac{\partial(E - E_v)}{\partial \eta} + \frac{\partial \zeta}{\partial x} \frac{\partial(E - E_v)}{\partial \zeta} \\
&\quad + \frac{\partial \xi}{\partial y} \frac{\partial(F - F_v)}{\partial \xi} + \frac{\partial \eta}{\partial y} \frac{\partial(F - F_v)}{\partial \eta} + \frac{\partial \zeta}{\partial y} \frac{\partial(F - F_v)}{\partial \zeta} \\
&\quad + \frac{\partial \xi}{\partial z} \frac{\partial(G - G_v)}{\partial \xi} + \frac{\partial \eta}{\partial z} \frac{\partial(G - G_v)}{\partial \eta} + \frac{\partial \zeta}{\partial z} \frac{\partial(G - G_v)}{\partial \zeta} \quad (3.16)
\end{aligned}$$

上式に，積の微分などの多少の演算を施すことにより，最終的に

$$\frac{\partial \hat{Q}}{\partial t} + \frac{\partial(\hat{E} - \hat{E}_v)}{\partial \xi} + \frac{\partial(\hat{F} - \hat{F}_v)}{\partial \eta} + \frac{\partial(\hat{G} - \hat{G}_v)}{\partial \zeta} = \hat{H} \quad (3.17)$$

となる．ここで， \hat{E} ， \hat{F} ， \hat{G} は一般座標系での流束ベクトル， \hat{E}_v ， \hat{F}_v ， \hat{G}_v は一般座標系での粘性および熱伝導を表す拡散流束であり，以下のように定義される．

$$\begin{aligned}
\hat{Q} &= \frac{Q}{J}, \hat{E} = \frac{1}{J} \left(\frac{\partial \xi}{\partial x} E + \frac{\partial \xi}{\partial y} F + \frac{\partial \xi}{\partial z} G \right), \hat{E}_v = \frac{1}{J} \left(\frac{\partial \xi}{\partial x} E_v + \frac{\partial \xi}{\partial y} F_v + \frac{\partial \xi}{\partial z} G_v \right), \\
\hat{F} &= \frac{1}{J} \left(\frac{\partial \eta}{\partial x} E + \frac{\partial \eta}{\partial y} F + \frac{\partial \eta}{\partial z} G \right), \hat{F}_v = \frac{1}{J} \left(\frac{\partial \eta}{\partial x} E_v + \frac{\partial \eta}{\partial y} F_v + \frac{\partial \eta}{\partial z} G_v \right), \\
\hat{G} &= \frac{1}{J} \left(\frac{\partial \zeta}{\partial x} E + \frac{\partial \zeta}{\partial y} F + \frac{\partial \zeta}{\partial z} G \right), \hat{G}_v = \frac{1}{J} \left(\frac{\partial \zeta}{\partial x} E_v + \frac{\partial \zeta}{\partial y} F_v + \frac{\partial \zeta}{\partial z} G_v \right), \hat{H} = \frac{H}{J} \quad (3.18)
\end{aligned}$$

3.1.3 解析コード

本研究では、式(3.16)に定義した一般化された連続の式、3次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式、エネルギー保存の式を支配方程式として2種類の数値解析コードを開発した。ここでは、2種類の数値解析コードの概要について簡単に説明する。

まず1つ目の解析コードは、低負荷で羽根車およびディフューザ部全体を解析可能な、解析コードである。対流項の評価には3次精度 MUSCL 法 (Monotone Upwind Scheme for Conservative Law) [42] [43] により高次精度化した SHUS (Simply High-resolution Upwind Scheme) [41] で評価した。粘性項には Gauss の定理に基づき2次精度中心差分により評価した。時間積分法には、藤井らによって提案された LU-ADI 陰的時間積分法[37] を適用した。乱流モデルには、低負荷な Baldwin-Lomax モデル[45] を用いた。

2つ目の解析コードは、詳細な流れ場解析を行い、非定常渦の挙動を調査することを目的とした解析コードである。非定常渦を精度良く捉えるために、対流項は WCNS (Weighted Compact Nonlinear Scheme) により5次精度まで高次精度化した FDS 法 (Flux Difference Splitting) を用いて評価した。また、時間積分法には、ニュートン反復を組み入れ2次精度まで拡張した LU-SGS 法を採用した。空間内に分布する非定常渦の挙動を調査するためには、LES (Large Eddy Simulation) などの高価な乱流モデルを利用する必要がある。そこで、圧縮機内の主流部を LES で解析し、壁面近傍に RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation)を用いる DES (Detached Eddy Simulation) を採用した。DES では、LES に比べ壁面近傍での計算負荷を抑制しながら、壁モデル利用時よりも正確に内部流れ場を解析可能となる。また、RANS 時に問題となる主流部での渦粘性係数の過大評価を抑制した解析が可能となり、非定常渦の挙動を捕捉するには有効であると考えられる。なお本研究では、DES における RANS 領域には Spalart らにより提案され、Spalart-Allmaras 1 方程式モデル (SA モデル) を適用し、LES 領域には Smagorinsky モデルを適用した。SA モデルに用いる壁面からの距離 d_{SA} と LES に用いる格子の長さスケール d_{LES} を用いて以下に示すスイッチング関数により RANS 領域と LES 領域の長さスケール \bar{d} の切り替えを行った。

$$\bar{d} = \min(d_{SA}, C_{DES} d_{LES}) \quad (3.19)$$

ここで、 C_{DES} は RANS と LES における乱流の崩壊項のバランスに対応するモデル定数であり、本研究では、 $C_{DES} = 0.65$ を採用した。

3.2 解析対象および計算格子

流体を対象とした数値解析を行う場合、壁面近傍に形成される境界層およびその剥離をどれだけ正確に捉えることができるかが重要となる。特に、本研究で対象とする遠心圧縮機はその構造の特徴から内部流れ場の多くの領域が逆圧力勾配となるため、境界層は発達しやすく、はく離が生じやすい。そのため、計算格子には物体適合格子を採用した。

一般に、数値解析を行う場合、境界層内の $y^+ = u_\tau y / \nu = 10$ までの間に少なくとも格子点を数点設ける必要があると報告されている[37]。そこで本研究においても、翼面およびハブ、シュラウド壁面上に採用格子幅 2×10^{-5} 程度の格子を数点配置した。なお、本研究では、楕円方程式に基づく方法[37][52]により計算格子の生成を行った。

本研究では、遠心圧縮機の構成要素のうち、羽根車およびディフューザを解析対象とした。なお遠心型の流体機械は、舌部が内部流れ場や発生騒音に及ぼす影響は小さくないと考えられるが、供試圧縮機のディフューザには案内羽根を15枚有する羽根付ディフューザを用いたため、主な騒音の発生源は図2.24に示した通りディフューザ案内羽根である。したがって、渦形室を解析対象からはずした。

3.2.1 羽根車

羽根車は、

- インデューサを有する長羽根
- 長羽根間に設置された短羽根
- ハブ壁
- シュラウド壁

から構成される。そこで本研究では、羽根車領域の格子生成にあたり、

- 長 - 短羽根翼間から構成される I_R 領域
- 短 - 長羽根翼間から構成される I_L 領域
- 長羽根のチップクリアランス C_F 領域
- 短羽根のチップクリアランス C_S 領域

の4領域に分割し、それぞれにH型トポロジを適用して格子生成を行った。また I_R , I_L 領域は互いに接しているため、それぞれの周方向境界は完全に一致するように格子を配置した。これは、周期境界条件を設定する上で、格子間で単純に物理量の受け渡しを行うだけでよくなり、煩雑な計算を伴わないですむためである。一方 C_F , C_S 領域には重合格子法を適用した。

それぞれの領域の外観を図3.1に示す。

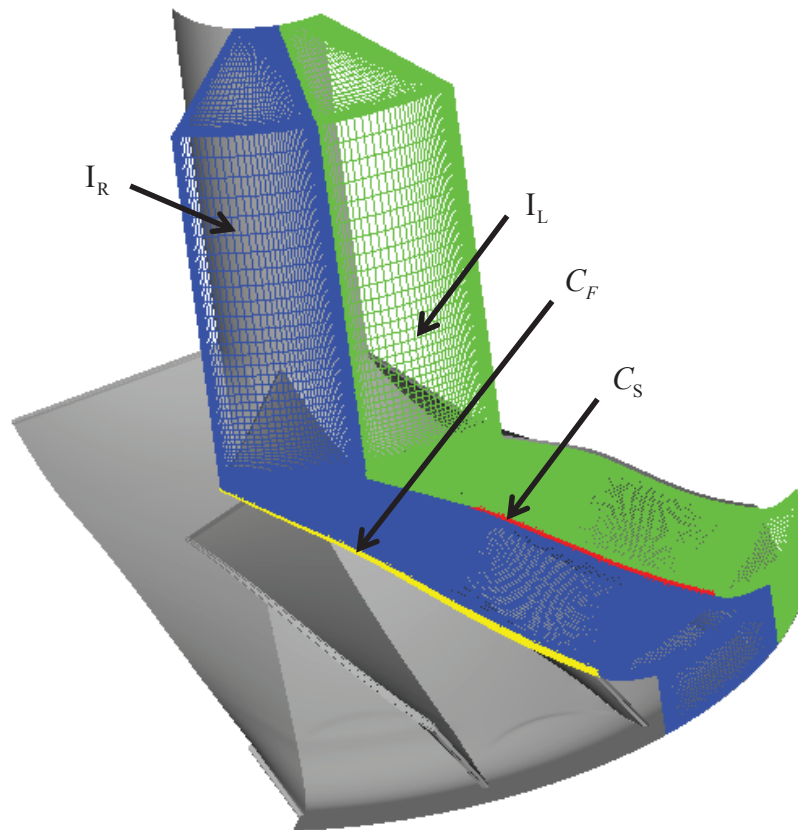


図 3.1 羽根車の解析領域

3.2.2 ディフューザ

ディフューザは、

- ディフューザ案内羽根
- ハブ壁
- シュラウド壁

から構成される。ディフューザ案内羽根の形状はくさび形状であるため、案内羽根の後端は鋭角に曲がっている。そのため、H型トポロジで格子生成を行うと、格子の形状が大きく湾曲してしまうため、解析の精度に影響を及ぼす可能性がある。そこで本研究では、ディフューザ領域を、

- ディフューザ翼間から構成される D_V 領域
- ディフューザの後端から構成される D_{TE} 領域

に分割した。なお、テーパ形案内羽根を用いる場合には、

- テーパ部を形成する D_{TP} 領域

をさらに追加した。

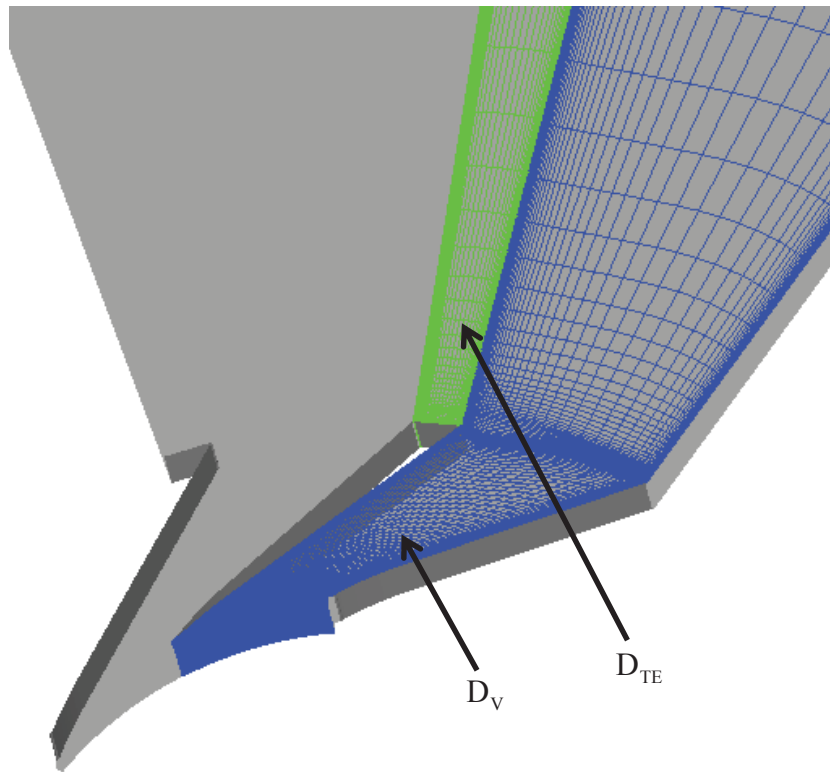
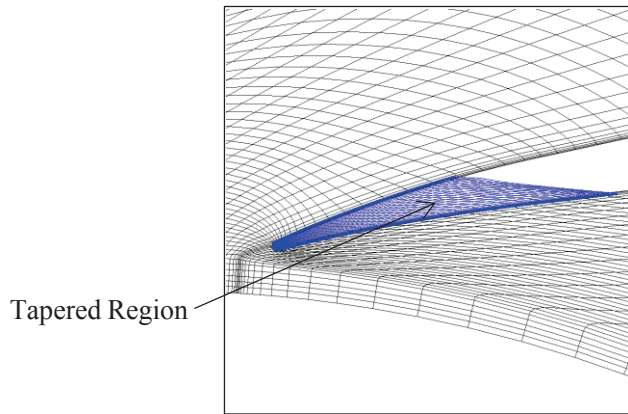
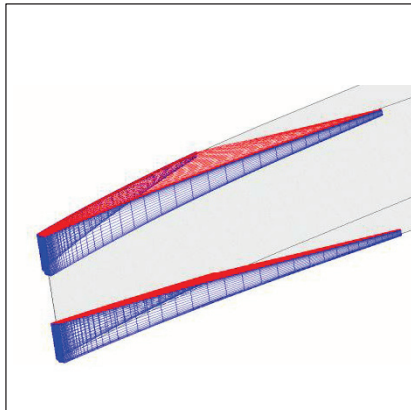


図 3.2 ディフューザの解析領域

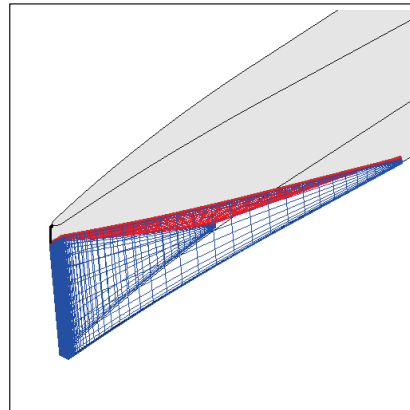
それぞれの領域は H 型トポロジにより格子を生成した。さらに、 D_{TP} 領域には重合格子法を適用した。それぞれの領域の外観を図 3.2 に示す。また、重合格子法を適用したディフューザ案内羽根前縁部のテーパ加工部の格子を図 3.3 に示す。重合格子法を用いたことにより、案内羽根前縁の複雑な形状を比較的容易に変更できる。



(i) Overview of Diffuser Leading Edge.



(ii) Grid Structure of BTV.



(iii) Grid Structure of HTV.

図 3.3 重合格子法によるテーパ部の生成

3.3 境界条件

3.3.1 入口境界条件

羽根車上流に吸込管を模擬したダクトを設けた。図 3.4 に解析領域の全体図を示す。入口境界では予旋回なし，および標準大気からの等エントロピ，等エンタルピを仮定し，軸流速度 u_z m/s は計算領域内部から外挿する。つまり，

$$\begin{aligned}
u_{xin} &= -\omega y_{in}, \\
u_{yin} &= \omega x_{in}, \\
u_{zin} &= u_{zin+1}.
\end{aligned}
\tag{3.20}$$

単位体積あたりのエンタルピ $h = e + p/\rho$ J/kg は，大気からの等エントロピを仮定して，

$$\begin{aligned}
h &= \frac{\gamma}{\gamma-1} p_{in} + \frac{1}{2} \rho_{in} u_{in}^2, \\
&= \frac{\gamma}{\gamma-1} P_a
\end{aligned}
\tag{3.21}$$

ここで， P_a は標準大気圧 (= 101325 Pa) である．

また，大気から等エントロピ条件は，

$$\frac{p_{in}}{\rho_{in}^\kappa} = \frac{P_a}{\rho_a^\kappa} = S
\tag{3.22}$$

ここで， ρ_a は大気の標準密度 (= 1.205 kg/m³) である．

したがって，流入境界での ρ ， p は， $T = p_{in}/\rho_{in} = P_a/\rho_a - 0.5(\kappa-1)u_{in}^2/\kappa$ として，

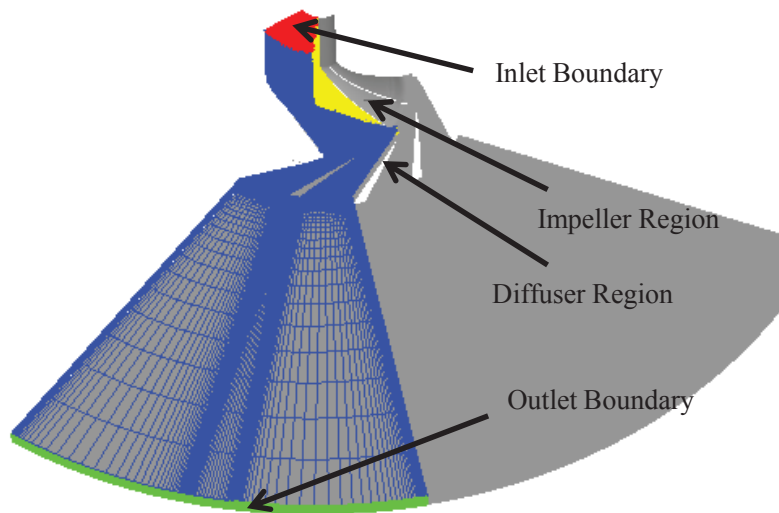


図 3.4 解析領域全体図

$$\begin{aligned} \rho_{in} &= \left(\frac{T}{S} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}}, \\ p_{in} &= \left(\frac{T^\kappa}{S} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \end{aligned} \quad (3.23)$$

となる.

3.3.2 流出境界条件

遠心圧縮機の低流量運転状態において不安定流動の要因となる非定常現象を調査するために、流出境界には一次元絞り抵抗モデルを適用し、静圧 p_{out} を想定した。これにより、抵抗係数 C および内部流れ場によって流量が決定するため、実機実験のような状態をシミュレートできる。動圧を評価する出口流速 u_{out} は、流量成分である半径方向成分とした。

$$p_{out} - p_a = C \cdot \frac{1}{2} \rho_{out} u_{out}^2 \quad (3.24)$$

3.3.3 壁面境界条件

供試圧縮機の羽根車は開放型羽根車であるため、羽根車シュラウド壁面のみ速度に対する境界条件が異なる。以下に、それぞれの境界条件を示す。

(1) 羽根車シュラウド部の壁面境界条件

羽根車は計算の簡素化から相対系で解析される。また、本研究で用いた羽根車は開放型羽根車であるため、ハブ壁面とシュラウド壁面で速度ベクトルに対しての境界条件を変える必要がある。図 3.5 に壁面条件のモデル図を示す。本解析では図 3.5 に示すように、壁面内に仮想的な格子 (Virtual Grid (VG)) を配置することにより、壁面境界を意識することなく解析が行えるよう配慮した。ここでは、羽根車シュラウド壁面とそれ以外の壁面 (羽根車ハブ壁面および翼壁面, ディフューザ壁面) の境界条件をそれぞれ示す。

● 羽根車シュラウド壁面の境界条件

相対系ではシュラウド壁面は羽根車回転角速度 $\vec{\omega}$ で回転しているため、すべり壁となる。つまり、壁面上の速度 \vec{u}_{wall} は角速度 $\vec{\omega}$ と位置ベクトル \vec{r}_{wall} から、

$$\vec{u}_{wall} = \vec{\omega} \times \vec{r}_{wall} \quad (3.25)$$

仮想格子上の速度 \vec{u}_{VG} を実在格子上の速度 \vec{u}_P と壁面上の速度 \vec{u}_{wall} から線形近似すると、

$$\vec{u}_{VG} = -\vec{u}_P - 2\vec{\omega} \times \vec{r}_{wall} \quad (3.26)$$

となる。

本解析では壁面を断熱壁としたため、スカラー量 (密度 ρ_{wall} および圧力 p_{wall}) にはノイマン条件を課した。なお、全エネルギーは仮想格子上の点の物理量から算出した。

$$\begin{aligned} \rho_{VG} &= \rho_P, \\ p_{VG} &= p_P, \\ e_{VG} &= \frac{\gamma-1}{\gamma} p_{VG} + \frac{q^2}{2\rho_{VG}}. \end{aligned} \quad (3.27)$$

● ハブ壁面および翼壁面

ハブ壁面および翼壁面は羽根車回転と共に運動する相対系として扱ったため、固体壁条件となる。

$$\begin{aligned} \vec{u}_{VG} &= -\vec{u}_P, \\ \rho_{VG} &= \rho_P, \\ p_{VG} &= p_P, \\ e_{VG} &= \frac{\gamma-1}{\gamma} p_{VG} + \frac{q^2}{2\rho_{VG}}. \end{aligned} \quad (3.28)$$

(2) 絶対系における壁面の境界条件

絶対系として扱うディフューザ壁面はすべて固体壁条件を適用する。したがって、

$$\begin{aligned} \vec{u}_{VG} &= -\vec{u}_P, \\ \rho_{VG} &= \rho_P, \\ p_{VG} &= p_P, \\ e_{VG} &= \frac{\gamma-1}{\gamma} p_{VG} + \frac{q^2}{2\rho_{VG}}. \end{aligned} \tag{3.29}$$

となる。

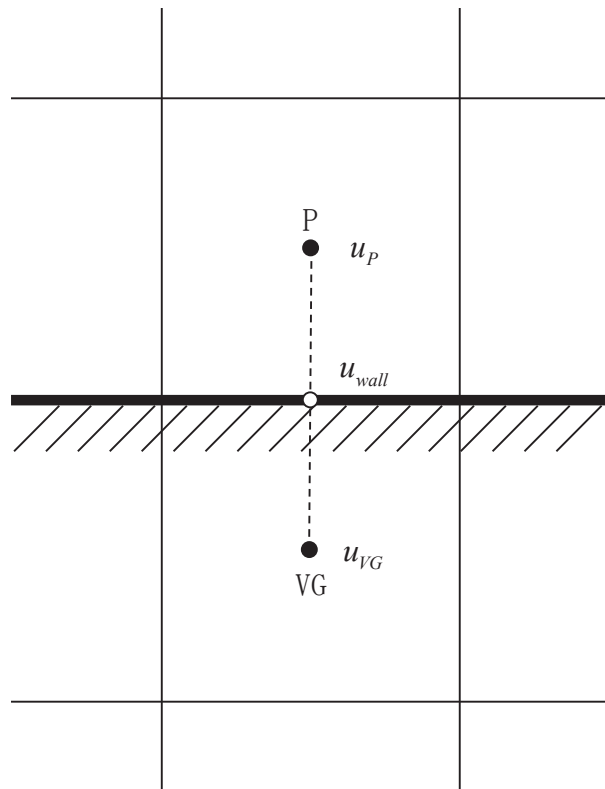


図 3.5 壁面境界条件

3.3.4 スライディング境界

羽根車領域出口境界とディフューザ領域入口境界は一致しているため、互いの境界条件となる。本研究では、羽根車の回転による相対的な位置変化を考慮したスライディング境界として扱う。なお、スライディング境界においても、仮想格子を設置することにより、解析上で特別な扱いを行わずに済むよう配慮した。以下に、そのスライディング境界の補間手法について示す。

スライディング補間を行うに当たって仮想的なバッファ領域を仮定した。このバッファ領域は羽根車およびディフューザと相対的な位置を保ったまま移動する 2 つの等間隔格子で構成される。図 3.6 にその概念図を示す。

スライディング補間にバッファ領域を使わない場合は、図 3.6 (①) の手順となる。羽根車およびディフューザ領域は境界層を捉えるため、格子は壁面近傍に細かく配置されている不等間隔格子が採用される。また羽根車は回転するため、ディフューザ領域との相対位置は刻一刻と変化する。そのため、羽根車領域からディフューザ領域に直接補間しようとする単純な線形補間を仮定しても、毎ステップごとに補間割合を羽根車とディフューザの相対位置関係から補間割合を計算する必要があり、周方向格子点数を N とすると、その計算負荷は N^2 に比例する。

一方、バッファ領域を仮定する場合には、図 3.6 (②, ③, ④) の手順となる。バッファ領域 Buffer I および Buffer D は全く同じ形状の格子として生成する。これにより、Buffer I と Buffer D の補間割合は羽根車とディフューザの相対的な角度 θ_{ID} から一意的に決定できる。

$$\begin{aligned} \phi &= R\phi_b + (1-R)\phi_s \\ R &= \frac{\theta_{ID} - \left[\frac{\theta_{ID}}{\Delta\theta} \right] \Delta\theta}{\Delta\theta} \end{aligned} \quad (3.30)$$

ここで、 $\Delta\theta$: バッファ領域の格子間隔度 deg, R : 補間割合, $[X]$: ガウス記号である。添字 b, s は補間される格子点を内部に含む補間する側の格子点を示している。②および④の補間は格子を生成した時点で決定するため、プリ処理として補間割合を求めることができるので、その計算負荷は $3N$ に比例する。したがって、直接補間を行わず、バッファ領域を介すことにより計算負荷を低減可能である。

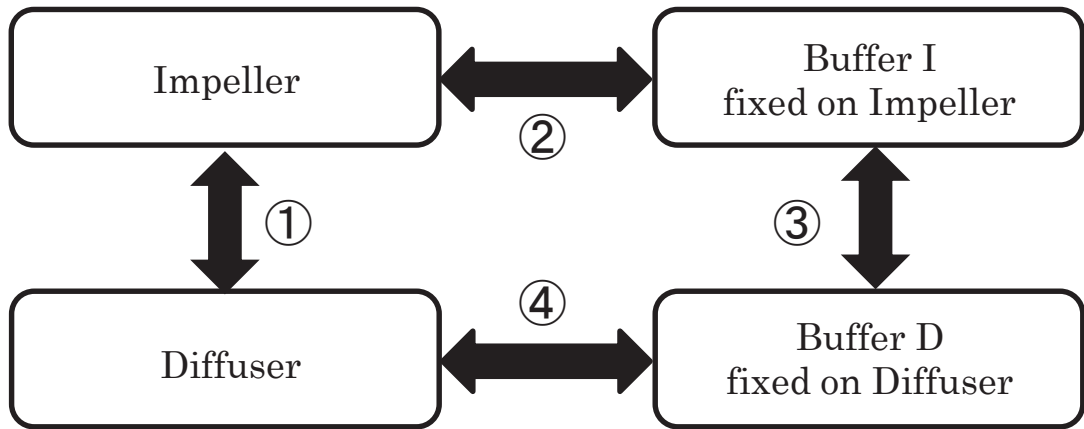


図 3.6 スライディング補間の概念図

3.3.5 重合境界

CFD によるターボ機械の内部流れ場解析が抱える問題として解析対象が複雑な形状となっていることが挙げられる。本解析におけるテーパ案内羽根はディフューザ案内羽根の前縁部にテーパ領域が存在するため、境界適合格子を用いて作成することは特異な三次元構造のため、壁面と直交するという条件を満たすことが非常に困難である。一方、重合格子は、物体近傍では境界適合格子、物体から離れた場所では直交格子等を組み合わせるなど格子点を比較的自由に効率よく配置することが可能であり、自動車や航空機などの複雑形状の物体まわりの解析を行うのに非常に有効である。また物体の移動や振動等を考慮した移動境界による解析にも適しており、解析適用例も多くなってきている。

本解析では、ディフューザ案内羽根の前縁部に加工されたテーパ領域に重合格子を適用した。なお、テーパ領域全体は H 型の境界適合格子を用いた。

重合格子法では、解析格子をプリ処理時に計算点、補間点、非計算点の 3 つに分類する必要がある。ここで非計算点とは、物体の内部に存在する格子のことであり、解析に関与しないようにしなければならない。

解析対象の格子は三次元形状であるため、ベクトルによる三次元線形補間を用いた。補間の対象とする状態量を ω_0 とする。ある点の状態量を補間する場合には、その点を取り囲む最も近い 8 点で 6 面体を構成する。それぞれの頂点のデータ $\omega_1 \sim \omega_8$ を、各頂点の 8 点により張られる 3 本のベクトルにより補間を行う。補間割合を (ξ, η, ζ) とすると、補間されるデータは式(3.31)のように表される。

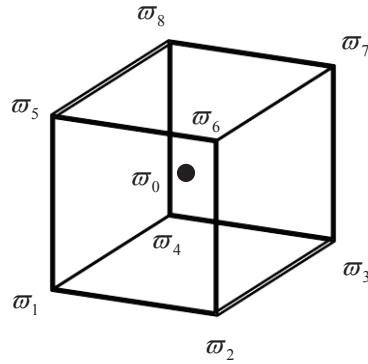


図 3.7 線形補間の概念図

$$\begin{aligned}
 \varpi_0 = & \varpi_1 \\
 & +(\varpi_2 - \varpi_1)(1 - \eta)\xi + (\varpi_4 - \varpi_1)(1 - \zeta)\eta + (\varpi_5 - \varpi_1)(1 - \xi)\zeta \\
 & +(\varpi_3 - \varpi_4)(1 - \zeta)\xi\eta + (\varpi_8 - \varpi_5)(1 - \xi)\eta\zeta + (\varpi_6 - \varpi_2)(1 - \eta)\zeta\xi \\
 & +(\varpi_7 - \varpi_1)\xi\eta\zeta
 \end{aligned} \tag{3.31}$$

ただし、 $0 \leq \xi, \eta, \zeta \leq 1$ である。

また補間割合 (ξ, η, ζ) は次のように求めることができる。補間点 $P(x, y, z)$ が既知である場合には、

$$\begin{bmatrix} x - x_0 \\ y - y_0 \\ z - z_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial x}{\partial \eta} & \frac{\partial x}{\partial \zeta} \\ \frac{\partial y}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \eta} & \frac{\partial y}{\partial \zeta} \\ \frac{\partial z}{\partial \xi} & \frac{\partial z}{\partial \eta} & \frac{\partial z}{\partial \zeta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ \eta \\ \zeta \end{bmatrix} \tag{3.32}$$

と表せる。したがって、

$$\begin{bmatrix} \xi \\ \eta \\ \zeta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{d\xi}{dx} & \frac{d\xi}{dy} & \frac{d\xi}{dz} \\ \frac{d\eta}{dx} & \frac{d\eta}{dy} & \frac{d\eta}{dz} \\ \frac{d\zeta}{dx} & \frac{d\zeta}{dy} & \frac{d\zeta}{dz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x - x_0 \\ y - y_0 \\ z - z_0 \end{bmatrix} \tag{3.33}$$

である。座標変換係数は補間点 $P(x, y, z)$ を内部に含む格子において決定する。

3.4 渦の可視化法

数値解析の最大の利点は、解析の対象としたありとあらゆる点において計測プローブや測定孔の影響を受けずに、数値データを得られることにある。その一方で、計算結果から有益な情報を抽出できなければ、計算結果はただの膨大な数値データでしかない。そのため、有益な情報を抽出するデータマイニングが重要となる。

3.4.1 Q 定義による渦の可視化

本研究では、遠心圧縮機の性能低下の要因となる非定常現象の調査を行うため、ディフューザ部に発生する渦に着目した。Q 定義[53] は速度データから渦領域を抽出する手法である。

速度勾配テンソル D_{ij} は速度歪みテンソル S_{ij} およびスピントテンソル Ω_{ij} に分解できる。また、速度勾配テンソル D_{ij} の第二不変量は、

$$I_2 = D_{ii}D_{jj} - D_{ij}D_{ji} \quad (3.34)$$

となる。ここで、

$$D_{ij} = S_{ij} + \Omega_{ij} \quad (3.35)$$

であるから、式(3.34)は

$$I_2 = (S_{ii} + \Omega_{ii})^2 - (S_{ij} + \Omega_{ij})(S_{ji} + \Omega_{ji}) \quad (3.36)$$

$$= (S_{ii} + \Omega_{ii})^2 - (S_{ij} + \Omega_{ij})(S_{ij} - \Omega_{ij}) \quad (3.37)$$

非圧縮流れを仮定すれば、 $S_{ii} = 0$ であり、また明らかに $\Omega_{ii} = 0$ であるから、上式は、

$$I_2 = \Omega_{ij}\Omega_{ij} - S_{ij}S_{ij} \quad (3.38)$$

となる。Q 定義では、 $Q = I_2$ とし、 $Q > 0$ の領域を渦領域と定義する。これは、非圧縮流れにおいて、速度勾配テンソルの固有値が 1 の実根と 2 つの複素根を持つことと同義である。つまり、局所的に旋回流となっていることに他ならない。

さらに本研究では、得られた Q 値の等値面に式(3.39)に示す無次元ヘリシティ He の大きさにより着色し、渦構造について調査した。

$$He = \frac{\bar{u}\bar{\omega}}{|\bar{u}||\bar{\omega}|}. \quad (3.39)$$

3.5 解析コードの検証

開発した解析コードの有用性を調査するために、通路幅 $B_4 = 19.55 \text{ mm}$ に対して数値解析を実施した。解析の条件として、羽根車一回転に要する時間で無次元化を施した無次元化時間刻み Δt^* を $\Delta t^* = 0.005$ に設定した。この際の、CFL(Courant-Friedrichs-Lewy)数はおおよそ 10 である。実施した数値解析により得られた性能曲線を供試圧縮機の性能試験の結果とともに図 3.8 に示す。なお、それぞれの性能曲線は非物理的な圧力および流量変動が収まったと考えられる時間から羽根車 1 回転分の時間で解析を行った。図から本解析結果は供試

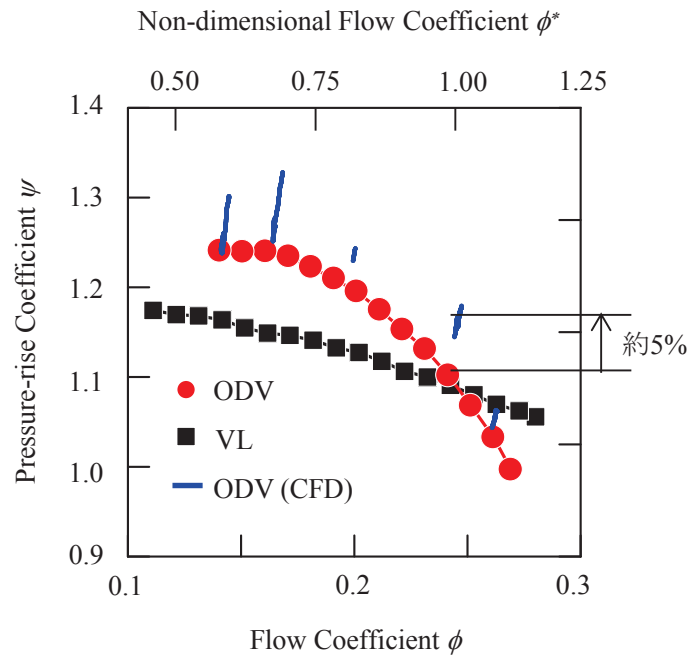


図 3.8 数値解析結果の実験値との比較

圧縮機での試験結果に比べ、各流量においておよそ 5%程度高い圧力上昇となっている。これは、本研究では、渦形室およびその後ろに設置されている吐出管を考慮していないためである。渦形室の損失は、経験的におよそ 3%程度であるとされているので、本解析結果は定性的により一致を示していると考え、本研究を遂行するのに十分な結果が得られたと考える。

次に、ディフューザ入口部における壁面圧力変動の実験および数値解析結果を図 3.9 に示す。横軸は羽根車一翼の通過時間で無次元化した無次元化時間であり、縦軸は圧力変動である。図より、案内羽根近傍 (Position I, III) において、実験および RANS による数値解

析結果のどちらにおいても、羽根車短羽根の影響を十分に捉えられており、その変動レベルもほぼ等しい。また Position II においては、変動のレベルはよい一致を示している。このことから、本解析コードは十分に内部流れ構造を捉えられているものであると考える。

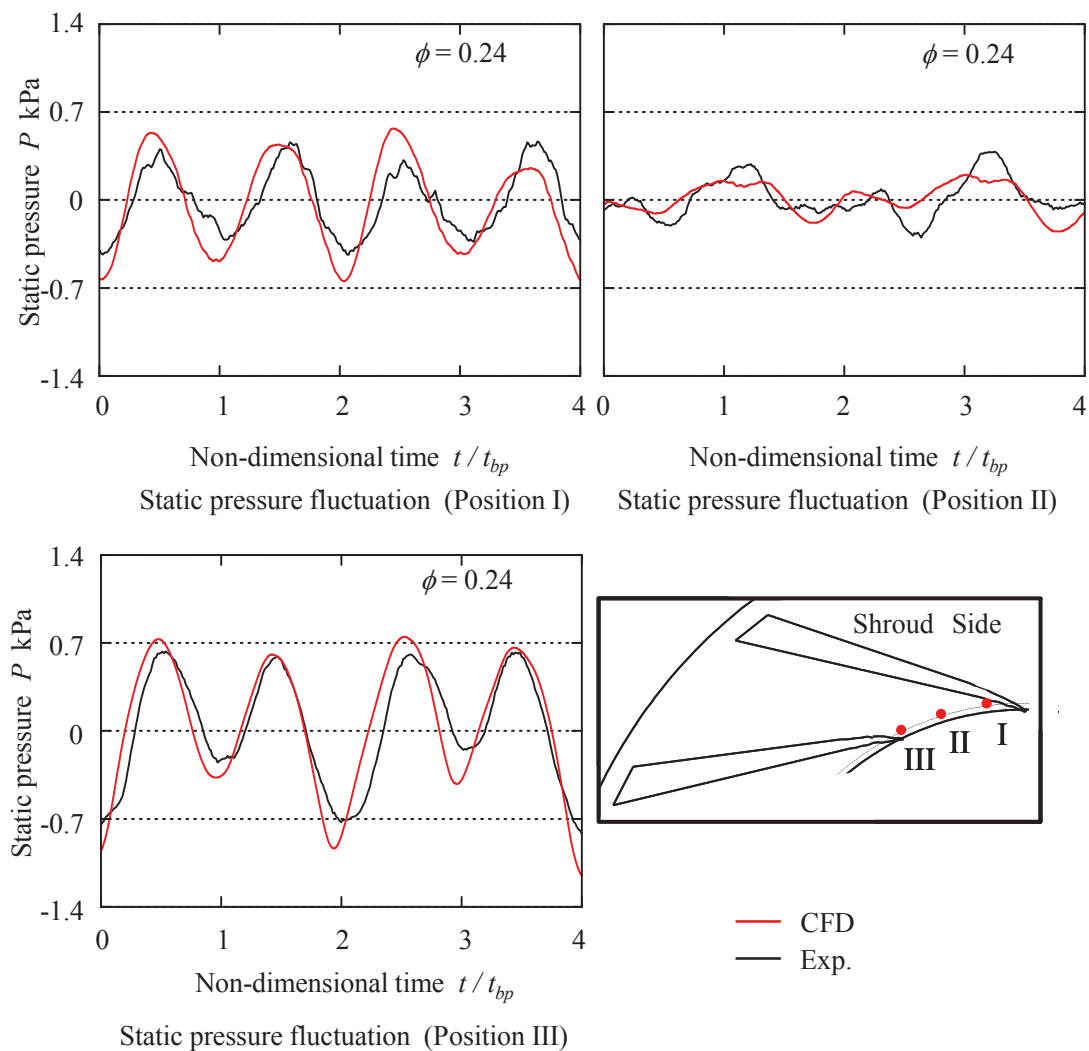


図 3.9 ディフューザ入口部壁面圧力変動の実験および数値解析結果

第4章 案内羽根前縁形状が性能および騒音に与える影響

2.3 節に示したように、供試圧縮機からの発生騒音はディフューザ案内羽根を設置したため発生する動静翼干渉騒音が O.A.騒音に対して支配的である。そこで本章では、性能を維持したまま発生騒音を低減することを目的として実験および数値解析を行い、案内羽根前縁形状が性能および発生騒音に与える影響について調査を行う。

4.1 供試圧縮機の基本流れ場特性

遠心圧縮機の羽根車内部流れ場は遠心力やコリオリ力の影響により非常に複雑な 3 次元流れ場を形成するだけでなく、その羽根車自身の幾何形状により大きくその流れ場は変化する。そのため、動静翼干渉騒音の発生原因である案内羽根形状を検討するにあたって、ディフューザ部の上流境界となる羽根車吐出流の特徴を把握することは重要である。そこで本節では、供試圧縮機の羽根車吐出流について調査を行う。

4.1.1 羽根車吐出流の半径流速と流出角

供試圧縮機の内部流れ場を調査するために、羽根車およびディフューザ全翼間を対象とした数値解析を実施した。非物理的な圧力変動および速度変動が収まった時刻から羽根車一回転分の解析を行った。得られたデータから 200 回の位相平均を施した羽根車吐出流の半径方向速度および流出角を求めた。図 4.1 から図 4.3 に羽根車吐出流の半径方向速度分布の流量変化を、図 4.4 から図 4.6 に羽根車吐出流の流出角分布の流量変化を示す。なお、図 4.1 から図 4.6 の上図は短羽根を含む長羽根 2 翼間の羽根車吐出流の半径方向速度分布および流出角分布であり、MB、SB はそれぞれ長羽根および短羽根を示している。下図はそれぞれ、通路幅に対してハブ側から 20%、50%、80%の位置における半径方向速度分布および流出角分布である。また、23.1 deg は羽根車取付角を示している。

図 4.1 に示すように、羽根車吐出流はハブ側で高速な流れ場を形成している。一方で、ミッドスパンからシュラウド側の羽根車吐出流はハブ側とは異なり、非常に似たような流れを形成している。また、羽根車吐出流は羽根車の圧力面側に加速域、負圧面に後流域を形成するため、周期的な変動を伴う流れを形成している。

羽根車吐出流は長-短羽根から構成される I_R 翼間と短-長羽根から構成される I_L 翼間では負圧面側の速度分布に違いが確認される。図中の黒丸で示すように、長羽根側の負圧面側では、低速域がミッドスパンからシュラウド側にかけて均等に分布している。このため、下図よりミッドスパンとシュラウド側で同程度まで低速になっている。一方、短羽根の負

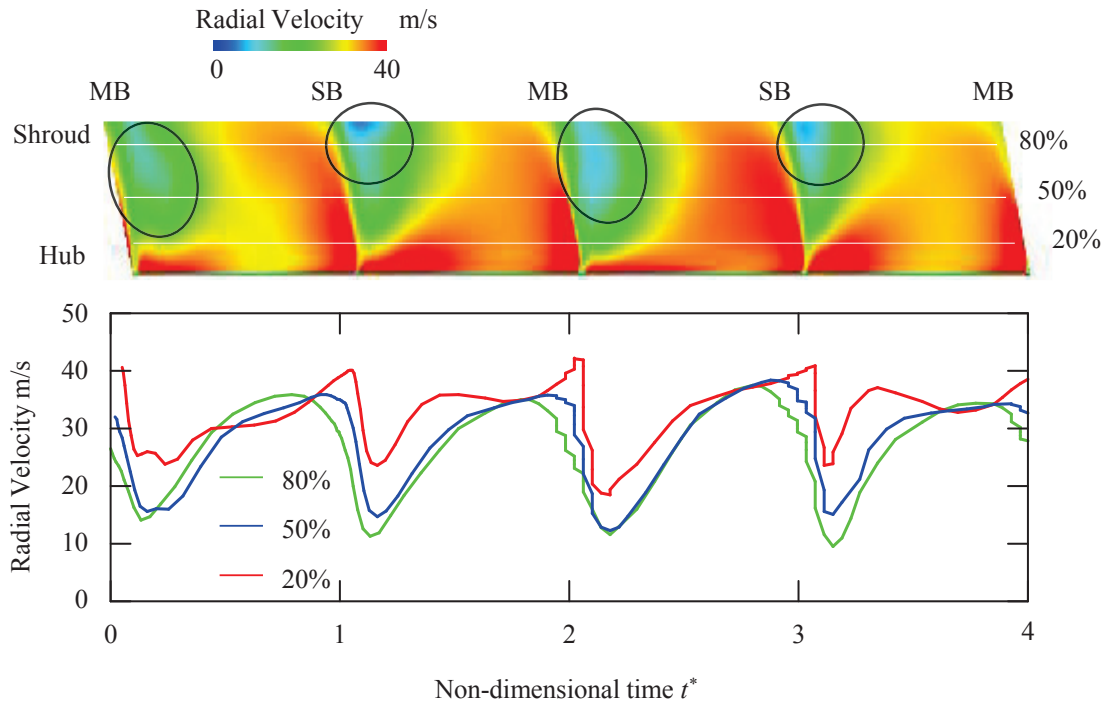


図 4.1 羽根車吐出流の半径方向速度分布 ($\phi = 0.24$)

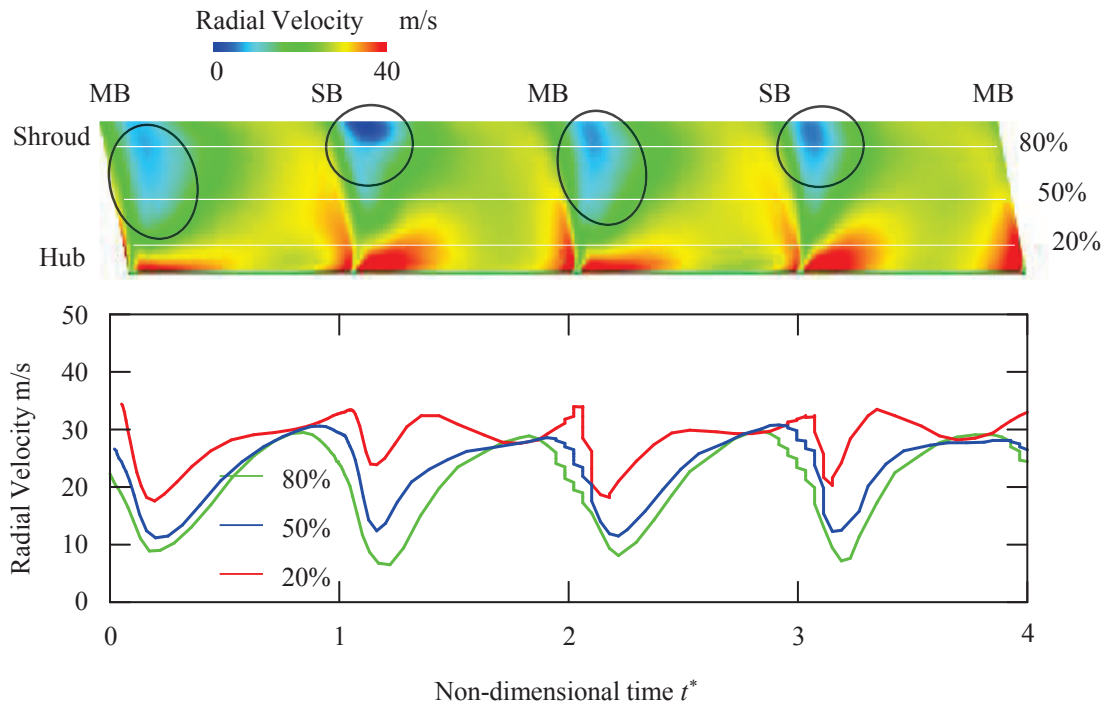


図 4.2 羽根車吐出流の半径方向速度分布 ($\phi = 0.20$)

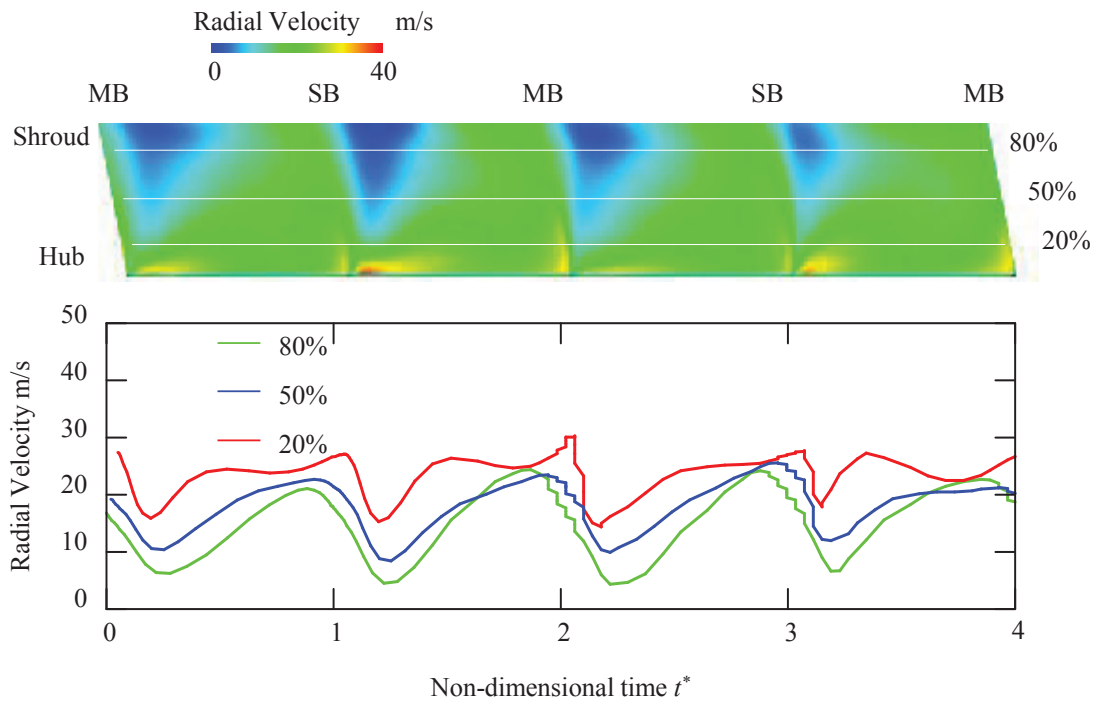


図 4.3 羽根車吐出流の半径方向速度分布 ($\phi=0.16$)

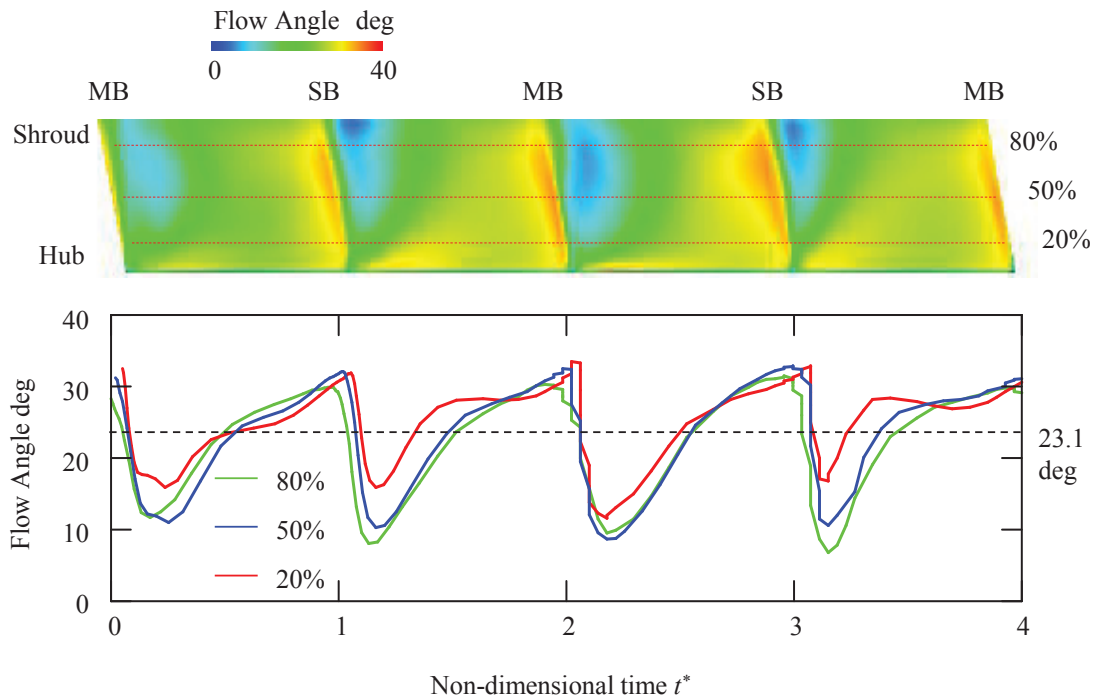


図 4.4 羽根車吐出流の流出角分布 ($\phi=0.24$)

圧面では、ミッドスパンの速度に比べてシュラウド側の速度は遅くなっていることが確認できる。また、 I_L 翼間の後流は I_R 翼間の後流に比べて、シャープな形状をしている。このように、短羽根は羽根車後流に影響を与えている。

全体的に羽根車吐出流は流量の低下に伴って減速する傾向を示すものの、 $\phi=0.20$ においても、 $\phi=0.24$ 時に見られた短羽根の影響は図 4.2 上図からも確認できる。一方で、速度変動幅は流量の低下に伴って小さくなっていることがわかる。特に $\phi=0.16$ まで低下するとその変動幅は $\phi=0.24$ に比べて約 20%程度小さくなっている。また、短羽根の影響はほとんど確認できない。

図 4.4 から図 4.6 に示す羽根車吐出流の流出角は、羽根車吐出流の半径方向速度と似た傾向を示しており、ミッドスパンとシュラウド側の流出角はほぼ一致している。また、ハブ側の流出角はミッドスパンからシュラウド側の流出角に比べて流出角は大きく、その変動幅は小さいことがわかる。このことから、ハブ側の流れはミッドスパンやシュラウド側の流れに比べて、比較的変動の小さな安定した流れであることがわかる。一方、流量の低下とともに、シュラウド側の流出角はミッドスパンと比べて、その傾向はほぼ一致しているが、角度自体は小さくなり、ハブ側からシュラウド側に向かって流出角が小さくなっていくことがわかる。

このように、供試羽根車の半径方向流速および流出角は短羽根の影響を受けるため、1 翼通過で生じる変動だけでなく、2 翼通過で生じる変動も観察される。

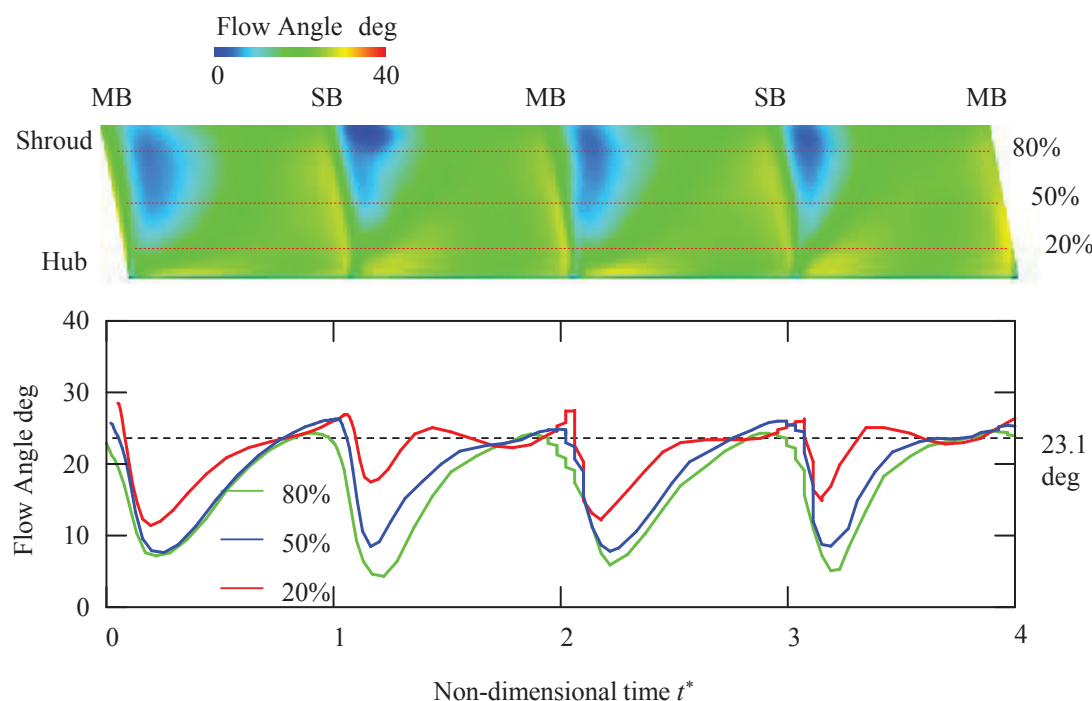


図 4.5 羽根車吐出流の流出角分布 ($\phi = 0.20$)

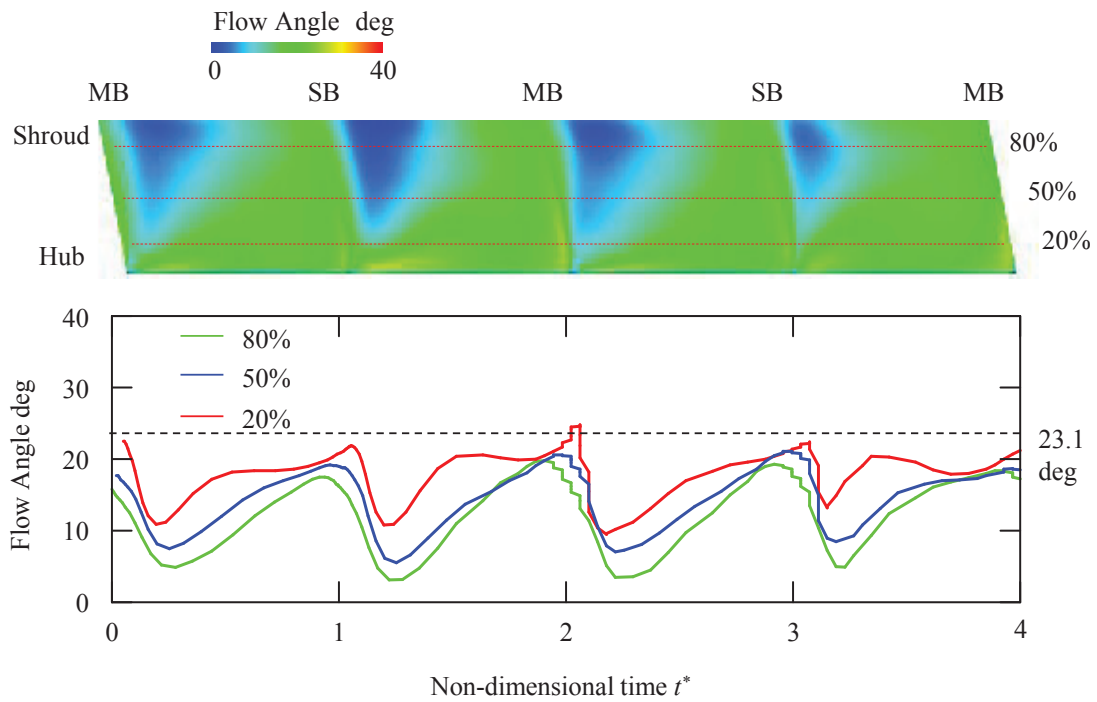


図 4.6 羽根車吐出流の流出角分布 ($\phi = 0.16$)

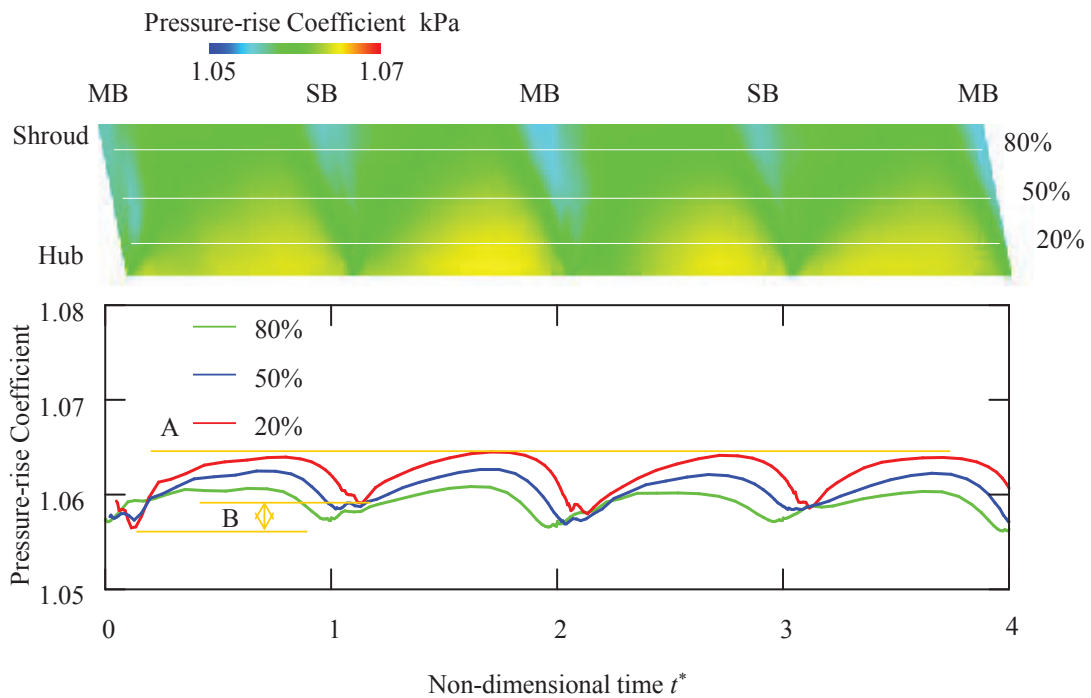


図 4.7 羽根車出口の圧力分布 ($\phi = 0.24$)

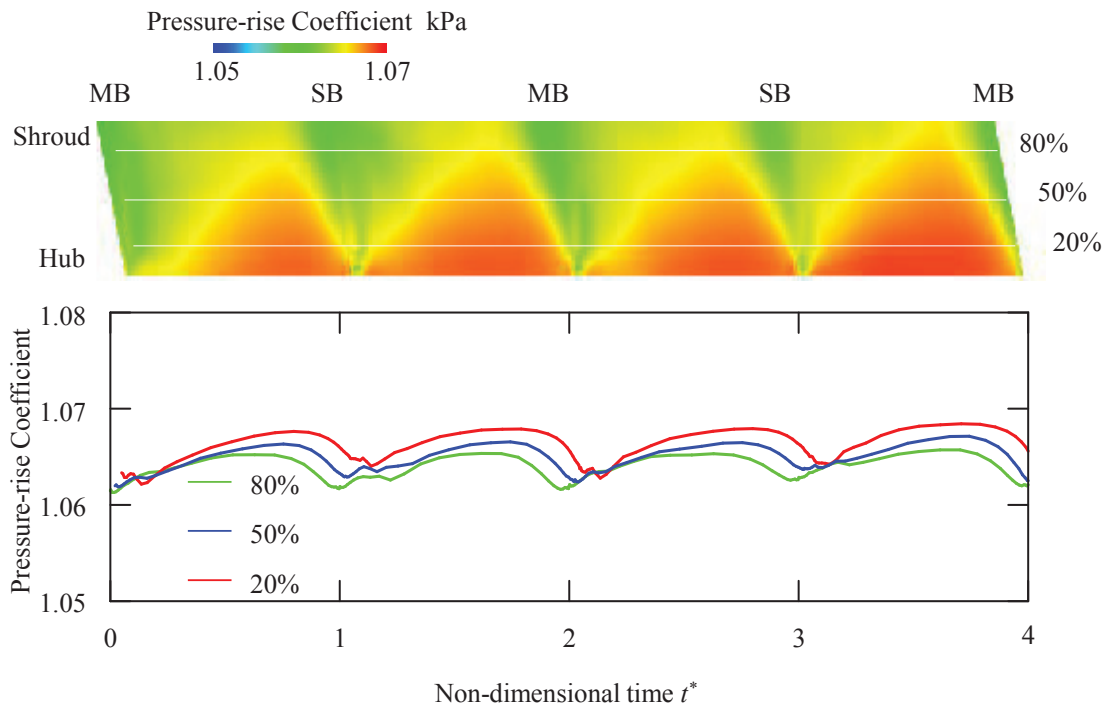


図 4.8 羽根車出口の圧力分布 ($\phi = 0.20$)

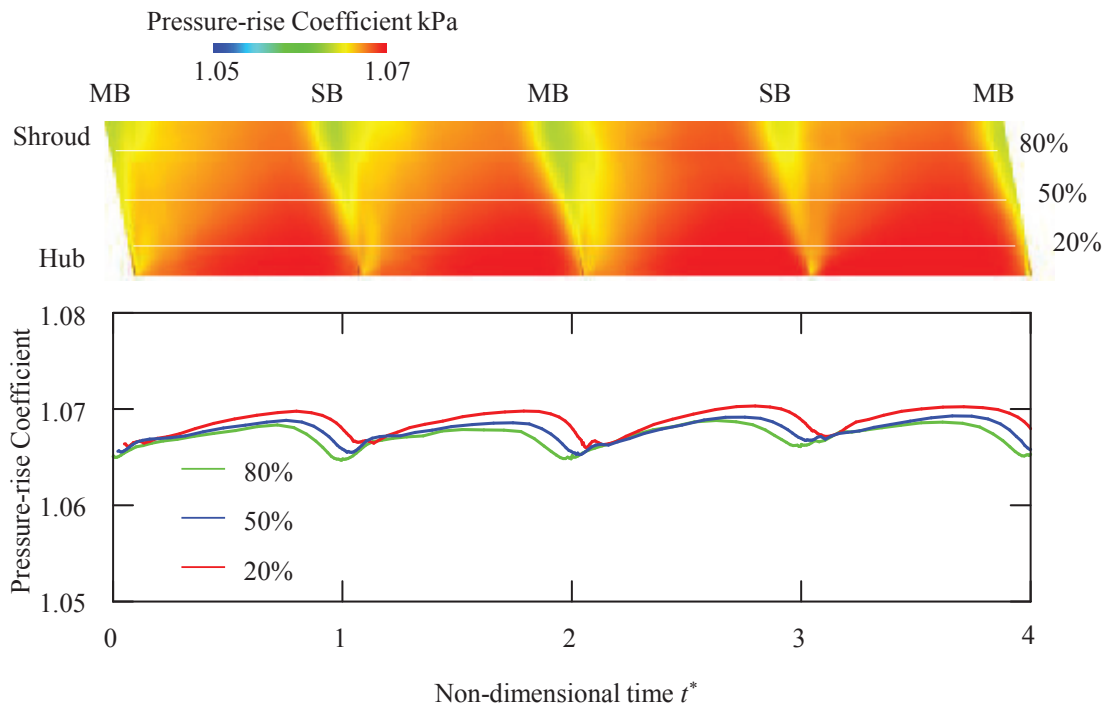


図 4.9 羽根車出口の圧力分布 ($\phi = 0.16$)

羽根車出口の圧力分布を図 4.7 から図 4.9 に示す。羽根車出口部での圧力は図 4.7 からわかるように周期的な変動をしているが、図 4.7 中 A で示すようにその圧力の最大値はほぼ一定である。一方で、後流部での圧力低下の大きさは I_R と I_L 翼間で異なっており、図 4.7 中 B で示すように I_R 翼間に比べて I_L 翼間の方が圧力低下は小さいことがわかる。

半径方向流速とは異なり羽根車出口の圧力分布ではハブ側の方がシュラウド側に比べて高い圧力変動であることがわかる。この傾向は流量が低下しても変わらないが、その差は流量の低下とともに小さくなっている。

4.1.2 ディフューザ案内羽根入口部の入射角

図 4.10 にディフューザ案内羽根への入射角を示す。上から順に $\phi=0.24$, 0.20 , 0.16 における入射角である。横軸は、羽根車 1 翼分移動するのに要する時間で無次元化した無次元化時間である。縦軸は入射角である。なお、供試圧縮機は羽根車出口から案内羽根入口にかけて通路幅が 26.14 mm から 19.55 mm となるようになだらかに縮小している。そのため、図 4.4 から図 4.6 にかけて示した羽根車吐出流の流出角に比べて案内羽根入口に流入する流れは設置角に比べて大きくなる傾向にある。

図 4.10 からわかるように、入射角は $\phi=0.24$ ではどの位置においてもおおよそ負の値を示しており、周期的な変動が見られる。この変動の間隔は、図 4.10 に示すように 2 種類の周期を持っている。これは羽根車の I_R および I_L 翼間の吐出流速の違いが原因である。どの流量においても入射角の変動は、ミッドスパンやシュラウド側に比べてハブ側は小さいことがわかる。これは、前節で示したとおり、ハブ側の羽根車吐出流はミッドスパンやシュラウド側に比べて羽根の負圧面において大きな剥離領域が発生せず安定しているためである。一方、ミッドスパンおよびシュラウド側では、大きな後流の影響により、入射角の変動は大きくなっている。また、流量を低下させた $\phi=0.16$ ではシュラウド側にきれいな周期的な入射角の変動は確認されない。このため、 $\phi=0.16$ においてはディフューザ部入口のシュラウド側では非定常性の強い流れ場が形成されていると考える。

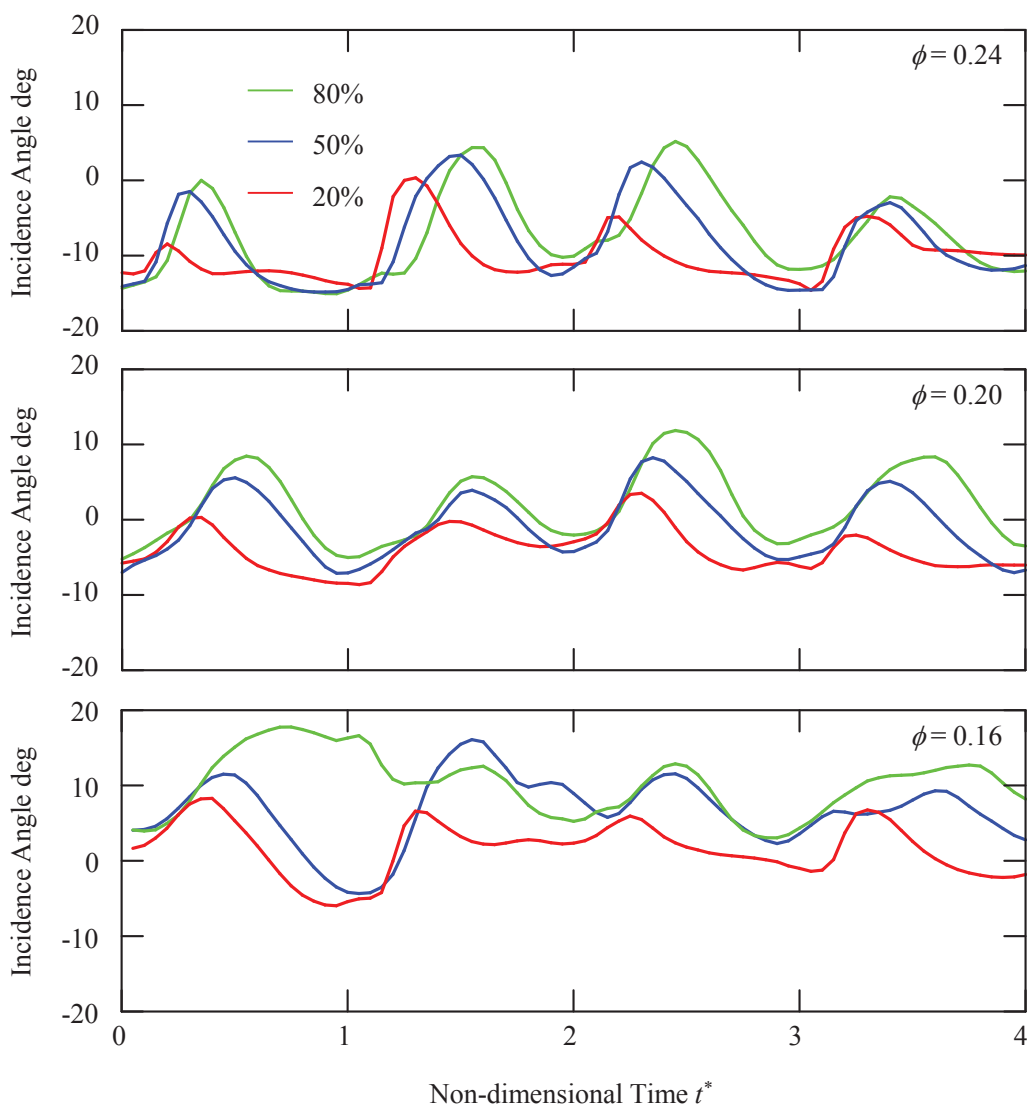


図 4.10 ディフューザ案内羽根への入射角

4.2 動静翼干渉騒音の発生要因検討

羽根車部およびディフューザ部全翼間を対象とした数値解析により、内部流れ場を調査した。得られた圧力および速度変動の RMS 値に対して同位相平均を施した動静翼間の圧力変動分布を図 4.12 に、また速度分布を図 4.11 に示す。横軸は羽根車一翼の角度で無次元化した角度であり、縦軸はそれぞれ圧力変動および速度変動の RMS 値である。また、図中赤色および青色の線はそれぞれ羽根車近傍および案内羽根近傍である。図 4.12 から、圧力変動は羽根車出口近傍では、羽根の通過に起因する 14 個の圧力変動が観察される。一方、ディフューザ案内羽根の近傍では、一周あたり 15 個の圧力変動が観察される。これは、羽根車からの圧力変動は動静翼間で急激に減衰するため、案内羽根近傍では、案内羽根前縁の

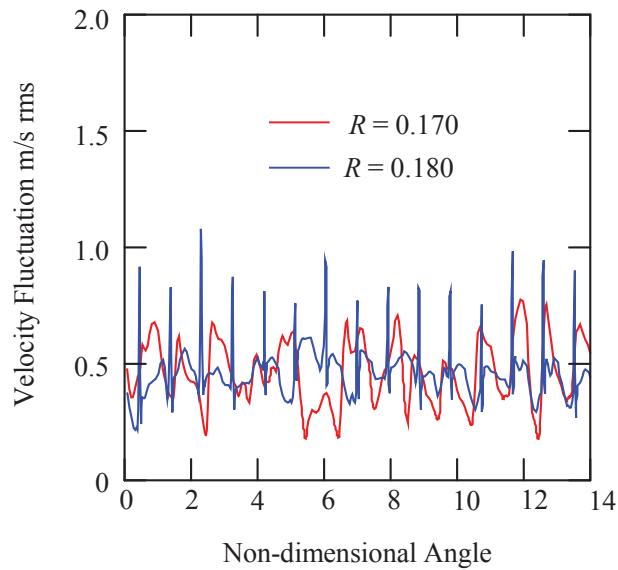


図 4.11 案内羽根設置時における動静翼間の速度変動分布 ($\phi = 0.24$)

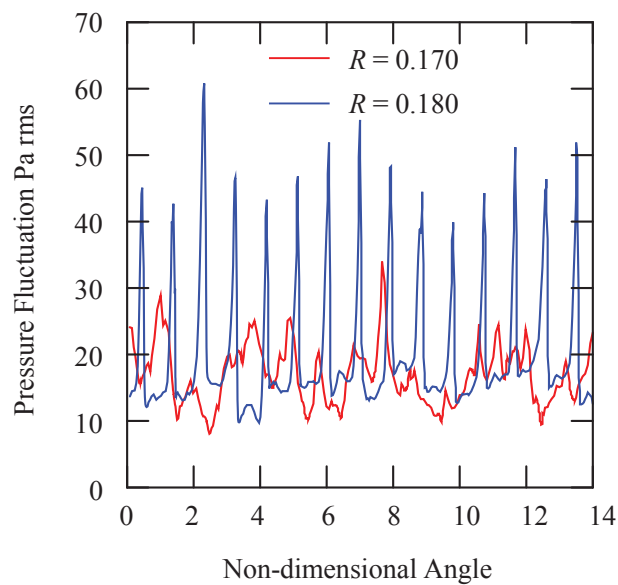


図 4.12 案内羽根設置時における羽根車出口近傍の圧力変動分布 ($\phi = 0.24$)

よどみ点により発生する圧力変動が支配的になっているためである。しかし、この案内羽根前縁に起因する圧力変動も、羽根車出口部までの動静翼間で減衰している。

一方、速度変動は図 4.11 に示すように、ディフューザ案内羽根入口近傍において一周あたり 15 個のピークだけでなく、14 個の変動も観測できる。以上のことから、供試圧縮機に

案内羽根を設置した際に、発生騒音が増大する要因は、ポテンシャル干渉ではなく、羽根車吐出流と案内羽根が直接干渉する後流干渉であると考えられる。

4.3 ディフューザ内部流れ場の調査

前節では、案内羽根を有する供試圧縮機の発生騒音増大の要因は羽根車吐出流と案内羽根とが干渉することにより発生する後流干渉騒音であることがわかった。妹尾らは、羽根車出口と案内羽根入口の距離を十分に離すことにより羽根車後流を減衰させ、後流干渉騒音を抑制する方法を提案した[8] [9] [9]。しかし、この方法では、圧縮機自体が大きくなってしまい小型化には不向きである。そこで本研究では、羽根車吐出流と直接干渉するディフューザ案内羽根前縁部の形状に着目した。しかし、ディフューザ案内羽根形状の変化は、圧縮機性能に大きな影響を与えるため、圧縮機内部流れ場を考慮することなく安易に変更することができない。そこで本節では、供試圧縮機の性能を維持しつつ発生騒音を低減可能な案内羽根の設計指針を得る第一段階として、ディフューザの性能を確認するためディフューザ翼間のシュラウド壁面に圧力センサを設置し圧力回復係数を求めた。また、ディフューザ内部の基本的流れ場を羽根車およびディフューザ全翼間を対象とした数値解析により調査した。

4.3.1 圧力回復係数

ディフューザ性能を定量的に評価するため、ディフューザ部の圧力回復係数 C_p を下式により算出した。

$$C_p = \frac{P - P_{in}}{\frac{1}{2} \rho v_{in}^2} \quad (4.1)$$

図 4.13 に式(4.1)より算出した ODV の圧力回復係数分布を示す。図 4.13 から、まずディフューザ内の圧力回復係数の分布傾向について述べる。ディフューザ内の圧力回復は $R/R_2 = 1.3$ までディフューザ内での圧力回復の約 75%程度まで圧力が上昇しており、その後はあまり大きな圧力回復は行われていないことがわかる。また、図 4.13 中 B で示すように、ディフューザ案内羽根出口部において圧力の低下が確認される。

ディフューザ内の圧力回復係数は流量によって大きくその形態が異なっていることがわかる。 $\phi = 0.28, 0.24$ においては、図 4.13 中 A で示される青色の網掛け部において、圧力回復係数の低下が確認される。これは、図 4.10 に示した通り、 $\phi = 0.24$ における入射角はおおよそ負の値であるため、供試圧縮機では、図 4.14 に示すように $\phi = 0.24$ においてディフューザ案内羽根の圧力面において剥離が生じ、その喉部における正味の通路断面積が縮小するため、流体が喉部において加速することが原因である。一方、 $\phi = 0.20$ では図 4.10 に示した通り適切な入射角での流入となるため、圧力回復係数の喉部での低下は確認されず、

低流量において高い圧力上昇が得られた。

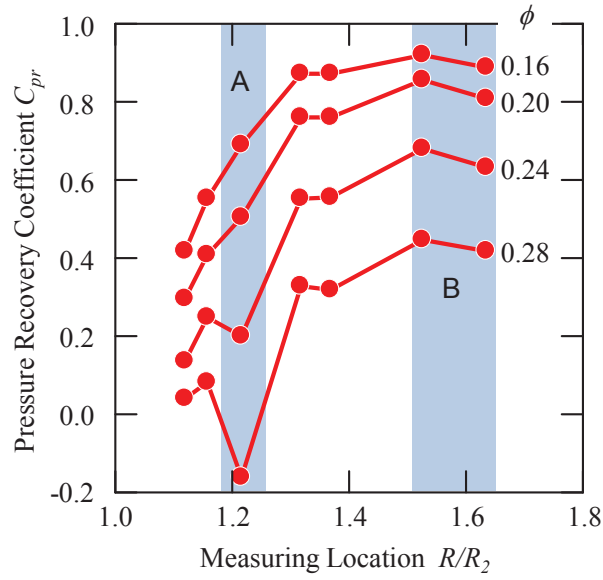


図 4.13 ディフューザ内の圧力回復係数分布 (くさび形案内羽根)

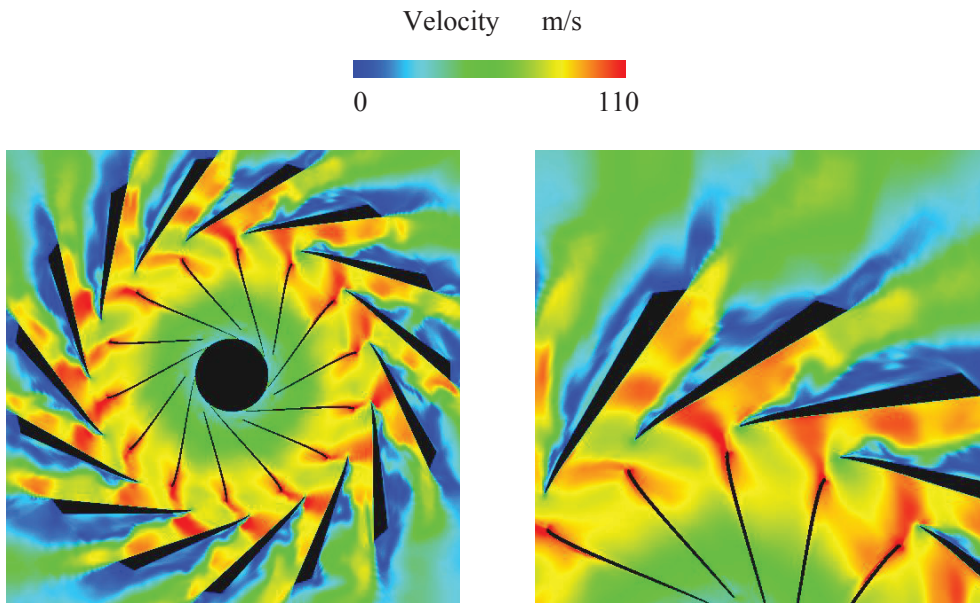


図 4.14 くさび形案内羽根設置時の速度場

4.4 鉤形案内羽根

案内羽根前縁形状が性能および発生騒音に与える影響について、案内羽根の前縁ハブ側およびシュラウド側にスリットを設けた鉤形案内羽根を設置し調査を行った。

4.4.1 前縁部の切り込み深さの影響

鉤形案内羽根 (Hooked Diffuser Vane, HDV) の外観を図 4.15 鉤形案内羽根の外観に示す。まず、案内羽根前縁部のハブ側およびシュラウド側に均一のスリットを設け、そのスリット深さ L_p を案内羽根翼弦長に対して 5%、10%、20% および 100% の 4 通りに変化させた。図 4.16 に ODV とスリット深さを変化させた HDV の $\phi=0.24$ および 0.16 における性能および発生騒音レベルを示す。左縦軸は騒音レベルであり、白抜きのプロットが対応している。一方、右縦軸は圧力上昇係数であり、塗りつぶされたプロットが対応している。横軸は案内羽根前縁のスリット深さである。なお、横軸には比較のため羽根なしディフューザ設置時の性能および騒音レベルも併せて記載している。スリット深さを 5% から 20% まで変化させた HDV を用いた場合には、ODV に比べ、図中 A に示すように高い圧力上昇が得られた。一方、スリット深さを 100% まで深くした場合、 $\phi=0.24$ および 0.16 のどちらにおいても性能は大きく低下した。特に $\phi=0.24$ においては、VL 設置時と同程度まで性能が低下した。

一方、騒音レベルに対しては、スリット深さを 10% より大きくすることにより、ODV 設置時より低減化可能であった。この効果はスリット深さを深くするほど大きくなった。このことから、HDV においてスリット深さは性能および騒音の観点から最適値が存在し、本研究ではスリット深さ $L_p = 0.20 L_c$ が動静翼干渉騒音の低減に効果的なスリット深さであるとした。

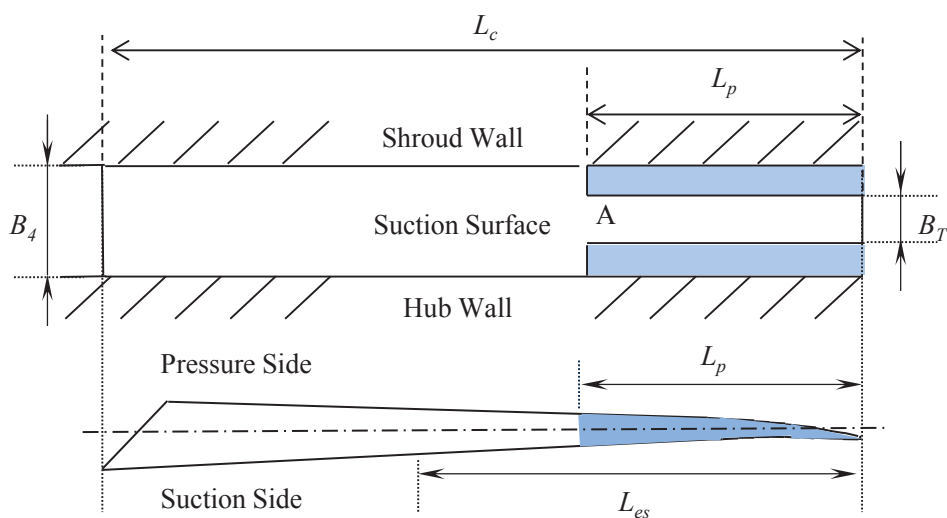


図 4.15 鉤形案内羽根の外観

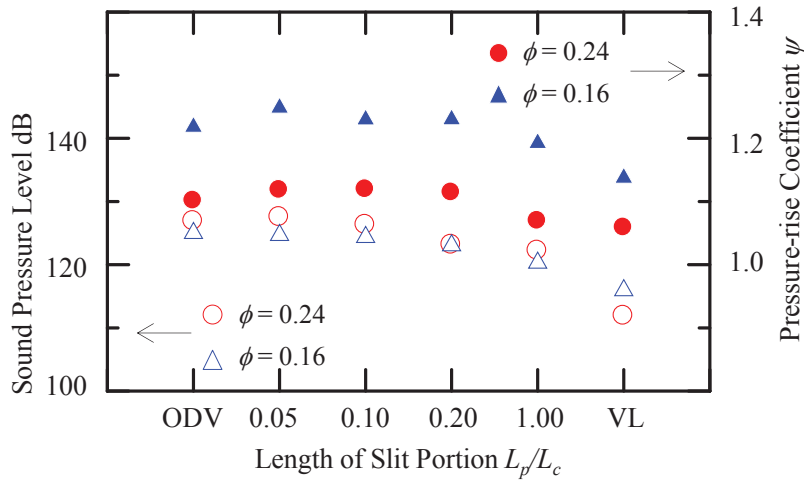


図 4.16 鉤型案内羽根の切り込み深さが性能および発生騒音に与える影響

4.4.2 前縁部高さの影響

スリット深さを $L_p = 0.20L_c$ に固定し、案内羽根高さ B_T を通路幅 B_4 の 90% か 30% まで変化させて実験を行った。図 4.17 に圧縮機性能および騒音特性を示す。横軸は案内羽根高さを通路幅で除した値であり、1.0 は ODV に対応している。また、発生騒音の音圧レベルは左縦軸に、圧力係数は右縦軸に示している。

発生騒音の音圧レベルは B_T が小さくなるにつれて徐々に低下し、 $\phi = 0.24$ において $B_T = 0.6 B_4$ で ODV 設置時と比較して、約 10 dB の低減が可能であった。しかし、その後徐々に発生騒音は増加する傾向を示した。これは、案内羽根前縁高さ B_T が小さくなるにつれて、図 4.15 中 A で示す鉤部後端の段差部と羽根車吐出流の干渉により発生する騒音が増大したためであると考えられる。同様に、 $\phi = 0.16$ においても発生騒音は案内羽根高さ $B_T = 0.5 B_4$

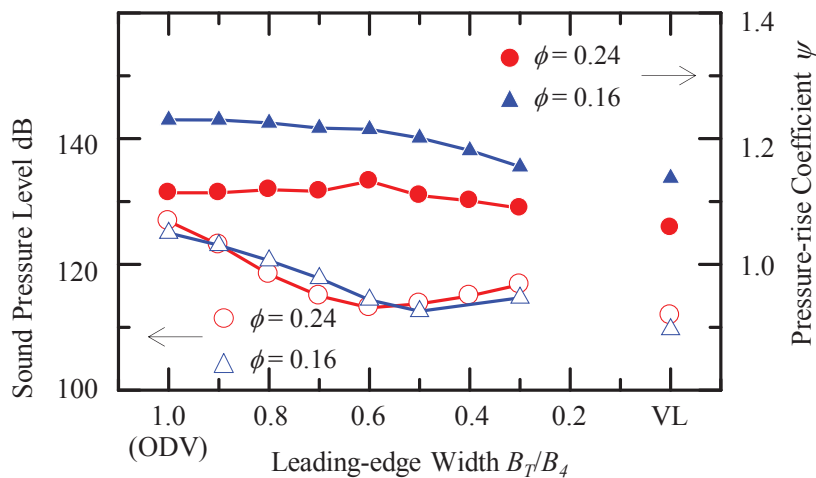


図 4.17 鉤型案内羽根の前縁高さが性能および発生騒音に与える影響

で再び増加する傾向を示した。一方、圧縮機性能は、 $\phi=0.16$ においても案内羽根高さ $B_T=0.6 B_4$ まで大きな低下を伴わず、逆に $\phi=0.24$ においては性能を改善することが可能であった。しかし、その後案内羽根高さ B_T を小さくするに従って、 $\phi=0.24$ だけでなく、 $\phi=0.16$ においても大きく性能は低下した。

4.5 テーパ形案内羽根

HDV を設置した場合には、鉤部後端の段差部の影響により、発生騒音が増大する問題があった。そこで、段差部を生じない案内羽根前縁部の形状として二次元の加工を施すテーパ形案内羽根を製作し、性能・騒音および内部流れ場に与える影響について調査した。

4.5.1 二次元テーパ形案内羽根

テーパ形案内羽根の外観を図 4.18 に示す。テーパ部の切り込み深さを鉤形案内羽根において最適値とした $L_{ep} = L_{es} = 0.20 L_c$ とした Type O と $L_{ep} = L_{es} = 0.27 L_c$ とさらに大きくした Type P の 2 種類のテーパ形案内羽根を製作し実験を行った。

表 4.1 二次元テーパ形案内羽根の前縁形状

Type of Vane		L_p, L_{ep}	L_{es}
HDV	Type H	0.20	-
TDV	Type O	0.20	0.20
	Type P	0.27	0.27

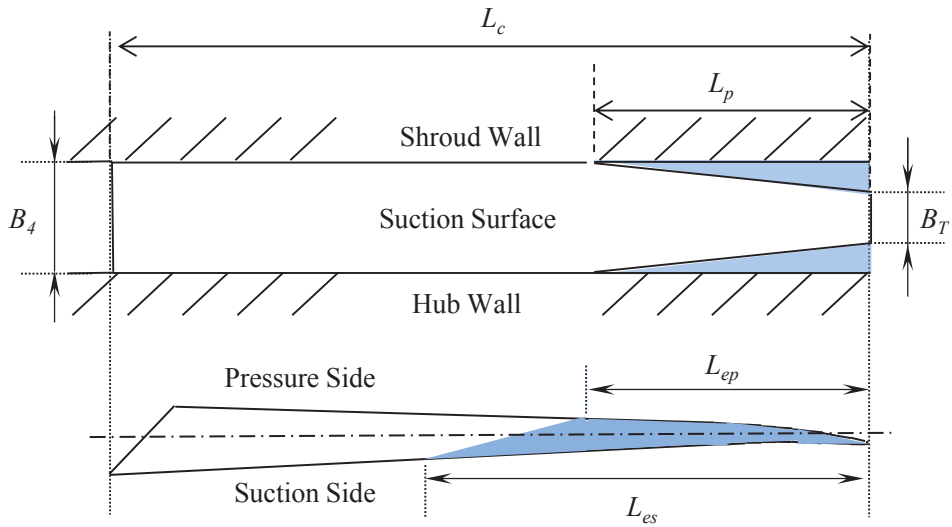


図 4.18 テーパー形案内羽根の外観

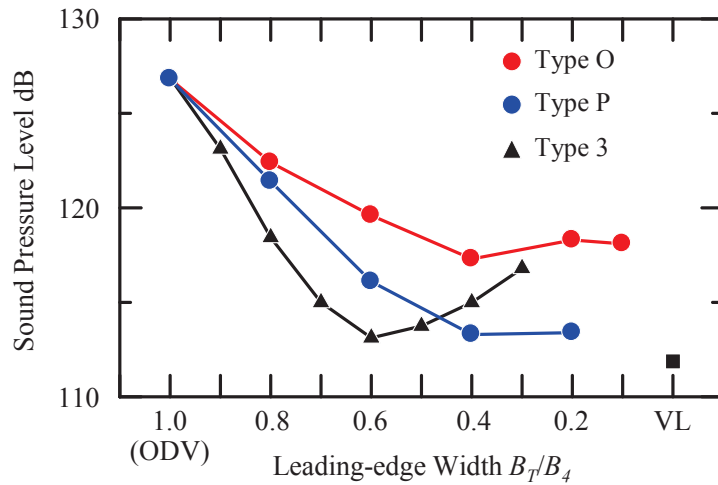


図 4.19 テーパー形案内羽根が発生騒音に与える影響

図 4.19 にテーパー形案内羽根 Type O, P および鉤形案内羽根 Type H を設置した場合の、流量係数 $\phi = 0.24$ におけるディフューザ案内羽根の前縁高さに対する騒音レベルの変化を示す。鉤形案内羽根 Type H を用いた場合には、案内羽根前縁高さ $B_T = 0.6B_4$ において、最も騒音レベルが低下したのに対して、Type O では案内羽根前縁高さが $B_T = 0.4B_4$ において、最小値を示した。しかし、その騒音レベルは鉤形案内羽根を設置した場合に比べ、約 4 dB 程高かった。これは、テーパー部の加工面積が、鉤形案内羽根 Type H に比べ小さく、テーパー部と羽根車吐出流の干渉面積が、鉤形案内羽根 Type H に比べ大きくなるためである。一方、

Type P は、Type O と同様に案内羽根前縁高さ $B_T = 0.4B_4$ において、騒音レベルは最小値を示し、その低減量は鉤形案内羽根 Type H 設置時と同等なレベルであった。

次に鉤形案内羽根 Type H と同程度の騒音レベルの低減量が得られたテーパ形案内羽根 Type P に対して、案内羽根の前縁高さ B_T が発生騒音および騒音レベルに与える影響について調査を行った。図 4.20 に発生騒音レベルおよび性能の変化を示す。

案内羽根の前縁高さ B_T を小さくすると、圧縮機の性能は $\phi = 0.24$ では改善されるものの、 $\phi = 0.16$ ではわずかに低下し、右上がり不安定領域が拡大した。これは、 $\phi = 0.24$ では、案内羽根前縁のテーパ部を貫通した流れにより双子渦が形成され、案内羽根の前縁からの剥離が抑制されたためである。詳しくは数値解析を用いて後述する。一方、 $\phi = 0.16$ では、鉤形案内羽根を設置した際と同様にテーパ部が拡大することによって、テーパ部を貫通する流れが再度隣接翼のテーパ部に流入する循環流が発生、増加するためである。また、この循環流の増加により案内羽根に流入する主流の流れが阻害されたことが、右上がり不安定領域の拡大の要因である。一方、騒音レベルは案内羽根前縁高さを $B_T = 0.4B_4$ まで小さくすることにより、低減することが可能であった。しかし、案内羽根前縁高さを $B_T = 0.4B_4$ より小さくしても、騒音レベルの大きな低減は確認されなかった。

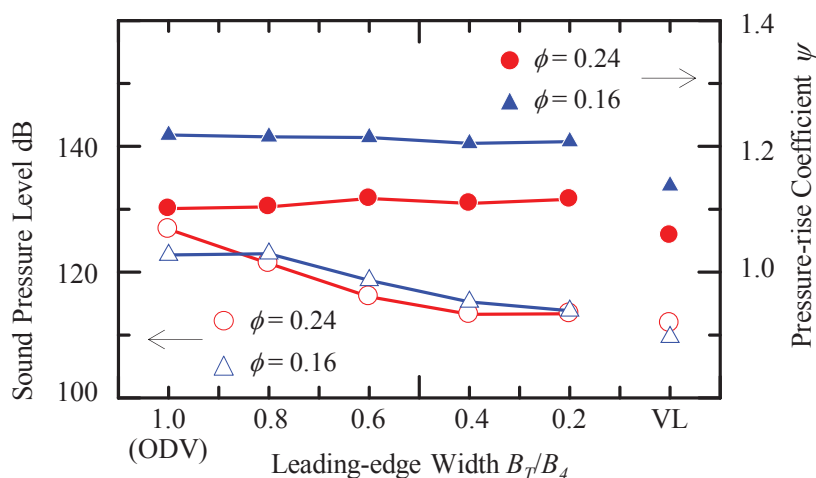


図 4.20 テーパ形案内羽根の前縁高さが性能および発生騒音に与える影響

4.5.2 三次元テーパ形案内羽根の効果

遠心圧縮機特有の形状のため、羽根車からの吐出流は複雑な三次元流れを形成する。そのため、単純な二次元の加工ではなく内部流れ場を考慮した三次元の加工を施したテーパ形案内羽根を製作したほうが、騒音のみならず性能の改善につながる可能性が高い。そこで、案内羽根の前縁高さを最大の騒音レベルの低減が可能であった $B_T = 0.4B_4$ に固定し、案内羽根前縁の圧力面および負圧面の切り込み深さ L_{ep} , L_{es} を表 4.2 に示すように三通りに

表 4.2 三次元テーパ形案内羽根の前縁形状

Type of Vane		L_{ep} / L_c	L_{es} / L_c
TDV	Type A	0.52	0.27
	Type B	0.27	0.53
	Type C	0.13	0.27

変化させ実験を行った。図 4.21 に性能特性，図 4.22 に騒音特性を示す。また図 4.23 に騒音スペクトルを示す。

テーパ形案内羽根 TypeA, B を用いると，くさび形案内羽根と比較して，発生騒音は $\phi=0.24$ において約 15 dB 低減可能であった。テーパ形案内羽根 TypeA, B を用いた場合には，動静翼干渉騒音の基本周波数 ($f_{BPF}=1400$ Hz) とその高調波成分が効率的に抑制できていることがわかる。これは，鉤形案内羽根設置時と同様，羽根車吐出流と案内羽根の前縁との干渉面積を小さくすることができたためである。さらに，図 4.23 の騒音のスペクトルから，広い周波数帯に亘って広帯域騒音も大幅に低減されていることがわかる。この要因については，テーパ形案内羽根 Type C を対象として行った数値解析結果の結果を用いて後述する。

一方，圧縮機性能においては，テーパ形案内羽根 Type A を用いた場合には高流量運転時には改善されるものの，低流量運転時には大幅に低下しており，右上がり不安定領域が拡大した。テーパ形案内羽根 Type B を用いた場合には，くさび形案内羽根に比べて性能は低下するものの，右上がり不安定領域の拡大は見られなかった。

そこで，低流量時において Type A よりも性能が良好であった Type B の案内羽根の前縁形状に着目して，切り込み深さ L_{ep} ， L_{es} を縮小した Type C を製作し実験を行った。発生騒音レベルの低減化効果は切り込み深さを縮小したため，Type A, B に比べて小さくなったが， $\phi=0.24$ においてくさび形案内羽根に比べ発生騒音は約 4 dB 低減化可能であった。また，動静翼干渉騒音の基本周波数において約 6 dB 低減可能であった。さらに，テーパ形案内羽根 Type A, B と同様に広い周波数帯に亘って広帯域騒音の低減が可能であった。

一方，圧縮機性能においては， $\phi=0.24$ よりも高流量運転時において，くさび形案内羽根に比べて高い圧力上昇が得られており，さらに低流量運転時には，大きな圧力低下を伴わず，くさび形案内羽根とほぼ同等な性能が維持された。

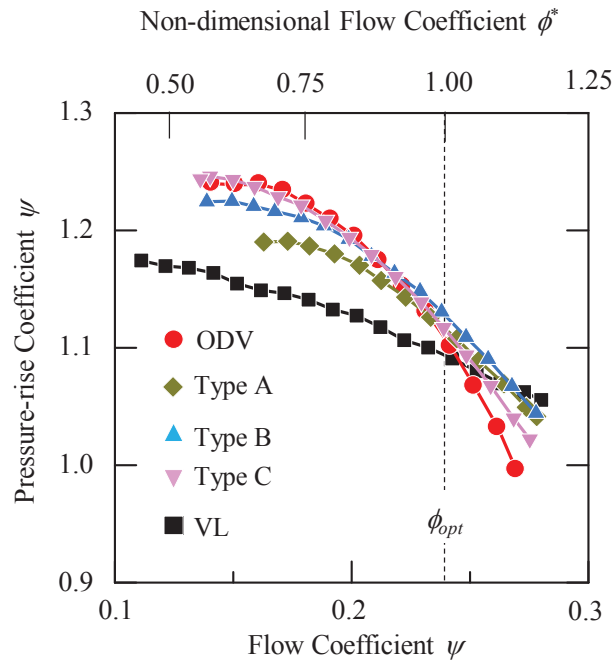


図 4.21 3次元テーパ形案内羽根が性能に与える影響

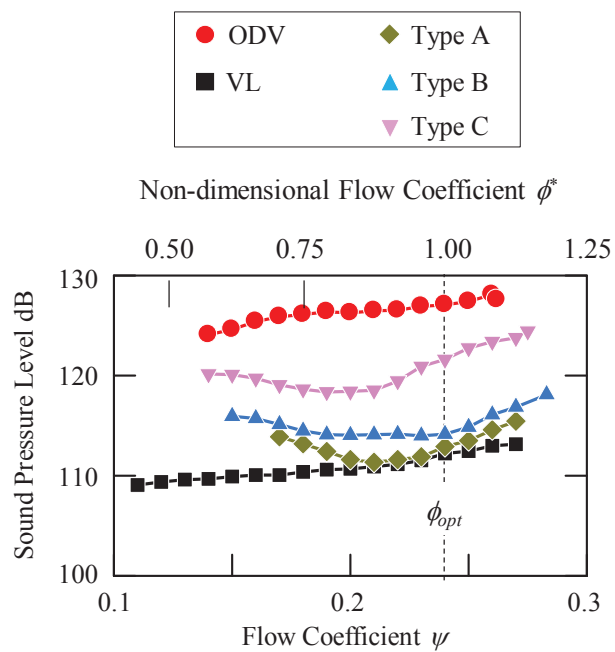


図 4.22 3次元テーパ形案内羽根が発生騒音に与える影響

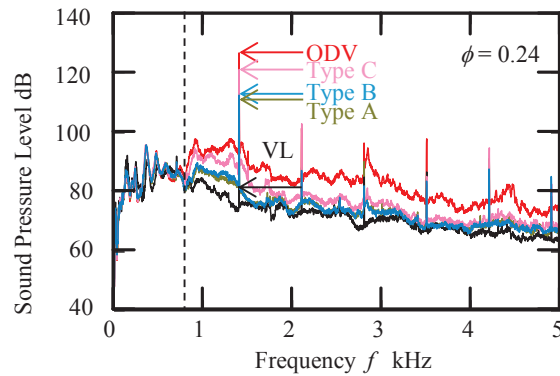


図 4.23 騒音のスペクトル

4.5.3 三次元テーパ形案内羽根のディフューザ性能

テーパ形案内羽根のディフューザ性能を評価するため、ODVと同様に圧力回復係数の分布について調査した。テーパ形案内羽根を用いた際の圧力回復係数を図 4.24 に示す。

テーパ形案内羽根を設置すると、 $\phi = 0.28, 0.24$ において、図 4.24 中 A に示すように、ODV 設置時に見られた喉部における圧力回復係数の低下が、抑制されていることがわかる。この要因についてはテーパ形案内羽根 Type C 設置時の内部流れ場を CFD により調査した結果を用いて後述する。 $\phi = 0.28, 0.24$ において、ODV と比較してテーパ形案内羽根は高い圧力回復が行われていることがわかる。特に Type C においては、 $R/R_2 = 1.3$ までは ODV と同程度の圧力回復しか行われていないが、 $R/R_2 = 1.3$ 以降、ODV に比べて急激に圧力回復が行われている。このことについても、CFD の結果から考察する。

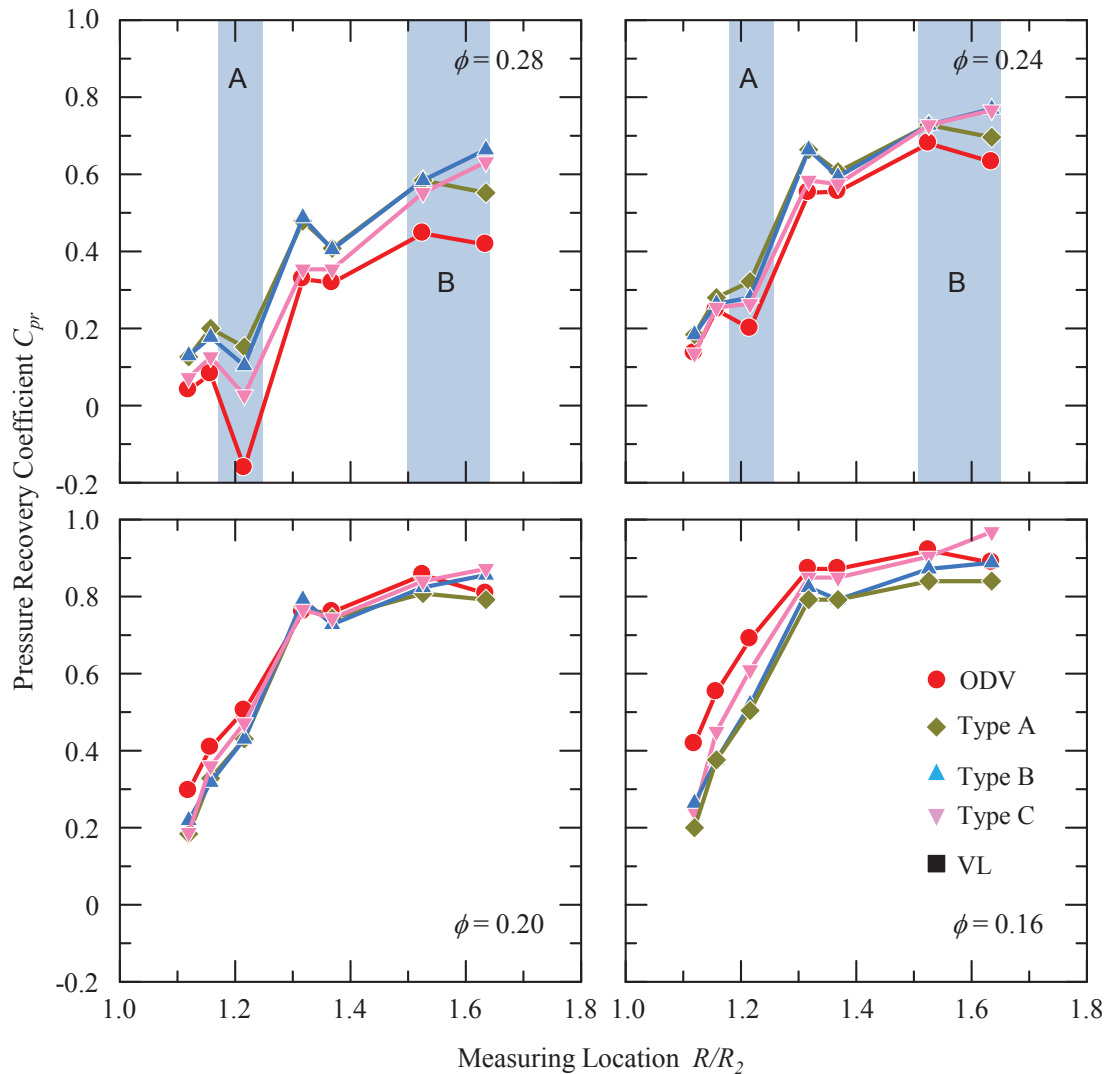


図 4.24 圧力回復係数分布 (テーパ形案内羽根)

4.5.4 ディフューザ内部流れ場の調査

テーパ形案内羽根 Type C を用いた場合に、大きな性能の低下を伴わず、発生騒音を低減できた要因を調査するため数値解析を実施した。まず、数値解析により得られた性能曲線およびディフューザ効率を図 4.25 に示す。なお、性能およびディフューザ効率の算出には、非物理的な振動が収まったと考えられる時間から、羽根車 1 回転分に相当する 200 個のデータに平均化を施したデータを用いた。ディフューザ効率 D_f は下式により算出した。

$$D_f = \frac{\overline{p_4} - \overline{p_3}}{\rho_3 (\overline{c_3^2} - \overline{c_4^2})} \quad (4.2)$$

ただし、 \bar{f} は質量流量重み付平均、添字 3、4 はそれぞれディフューザ入口および出口を示している。また、図 4.26 に、ODV および TypeC 設置時のディフューザ翼間の損失分布を示す。損失 L_d は下式により算出した。

$$L_d = \frac{\gamma}{\gamma-1} RT_{03} - \left(\kappa e + \frac{q^2}{2\rho} \right) \quad (4.3)$$

ただし、 κ は比熱比、 R はガス定数、 $\overline{T_{03}}$ は、ディフューザ入口における流量重み付平均により得られた全温、 e は内部エネルギー、 $q^2 = (\rho u)^2 + (\rho v)^2 + (\rho w)^2$ である。なお、図 4.26 は $L_d > 0$ である領域に対して損失の大きさで面塗りしている。

図 4.25 に示すように、数値解析で得られたデータにおいても、実験により得られた性能同様に、高流量において ODV よりも TypeC の方が高い圧力上昇が得られており、実験と数値解析の結果は定性的に一致している。Type C を用いるとディフューザ効率が $\phi = 0.24$ において、約 0.12 高くなっており、テーパ形案内羽根を用いることにより高流量域においてディフューザ効率を改善できていることがわかる。一方、低流量につれてテーパ形案内羽根のディフューザ効率は低下しており、特に $\phi = 0.14$ においては、ディフューザ効率は ODV に比べて低くなっていることがわかる。そこで、テーパ形案内羽根が内部流れ場に与える

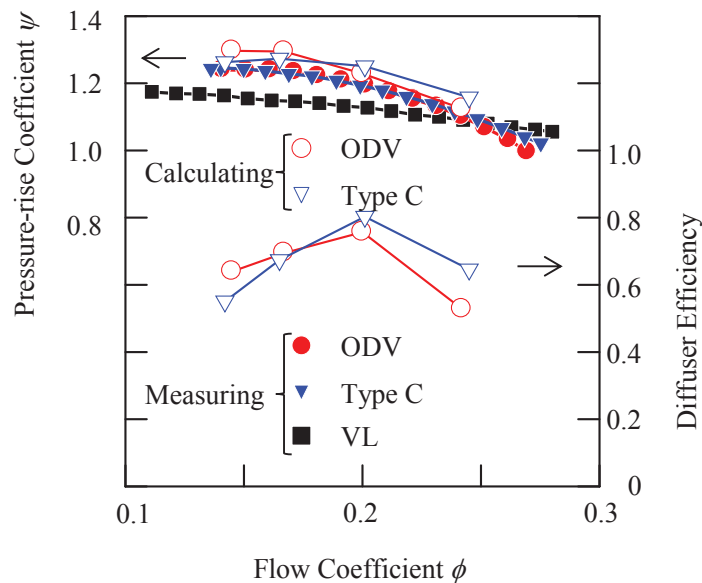


図 4.25 数値解析による性能曲線およびディフューザ効率

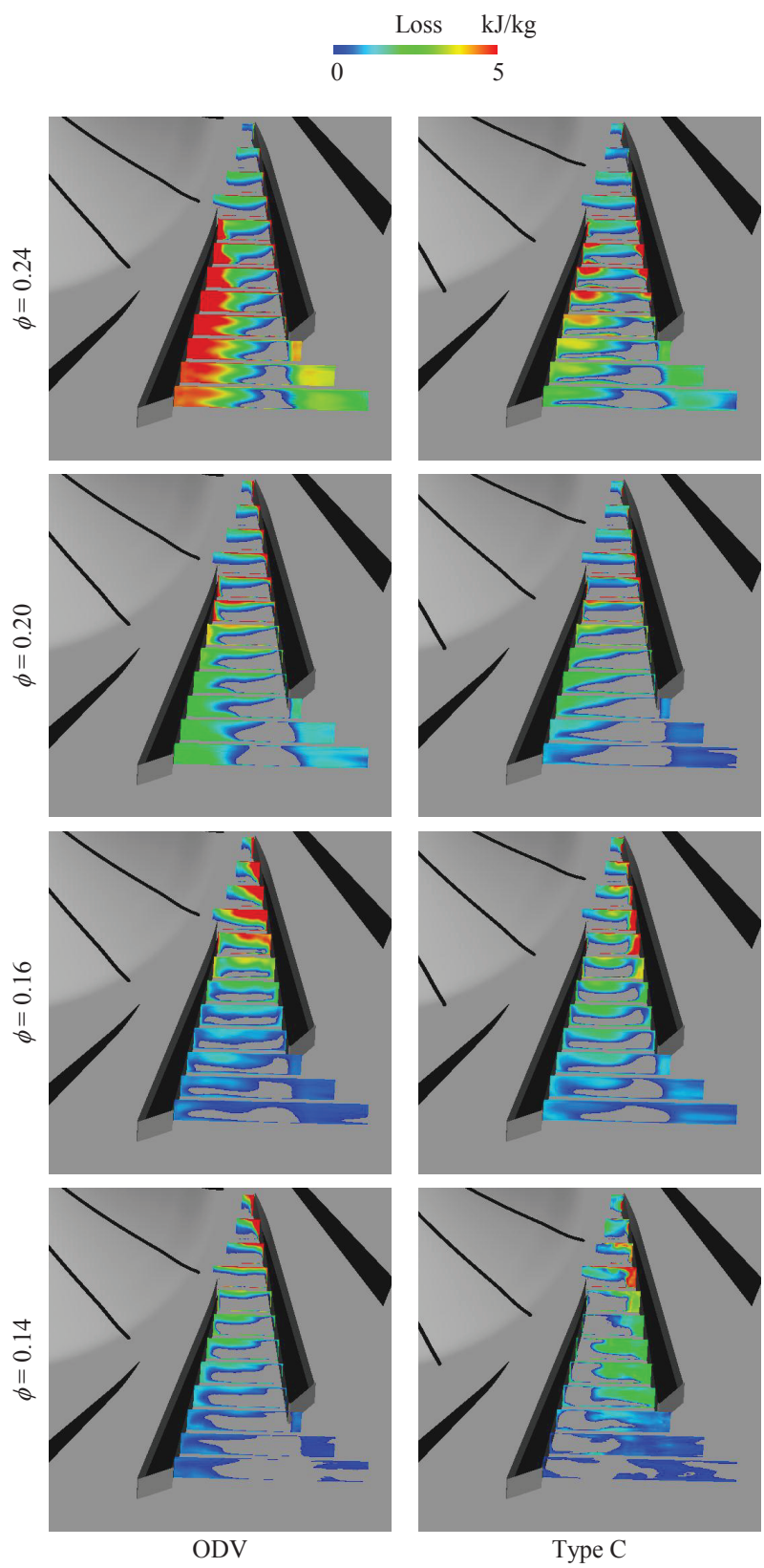


図 4.26 ディフューザ内の損失分布(ODV, Type C)

影響について調査するために、ODV および TypeC 設置時のディフューザ内の損失分布について調査した。

図 4.26 に示すように、 $\phi=0.24$ においてディフューザ内の損失は ODV および Type C において大きく異なっていることがわかる。ODV 設置時には、ディフューザ案内羽根の圧力面において大きな損失領域がハブ側からシュラウド側に向かって存在することがわかる。この損失領域は、案内羽根前縁から後端まで分布している。また、案内羽根全体においてシュラウド側に損失領域が分布している。一方テーパ形案内羽根 Type C 設置時には、ディフューザ翼間内のハブ側において大きく損失が改善されていることがわかる。また、案内羽根の圧力面のシュラウド側に、損失領域を形成している。しかし、ODV に比べ損失領域は縮小していることがわかる。このように、テーパ形案内羽根を設置することにより、案内羽根前縁において大きく損失を改善できていることがわかる。

そこで、案内羽根前縁部について詳しく調査した。図 4.27 に案内羽根前縁部に発生する渦を Q 定義および無次元ヘリシティを用いてその構造を可視化した結果と、案内羽根前縁部の速度分布および二次流れベクトルを示す。

図 4.27(i) から ODV 設置時には、案内羽根前縁から無数の渦の放出が確認される。この渦は無次元ヘリシティによるとおおよそ横渦から構成されており、ハブ面またはシュラウド面に渦端が形成されているため、従来から報告されているディフューザ案内羽根の前縁剥離渦であると考えられる。また、図 4.27(ii) から圧力面のハブ側およびシュラウド側に境界層の発達も確認される。一方、テーパ形案内羽根 Type C を設置した場合には、

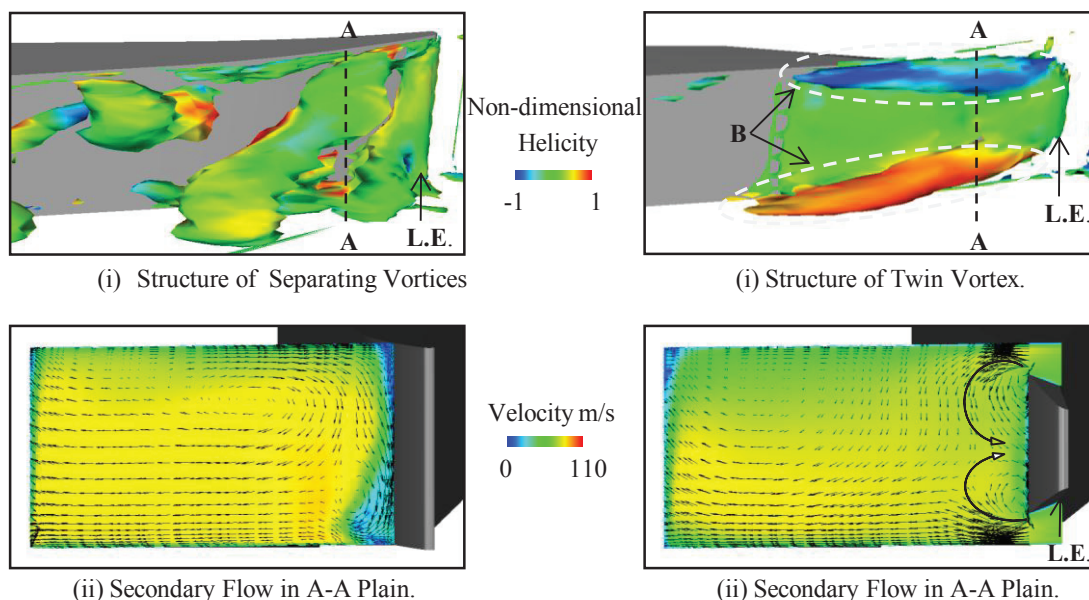


図 4.27 案内羽根前縁近傍の渦構造と二次流れ分布

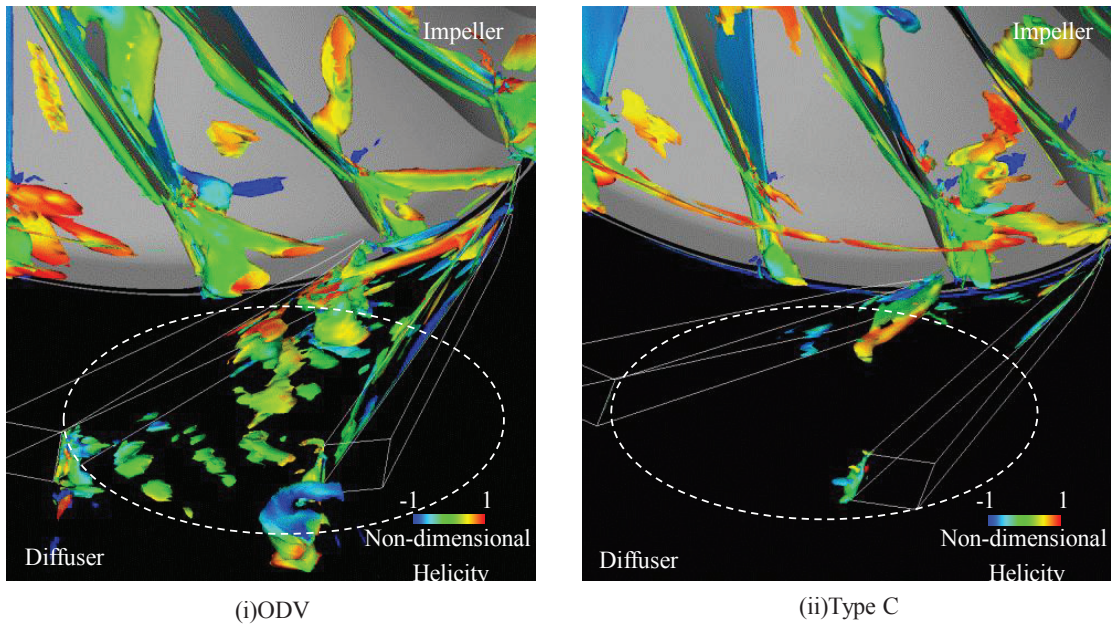


図 4.28 案内羽根翼間に放出される渦の可視化

ハブ側およびシュラウド側の圧力面側に互いに逆向きの渦対が形成されていることが、図 4.27(i)-B から確認できる。この渦はテーパ部を貫通する流れにより形成される縦渦であり、剥離渦とは異なった渦である。また、図 4.27(i) の A-A 断面における内部流れ場から、この双子渦により誘起される二次流れが案内羽根の前縁近傍に確認される。この二次流れは案内羽根のミッドスパンにおいて案内羽根前縁部の境界層に運動量を供給するため、境界層の発達を抑制され、案内羽根の前縁からの剥離渦の生成と成長は抑制されている。このため、これは、ディフューザ翼間の渦を可視化した図 4.28 から確認される。テーパ形案内羽根を用いた場合には、ODV 設置時に比べ境界層の発達が抑制されているだけでなく、案内羽根前縁から放出される剥離渦が顕著に抑制されていることがわかる。

以上のことから、テーパ形案内羽根を用いることによる広帯域騒音の低減は、案内羽根前縁に形成された互いに逆向きの渦対の効果により、ディフューザ案内羽根の前縁部の境界層の発達が抑制されるだけでなく、案内羽根前縁からの剥離渦の放出を抑制し、ディフューザ内部の流れ場を安定されるためであると考えられる。

第5章 ディフューザ通路幅が性能・騒音および内部流れ場に与える影響

前章では、案内羽根の前縁形状を適切に変形することにより発生騒音の増大を抑制可能であることが明らかになった。特に、三次元テーパ形案内羽根 Type C を用いることにより、発生騒音レベルの上昇を抑制しつつ、高い圧力上昇が得られることがわかった。本節では、ディフューザ通路幅 B_4 を $B_4 = 19.55\text{mm}$ から $B_4 = 26.14\text{mm}$ に変更し、通路幅が性能・騒音および内部流れ場に与える影響について調査する。また、三次元テーパ形案内羽根が通路幅を変更した場合でも有効であるかどうかをあわせて検討する。

5.1 性能・騒音および内部流れ場の調査

この節では、ディフューザ通路幅 $B_4 = 19.55\text{mm}$ および $B_4 = 26.14\text{mm}$ における性能・騒音および内部流れ場の比較を行い、ディフューザ通路幅が圧縮機特性に与える影響について調査する。

5.1.1 性能および騒音特性

ディフューザ通路幅を変化させて ODV 設置時の性能および発生騒音について調査を行った。図 5.1 および図 5.2 にディフューザ通路幅を $B_4 = 19.55\text{mm}$ から $B_4 = 26.14\text{mm}$ に変化させた際の、圧縮機性能および発生騒音の比較した結果を示す。

図 5.1 からわかるように、通路幅を大きくすることにより、安定作動範囲が約 17%縮小している。これは、後で示すが通路幅の拡大により、羽根車吐出流の歪みが大きくなるため、低流量域において不安定となるためである。一方、 $\phi = 0.24$ において性能は 4.5%改善した。これは通路幅が広がったことにより、ディフューザ部においてより動圧が静圧として回収されたためである。発生騒音には優位な差は観察されなかった。このことから、発生騒音は通路幅の影響を受けないことがわかる。

次に、ディフューザ通路幅 $B_4 = 19.55\text{mm}$ において性能を維持したまま発生騒音を抑制可能であったテーパ形案内羽根 Type C を設置し性能および騒音に与える影響について調査を行った。図 5.3 および図 5.4 に性能および発生騒音レベルを示す。

Type C を設置すると図 5.4 に示すように、すべての流量域において発生騒音を約 7.5 dB 抑制することができた。これは、前章で示した様に羽根車吐出流と案内羽根との干渉面積を縮小したためである。また、性能においては、右上がり不安定領域を縮小できたが、 $\phi = 0.24$ から 0.18 にかけて性能の低下が見られた。この要因について油膜法により調査を行った結果については後節にて示す。このように、通路幅を変更した場合においてもテーパ形案内羽根は高い圧力上昇を維持しつつ発生騒音を抑制する効果が得られた。

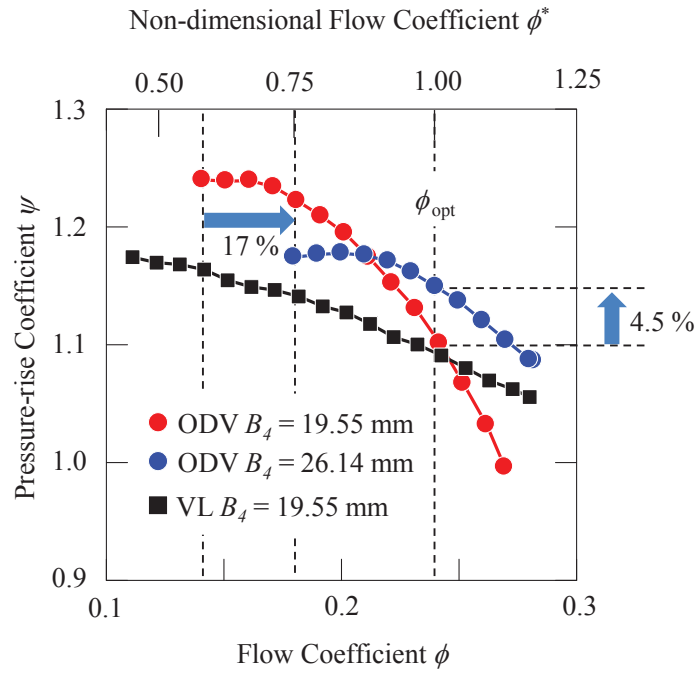


図 5.1 通路幅が圧縮機性能に与える影響

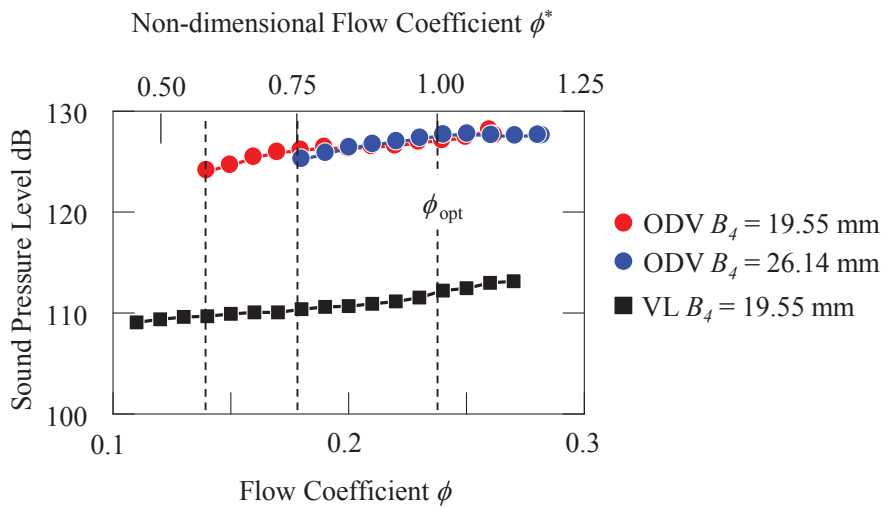


図 5.2 通路幅が発生騒音に与える影響

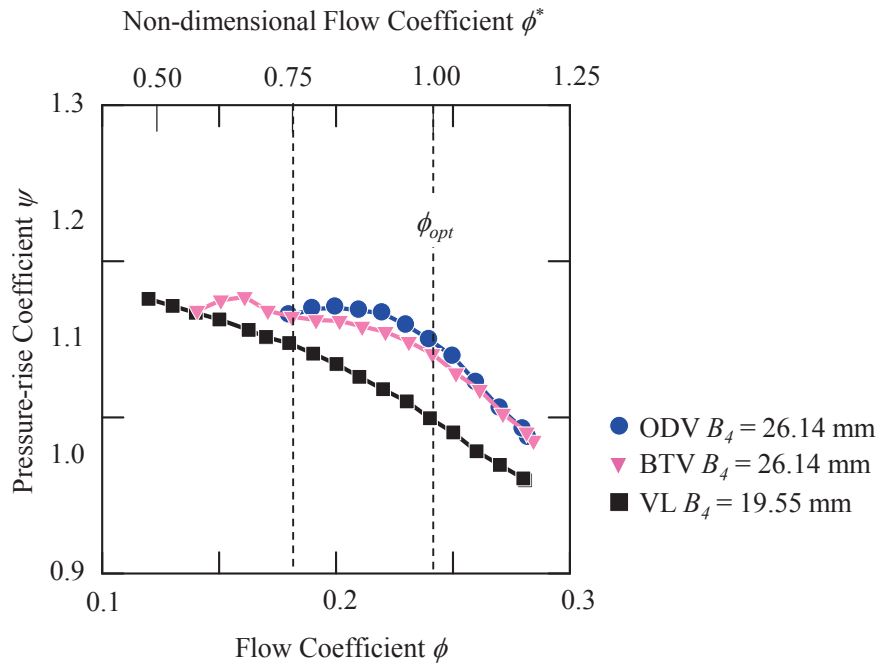


図 5.3 両側テーパ形案内羽根が性能に及ぼす影響

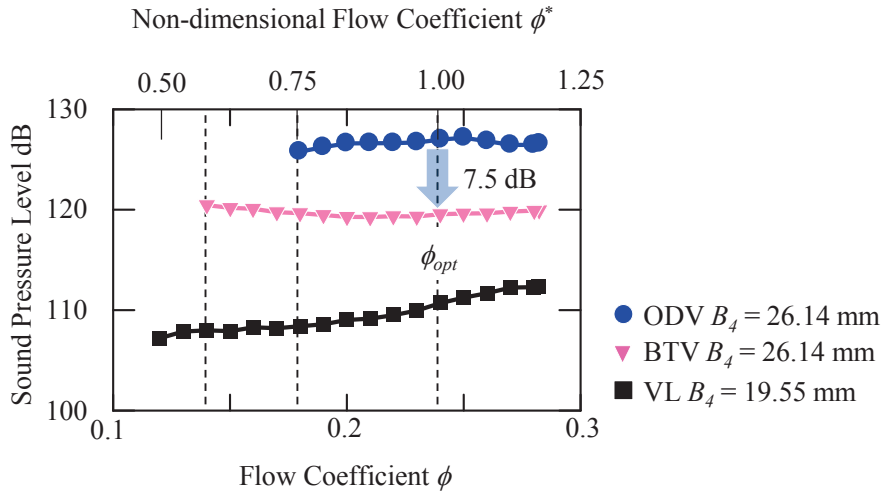


図 5.4 両側テーパ形案内羽根が発生騒音に及ぼす影響

5.1.2 ディフューザ内部の速度場および圧力場

ディフューザの通路幅を拡大した影響について調査を行うために、数値解析により羽根車吐出流について調査を行った。図 5.5 に通路幅の変更が、羽根車吐出流のспан方向分布に与える影響について調査を行った。また、図 5.6 および図 5.7 に流量係数 $\phi = 0.24$ およ

び $\phi = 0.17$ におけるディフューザ通路幅 $B_4 = 19.55\text{mm}$ および $B_4 = 26.14\text{mm}$ におけるディフューザ内部の速度分布および全圧分布を示す。

ディフューザ通路幅 $B_4 = 19.55\text{mm}$ では、羽根車吐出流の半径方向速度はハブ側からシュラウド側までシュラウド側において速度の低下は見られるものの、速い流速を保っていることがわかる。

一方、 $B_4 = 26.14\text{mm}$ まで拡大すると全体的に低速になる。特にハブ側に比べシュラウド側の半径方向速度は非常に低速になり、シュラウド壁面近傍では流速がほぼ0となる。このように、遠心圧縮機の特徴である羽根車吐出流の半径方向の速度ひずみが通路幅を変更することにより大きくなる。このため、動静翼間において大きな渦度が発生するだけでなく、大きな混合損失が発生すると考えられる。

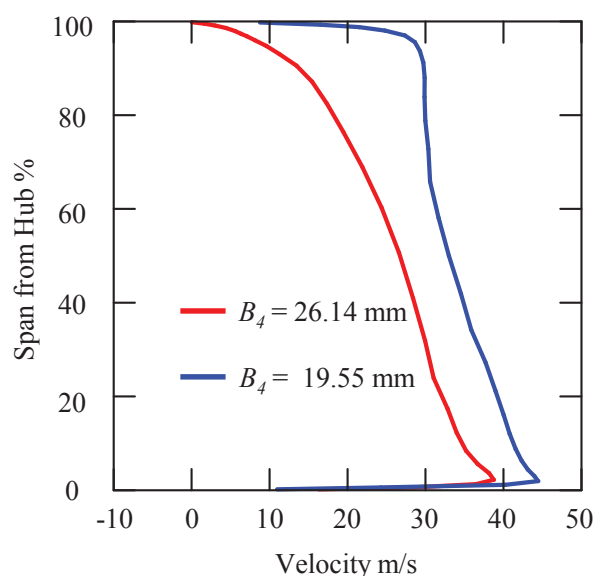


図 5.5 通路幅が羽根車吐出流に与える影響($\phi = 0.24, N = 6000\text{min}^{-1}$)

次に、ディフューザ内部流れ場について比較を行う。ディフューザ通路幅 $B_4 = 19.55\text{mm}$ では案内羽根圧力面および負圧面のどちら側にも低速度域が形成されているのに対し、 $B_4 = 26.14\text{mm}$ まで拡大すると、図 5.6 中 A で示すように低流速域が案内羽根後端のハブ側に集中する。そのため、図 5.7 に示すように $\phi = 0.24$ では、案内羽根入口付近でハブ側に存在する高い全圧を有する流体が羽根車後端ではシュラウド側に移動していることがわかる。この現象は、 $B_4 = 19.55\text{mm}$ においては $B_4 = 26.14\text{mm}$ ほど顕著に見られない。

一方、流量が低下した $\phi = 0.17$ では、 $B_4 = 19.55\text{mm}$ において案内羽根圧力面および負圧面に低流速域が拡大しているものの、図 5.7 に示すように高い全圧は維持できている。一方で、 $B_4 = 26.14\text{mm}$ においては、案内羽根の圧力面側の大部分が低流速域となっており、全圧も $B_4 = 19.55\text{mm}$ に比べて極めて低くなっていることがわかる。これは、図 5.1 に示すよ

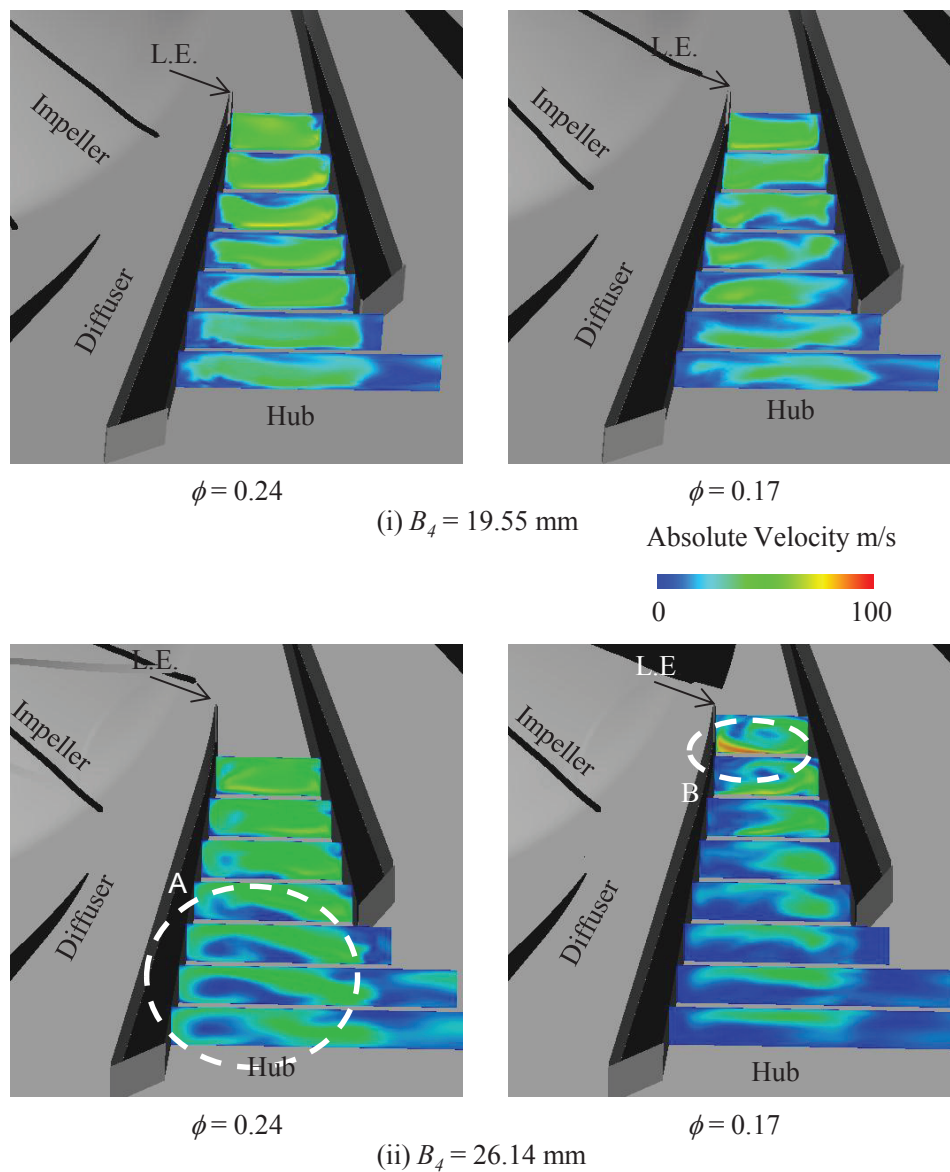


図 5.6 通路幅が圧縮機内部の速度場に与える影響 (ODV, $\phi = 0.24$)

うに, $B_4 = 19.55 \text{ mm}$ ではまだ右下がり安定領域であるのに対し, $B_4 = 26.14 \text{ mm}$ では, すでに右上がり不安定領域となってしまうためである. また, 図 5.6 中 B で示した場所において, 低流量運転にもかかわらず, 流体が加速する領域が発生している. これは, 後で詳しく述べるが案内羽根の入口部に案内羽根負圧面に渦端をもつ渦がシュラウド側からミッドスパンにかけて発達するためである. そのため, その渦がブロッキングを形成することにより, 通路幅が急激に狭められ, 流体が加速した.

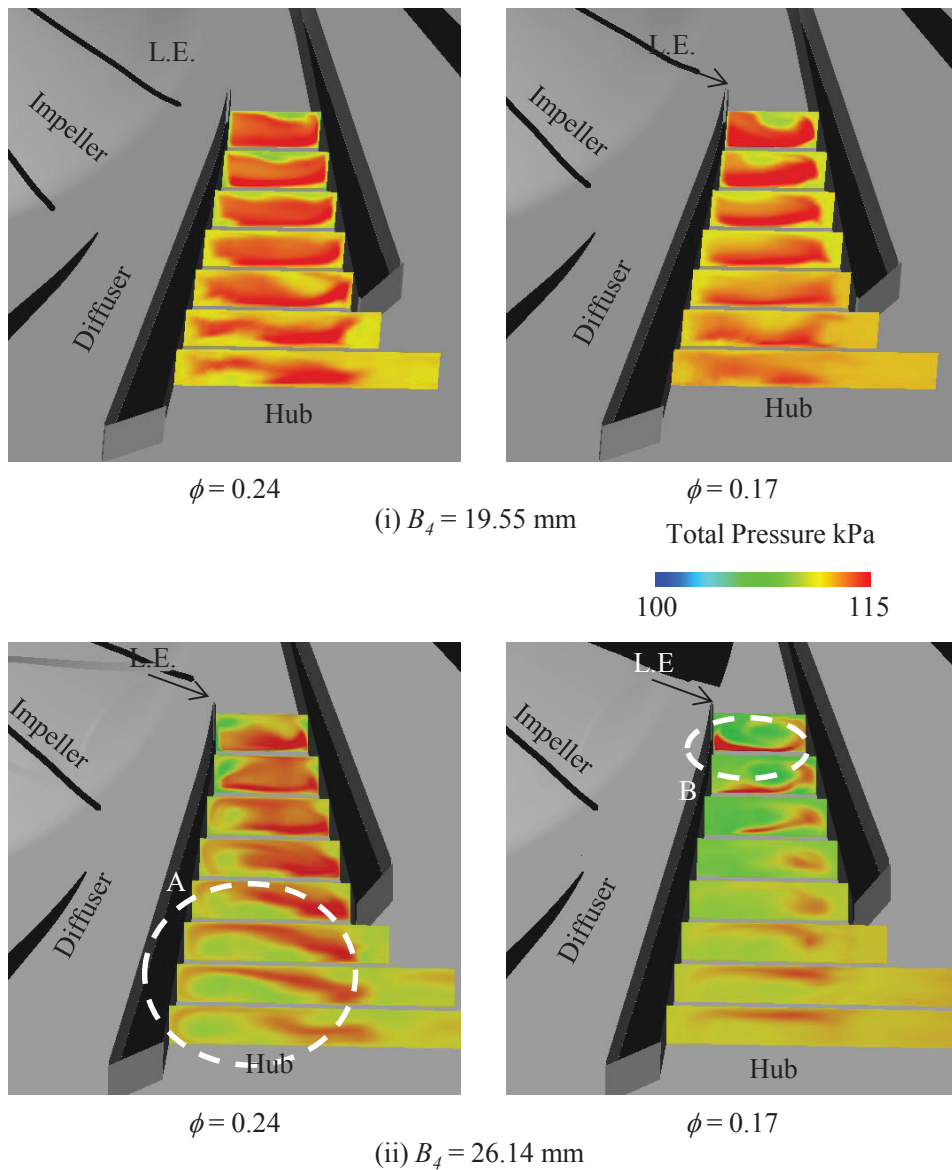
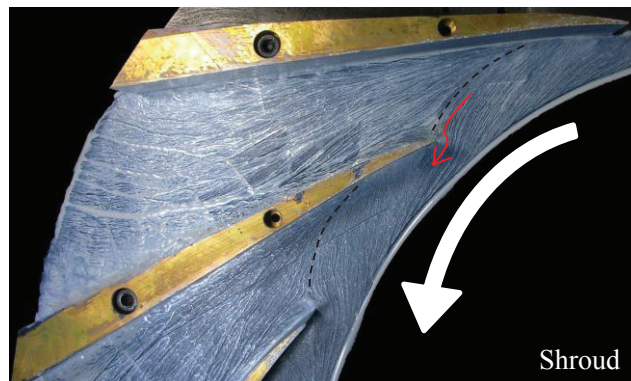


図 5.7 通路幅が圧縮機内部の圧力場に与える影響

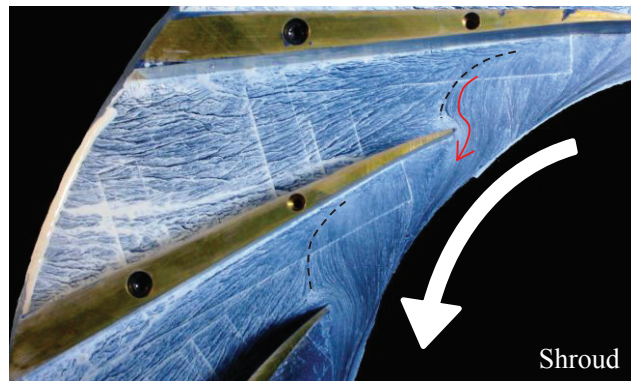
5.1.3 ディフューザ内部流れ場の調査

図 5.8 および図 5.9 に ODV および BTV Type C を設置した際のディフューザ内部流れ場を油膜法により可視化した $\phi = 0.24, 0.18$ の結果を示す。なお、図中の黒色の破線は逆流領域と順流領域との境界を示しており、赤矢印は周方向への循環流の経路を示している。また、図 5.9 中のディフューザ案内羽根翼面上の赤線はテーパ部の境界を示している。

図 5.8 から ODV を設置した際には、 $\phi = 0.24$ において、案内羽根前縁近傍に逆流と順流



(i) $\phi = 0.24$



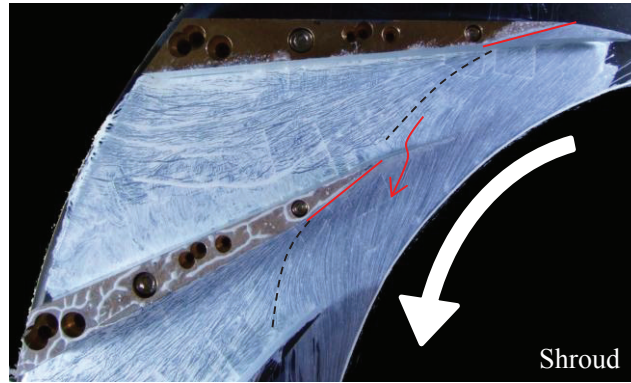
(ii) $\phi = 0.18$

図 5.8 くさび形案内羽根設置時のディフューザ内部流れ場

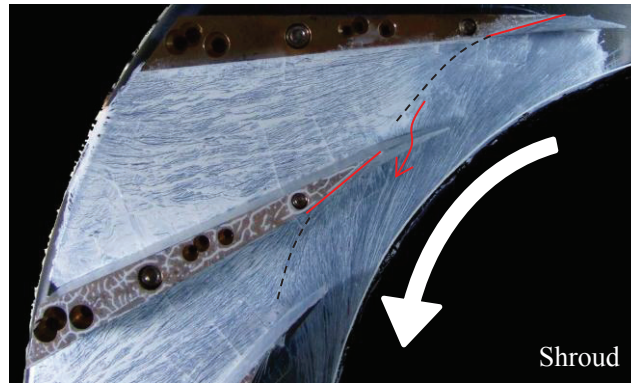
の境界線が存在することがわかる。それに伴い羽根車近傍では、赤矢印で示すように、隣接翼に向かう循環流が形成されていることがわかる。流量が低下し、 $\phi = 0.18$ になると、この逆流領域はディフューザ流路内まで拡大している。その結果、赤矢印で示すようなディフューザ前縁部を回り込む流れが形成されている。この逆流領域の拡大は圧縮機性能の低下の要因であると考えられる。

一方、案内羽根の前縁にテーパ部を設けると、図 5.9 に示すように、テーパ部を貫通する流れが生じることにより、逆流と順流の境界線が ODV に比べよりディフューザ流路の内部に形成されており、逆流領域が拡大していることがわかる。しかし、流量による影響はあまり確認されなかった。この逆流領域の拡大により、 $\phi = 0.24$ から 0.18 にかけて圧縮機性能が低下したと考えられる。一方、低流量側では、逆流領域の拡大が確認されないことから、ODV に比べて右上がり不安定領域が縮小される要因になったと考えられる。

両側にテーパ加工を施した際には、シュラウド側で逆流領域が拡大してしまうことから、シュラウド側のテーパ部は発生騒音の抑制には効果があるが、性能の低下の要因になっていることが示唆された。そこで、ハブ側またはシュラウド側のみにテーパ加工を施したハ



(i) $\phi = 0.24$



(ii) $\phi = 0.18$

図 5.9 両側テーパ形案内羽根設置時の内部流れ場

ブ側テーパ形案内羽根（HTV）およびシュラウド側テーパ形案内羽根（STV）を製作し、性能および発生騒音、内部流れ場について調査を行った。

5.1.4 ハブ側およびシュラウド側テーパ形案内羽根の効果

図 5.10 および図 5.11 にハブ側およびシュラウド側テーパ形案内羽根設置時の性能および発生騒音について調査した結果を示す。なお、ハブ側およびシュラウド側テーパ形案内羽根の前縁高さ $B_T = 0.8 B_4$ とした。また、図 5.12 および図 5.13 に性能および発生騒音に対しての案内羽根前縁高さ B_T の影響について示す。

図 5.10 に示すように、STV を設置すると、ODV に比べ、 $\phi = 0.24$ から 0.18 にかけて、性能の低下が認められる。これは、BTV 設置時と同じ傾向である。また、右上がり不安定領域を縮小することができなかった。一方、HTV を設置すると、高流量域において高い性能を維持したまま、低流量において右上がり不安定領域を縮小することができた。一方、発生騒音は HTV および STV のどちらを設置しても、 $\phi = 0.24$ において、約 3 dB の騒音レベルの低減が可能であった。しかし、 $\phi = 0.18$ においては、STV を設置した場合には、発生騒

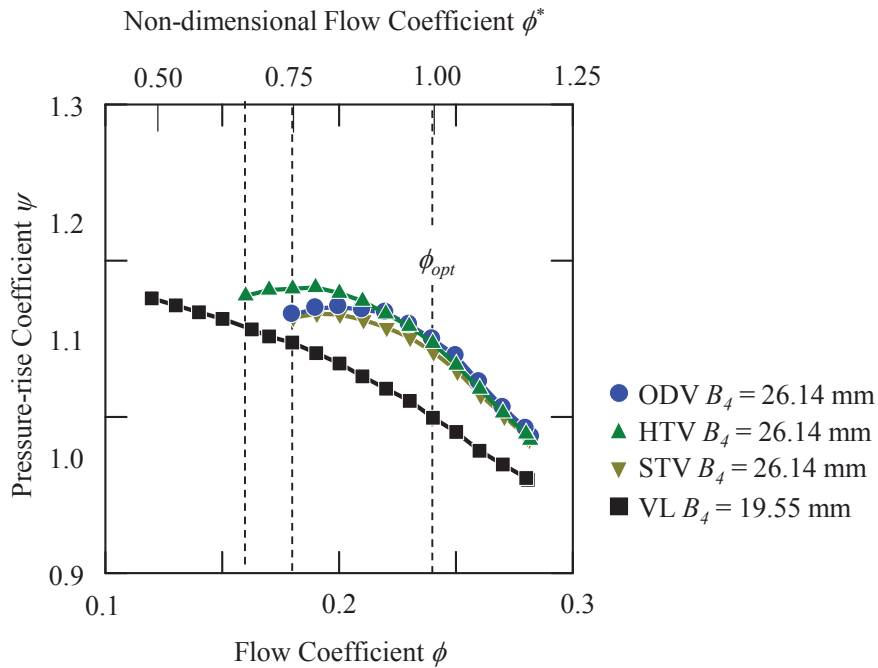


図 5.10 ハブ側およびシュラウド側テーパ形案内羽根が性能に与える影響

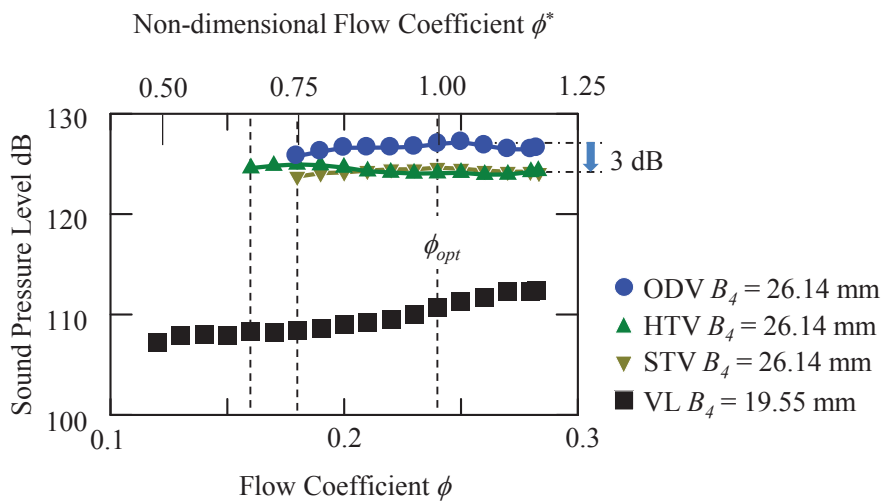


図 5.11 ハブ側およびシュラウド側テーパ形案内羽根が発生騒音に与える影響

音は低減する傾向を示すが、HTV を設置した場合には $\phi = 0.24$ に比べて増大する傾向を示した。このことから、低流量においては、発生騒音の主要な発生部位はシュラウド側に存在すると推測される。しかし、どちらの場合においても、すべての流量域において ODV に比べて発生騒音の増大を抑制可能であった。

次に、案内羽根の前縁高さ B_r の影響について考察する。図 5.12 に示すように、HTV を

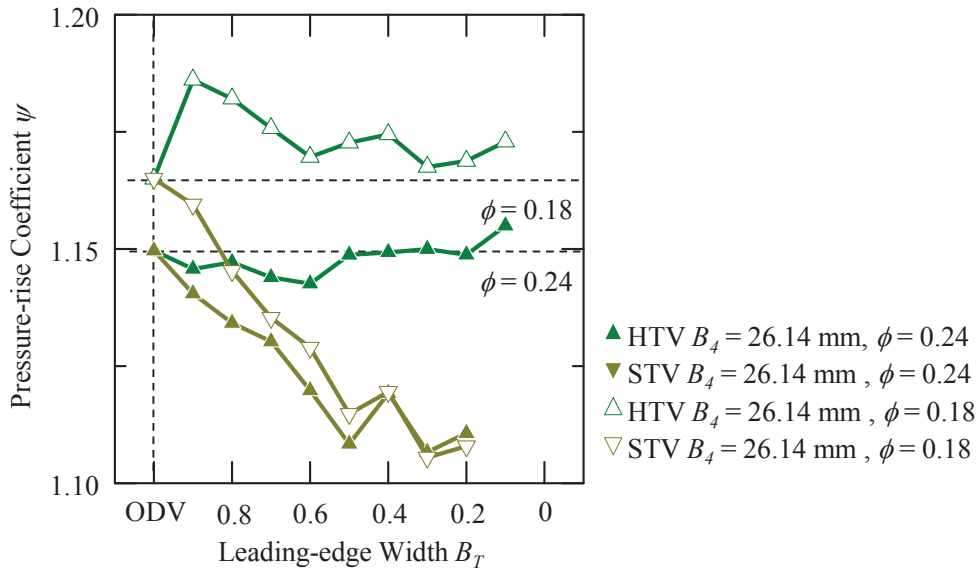


図 5.12 テーパー形案内羽根の前縁高さが性能に与える影響

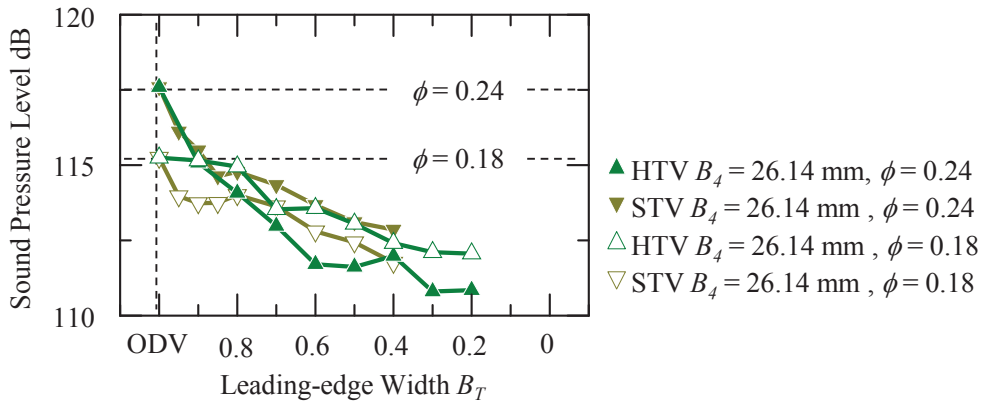


図 5.13 テーパー形案内羽根の前縁高さが発生騒音に与える影響

設置すると $\phi=0.24$ においては大きな低下を伴わず高い圧力上昇を維持可能であった。また、 $\phi=0.18$ においては、すべての前縁高さ B_T において性能の改善が見られた。一方、STV を設置すると、すべての前縁高さについてどの流量においても大幅な性能低下が見られた。

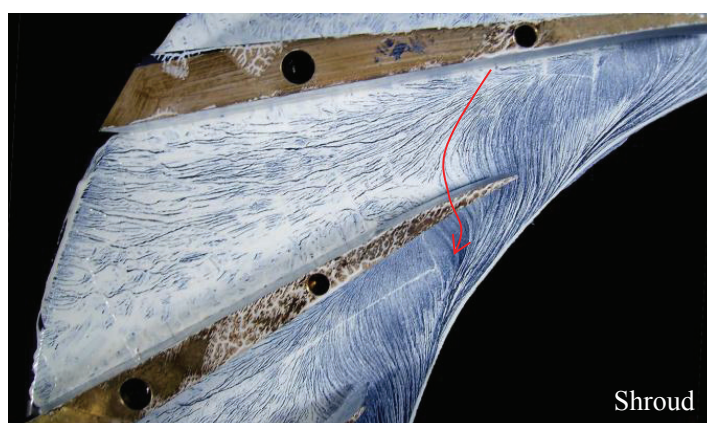
発生騒音の増大の抑制効果については図 5.13 に示すように、HTV および STV のどちらのテーパー形案内羽根を用いても、前縁高さ B_T の縮小に伴い効果的に発生騒音の低減化効果が得られた。特に、ハブ側テーパー形案内羽根を用いた場合には、 $\phi=0.24$ において発生騒音の低減効果が顕著であった。このことから、ハブ側テーパー形案内羽根を設置することにより、高い圧力上昇が得られることはもちろん、発生騒音の増大を抑制可能であることがわ

かった。したがって、前縁高さ B_T には性能、発生騒音の抑制効果の点において最適値が存在することがわかった。

次に、シュラウド側テーパ形案内羽根 (STV) およびハブ側テーパ形案内羽根 (HTV) 設置時のディフューザ翼間シュラウド壁面の流れ場を油膜法により可視化した結果を図 5.14 および図 5.15 に示す。STV を設置した場合には、図 5.9 に示した BTV の場合と同じように、テーパ部を貫通する流れが生じる。このため、流量が $\phi=0.18$ まで低下すると、シュラウド側に大きな逆流領域が BTV と同様形成され、性能低下の要因であると考えられる。一方、HTV を設置した場合には、図 5.15 に示すように、 $\phi=0.24$ では、ODV とほぼ同様な傾向を示しているのに対して、 $\phi=0.18$ においては、案内羽根前縁部の逆流領域の成長が抑制されていることがわかる。このことが、HTV が低流量域において性能が改善できた要因であると考えられる。

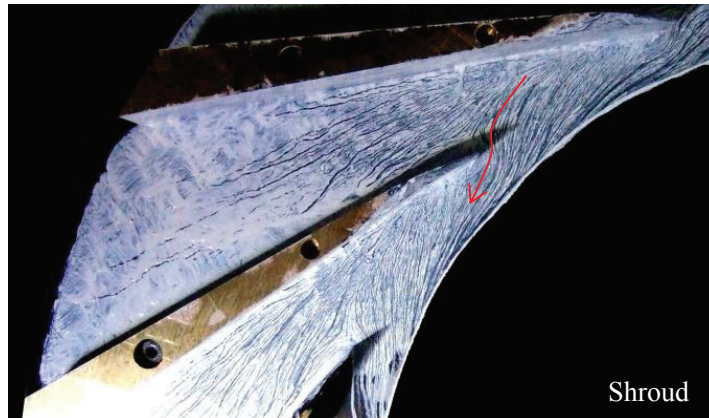


(i) $\phi=0.24$

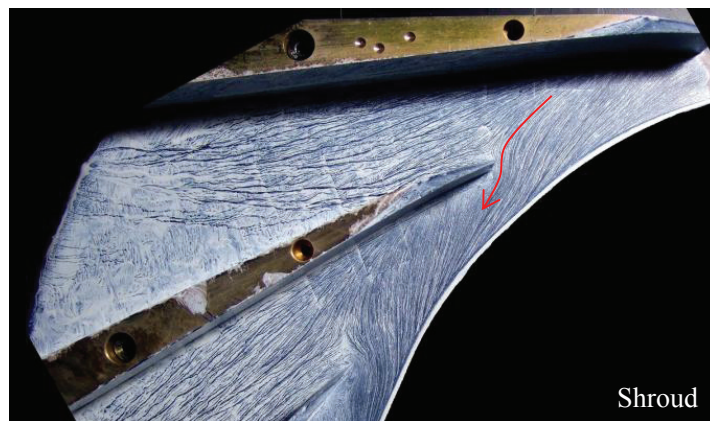


(ii) $\phi=0.18$

図 5.14 シュラウド側テーパ形案内羽根設置のディフューザ内部流れ場



(i) $\phi=0.24$



(ii) $\phi=0.18$

図 5.15 ハブ側テーパ形案内羽根設置時のディフューザ内部流れ場

5.2 ディフューザ前縁渦の挙動

前節までに、HTV を用いることにより高い圧力上昇を維持したまま、発生騒音を抑制することが可能であることがわかった。本節では、HTV を採用した際に性能が改善可能な要因についてまとめる。

5.2.1 ディフューザ前縁渦

図 5.1 通路幅が圧縮機性能に与える影響に示したように、通路幅を拡大すると低流量において右上がり不安定領域が拡大する。ディフューザ部の内部流れ場を理解するため、 $B_4 = 26.14 \text{ mm}$ における羽根車出口部からディフューザ案内羽根入口にかけての平均半径速度のスパン方向分布について考察する。図 5.16 に動静翼間のセミベーンレス部の半径方向速度のスパン方向分布を示す。なお、上部に計測位置を半径比 R に対する羽根車からの距離で示している。図 5.16 に示すように、羽根車出口からディフューザ案内羽根入口

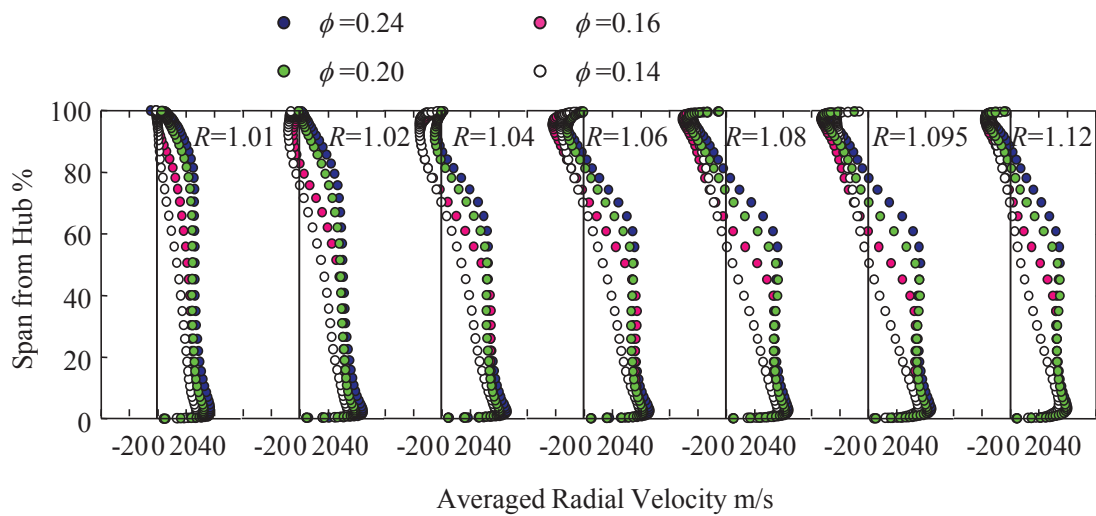


図 5.16 動静翼間における半径方向流速のスパン方向分布

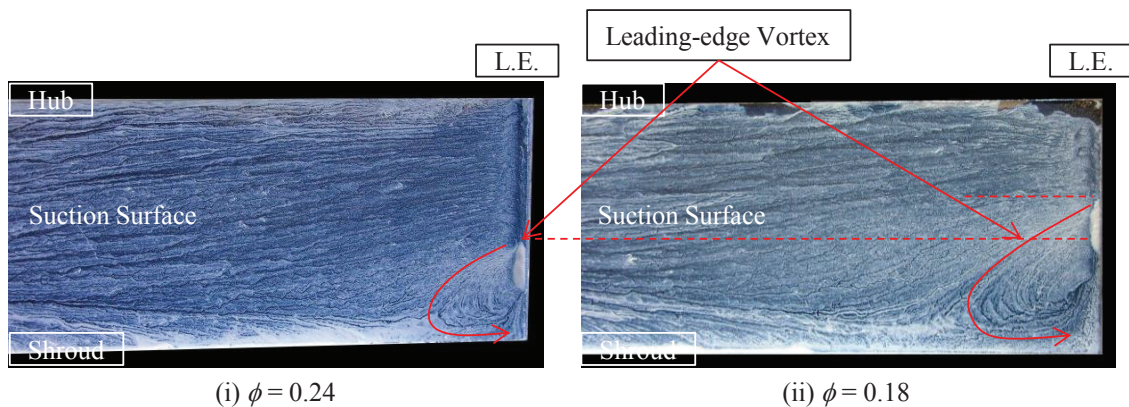


図 5.17 ディフューザ前縁渦の発生源の可視化

部に近づくとつれて、シュラウド側の流れが逆流となる。この影響により、案内羽根入口部のシュラウド側には定常的に渦度が発生し、蓄積されている。

図 5.17 に案内羽根入口部の負圧面シュラウド側に形成される渦を油膜法により可視化した結果を示す。先ほど述べたように、ディフューザ案内羽根入口部のシュラウド側において羽根車吐出流の特異な流れ構造の影響により定常的に渦度が蓄積される。このため、図 5.17 に示すように案内羽根入口部に渦が形成される。以後、この渦をディフューザ前縁渦と呼ぶことにする。

ディフューザ前縁渦は、 $\phi=0.24$ においては、通路幅の約 40%程度の大きさであったが、

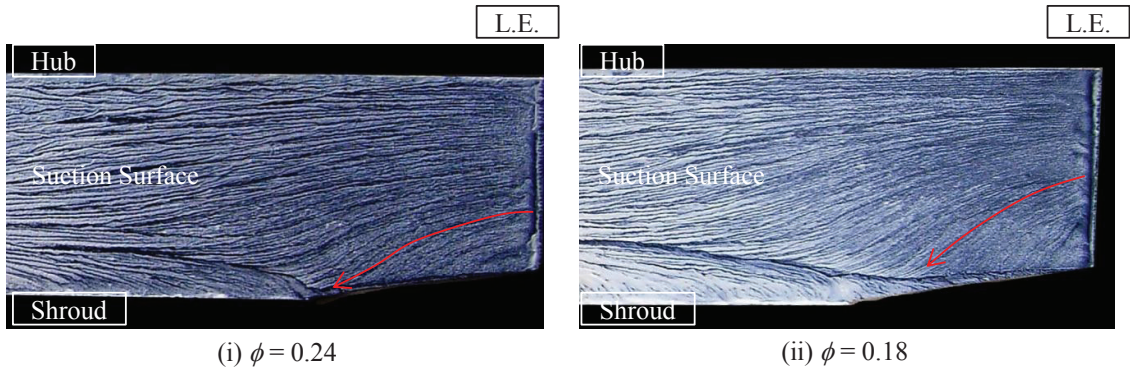


図 5.18 シュラウド側テーパ形案内羽根設置時の案内羽根前縁の流れ場

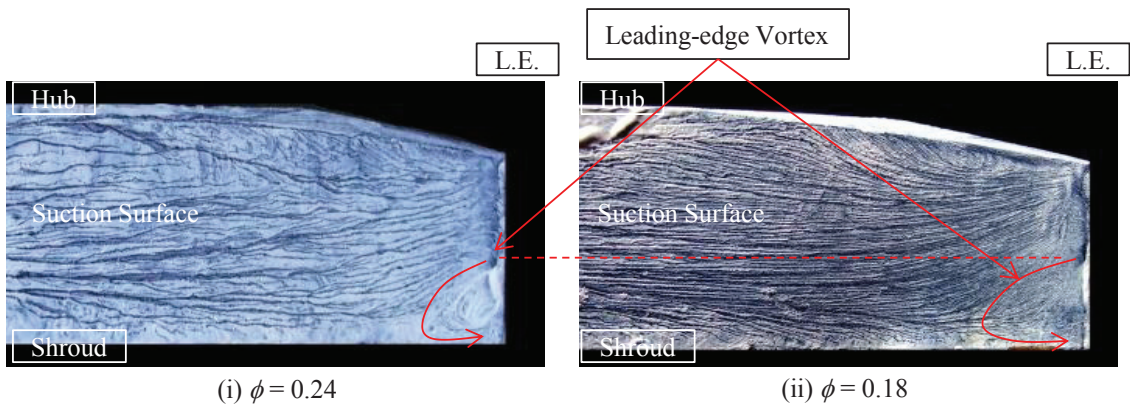


図 5.19 ハブ側テーパ形案内羽根設置時の案内羽根前縁の流れ場

$\phi=0.18$ においては通路幅の約 60%程度までハブ側に向かって成長している。このことから、ディフューザ前縁渦は供試圧縮機の低流量運転状態において、右上がり不安定領域を拡大し、性能低下の一要因となると考えられる。そこで、次節ではディフューザ前縁渦が内部流れ場に与える影響について、DES を用いた数値解析により調査を行った。

次に、ハブ側およびシュラウド側にテーパ加工を施したテーパ形案内羽根を設置した際のディフューザ前縁渦を油膜法により可視化した。図 5.18 にシュラウド側テーパ形案内羽根(STV)、図 5.19 にハブ側テーパ形案内羽根(HTV)設置時の油膜法によるディフューザ前縁渦の可視化結果を示す。

図 5.18 に示すように、STV を設置した場合には、ディフューザ前縁渦自体は確認できない。しかし、図中赤矢印で示すようなミッドスパンからシュラウドに向かう流れは確認できる。また図 5.14 に示したように、ディフューザ翼間通路の案内羽根入口部近傍のシュラウド壁面にテーパ部を貫通する逆流領域が形成された。このことから、ディフューザ前縁渦自体は確認できないものの、渦自体は存在しており、逆流の要因となっていることが示唆される。

一方、図 5.19 に示すようにハブ側テーパ形案内羽根を設置した場合には、ディフューザ

前縁渦が存在する。この渦は ODV と同程度であり、通路幅の約 40%程度である。しかし、ODV では図 5.17 に示した通り流量の低下に伴い前縁渦はハブ側に大きく成長したが、HTV 設置時には、この前縁渦の成長は確認できなかった。このことから、HTV を設置した場合には低流量域においてこのディフューザ前縁渦の成長を抑制することによって ODV に比べて高い圧力上昇が得られたと考えられる。

5.2.2 ディフューザ前縁渦の非定常挙動

前節までに、ディフューザ前縁渦が低流量において大きく成長することによってディフューザ損失の要因となっていることが示唆された。そこで、ディフューザ前縁渦の挙動を明らかにするために、ODV とディフューザ前縁渦の成長を抑制可能であった HTV を対象として DES による数値解析を実施した。

図 5.20 および図 5.21 に Q 定義により渦コアを抽出し、無次元ヘリシティにより着色したディフューザ前縁渦を示す。図 5.20 および図 5.21 はそれぞれ $\phi=0.24$ および 0.14 の結果である。図 5.20 に示すように $\phi=0.24$ においてディフューザ前縁渦は案内羽根前縁部の負圧面シュラウド側から隣接翼に向かって成長している。また、図 5.21 に示すように、流量が低下すると、実験の結果と同様、前縁渦は大きく成長していることが確認できる。この前縁渦は $\phi=0.1$ においては、通路幅のほぼ 80% 程度まで成長しているた

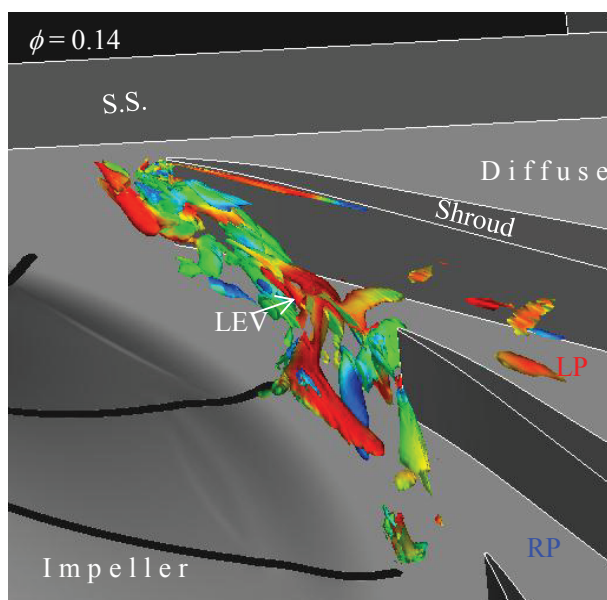


図 5.20 ディフューザ前縁渦 (ODV, $\phi=0.24$)

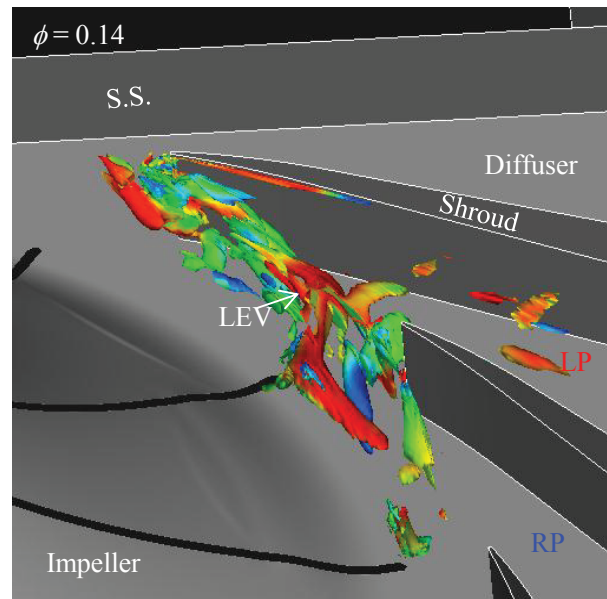


図 5.21 ディフューザ前縁渦 (ODV, $\phi = 0.14$)

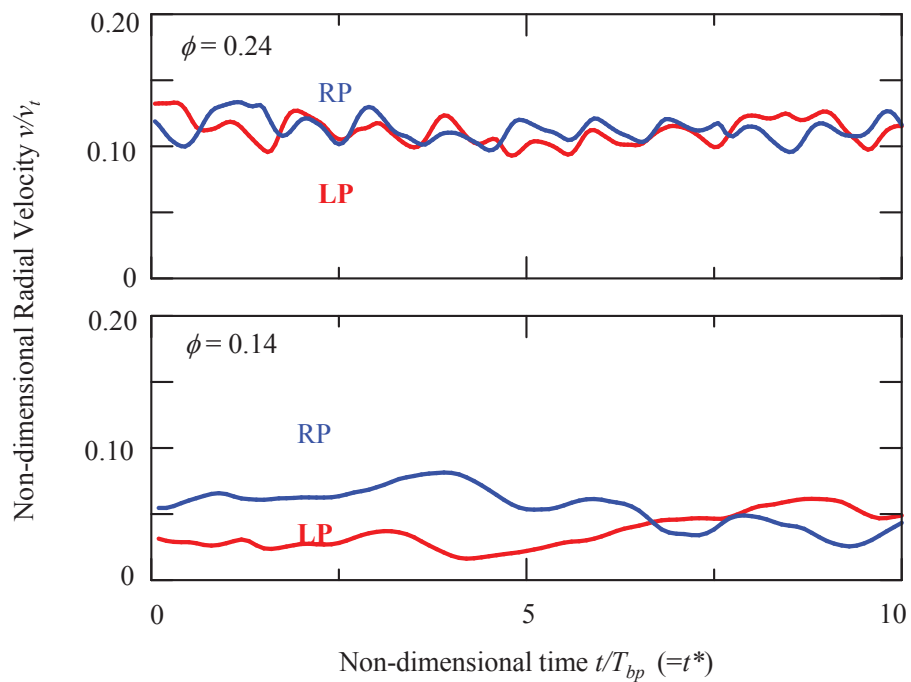


図 5.22 ディフューザ間の速度変動 (ODV, $\phi = 0.24$ および 0.14)

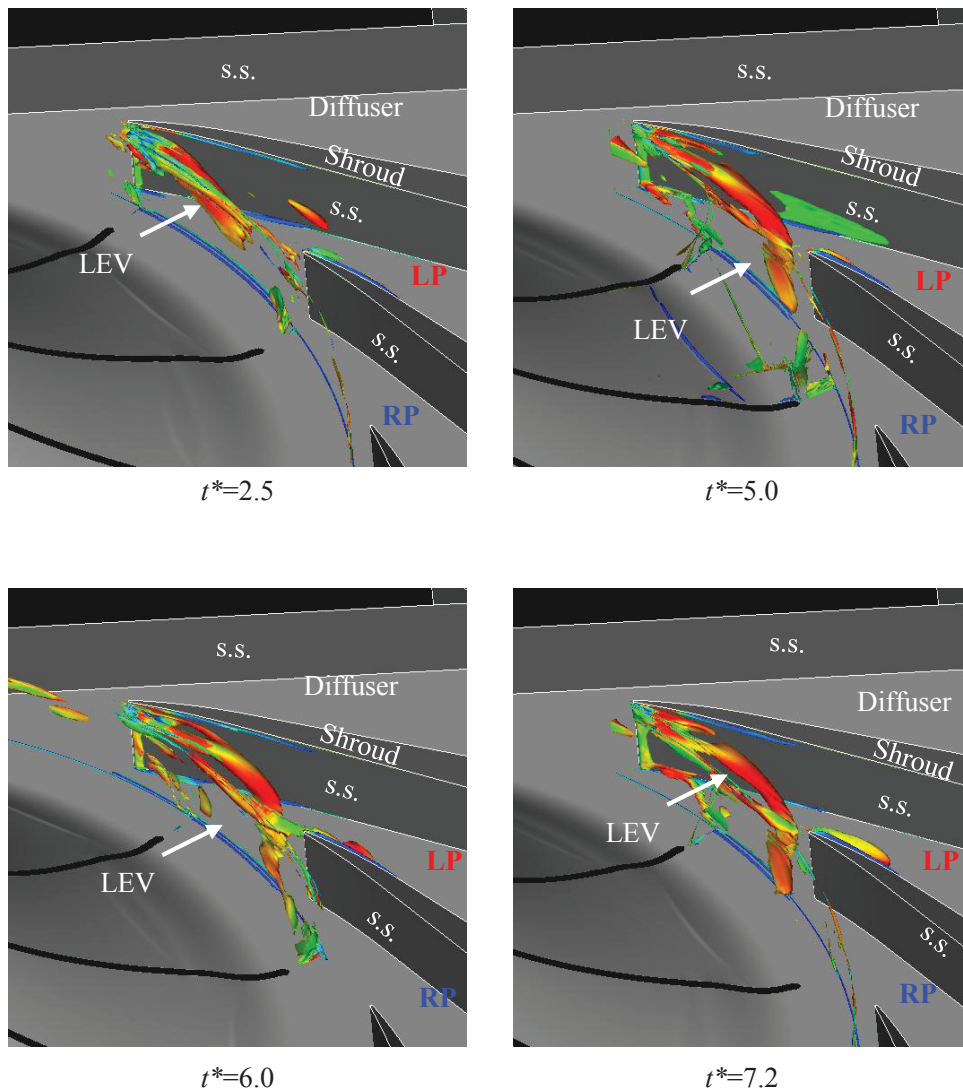


図 5.23 ディフューザ前縁渦の時間的挙動 (ODV, $\phi = 0.24$)

め、ディフューザ部の主流を阻害し、ディフューザ部の損失の一要因となっている。このことから、ディフューザ前縁渦の成長を抑制することは、圧縮機のディフューザ部の性能の改善に大きく寄与すると考えられる。

図 5.22 に ODV 設置時のディフューザ翼間の速度変動を示す。なお、図中の LP および RP は、図 5.20 に示すディフューザ左右翼間であり、上下図の流量はそれぞれ、 $\phi = 0.24$ および 0.24 である。また、縦軸は羽根車出口のチップ流速により正規化しており、横軸は羽

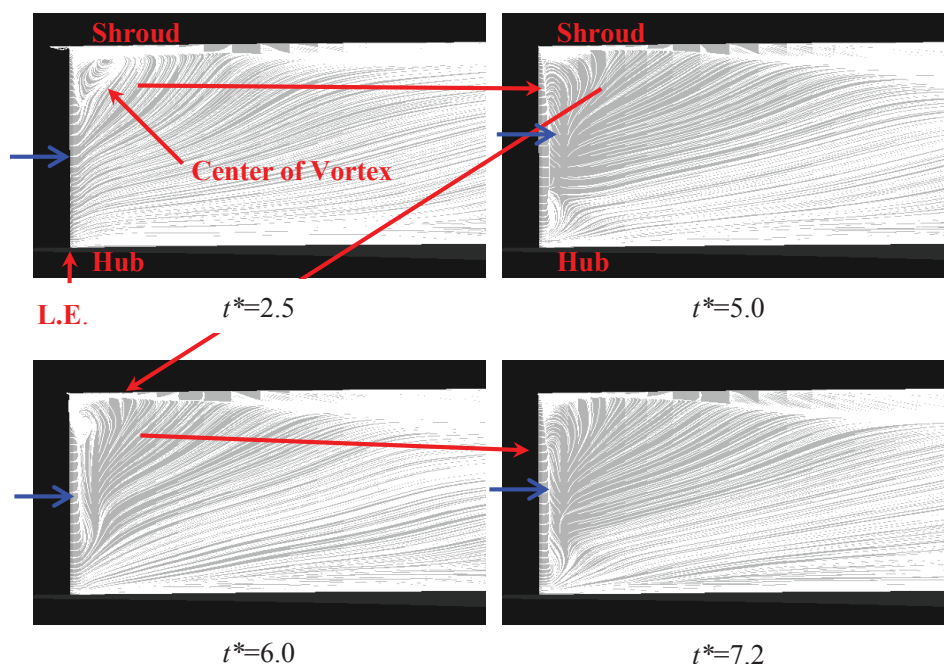


図 5.24 ディフューザ案内羽根負圧面上の限界流線の時間変化 (ODV, $\phi = 0.14$)

根車が一翼分移動するのに有する時間により無次元化を施した。また、図 5.22 のそれぞれの流量係数における速度変動の極値を示した時刻に対応したディフューザ前縁渦の挙動およびその際のディフューザ案内羽根負圧面上の限界流線の調査を行った。それぞれ図 5.23, 図 5.24, 図 5.25 および図 5.26 に示す。なお、図 5.24, 図 5.26 においての青色の矢印は、ディフューザ前縁渦により、主流と逆流の境界である。

$\phi = 0.24$ では、図 5.20 に示したようにディフューザ前縁渦はディフューザ部入口シュラウド側部分に存在しているものの、ディフューザの左右翼間の速度変動はほぼ同レベルであり大きな差は見られない。このとき、図 5.23 および図 5.24 から、ディフューザ前縁渦は存在しているもののその大きさに大きな変化がない。このことから、ディフューザ前縁渦は $\phi = 0.24$ では、存在はしているものの大きな変動がなく安定しており、内部流れ場に大きな影響は及ぼしていないと考えられる。

一方で、 $\phi = 0.14$ では、左右翼間において大きく異なっている。特に、LP 側翼間の流速が RP 側翼間の流速に比べて大きく低下していることから、LP 側の翼間は失速に陥っていると考えられる。このとき、図 5.25, 図 5.26 中の $t^* = 3.4$ においてディフューザ前縁渦 $\phi = 0.24$ に比べ大きく成長しており、ほぼハブ側まで拡大していることがわかる。このことから、ディフューザ前縁渦が成長することにより、ディフューザ案内羽根入口の全スパンにわたってブロックageを形成することが、ディフューザ案内羽根翼間に発生する局所的

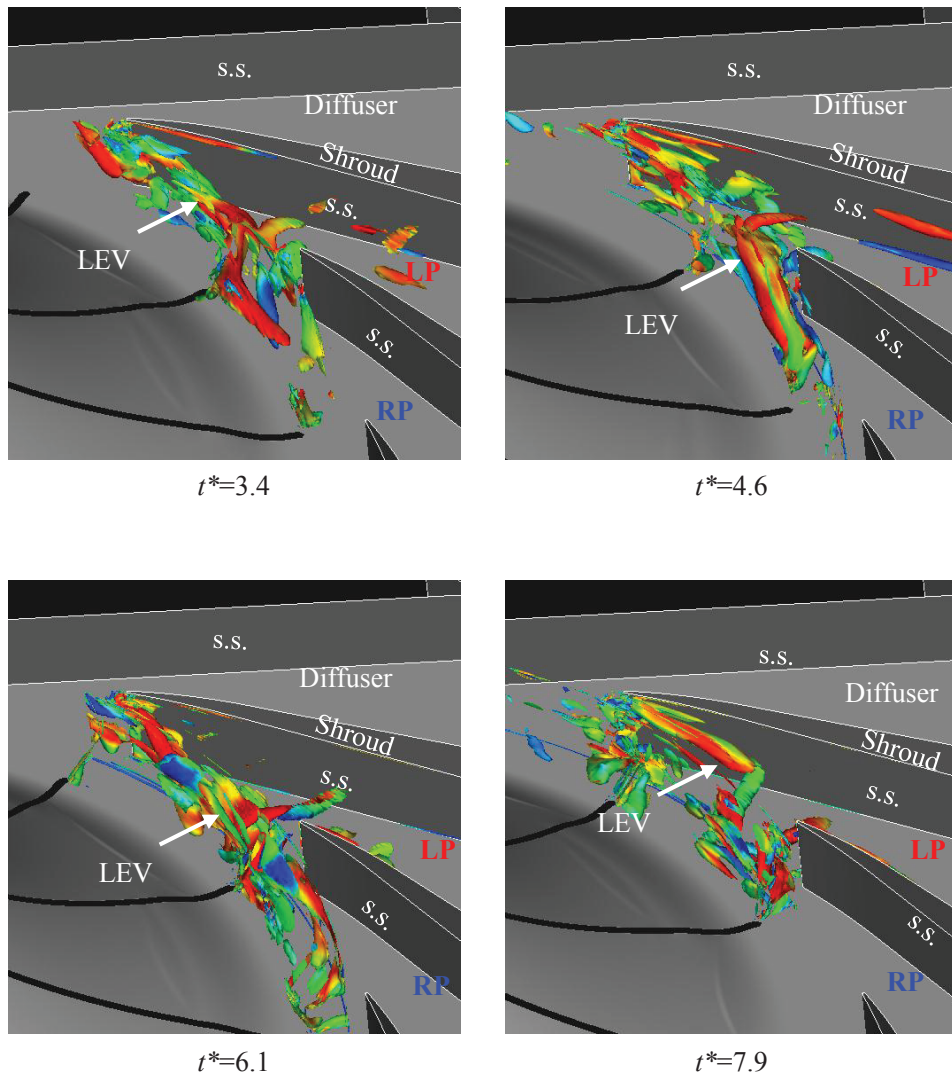


図 5.25 ディフューザ前縁渦の時間挙動 (ODV, $\phi = 0.14$)

な失速の原因である。

また、図 5.22 中の $\phi = 0.14$ では、時間の経過とともに、LP 側および RP 側の速度変動レベルの差が徐々に縮小している。図 5.25 および図 5.26 から、LP 側の速度が大きくなるにつれて、ディフューザ前縁渦の大きさが縮小している。このことから、このディフューザ前縁渦の時間的な拡大縮小運動が遠心圧縮機におけるディフューザ部に発生する失速の初生の一要因であると考えられる。

次に、HTV を設置した際のディフューザ翼間の速度変動を図 5.27 に示す。また、ODV と $\phi = 0.24$ および 0.14 について同様にディフューザ前縁渦の渦コアを可視化した結果およ

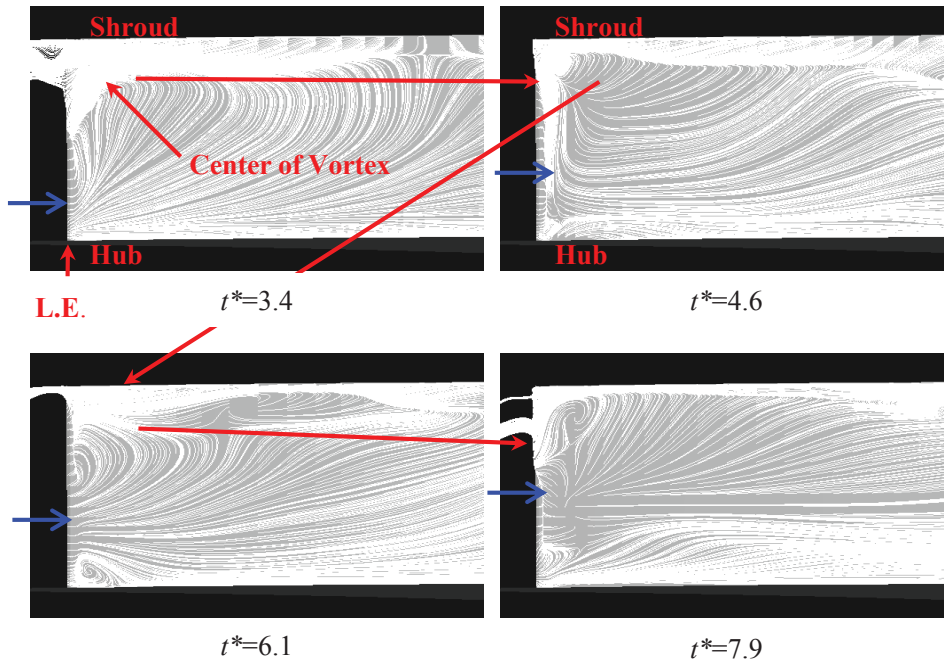


図 5.26 ディフューザ案内羽根負圧面上の限界流線の時間変化 (ODV, $\phi = 0.14$)

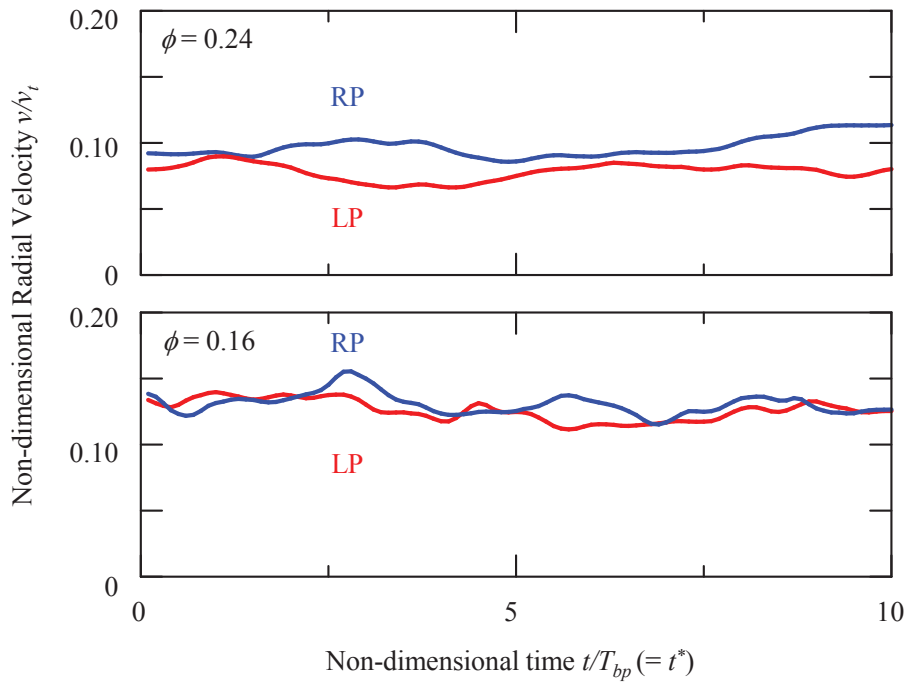


図 5.27 ディフューザ案内羽根翼間の速度変動 (HTV, $\phi = 0.24$ および 0.14)

びその際のディフューザ案内羽根負圧面上の限界流線をそれぞれ図 5.28, 図 5.29, 図 5.30, 図 5.31 に示す。

図 5.27 より，HTV を設置した場合， $\phi=0.24$ においては ODV を設置した場合と似た傾向を示し，左右翼間の速度変動はよく一致している．また，図 5.28，図 5.29 から，ディフューザ前縁渦が案内羽根負圧面のシュラウド側に存在することが確認できる． $\phi=0.24$ では，ディフューザ前縁渦は時間的に安定して存在しており，大きな変化は見られない．一方， $\phi=0.14$ においても，左右翼間の速度変動は $\phi=0.24$ に比べて変化はしているものの，速度変動に大きな差異は現れていない．また，ディフューザ前縁渦についても $\phi=0.24$ に比べ，大きく拡大はしているものの，通路幅の約 60%程度の大きさに留まっている．このため， $\phi=0.14$ においてもディフューザ翼間内に局所的な失速は確認できない．

以上のことから，HTV を設置することにより，流量の低下に伴うディフューザ前縁渦の拡大を抑制するとともに，ディフューザ部に発生する失速を回避できると考えられる．

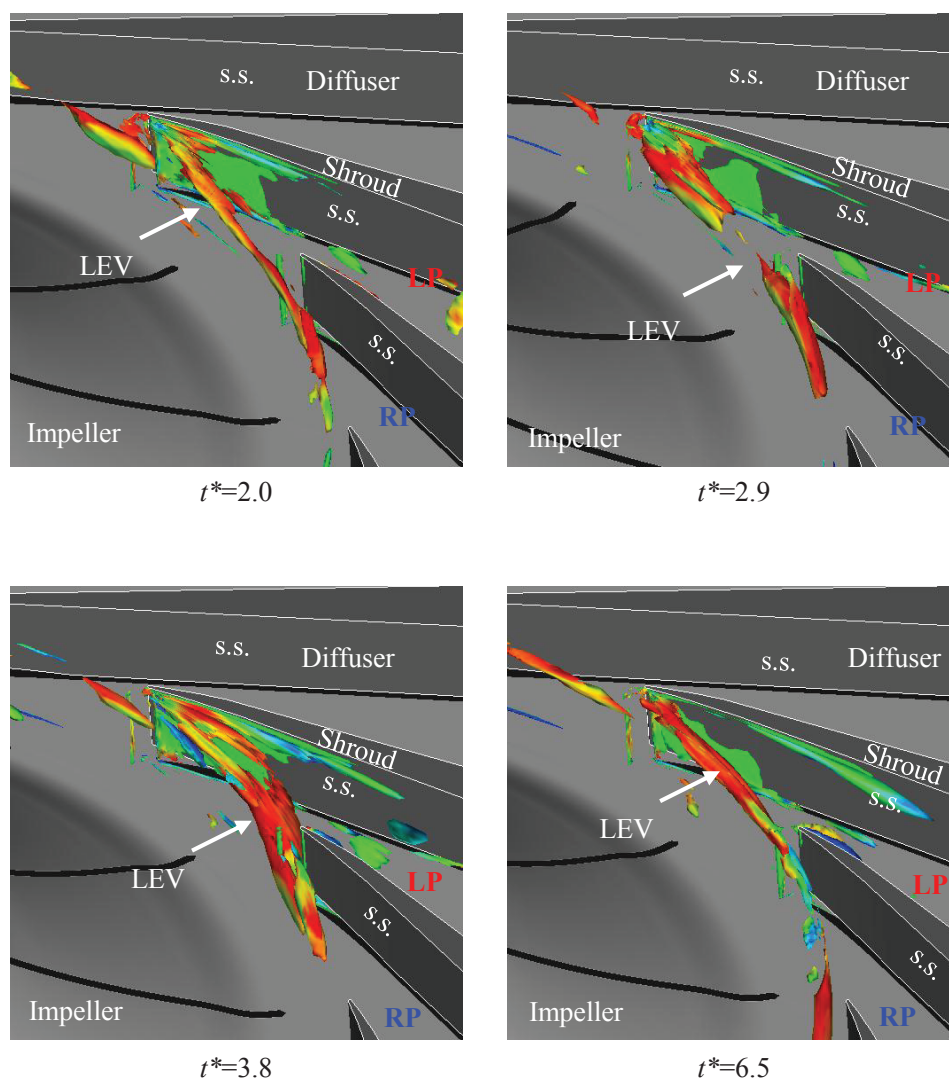


図 5.28 ディフューザ前縁渦の時間挙動 (HTV, $\phi=0.24$)

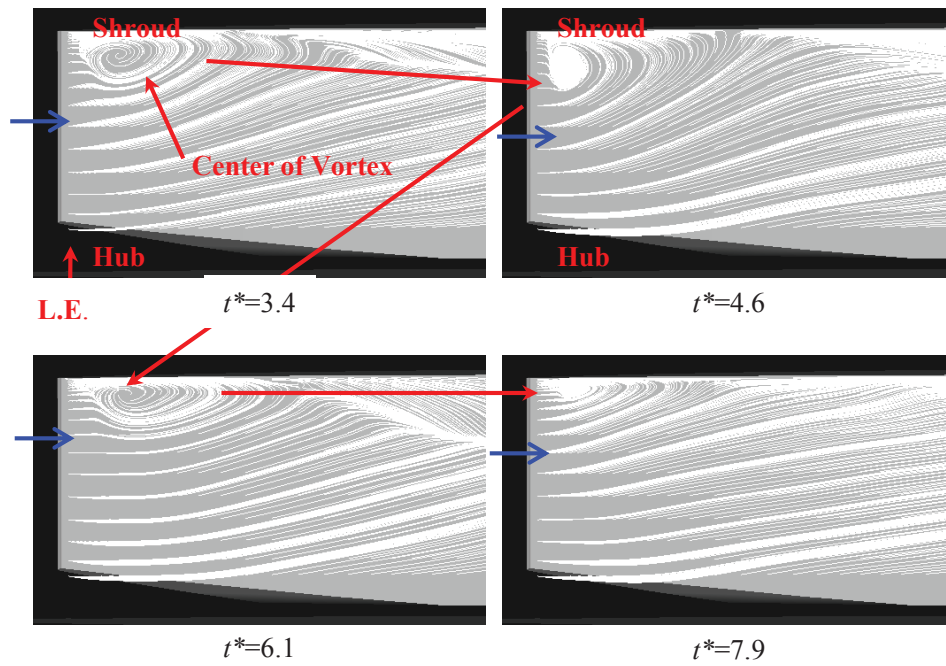


図 5.29 ディフューザ案内羽根負圧面上の限界流線の時間変化 (HTV, $\phi = 0.24$)

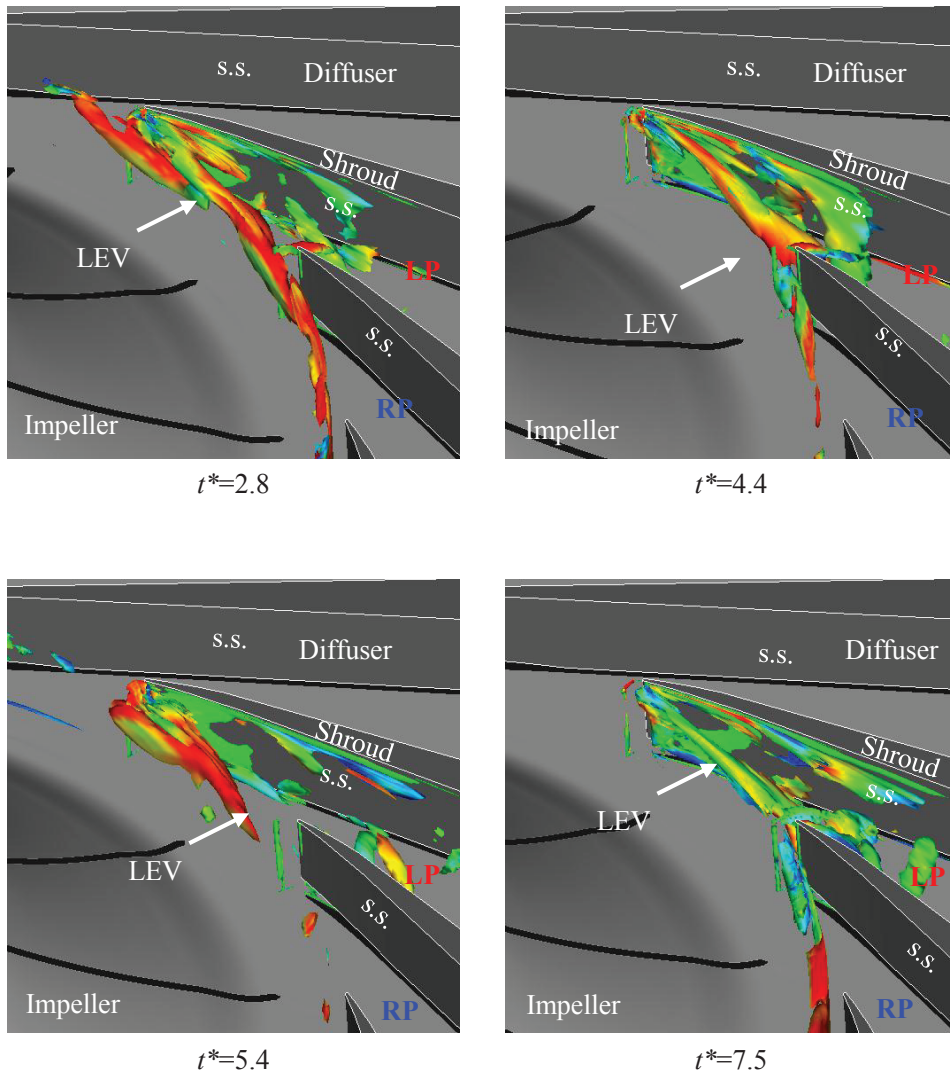


図 5.30 ディフューザ前縁渦の時間挙動 (HTV, $\phi = 0.14$)

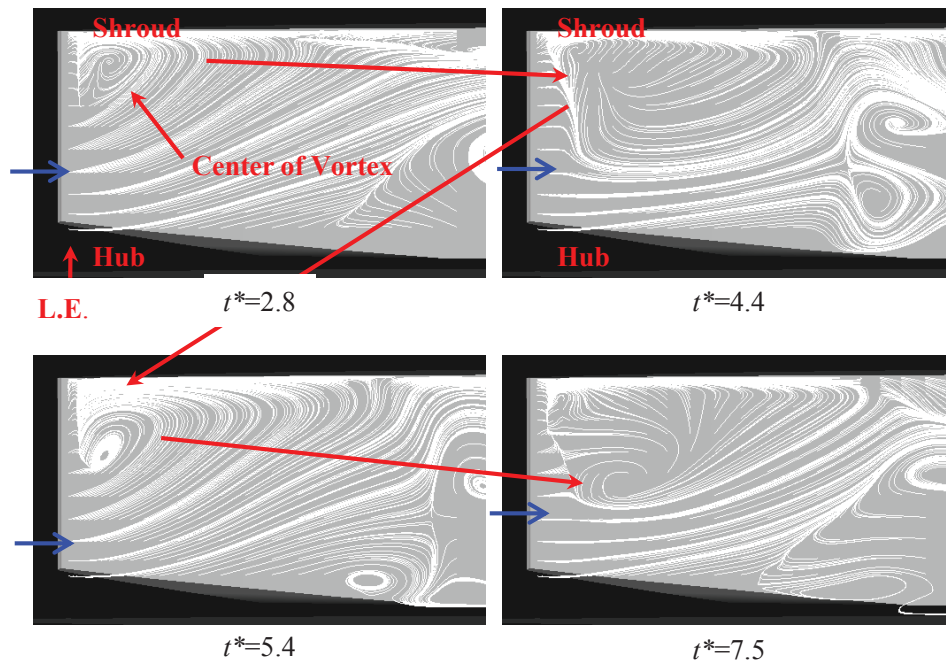


図 5.31 ディフューザ案内羽根負圧面上の限界流線の時間変化 (HTV, $\phi = 0.24$)

第6章 動静翼間距離および設置角が性能および騒音に与える影響

前節では、ディフューザ通路幅が性能および騒音に与える影響についての検討を行った。本節では、羽根車出口と案内羽根入口の隙間(動静翼間距離と呼ぶ、Impeller-Diffuser Radial Gap)および設置角の影響について調査を行った。また、三次元テーパ形案内羽根の効果についての検討も行った。

表 6.1 に本章で調査を行ったディフューザ案内羽根の無次元動静翼間距離と設置角を示す。

表 6.1 ディフューザ案内羽根の設置位置

Installed Position	Impeller-diffuser Radial Gap $L_{id} = D_3/D_2$	Inlet Angle β deg
Original	1.10	23.4
Position 1	1.05	23.4
Position 2	1.05	28.2
Position 3	1.05	20.3

6.1 動静翼間距離の影響

まず設置角 β を変化させずに、動静翼間距離 L_{id} ($= D_3/D_2$)のみ1.10 (Original)から 1.05 (Position 1)まで縮小した。図 6.1 および図 6.2 に性能および騒音特性について示す。また、図 6.3 に $\phi=0.24$ における騒音スペクトルを示す。図 6.1 から明らかなように、動静翼間距離 $L_{id}=1.05$ に設定すると、 $L_{id}=1.10$ に比べて全流量範囲において高い圧力上昇が得られることがわかる。これは、動静翼間における羽根車後流の混合による損失が動静翼間を縮小することによって、抑制されるためであると考えられる。しかし、安定作動範囲には変化は見られない。一方、発生騒音は動静翼間距離の縮小に伴って、約 4 dB 増大している。これは、図 6.3 の騒音スペクトルから動静翼干渉騒音の基本周波数である $f_{BPF} = 1400$ Hz において、音圧レベルが約 4 dB 上昇していることから、動静翼間距離を縮小により羽根車吐出流と案内羽根前縁が強く干渉したためであると考えられる。また広い周波数帯において、音圧レベルが上昇していることも確認できる。

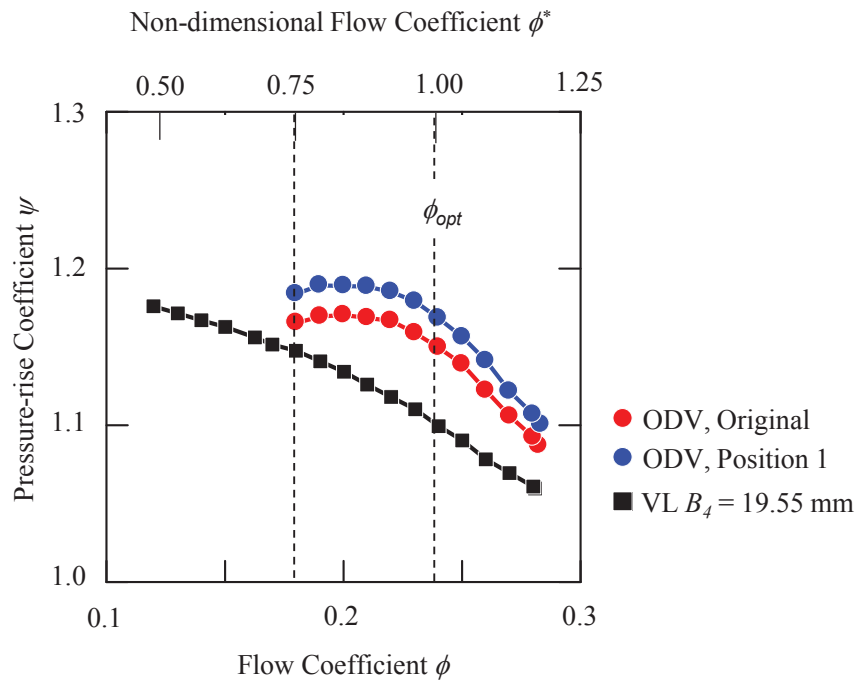


図 6.1 動静翼間距離が性能に与える影響

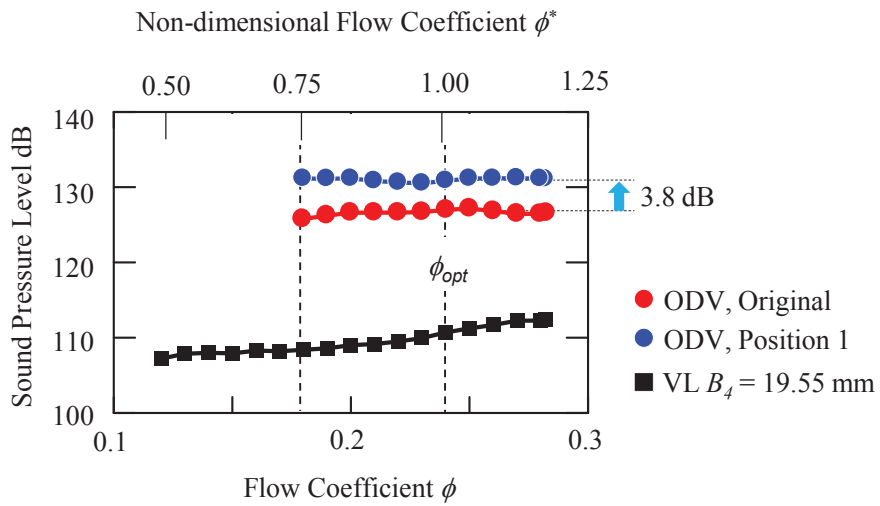


図 6.2 動静翼間距離が騒音に与える影響

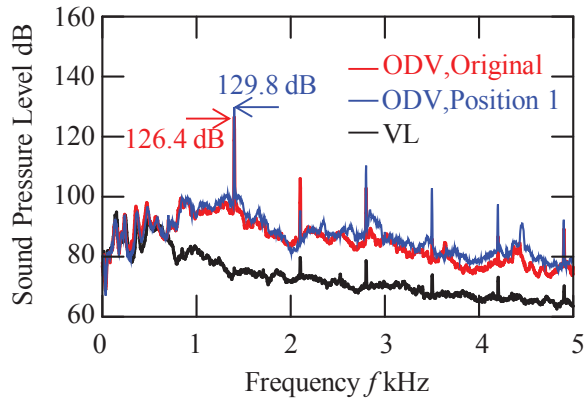


図 6.3 動静翼間距離を縮小した際の騒音スペクトルの変化

発生騒音の上昇の原因が羽根車後流と案内羽根前縁との干渉であると考えられることから，動静翼間距離を縮小した際にも，テーパ形案内羽根は騒音低減化に有効であると考えられる．そこで，ディフューザ通路幅 $B_4 = 26.14 \text{ mm}$ において，性能を改善しつつ発生騒音を抑制できたハブ側テーパ形案内羽根を適用し性能および発生騒音を調査した．図 6.4 および図 6.5 にハブ側テーパ形案内羽根設置時の性能および騒音特性について示す．また図 6.6 に $\phi = 0.24$ における騒音スペクトルを示す．

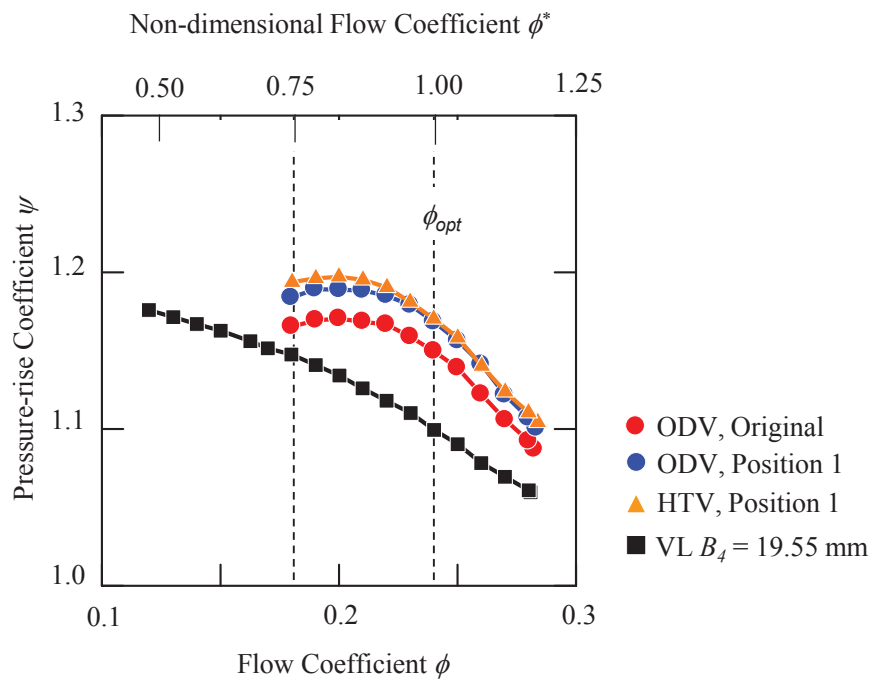


図 6.4 ハブ側テーパ形案内羽根が性能に与える影響

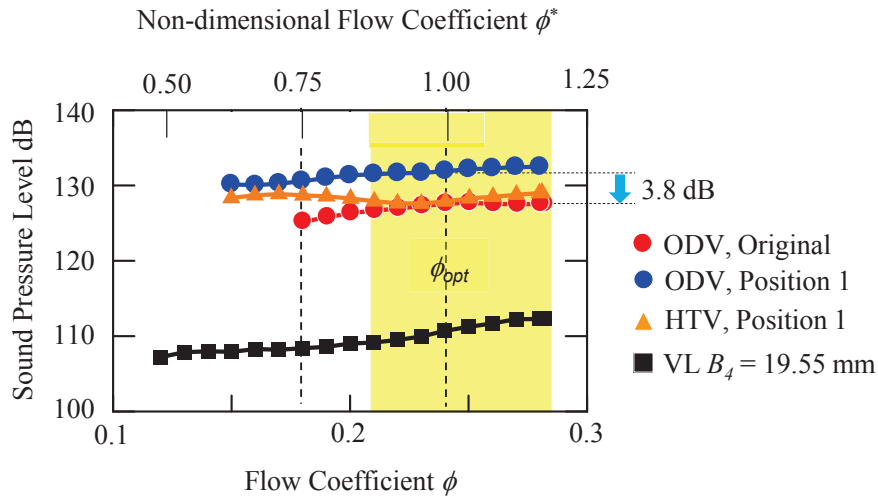


図 6.5 ハブ側テーパ形案内羽根が騒音に与える影響

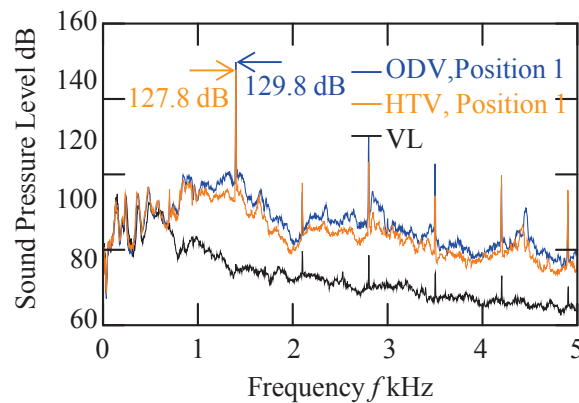


図 6.6 ハブ側テーパ形案内羽根設置時の騒音のスペクトル

図 6.4 に示すように、HTV を Position 1 に設置すると、ODV を Position 1 に設置した場合と同等の高い圧力上昇が得られたものの、特に ODV に対して優位な点は観測されなかった。一方、発生騒音に関しては、図 6.4 中の黄色の網掛け部分に示す広い流量範囲において ODV を Position 1 に設置した場合に比べて 3 dB 以上低減化可能であった。特に $\phi = 0.24$ においては ODV を $L_{id} = 0.10$ に設置した場合の音圧レベルと同程度まで低減することが可能であった。これは、図 6.6 から動静翼干渉騒音の基本周波数である $f_{BPF} = 1400$ Hz において、音圧レベルを 2 dB 低減化可能であるだけでなく、広い周波数帯において、音圧レベルが低減化可能であったためであると考えられる。

6.2 設置角の影響

本節では、動静翼間距離を $L_{id} = 0.05$ に固定し、設置角が圧縮機性能および発生騒音レベルに与える影響について調査を行った。設置角を表 6.1 ディフューザ案内羽根の設置位置に示す通り3通りに変化させ実験を行った。また、図 6.7 および図 6.8 に設置角 β を変化させた際の性能および騒音を示す。

図 6.7 からわかるように、ディフューザ案内羽根を Position 2 に設置すると、羽根なしディフューザ設置時に比べて高い圧力上昇が得られた。しかし、動静翼間距離 $L_{id} = 1.10$ に設置した際とほぼ同等の圧力上昇であるにもかかわらず、安定作動範囲は $\phi = 0.20$ まで縮小した。さらに、発生騒音も Position 1 とほぼ同等の約 4 dB 高くなっている。

一方、ディフューザ案内羽根を Position 3 に設置すると、高流量域に性能の低下は見られるが、 $\phi = 0.24$ よりも低い流量において、動静翼間距離 $L_{id} = 1.10$ 設置時よりも高い圧力上昇が得られた。特に低流量域において、非常に高い圧力上昇が得られるとともに、安定作動範囲も大幅に拡大されていることはわかる。しかし、発生騒音は他の設置角と同様に、動静翼間距離 $L_{id} = 1.10$ 設置時に比べ約 4 dB 高くなっている。

ディフューザ案内羽根を Position 3 に設置した際には、図 6.7 の低流量域の水色部分において、圧力のサチレーション現象が観測された。 $\phi = 0.24$ および圧力のサチレーション現象が観測された $\phi = 0.17$ における騒音のスペクトルを図 6.9 に示す。図 6.9 に示す通り赤線で示される $\phi = 0.24$ においては、翼通過周波数 f_{BPF} に起因するピークが観測されるものの、そ

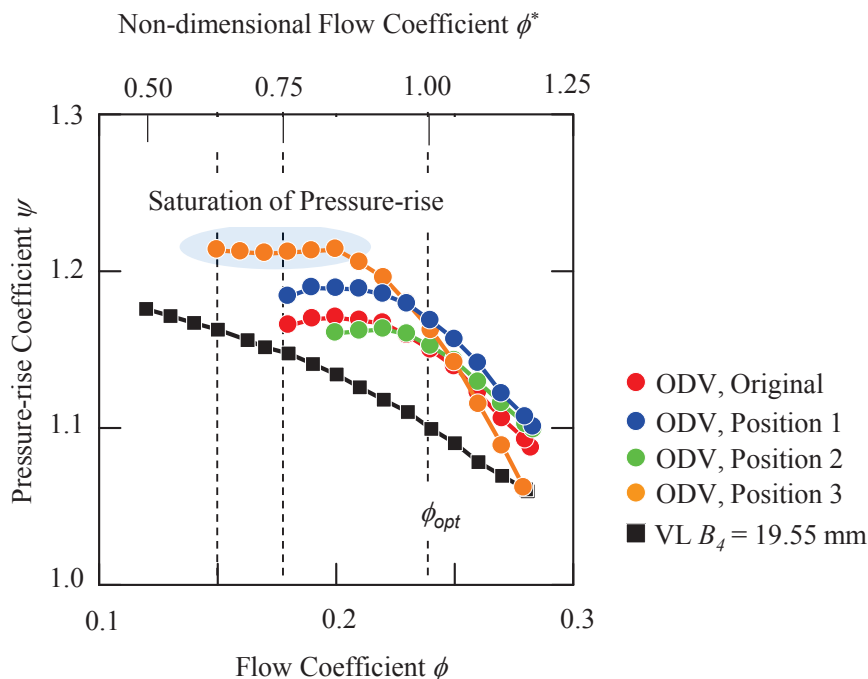


図 6.7 入口角が性能に与える影響

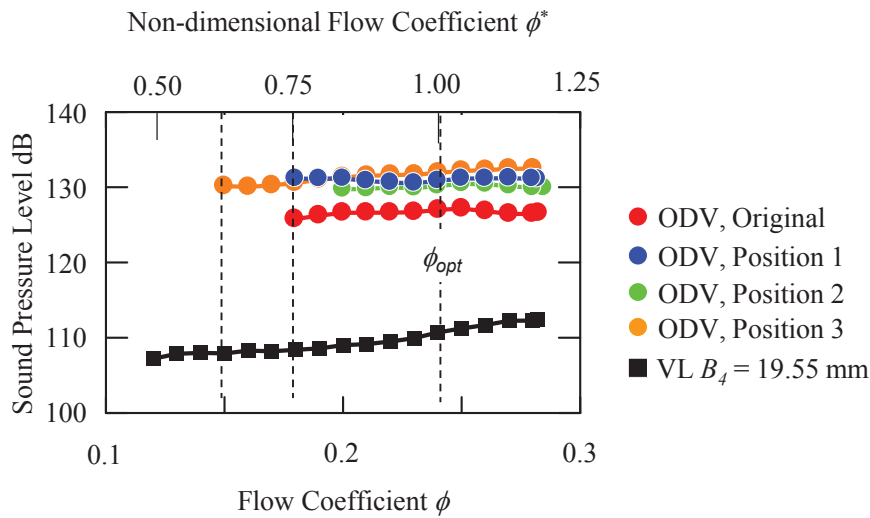


図 6.8 入口角が騒音に与える影響

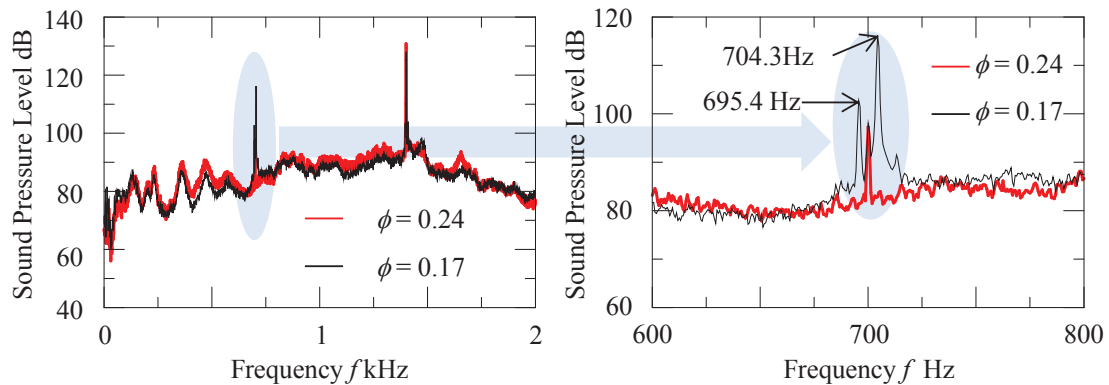


図 6.9 圧力サチレーション時に発生するうなり

の他の特徴的なピークは観察されなかった。一方、 $\phi = 0.17$ においては、翼通過周波数 f_{BPF} の1/2成分の両側近傍に大きなピークが観測された。このピークと翼通過周波数 f_{BPF} の1/2成分との周波数の差は4.3 Hzであった。この騒音の発生原因については、後節の内部圧力計測において考察する。

次に、高い圧力上昇が得られた Position 3 に案内羽根に HTV を採用した際の性能および騒音特性を図 6.10 および図 6.11 に示す。なお、HTV の案内羽根前縁高さ B_T は、動静翼間距離 $L_{id} = 1.10$ に設置した際に、発生騒音の上昇を効果的に抑制し、高い圧力上昇を得られた $B_T = 0.8B_4$ とした。

図 6.10 に示すように、HTV を設置すると、ODV 設置と同様に高い圧力上昇を得ること

が可能であった。また、低流量域に圧力サチレーションは観察されなかった。この要因については、油膜法による内部流れ場の可視化結果から考察する。一方、発生騒音については、 $\phi=0.24$ において、ODVをOriginalの位置に設置した場合とほぼ同等の音圧レベルまで抑制することが可能であった。このことから、ハブ側テーパ形案内羽根は、動静翼間距離を縮小した際にも性能を維持したまま発生騒音の増大の抑制に有効である。

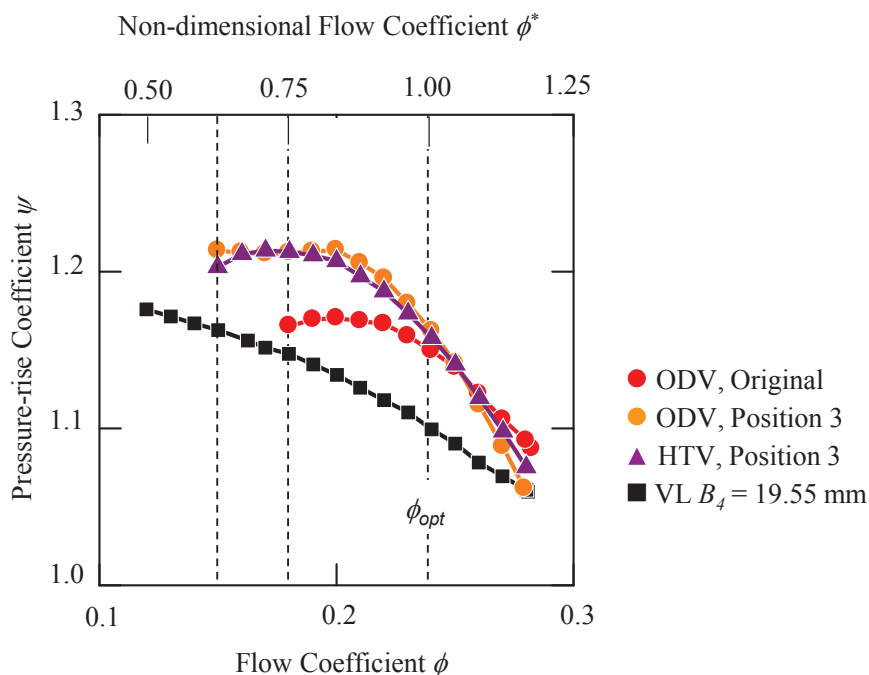


図 6.10 ハブ側テーパ形案内羽根が性能に与える影響

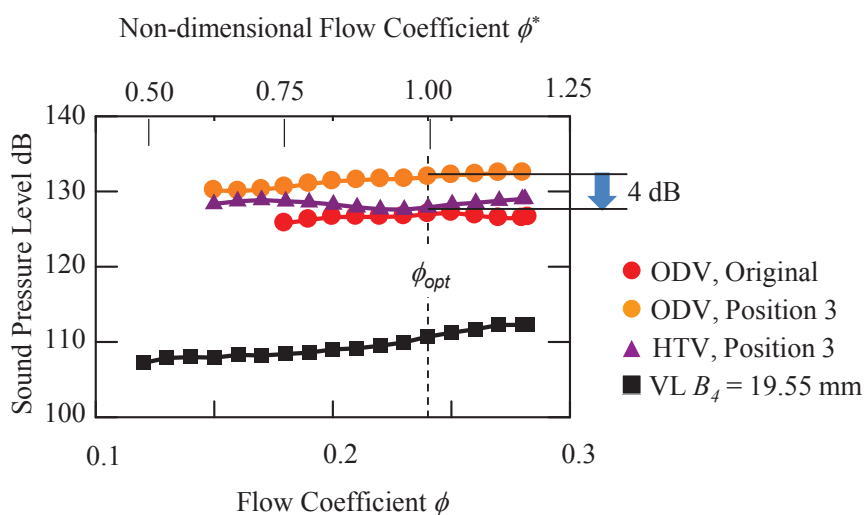


図 6.11 ハブ側テーパ形案内羽根が騒音に与える影響

6.3 油膜法による内部流れ場の調査

前節までに、動静翼間距離を縮小した Position 1 に ODV を設置すると Original に設置した ODV と同等程度の圧力上昇が得られ、さらに入口設置角を変化させた Position 3 に ODV を設置することにより、さらに低流量域運転時に高い圧力上昇が得られることがわかった。しかし、低流量域に圧力上昇のサチレーションが確認された。そこで本節では、動静翼間および設置角が内部流れ場に与える影響について油膜法により調査を行った。

図 6.12 に $\phi=0.24$ および 0.18 における、ODV を Position 1 に設置した際の案内羽根の前縁負圧面の可視化結果を示す。図 6.12 の赤い矢印で示すようにディフューザ前縁渦 (LEV) の発生源と考えられる渦端が確認される。 $\phi=0.24$ においては、LEV は通路幅の 10% 程度の大きさになっているが、 $\phi=0.18$ においては、LEV は通路幅の約 60% 程度まで発達している。これは、Original の位置に ODV を設置した場合と類似した結果である。動静翼間距離を縮小しても、圧力上昇があまり変化しなかったことから、前縁渦が Position 1 においても、流路ブロッキングを形成しており、ディフューザ入口部の損失となっていると考えられる。

次に、図 6.13 に低流量域に圧力のサチレーションが確認された Position 3 に ODV を設置した際の案内羽根の前縁負圧面の可視化結果を示す。Position 3 に ODV を設置した場合には、Position 1 に設置した場合と異なり、 $\phi=0.24$ から 0.21 においては、LEV の渦端は確認されない。一方、 $\phi=0.20$ から 0.15 まで流量を低下させると、LEV の渦端の成長が確認できる。この流量は、図 6.7 において圧力上昇の勾配が変化し、圧力のサチレーションが発生した流量と一致している。このことから、この圧力のサチレーションは LEV の発達と関連があると考えられる。しかし、Position 1 に設置した場合に比べて、流量が低下しても、LEV は通路幅の 40% 程度までしか発達していない。したがって、動静翼間距離を縮小することにより、LEV の発達を抑制可能であると考えられる。

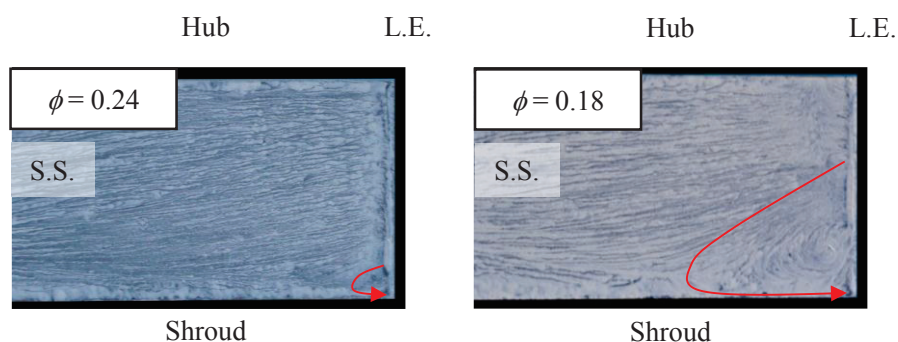


図 6.12 案内羽根負圧面の流れ場の可視化 (ODV, Position 1)

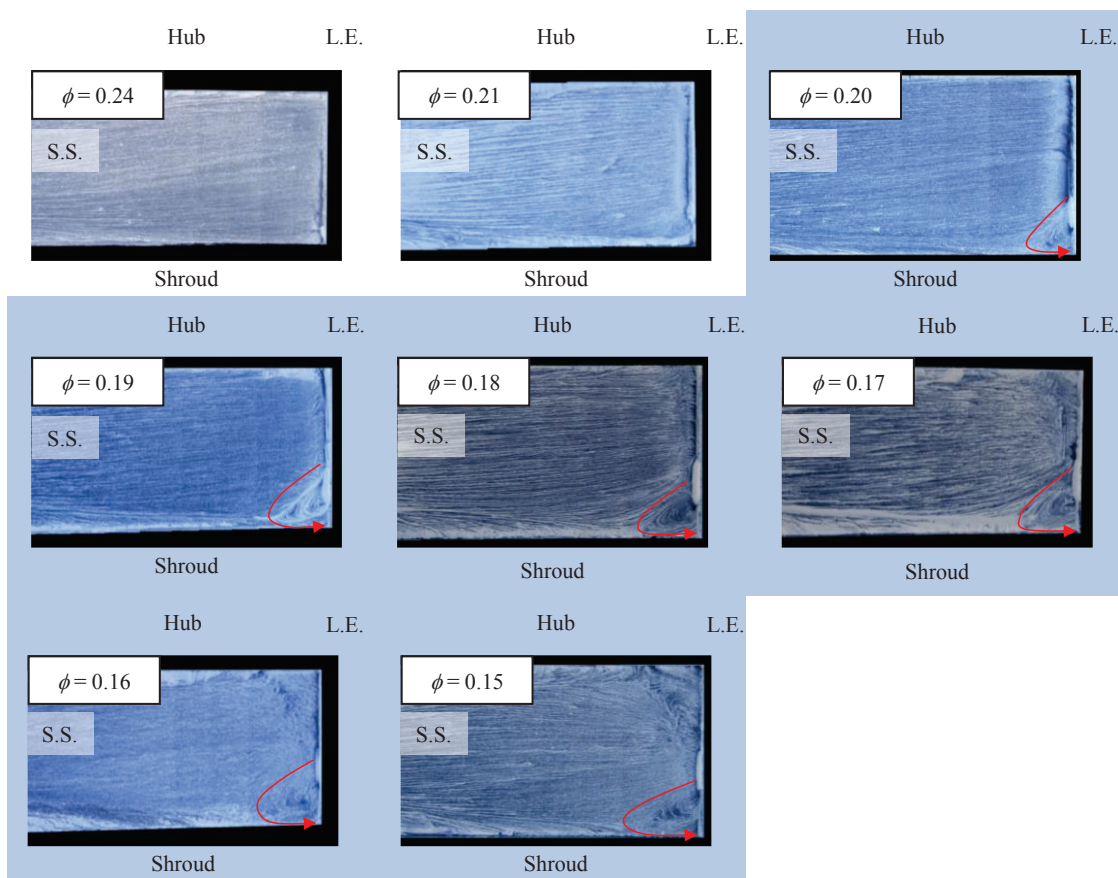


図 6.13 案内羽根負圧面の流れ場の可視化 (ODV, Position 3)

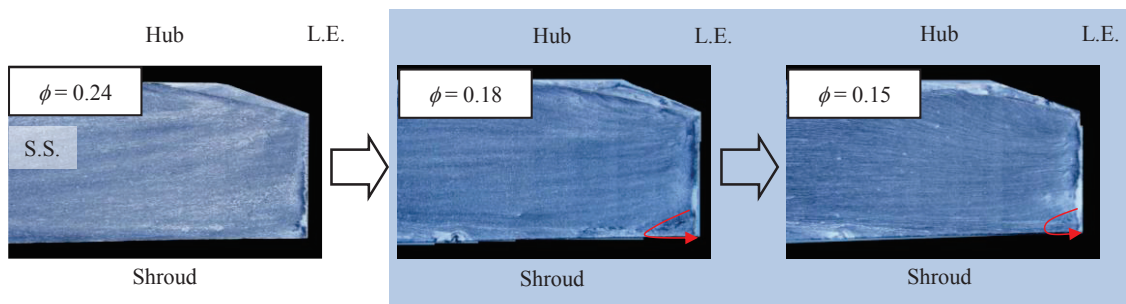


図 6.14 案内羽根負圧面の流れ場の可視化 (HTV, Position 3)

Position 3 に ODV を設置した際に、LEV の発達によって、圧力のサチレーションが引き起こされている可能性が示唆された。そこで、HTV を Position 3 に設置した際の流れ場を調査した。

図 6.14 に HTV を Position 3 に設置した際の案内羽根圧力面の油膜法による可視化結果を示す。図 6.14 に示した通り、HTV は Original に設置した場合と同様に、LEV の発達の抑制効果があり、流量を低下させても、LEV は ODV と同様に存在はするものの、渦端の大きさは ODV に比べ小さくなっている。このことから、HTV は動静翼間距離を縮小しても、性能

の改善および発生騒音の低減化に有効であるといえる。

6.4 羽根車吐出流および壁面静圧の非定常変動測定

本節では、ODV を Position 3 に設置した際に発生した圧力上昇のサチレーション現象の解明のため、熱線流速計を用いて羽根車吐出流をスパン方向にトラバース計測を実施し調査した。また、高感度圧力センサをシュラウド壁面に装着し、圧縮機半径方向および羽根車出口周方向に対して同時計測を実施した。

熱線流速計により得られた羽根車吐出流の速度変動に対して周波数解析を行った。図 6.15 に結果を示す。横軸は周波数であり、縦軸はスパン方向の計測位置である。また、色は速度変動の大きさに対応しており、赤色がおおよそ 4 m/s である。図 6.7 に示したように、圧力上昇のサチレーション現象が確認されなかった $\phi=0.24$ および 0.20 では、特に目立った変動は確認されなかった。しかし、 $\phi=0.19$ まで流量を低下させると、シュラウド側において約 4Hz の速度変動が顕著に成長した。この速度変動は $\phi=0.17$ においてその成長が最大となり、シュラウドからハブ側にかけて約 80% の高さとなった。一方で、どの流量において

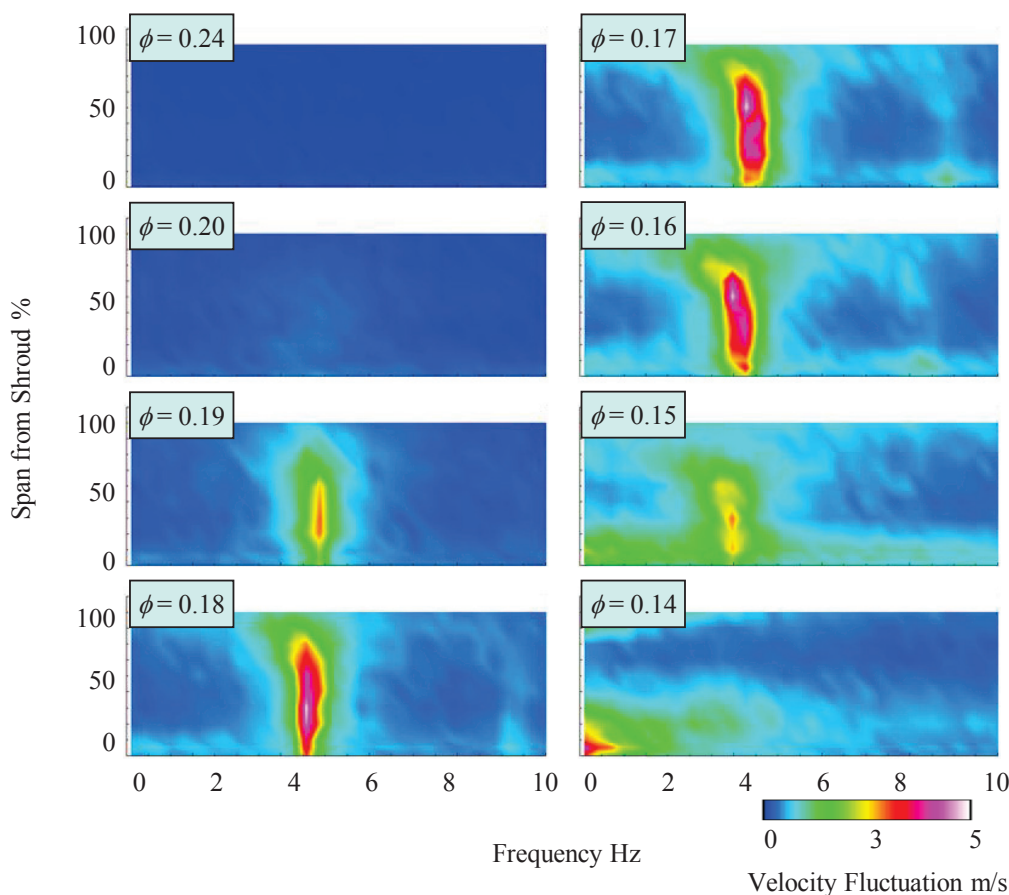


図 6.15 羽根車吐出流の速度変動 (ODV, Position 3)

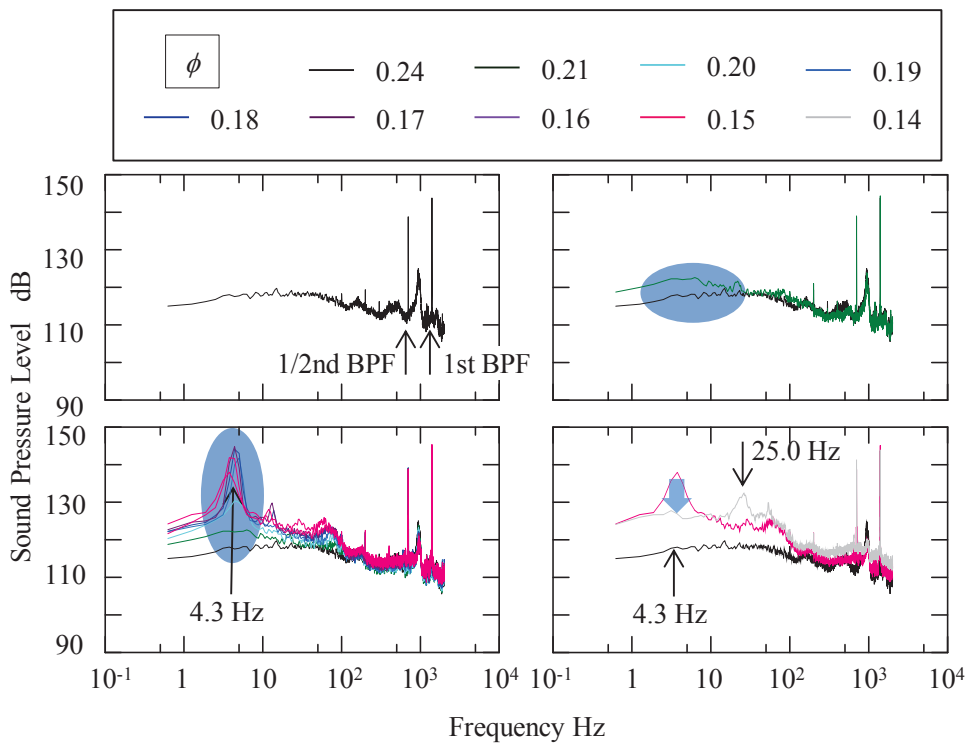


図 6.16 羽根車出口の圧力変動 (ODV, Position 3)

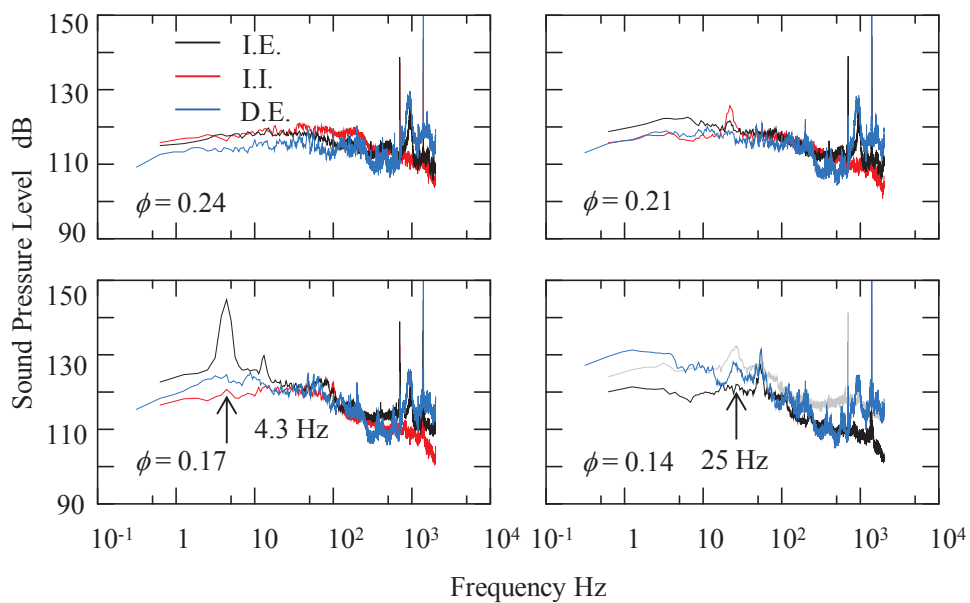


図 6.17 羽根車入口および出口、ディフューザ出口の圧力変動 (ODV, Position 3)

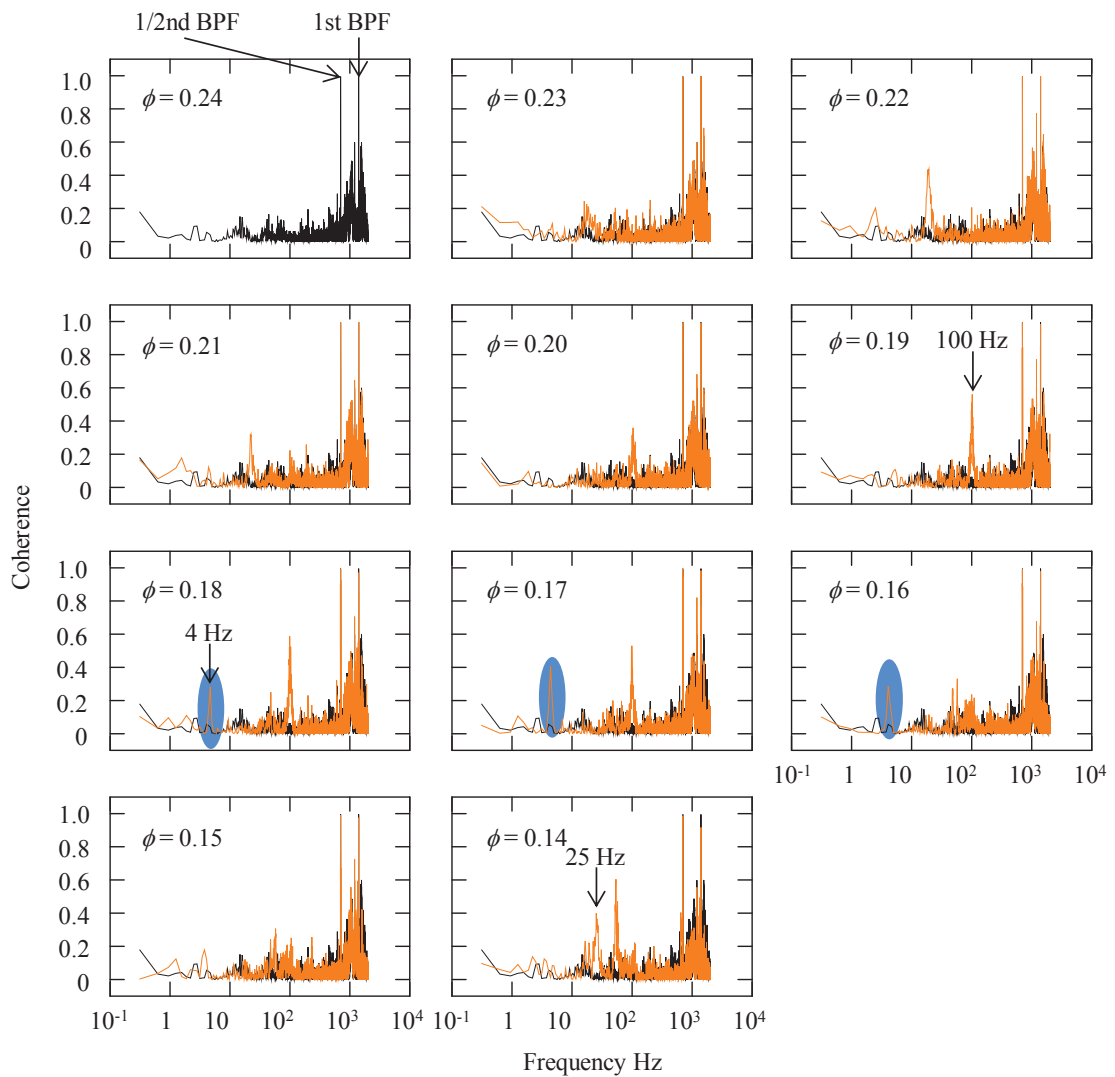


図 6.18 羽根車入口および出口の圧力変動の関係 (ODV, Position 3)

もハブ側近傍にはこの変動は観察されなかった。このことから、この変動は圧縮機のシステム全体に発生する非定常現象ではなく、圧縮機内部に発生する局所的な非定常現象に起因する速度変動であると推察される。

そこで、さらに詳しく調査するために、圧縮機の半径方向および羽根車出口の周方向に沿って圧力変動を測定した。まず、圧縮機の半径方向の同時計測の結果について考察する。得られたデータはスペクトル解析により、パワースペクトルおよびコヒーレンスの2種類の観点から調査した。図 6.16 に羽根車出口の圧力変動のパワースペクトルの流量係数変化、図 6.17 に羽根車入口、羽根車出口、ディフューザ出口における圧力変動のパワースペクトルを示す。図 6.18 に羽根車出口に対する羽根車入口のコヒーレンスを示す。また、図 6.19 に羽根車出口に対するディフューザ出口のコヒーレンスを示す。

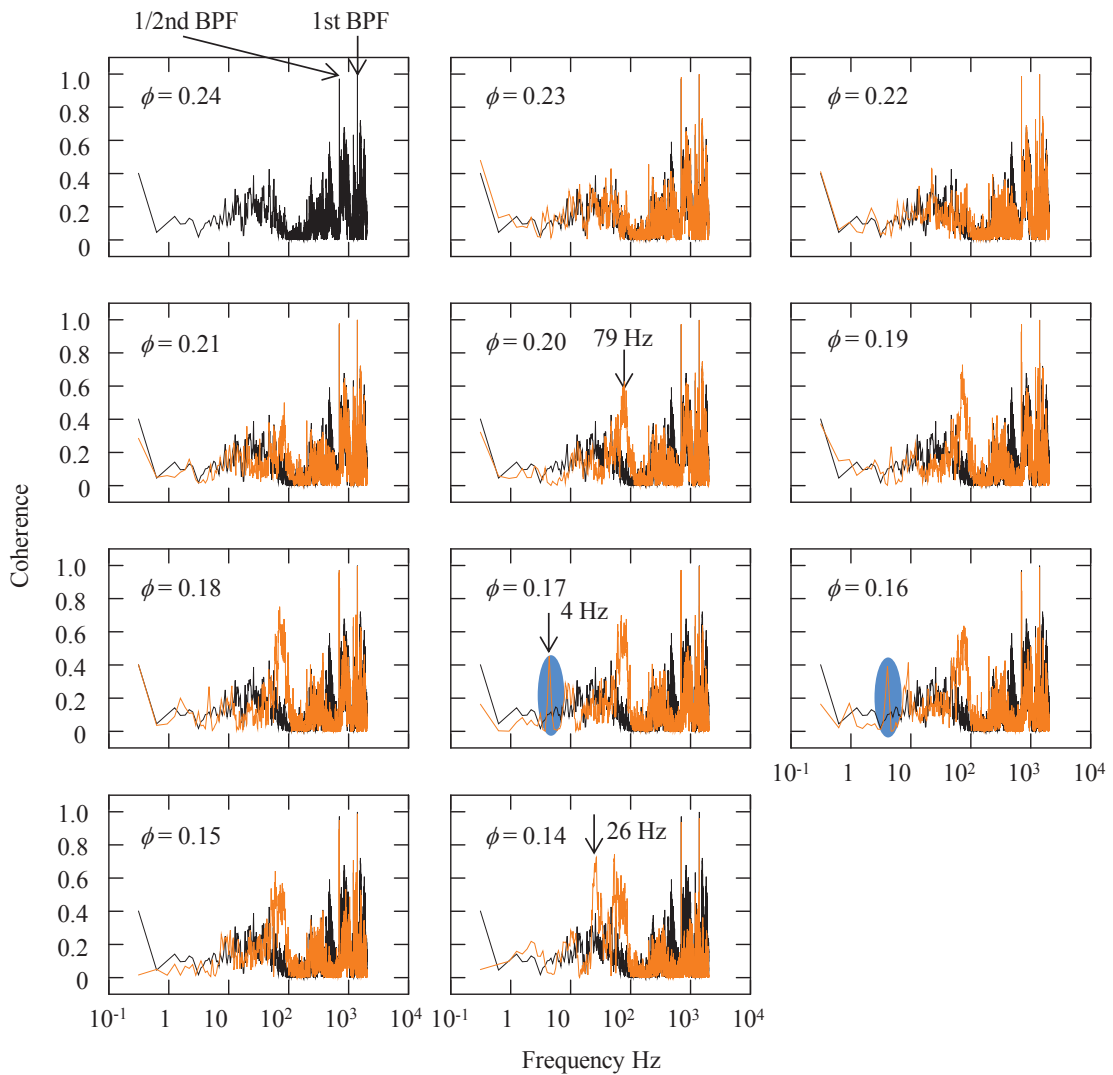


図 6.19 羽根車出口およびディフューザ出口の圧力変動の関係 (ODV, Position 3)

図 6.16 は羽根車出口のシュラウド側の圧力変動をフーリエ解析により調査した結果である。左上図は、 $\phi = 0.24$ におけるパワースペクトルである。右上図は図 6.1 に示した圧力のサチレーションが発生する直前の流量係数である $\phi = 0.21$ におけるパワースペクトルである。左下図は圧力のサチレーションが発生した流量係数 $\phi = 0.20 \sim 0.15$ におけるパワースペクトルである。右下図は図 6.15 において約 4 Hz の速度変動が消滅した流量係数である $\phi = 0.14$ におけるパワースペクトルである。なお、すべての図に参考のため $\phi = 0.24$ におけるパワースペクトルを併記している。図 6.17 は壁面圧力を羽根車入口(I.I.), 羽根車出口(I.E.)およびディフューザ出口(D.E.)の 3 点で同時計測した結果であり、それぞれ $\phi = 0.24, 0.21, 0.18, 0.14$ の結果を示している。

図 6.16 から、 $\phi=0.24$ においては、羽根車の回転に起因する翼通過周波数の 0.5 次成分および 1 次成分が大きく生じているが、その他に着目すべきピークは見られない。圧力のサチレーション生じる直前の流量 $\phi=0.21$ まで低下させた場合、10 Hz 以下の低周波数域のレベルが高くなっているが、特に顕著なピークは観察されない。

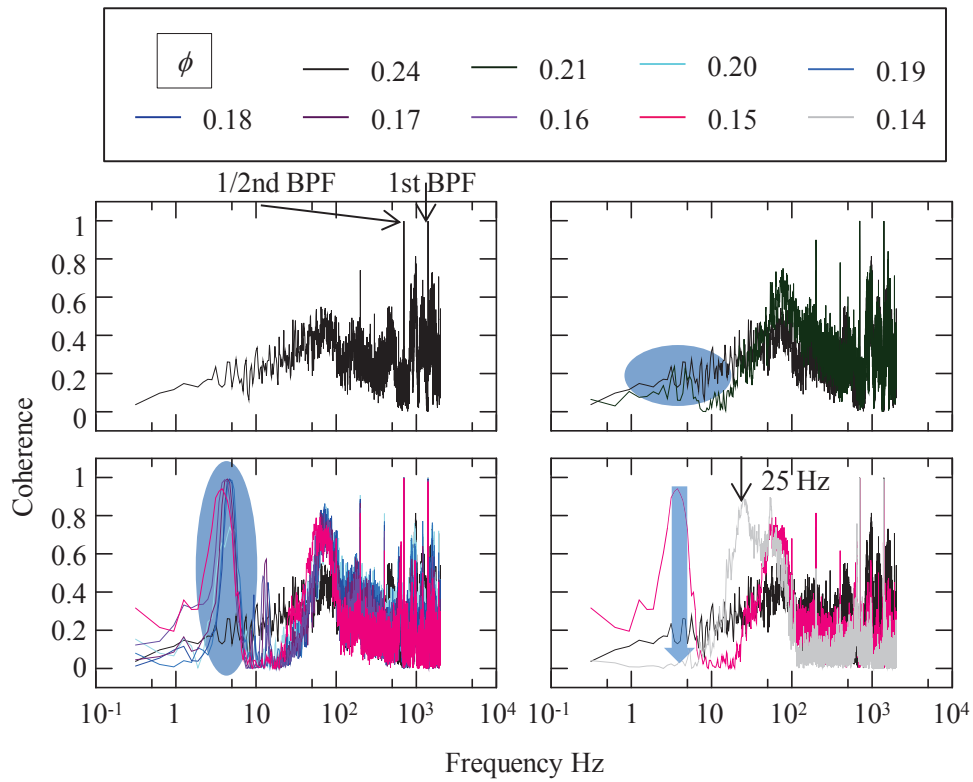
次に圧力のサチレーションが発生した $\phi=0.24$ から 0.15 まで流量を低下させると、図 6.15 において確認された約 4 Hz の変動が高いピークとなった。このピークは $\phi=0.20$ から 0.17 にかけてピークは大きくなり、 $\phi=0.17$ から 0.15 にかけてピークが小さくなっており、図 6.15 と同様の結果となった。図 6.17 に示すように、約 4 Hz の変動は右下図に示すように羽根車出口で顕著なレベルを示している一方で、羽根車入口およびディフューザ出口部においては、わずかな変化はあるものの顕著なピークとしては現れていない。一方、 $\phi=0.14$ において 25 Hz のピークはディフューザ出口において成長していることがわかる。

図 6.15 で確認された非定常現象が図 6.18 および図 6.19 の羽根車出口に対する羽根車入口およびディフューザ出口のコヒーレンスを確認すると、圧力のサチレーションが発生し、約 4 Hz のピークが最大となった $\phi=0.17$ 付近でコヒーレンスが成長していることがわかる。しかし、そのレベルは約 0.4 と低いコヒーレンスレベルとなっている。このことから、この圧力変動は羽根車入口部およびディフューザ出口部には存在せず、羽根車出口に存在する局所的な非定常現象であることがわかった。一方で、 $\phi=0.14$ において 25 Hz のピークが図 6.19 に示した羽根車出口に対するディフューザ出口の圧力変動のコヒーレンスで約 0.6 と高いレベルとなっている。このことから、この変動はディフューザ部に発生する非定常現象であり、流量が $\phi=0.14$ と右上がり不安定流量域であることから、ディフューザ部の巡回失速であると考えられる。

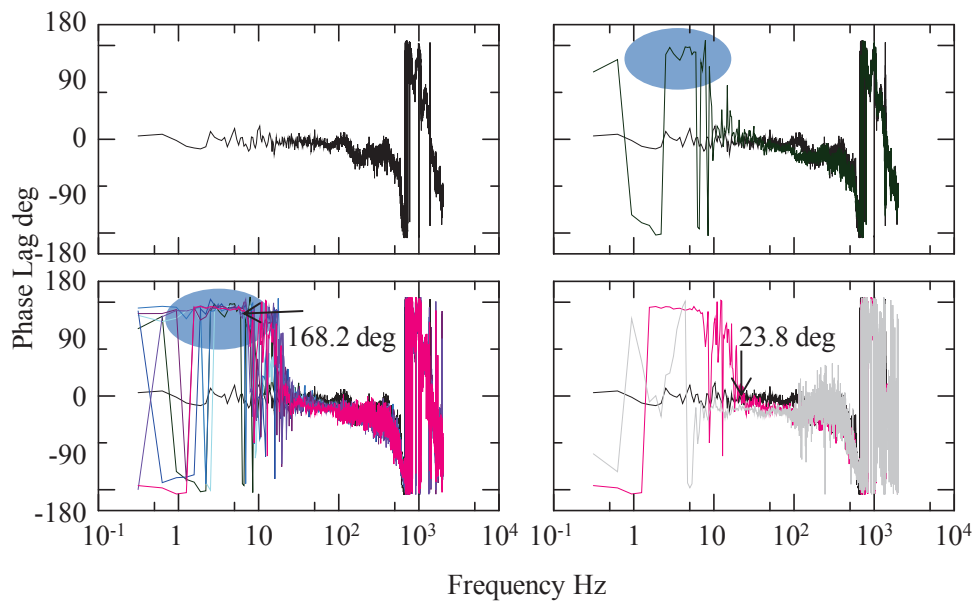
羽根車外周に存在すると考えられる約 5 Hz の変動の周方向の巡回性を調査するために、羽根車周方向に対して同一半径上に 24 deg ずらした点に圧力センサを挿入し圧力の同時計測を行った。図 6.20 の上図にコヒーレンス、下図に位相差を示す。図 6.20 (i), (ii)のそれぞれの左上図は $\phi=0.24$ 、右上図は圧力のサチレーションが発生する直前の $\phi=0.21$ 、左下図は圧力のサチレーションが発生した $\phi=0.20$ から 0.15、右下図は圧力の羽根車出口において約 5 Hz の速度変動が消滅した $\phi=0.14$ の結果である。

$\phi=0.24$ においては、半径方向と同様に、羽根車の回転に起因する翼通過周波数が高いコヒーレンスを示している。しかし、その他に顕著なピークは見られない。圧力のサチレーションが発生する直前の流量である $\phi=0.21$ では、図 6.20 (ii)の右上図の位相差において、高周波数においては変化は見られないものの、低周波数帯に大きな変化が見られる。しかし、コヒーレンスの結果には大きな変化は見られず、ほぼ 0 であることから、この変化は有用な変化ではないと考えられる。

次に、右下図に示す圧力のサチレーションが発生した $\phi=0.20$ から $\phi=0.15$ では、位相差が大きく変化するだけでなく、コヒーレンスが顕著なピークを示している。このコヒーレンスのピークはほぼ 1 まで成長している。このことから、圧力のサチレーション時に発生



(i) Coherence



(ii) Phase Lag

図 6.20 羽根車外周に存在する圧力変動の旋回性の調査 (ODV, Position 3)

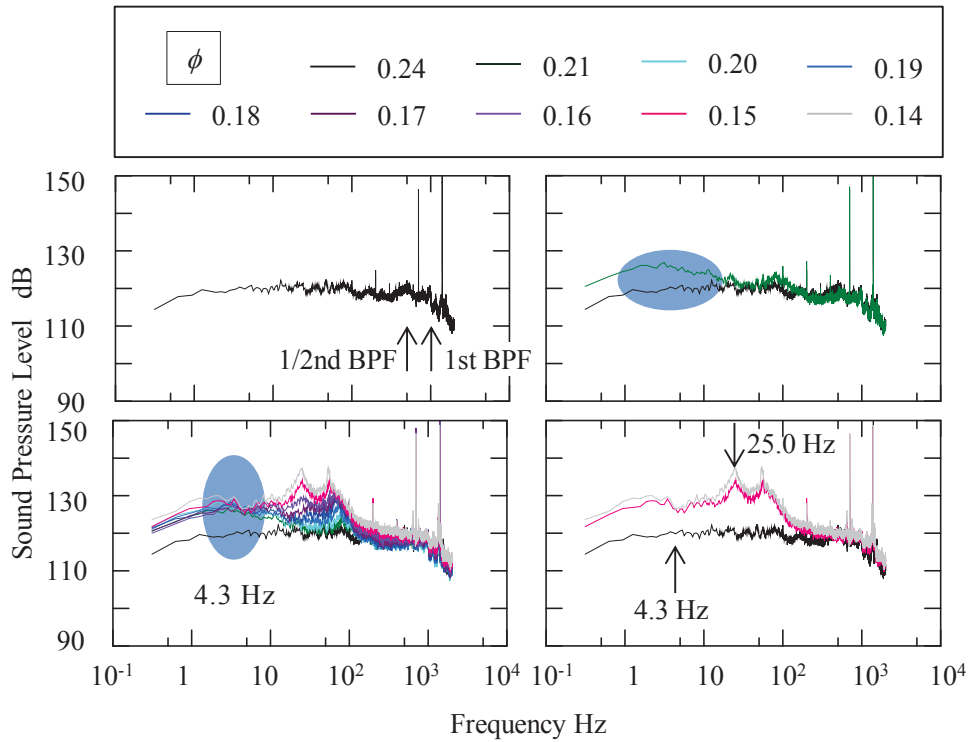


図 6.21 羽根車出口の圧力変動 (HTV, Position 3)

する圧力および速度変動は羽根車外周に存在することがわかる。また、位相差が約 168 deg 存在することから、羽根車外周を旋回していると考えられる。また、このピークは流量の低下に伴って、低周波数側に移動している。一方で、位相差に変化は見られない。

さらに流量の低下した $\phi=0.14$ では、先ほどの約 5 Hz のピークは消滅し、かわりに約 25 Hz のピークが発生している。このピークの位相差は約 23 deg であり、この変動も羽根車外周を旋回していると考えられる。

次にコヒーレンスおよび位相差から約 5 Hz および約 25 Hz の変動の旋回速度および存在個数について考える。羽根車外周に n 個の圧力変動が存在すると仮定し、同時計測を行う計測点の角度差が θ rad であり、得られた位相差 Φ rad であるとする、

$$n = \frac{\Phi}{\theta} \quad (6.1)$$

となる。また、変動の旋回角速度 ω_p rad/s は、

$$\omega_p = \frac{2\pi}{\tau_{360}}, \tau_{360} = \frac{n}{f_p} \quad (6.2)$$

となる。ここで、 τ_{360} は変動が羽根車外周を一周するのに有する時間であり、 f_p は着目

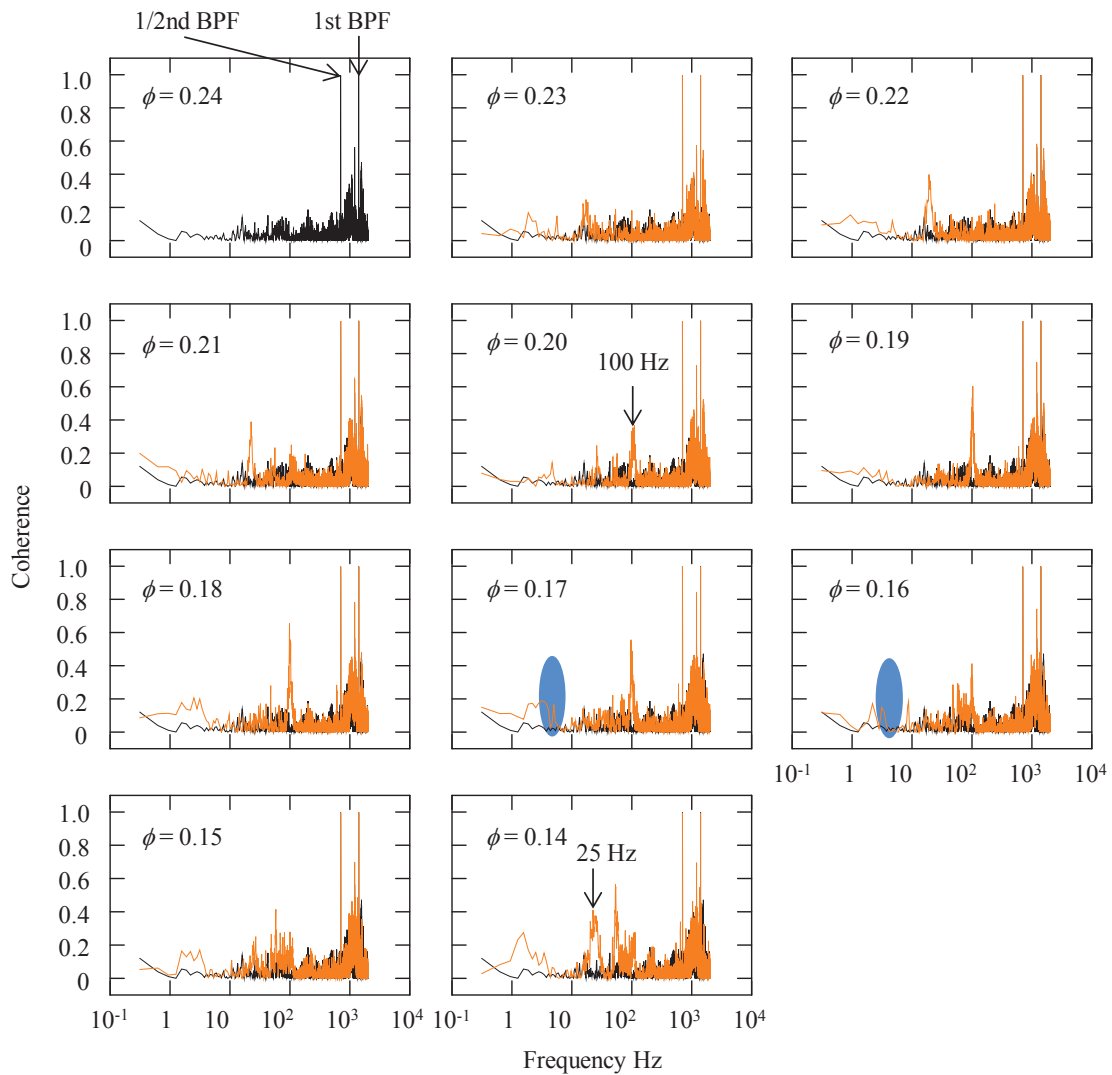


図 6.22 羽根車入口および出口の圧力変動の関係 (HTV, Position 3)

する変動のコヒーレンスの周波数である。

式(6.1)により、位相差 $\phi = 168 \text{ deg}$ 、計測の角度 $\theta = 24 \text{ deg}$ を代入すると、羽根車外周に7個の圧力変動が存在することがわかる。またその回転速度は、羽根車回転数の約0.6%となる。このことから、この変動は非常に低速度ではあるが、羽根車外周を回転している。次に、 $f = 0.14$ において発生する約25 Hzの変動についても同様に計算すると、羽根車外周に1つの変動が、羽根車回転数の約25%で回転していることがわかる。これは、これまでに報告されている遠心圧縮機のディフューザ部に発生する回転失速の周波数であると考えられる。

次に、圧力のサチレーションが抑制されたHTV設置時の計測結果を示す。羽根車出口部

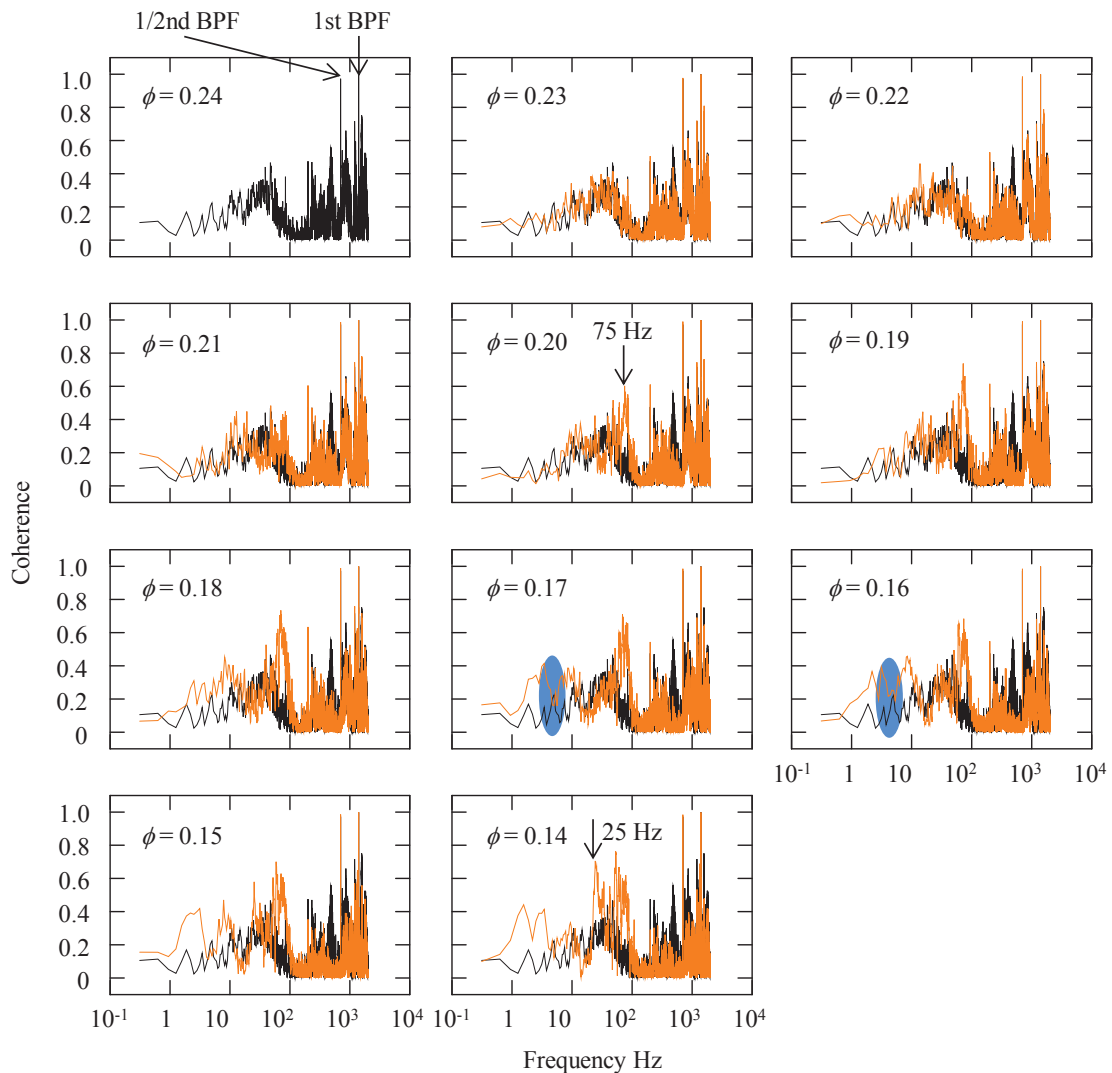


図 6.23 羽根車出口とディフューザ出口の圧力変動の関係 (HTV, Position 3)

の圧力のパワースペクトルを図 6.21 に、半径方向の同時計測により求めたコヒーレンスを図 6.22 および図 6.23 に、半径方向の同時計測により求めたコヒーレンスおよび位相差を図 6.24 に示す。

HTV を設置した場合には、図 6.21 の青色の領域で示すように ODV を設置した場合に確認された約 5 Hz の変動が抑制されていることがわかる。このため、図 6.22、図 6.23 および図 6.24 においても、位相差に変化は見られるものの、約 5 Hz にコヒーレンスのピークは観察されない。このことから、約 5 Hz のピークの原因となる羽根車外周の圧力および速度の変動が低流量時において圧力のサチレーション現象の原因であると考えられる。しかし、約 25 Hz のピークが ODV 設置時は $\phi = 0.14$ から生じていたのに対して、HTV では $\phi = 0.15$ から生じている。このため、HTV を設置することにより、約 5 Hz の変動は抑制することが

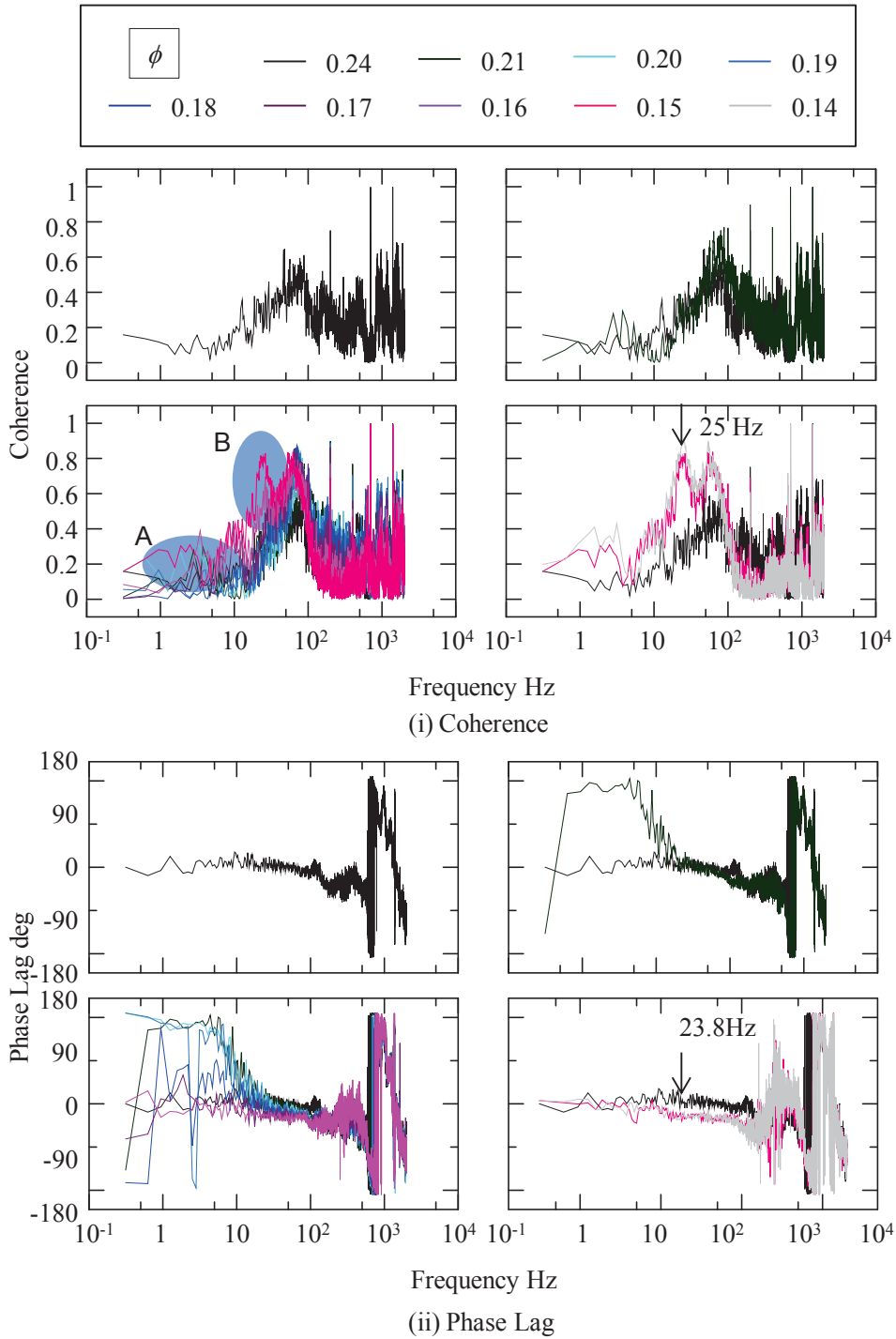


図 6.24 羽根車出口における周方向圧力変動の関係 (HTV, Position 3)

可能であるものの、逆にディフューザ部の失速と考えられる約 25Hz の変動は抑制できず、不安定領域が拡大することがわかる。

以上より、動静翼間距離を縮小した場合にも HTV は、ODV に比べて安定作動範囲がやや狭くなるものの、発生騒音を動静翼間距離を縮小する前のレベルまで抑制しつつ高い圧力

上昇が得られることがわかった。またあわせて、ODV を設置した際に確認された部分流量時の圧力のサチレーションを抑制し、圧縮機性能の安定化が可能であることがわかった。

第7章 結言

本研究では、遠心圧縮機の性能向上および発生騒音の低減化を同時に指向したディフューザおよび案内羽根の設計指針を得ることを目的とし実験および数値解析により調査を行った。得られた知見を以下にまとめる。

1. 供試圧縮機から放射される発生騒音の支配的な分離成分は動静翼干渉騒音である。動静翼干渉騒音が支配的な場合には、羽根車吐出流とディフューザ案内羽根との干渉面積を縮小することにより、発生騒音を抑制可能である。

2. 本研究で提案したディフューザ案内羽根の前縁にテーパ形加工を加えたテーパ形案内羽根を採用することにより、羽根なしディフューザ設置時に比べて効果的に発生騒音の上昇を抑制することが可能であるだけでなく、高い圧力性能が得られる。このテーパ形案内羽根は圧縮機のディフューザ部の形状を変化させた場合にも有効である。

3. テーパ形案内羽根の前縁形状には羽根車吐出流の歪みによって最適値が存在する。本供試圧縮機では、羽根車吐出流の半径速度のひずみが比較的少ない場合には、両側にテーパ加工を施した両側テーパ形案内羽根が最適である。一方で、羽根車吐出流の半径方向速度が大きく歪んでいる場合には、ハブ側にテーパ加工を施したテーパ形案内羽根が性能を維持したまま発生騒音を効果的に抑制可能である。

4. テーパ形案内羽根を用いることにより、テーパ部を貫通する流れによりハブ側、シュラウド側の両側に互に逆向きの縦渦が発生する。この渦対により誘起される二次流れにより境界層内に運動量が供給されるため、ディフューザ前縁部の圧力面の剥離を抑制できる。これにより、ディフューザ案内羽根から渦の放出が大幅に抑制できる。このことが、テーパ形案内羽根を用いることで、離散周波数騒音だけでなく、広帯域騒音を低減可能となる要因のひとつである。

5. 通路幅 26.14 mm の場合には、羽根車吐出流の歪みの影響により、ディフューザ案内羽根の負圧面シュラウド側に渦が形成された。この渦は流量の低下とともに大きく成長することにより、ディフューザ部の主流を阻害するブロックageを形成し、ディフューザ部の損失の一部となる。この渦はハブ側テーパ形案内羽根を設置することにより、低流量域での成長を抑制可能である。この効果により、ハブ側テーパ形案内羽根を設置すると低流量域において大幅に性能および安定作動範囲の拡大が可能となる。

6. 動静翼間距離を縮小することにより、高い圧力上昇が得られる反面、発生騒音が増大する。さらに、低流量域において圧力のサチレーションが発生した。このサチレーションは羽根車外周に存在する変動により引き起こされる。この場合もハブ側テーパ形案内羽根を設置することにより、その発生を抑制可能である。

以上、高い圧力上昇を維持したまま、発生騒音を抑制可能であるテーパ形案内羽根を提案した。

7.1 今後の展望および課題

テーパ形案内羽根は、供試圧縮機では通路幅および動静翼間距離を縮小した際にも性能を維持しつつ発生騒音の低減化に有効であり、幅広い運転状態に対応可能であった。テーパ形案内羽根のさらなる適応範囲の拡大のためには、以下の点に対してさらなる検討が必要であろう。

1. テーパ形案内羽根はディフューザ部入口の流れ場によって、両側にテーパ加工を施したものの、ハブ側のみにテーパ加工を施したものと形状を変更する必要があった。ディフューザ部の入口の流れ場は、羽根車吐出流をその上流境界として持つため、羽根車形状に大きな影響を受ける。そのため、羽根車吐出流の特性を変化させた研究を行い、テーパ形案内羽根の適用可能性について調査する必要がある。それによって、テーパ形案内羽根の汎用性がより高まると考える。
2. テーパ形案内羽根は本研究では遷音速時に利用されるくさび形案内羽根を基本形状として、加工を施し製作した。テーパ形案内羽根の適用範囲を拡大するためには、案内羽根の基本形状を円弧翼や NACA 翼など様々な形状に対しての有効性を確認する必要がある。

謝辞

本論文を遂行するにあたり、御指導賜りました早稲田大学基幹理工学部太田有教授、および御助言賜りました大田英輔名誉教授に厚く御礼申し上げます。

また、本論文の審査に際して、適切な御助言を賜りました山本勝弘教授、吉村浩明教授、佐藤哲也教授、宮川和芳教授をはじめとする早稲田大学基幹理工学部機械科学航空学科の諸先生方に深く感謝致します。

本論文は、著者が早稲田大学大学院理工学研究科修士課程在籍当時から、助手として勤務していた期間に行った研究をまとめたものです。厳しくも優しく御指導して頂いた諸先輩方、および共に切磋琢磨した同期や後輩に数多くの御協力を頂きました。また、熱流体管理室の職員の方々から多大な御協力を頂きました。ここに厚く御礼申し上げます。

参考文献

- [1] 足立 安功, 板東 潔, 三宅 裕, 大槻 亮, “遠心圧縮機羽根なしディフューザの性能改善”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.58, No.550, pp.1796-1802, 1992.
- [2] Dean., R. C., Jr. and Senoo, Y., “Rotating Wakes in Vaneless Diffusers”, *Trans. of the ASME, Series D*, Vol. 82, pp. 563-574, 1960.
- [3] Senoo, Y. and Ishida, M., “Behavior of Severely Asymmetric Flow in a Vaneless Diffuser”, *Trans. of the ASME, Journal of Engineering for Power*, Vol. 57, pp. 375-387, 1975.
- [4] 中川 幸二, 計見 裕一, 浦木 泰男, 寺崎 政敏, 佐藤 利行, “2 種類の遠心圧縮機用ディフューザにおける失速抑制効果の比較”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.67, No.664, pp.2993-2997, 2001.
- [5] 吉永 洋一, 小林 博美, 金木 忠ら, “遠心圧縮機用ディフューザの性能に関する研究”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.50, No.460, pp. 2943-2952, 1984.
- [6] 星野 正和, 吉永 洋一, 大木 博, “遠心圧縮機用ディフューザの内部流れのレーザ流速計による計測”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.50, No.458, pp.2635-2638, 1984.
- [7] 星野 正和, 大木 博, 吉永 洋一, “遠心圧縮機のディフューザ内流れに及ぼす案内羽根高さの影響”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.51, No.470, pp.3366-3369, 1985.
- [8] 妹尾 泰利, 河野 正典, 速水 洋, “小弦節比円形翼列ディフューザ”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.45, No.396, pp.1099-1107, 1979.
- [9] 妹尾 泰利, 速水 洋, 植木 弘信, “遠心送風機の小弦節比円形二重翼列ディフューザ”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.49, No.439, pp.578-583, 1983.
- [10] 妹尾 泰利, 速水 洋, 木下 凱文, 河口 宣勝, 新谷 俊哉, “円形翼列の失速限界に及ぼす側壁二次流れの効果”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.51, No.472, pp.3860-3866, 1985.
- [11] 速水 洋, 妹尾 泰利, 宇都宮 浩司, 長谷川 治, 河口 宣勝, “遷音速遠心圧縮機の小弦節円形翼列ディフューザ”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.55, No.511, pp.758-763, 1989.
- [12] 速水 洋, 妹尾 泰利, 宇都宮 浩司, 長谷川 浩, 河口 宣勝, “遷音速遠心圧縮機の小弦節円形翼列ディフューザ”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.55, No.511, pp.758-763, 2002.
- [13] Ishida, M., Murakami, T., Sakaguchi, D., Ueki, H., Hayami, H., Senoo, Y., “ANALYSIS OF SECONDARY FLOW BEHAVIOR IN LOW SOLIDITY CASCADE DIFFUSER OF A CENTRIFUGAL BLOWER”, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010*,

GT2010-22861, 2010.

- [14] 坂口 大作, 石田 正弘, 村上 天元, 植木 弘信, 速水 洋, “小弦節比翼列ディフューザにおける二次流れの挙動解析：第1報, 翼前縁位置の影響”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.76, No. 768, pp.1169-1175, 2010.
- [15] 村上 天元, 石田 正弘, 坂口 大作, 植木 弘信, 速水 洋, “小弦節比翼列ディフューザにおける二次流れの挙動解析：第2報, 前縁近傍端溝の影響”, 日本機械学会論文集 B編, Vol. 76, No770, pp.1491-1498, 2010.
- [16] 玉木 秀明, 中尾 秀史, “遠心圧縮機用羽根付きディフューザ内の流れ (インペラ出口流れの非一様性を考慮した流れ解析)”, 日本ガスタービン学会誌, Vol.29, No.4, 287-296, 2001.
- [17] U., Haupt, M., Rautenberg and A., N., Abdel-Hamid, “Blade Excitation by Broad-Band Pressure Fluctuations in a Centrifugal Compressor”, *Trans. of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.110, pp.129-137, 1988.
- [18] U., Haupt, U., Seidel, A., N., Abdel-Hamid and M., Rautenberg, “Unsteady Flow in a Centrifugal Compressor With Different Types of Vaned Diffusers”, *Trans. of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol.110, pp.293-303, 1988.
- [19] 吉田 義樹, 霧崎 展, 村上 芳則, 辻本 良信, “遠心羽根車—ベーン付きディフューザ系に生じる旋回失速：第1報, 実験”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.56, No530, pp. 2991-2998, 1990.
- [20] 吉田 義樹, 霧崎 展, 村上 芳則, 辻本 良信, “遠心羽根車—ベーン付きディフューザ系に生じる旋回失速：第2報, 実験と理論の比較”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.56, No530, pp. 2999-3006, 1990.
- [21] 佐野 岳志, 中村 裕樹, 吉田 義樹, 辻本 良信, “ベーン付ディフューザに発生する交互翼失速と旋回失速 (第1報, 羽根車とディフューザの間隔の影響)”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.66, No.650, pp.2545-2551, 2002.
- [22] 山田 和豊, 古川 雅人, 福島 久剛, 茨木 誠一, “スプリッタ付遠心圧縮機インペラの非設計点における剥離渦流れ構造”, ターボ機械, No.6, pp.332-339, 2012.
- [23] 玉木 秀明, “循環流型ケーシングトリートメントが高圧力比遠心圧縮機の性能へ及ぼす影響”, 第39回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, pp.175-180, 2011.
- [24] S., Sivagnanasundaram, S., Spence, J., Early and B., Nikpour, “AN INVESTIGATION OF COMPRESSOR MAP WIDTH ENHANCEMENT AND THE INDUCER FLOW FIELD USING VARIOUS CONFIGURATIONS OF SHROUD BLEED SLOT”, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010*, GT2010-22154, 2010.
- [25] T., Wang, W., Xu, C., Gu and J., Xiao, “A NEW OF SELF-ADAPTIVE CASING TREATMENT FOR A CENTRIFUGAL COMPRESSOR”, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010*, GT2010-23457, 2010.

- [26] 小林 博美, 西田 秀夫, 三浦 治雄, 吉海 寛人, “遠心圧縮機の騒音に関する研究 : 第1報, ディフューザの羽根の影響”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.62, No.598, pp.2303-2309, 1995.
- [27] K.W. Yeow, “ACOUSTIC MODELLING OF DUCTED CENTRIFUGAL ROTORS”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.32, No.2, pp.203-226, 1974.
- [28] 太田 有, 大田 英輔, 田島 清瀬, “遠心送風機における翼通過周波数騒音の特性と低減化法”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.54, No. 500, pp.890-899, 1988.
- [29] 太田 有, 大田 英輔, 田島 清瀬, “低比速度の遠心送風機における翼通過周波数騒音の予測”, 日本機械学会論文集 B編, No. 92, pp.1618-1625, 1993.
- [30] 杉村 和之, 渡辺 昌俊, “遠心型送風機における動静翼干渉に起因する音響的共鳴現象の発生原理と抑制法”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.66, No.650, pp.2606-2612, 2000.
- [31] 深野 徹, 児玉 好雄, “低圧の軸流および斜流送風機の音圧レベル予測”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.51, No.466, pp.1825-1832, 1985.
- [32] 児玉 好雄, 深野 徹, “低圧軸流圧縮機の乱流騒音の流量特性とその音圧レベル予測”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.53, No.492, pp.2514-2521, 1987.
- [33] 児玉 好雄, 林 秀千人, 濱田 靖夫, 深野 徹, “翼付き多層円板ファンの乱流騒音について”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.62, No.596, pp.1420-1427, 1996.
- [34] 児玉 好雄, 林 秀千人, 佐柳 恒久, 木下 歓治郎, “スクロールレス遠心送風機の乱流騒音について”, 日本機械学会論文集 B編, Vol.66, No.650, pp.2577-2584, 2000.
- [35] 児玉 好雄, 畠山 真, 佐々木 壮一, “二重翼列遠心ファンの空力特性と乱流騒音について”, ターボ機械, Vol.30, No.12, pp.715-723, 2002.
- [36] S., Ra, P., K., Chang and S. and O., Park, “A modified calibration technique for the split film sensor”, *IOP SCIENCE*, pp. 1156-1161, 1190.
- [37] 藤井 孝蔵, “流体力学の数値計算法”, 東京大学出版, pp.147-181, 1994.
- [38] 塚越 誠一, “数値流体力学”, 培風社, pp.72-83, 1997.
- [39] P.L. Roe, “Approximate Riemann solvers, parameter vectors, and difference schemes”, *Journal of Computational Physics*, pp.357-372, 1981.
- [40] Liou, M.-S., and Steffen, C., J., “A new flux splitting scheme”, *Journal of Computational Physics*, Vol. 107, pp.23-29, 1993.
- [41] E., Shima and T., Jounouchi, “Role of CFD in Aeronautical Engineering (No.14) –AUSM Type Upwind Schemes”, *Proceedings of the 14th Symposium on Aircraft Computational Aerodynamics*, pp.7-12, 1997.
- [42] B., van Leer, “Towards the Ultimate Conservative Difference Scheme IV. A new approach to numerical convection”, *Journal of Computational Physics*, Vol.23, pp.276-299, 1977.

- [43] B., van Leer, "Towards the Ultimate Conservative Difference Scheme V.A Second-Order Sequel to Godunov's Method", *Journal of Computational Physics*, Vol.23, pp.229-248, 1977.
- [44] X., Deng and H., Zhang, "Developing High-Order Weighted Compact Nonlinear Schemes", *Journal of Computational Physics*, Vol.165, pp.22-44, 2000.
- [45] 大宮司 久明, 三宅 裕, 吉澤 徹, "乱流の数値流体力学", 東京大学出版, 1998.
- [46] K., Iwamoto, Y., Suzuki, N., Kasagi, "Reynolds number effect on wall turbulence: toward effective feed back control", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol.23, No.5, pp.678-689, 2002.
- [47] 河村 洋, 日本流体力学会数値流体力学部門 WEB 会誌 Vol. 11, No2, pp.31-42, 2003.
- [48] Spalart, P.R and Allmaras, S.R., "A one equation turbulence model for aerodynamic flows", *AIAA Paper*, 92-0439, 1992.
- [49] Jones, W. P. and Launder, B., E., "The Calculation of Low-Reynolds-Number Phenomena with a Two-Equation Model of Turbulence", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.16, pp.1119-1130, 1974.
- [50] Hwang, C., B., and Lin, C., A., "Improved Low-Reynolds-Number Model Based on Direct Numerical Simulation Data", *AIAA Journal*, Vol, 36, No.1, pp.38-43, 1998.
- [51] Tao Du and Zi-Niu Wu, "Mixed Analytical /Numerical Method or Low-Reynolds-Number k-e Turbulence Models", *AIAA Journal*, Vol. 42, No.6, pp.1140-1153, 2004.
- [52] J., F., Thompson, Z., U., A., Warsi and C., W., Mastin, "NUMERICAL GRID GENERATION Foundations and Applications", North-Holland, pp.192-202, 1985.
- [53] Jeong and F., "Hussain, On the identification of a vortex", *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 285, pp. 69-94, 1995.

研究業績書

種 類 別	題名、 発表・発行掲載誌名、 発表・発行年月、 連名者（申請者含む）
論文	<p>○羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機の性能・騒音特性の改善, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 40, No. 6, pp. 351-356, 2012-11, <u>後藤 尚志</u>, 太田 有, 大田 英輔.</p> <p>○ディフューザ案内羽根前縁形状が遠心圧縮機性能・騒音特性に与える影響, 日本機械学会論文集 B編, Vol. 77, No. 777, pp. 1229-1239, 2011-5, <u>後藤 尚志</u>, 太田 有, 大田 英輔.</p> <p>○遠心圧縮機ディフューザに発生する前縁渦の非定常挙動と制御, 日本機械学会論文集 B編, Vol. 76, No. 772, pp. 2039-2049, 2010-12, <u>後藤 尚志</u>, 太田 有, 大田 英輔.</p> <p>○Noise Reduction and Surge Margin Improvement Using Tapered Diffuser Vane in a Centrifugal Compressor, Journal of Thermal Science, Vol.19, No.1, pp.21-25, 2010-1, <u>Takashi GOTO</u>, Eri OHMOTO, Yutaka OHTA and Eisuke OUTA.</p> <p>○Effects of tapered diffuser vane on the flow field and noise of a centrifugal compressor, Journal of Thermal Science, Vol.16, No.4, pp.301-308, 2007-11, Yutaka Ohta, <u>Takashi Goto</u>, Eisuke Ota.</p> <p>○Aerodynamic Performance and Noise Characteristics of a Centrifugal Compressor with Modified Vaned Diffusers, Journal of Thermal Science, Vol.15, Vol.4, pp.289-295, 2006-12, Yutaka Ohta, Yasuhiko Okutsu, <u>Takashi Goto</u>, Eisuke Ota.</p>
国際会議	<p>Behavior of Pressure Fluctuation Rotating around Impeller Periphery in a Centrifugal Compressor, Proceedings of Asian Congress on Gas Turbine 2012, USB, 2012-8, <u>Takashi GOTO</u>, Atsuhito MIZUNO, Kazuyoshi MIYAGAWA, Yutaka OHTA and Eisuke OUTA.</p> <p>Effects of Impeller-Diffuser Radial Gap on Unsteady Flow Fields in a Centrifugal Compressor, Proceedings of International Gas Turbine Congress 2011, USB, 2011-12, <u>Takashi Goto</u>, Yutaka Ohta and Eisuke Ota.</p> <p>Effects of Impeller-Diffuser Radial Gap on Compressor Performance and Noise Characteristics of Centrifugal Compressor, Proceedings of 10th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, USB, 2010-7, <u>Takashi GOTO</u>, Yutaka OHTA and Eisuke OUTA.</p> <p>Unsteady Behavior and Control of Diffuser Leading-edge Vortex in a Centrifugal Compressor, Proceedings of Turbo Expo 2010, DVD-ROM, 2010-6, Yutaka Ohta, <u>Takashi Goto</u> and Eisuke Ota.</p> <p>Noise Reduction and Surge Margin Improvement Using Tapered Diffuser Vane in a Centrifugal Compressor, Proceedings of 9th International Symposium on</p>

研究業績書

種 類 別	題名、 発表・発行掲載誌名、 発表・発行年月、 連名者 (申請者含む)
国際会議 (つづき)	<p>Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, CD-ROM, 2009-9, <u>Takashi Goto</u>, Eri Ohmoto, Yutaka Ohta and Eisuke Ota.</p> <p>Unsteady Vortical Structure and Related Noise and Performance of a Centrifugal Compressor, Proceedings of Asian Congress on Gas Turbine 2009, CD-ROM, 2009-8, <u>Takashi Goto</u>, Eri Ohmoto, Yutaka Ohta and Eisuke Ota.</p> <p>Improvement of Aerodynamic Performance and Noise Reduction of Centrifugal Compressor with Tapered Diffuser Vane, Proceedings of International Gas Turbine Congress 2007, CD-ROM, 2007-12, <u>Takashi Goto</u>, Yutaka Ohta and Eisuke Ota.</p> <p>Effects of Tapered Diffuser Vane on the Flow Field of a Centrifugal Compressor, Proceedings of 8th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, CD-ROM, 2007-7, Yutaka Ohta, <u>Takashi Goto</u>, Yuuri Tsukioka and Eisuke Ota.</p> <p>Active Noise Reduction of blade-passing frequency radiated from a centrifugal blower, Proceedings of Inter-noise 2006, CD-ROM, 2006-12, Yutaka Ohta, <u>Takashi Goto</u> and Eisuke Ota.</p> <p>Aerodynamic Performance and Noise Characteristics of a Centrifugal Compressor with Modified Vaned Diffusers, Proceedings of Asian Joint Workshop on Thermophysics and Fluid Science, pp.1, 2006-6, Yutaka Ohta, Yasuhiko Okutsu, <u>Takashi Goto</u> and Eisuke Ota.</p>
講演	<p>羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機の部分流量時における非定常挙動, 日本ガスタービン学会定期講演会, CD-ROM, 2012-10, <u>後藤 尚志</u>, 水野 敦仁, 森田 洋平, 太田 有, 大田 英輔.</p> <p>遠心圧縮機の動静翼間距離が圧縮機性能および内部流れ場に与える影響, 日本流体力学会 年会 2011, CD-ROM, 2011-9, <u>後藤 尚志</u>, 野口 佳恭, 太田 有.</p> <p>羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機内部に発生する渦の挙動, 第 38 回可視化情報シンポジウム 講演論文集, pp. 399-404, 2011-7, <u>後藤 尚志</u>, 水野 敦仁, 太田 有, 大田 英輔.</p> <p>遠心圧縮機の内部流れ場に発生する非定常流動現象の調査, 第 65 回ターボ機械協会総会講演会 講演論文集, pp. 149-154, 2011-5, <u>後藤 尚志</u>, 平戸 康雅, 太田 有, 大田 英輔.</p> <p>羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機の性能・騒音特性の改善, 第 38 回ガスタービン学会定期講演会 講演論文集, CD-ROM, 2010-10, <u>後藤 尚志</u>, 平戸 康雅, 太田 有, 大田 英輔.</p> <p>テーパ形案内羽根を有する遠心圧縮機の動静翼間距離が性能・騒音に与える影響, 2010 年度機械学会年次大会 講演論文集 pp. 299-300, 2010-9, <u>後藤 尚志</u>, 平戸 康雅,</p>

研究業績書

種 類 別	題名、 発表・発行掲載誌名、 発表・発行年月、 連名者（申請者含む）
講演(つづき)	<p>太田 有, 大田 英輔.</p> <p>遠心圧縮機ディフューザに発生する前縁渦の挙動, 2009 年度機械学会年次大会 講演論文集, Vol.2, pp.59-60, 2009-9, <u>後藤 尚志</u>, 大本 絵利, 太田 有, 大田 英輔.</p> <p>遠心圧縮機におけるディフューザ前縁渦の挙動と非定常流れ構造, 第36回ガスタービン定期講演会 講演論文集, pp.85-90, 2008-10, <u>後藤 尚志</u>, 大本 絵利, 太田 有, 大田 英輔.</p> <p>遠心圧縮機ディフューザ内の圧力特性の改善, 2006 年度機械学会年次大会 講演論文集, Vol.2, pp.137-138, <u>後藤 尚志</u>, 太田 有, 大田 英輔.</p>
その他	なし