

# 入口絞りを伴わない羽根なしディフューザをもつ 遠心圧縮機内部流れの数値解析

## Study on Flow Fields in Centrifugal Compressor with Unpinched Vaneless Diffuser

玉 木 秀 明 技術開発本部 技師長 博士(工学) 技術士(機械部門)

遠心圧縮機的设计では、CFD (Computational Fluid Dynamics) が不可欠な設計ツールとなっている。CFD の精度は圧縮機の仕様、形状に依存する。CFD を利用した設計(性能予測)精度向上を図るためには、開発の過程で得られるさまざまな計測データを計算結果と比較し、仕様や形状の違いによる両者の差異の程度を把握、データベース化することが重要である。本稿では、その一例として船用過給機用遠心圧縮機の開発のなかで得られた入口絞りをもたない羽根なしディフューザとインペラの組合せ実験の結果と計算結果を比較し、その問題点を明らかにした。また、実験と計算結果が定性的に良い一致を示したインデューサ部の流れについて分析した。

The performance of centrifugal compressors strongly depends on their internal flow fields. Therefore, CFD (Computational Fluid Dynamics) is indispensable to the design of centrifugal compressors. CFD codes are usually validated by some representative data or compared with results calculated by other CFD codes, in order to ensure their accuracy. However, finding the estimation accuracy of any type of centrifugal compressor's performance requires continuously comparing experimental data obtained in the development of various centrifugal compressors with calculated results. This paper introduces one example of this by using a centrifugal compressor with an unpinched vaneless diffuser. In addition, flow behaviors in the inducer where CFD had qualitatively good agreement with experimental data were analyzed in detail.

### 1. 緒 言

過給機はエンジンの小型化・高出力化に有効な装置であり、車両重量低減による燃費の改善に寄与している。また、産業用圧縮機は大型空調設備、化学工業、工場における空気動力の供給源などさまざまな分野で利用されている。これらの圧縮機には、遠心圧縮機が広く用いられている。

遠心圧縮機の性能はその内部流れに強く依存する。CFD (Computational Fluid Dynamics) は、それらの情報を得るための不可欠なツールの一部となっている。通常、CFD コードの精度は幾つかの代表的な実験結果、もしくはほかの CFD コードによる計算結果とのベンチマークで検証されている<sup>(1), (2)</sup>。

一方で、遠心圧縮機的设计者はさまざまな仕様の圧縮機を設計する機会に遭遇する。CFD コードの精度は圧縮機の仕様、形状に依存する。このため、限られた仕様・形状に対する精度検証結果だけから、設計者が、自分たちが設計に使用している CFD コードの精度を把握するのは困難である。このため開発の過程で得られるさまざまな計測データと計算結果を比較し、仕様や形状の違いによる両者

の差異を把握しデータベース化しておくことが重要である<sup>(3)~(5)</sup>。これらの作業を継続することによって、CFD を利用した設計(性能予測)の精度向上が図られ、圧縮機の開発期間を短縮することができる。

ここでは、船用過給機用遠心圧縮機の開発過程で得られた入口絞りをもたない羽根なしディフューザとインペラの組合せ実験の結果と、CFD による計算結果の比較を紹介する。遠心圧縮機は設計点で高効率であるとともに広い作動域が要求される。つまり非設計点(オフデザイン点)での精度把握が不可欠となっている。供試圧縮機は、意図的にチョークからサージまで乱れた流れ場をもつように設計されている。圧縮機が高比速度であることと、ディフューザが絞られていないことから、以下のような流れ場が発生することが予想される。

- (1) チョーク流量付近ではインペラ出口シュラウド近傍にはく離が発生する。
- (2) サージ発生前に羽根なしディフューザ部では旋回失速が発生しやすい。

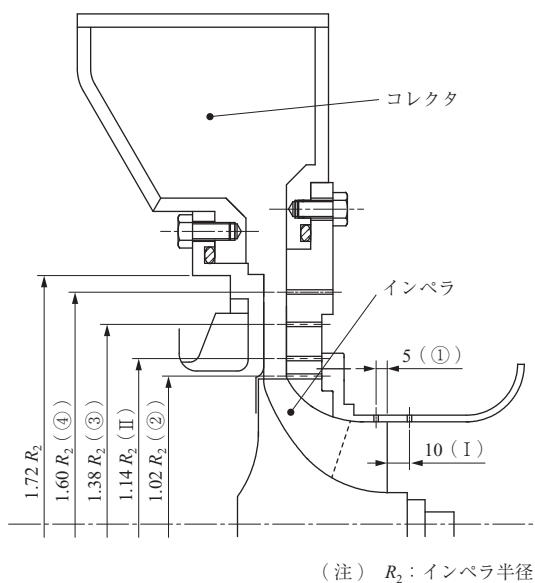
本稿では、実験結果を示した後、計算結果との比較を行う。

## 2. 実験方法

本研究で使用した圧縮機インペラの主要仕様を第1表に示す。回転速度  $N$  は  $55\,400\text{ min}^{-1}$ 、比速度  $Ns$  は  $0.15$  である。なお、 $Ns = N/60 \times Q^{1/2}/Had^{3/4}$  で表し、 $Q$  は体積流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )、 $Had$  は断熱ヘッド ( $\text{J}/\text{kg}$ ) を示す。第1図に供試圧縮機を示す。ディフューザには羽根なしディフューザ (以下、VLD) を採用した。ディフューザを出た流れは軸対象のコレクタに流入する。インペラ入口 (長羽根先端から  $5\text{ mm}$  下流: 以下①)、インペラ出口 ( $1.02 R_2$ 、 $R_2$  はインペラ半径: 以下②)、VLD ( $1.38 R_2$ : 以下③) およびディフューザ出口 ( $1.60 R_2$ : 以下④) に静圧孔を設けた。①、②、③には高応答圧力センサを設置した。また、長羽根前縁から  $10\text{ mm}$  上流 (以下、I) およびインペラ下流の  $1.14 R_2$  の位置 (以下、II) で3孔ヨーメータによるトラバース計測を行った。さらに、羽根なしディフューザ部の流動状態を観察するために油膜法を用いて流れの可視化も実施した。また、コレクタ (圧縮機) 出口配管にオリフィスを設置し、小流量域でチョー

第1表 供試インペラの主要仕様  
Table 1 Impeller dimensions

項目	単位	仕様
インペラ半径	mm	65.4
入口半径	mm	45.62
出口幅	mm	10.2
羽根枚数 (長羽根/短羽根)	枚	14 (7/7)
出口羽根角	度	-30



第1図 供試圧縮機 (単位: mm)

Fig. 1 Schematic of tested compressor (unit: mm)

ク状態を作り出した。チョーク流量近傍では圧縮機の安定運転が可能であるため、通常ではサージ状態となる流量域でも、静圧計測などが可能となる。使用したオリフィスの絞り面積比は  $0.25$  と  $0.06$  である。

## 3. 実験結果

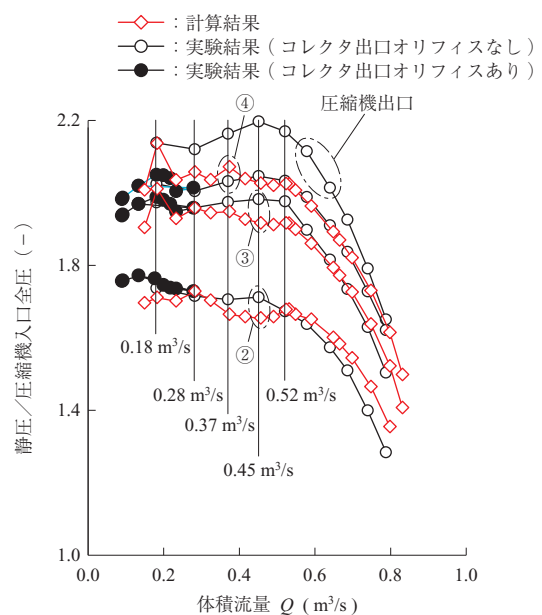
### 3.1 全体性能

第2図に圧縮機の各位置における静圧特性を示し、体積流量  $Q$  と圧縮機出口静圧比 (圧力特性) を示す。また、同図は②、③、④の静圧も同時に示している。図中の静圧比はインペラ入口全圧との比である。また黒丸は、コレクタ出口にオリフィスを設置して得たものである。 $Q < 0.18\text{ m}^3/\text{s}$  ではコレクタ出口にオリフィスを設置しなければ安定運転状態を作り出せなかった。このため、 $Q < 0.18\text{ m}^3/\text{s}$  の圧縮機出口静圧は第2図にプロットされていない。

第3図に①、③における圧力波形を示す。図の時間軸 (横軸) の全幅は  $0.37\text{ m}^3/\text{s}$  で  $0.2$  秒、 $0.28\text{ m}^3/\text{s}$  で  $0.05$  秒、そのほかは  $0.1$  秒であり、縦軸  $\Delta P$  は静圧 (ゲージ圧: MPa) である。ディフューザ部には  $0.52\text{ m}^3/\text{s}$  から周期的な圧力変動がみられる。一方、インペラ部には  $0.37\text{ m}^3/\text{s}$  を除きディフューザ部ほど明確な周期的な圧力変動はみられない。ディフューザ部で流れが不安定であることが分かる。

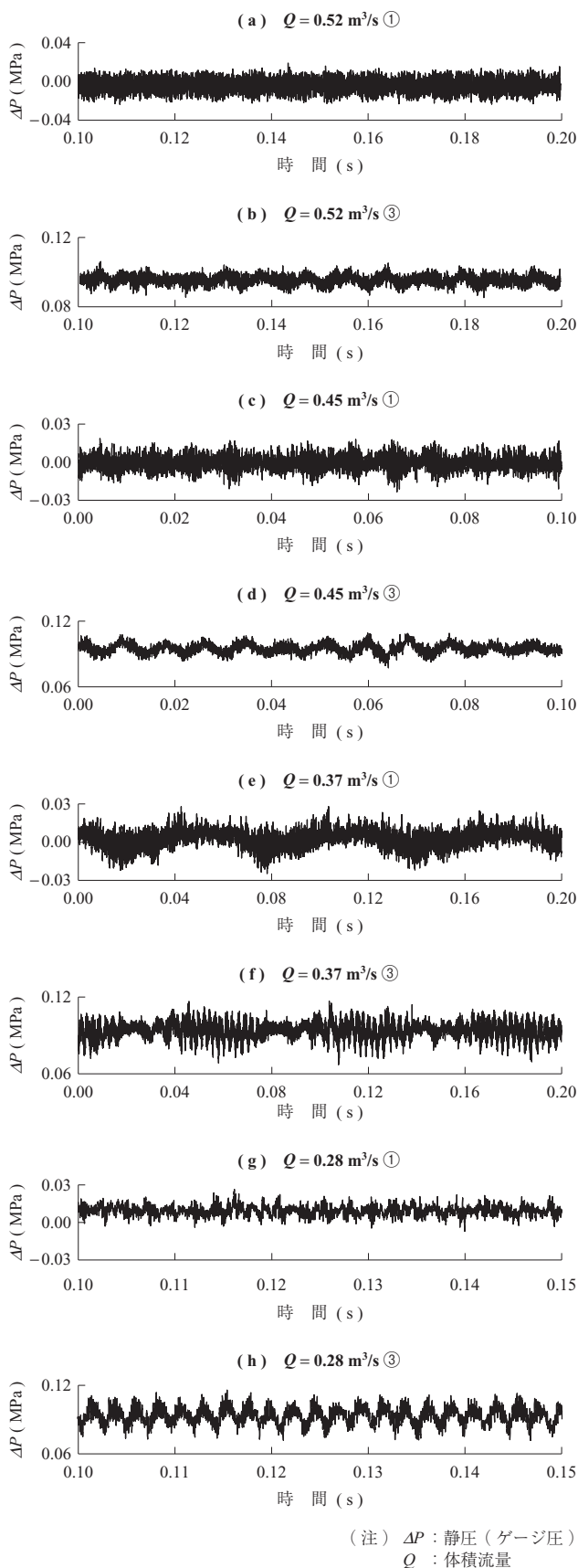
### 3.2 インペラ性能

第4図に、①における圧力波形の一部とこれらを周期



第2図 圧縮機の各位置における静圧特性

Fig. 2 Static pressure characteristics at each position of the compressor



第3図 位置①, ③における圧力波形  
 Fig. 3 Pressure fluctuation at ① and ③

的にサンプリングし、算術平均して求めたシュラウド側翼間静圧分布および、この平均値に対する翼間静圧の偏差  $\sigma$  を示す。第4図の  $P_0$  は圧縮機入口全圧を、-(a)の縦軸  $\Delta P$  は静圧 (ゲージ圧) を示す。  $Q \leq 0.45 \text{ m}^3/\text{s}$  で圧力変化の周期性が崩れ、翼間静圧の最大値と最小値の差が減少する。また、ピッチ全体にわたり翼間静圧の偏差が増大する。この流量がインデューサ失速流量と推定できる。

第5図に、Iの位置における軸方向速度分布を示す。Yはインペラのボス面からの距離、Hはボス面と入口管内面との距離である。  $0.39 \text{ m}^3/\text{s}$  はIにおいて、逆流が計測され始めた流量で、前述の周期性が崩れる流量より13%小さい。第6図に、ベルマウス前方に設置された2本の熱電対 (Temp-1, Temp-2) によって計測された全温を示す。全温は  $0.28 \text{ m}^3/\text{s}$  までほぼ一定であるが、流量を減少させていくと  $0.21 \text{ m}^3/\text{s}$  で急激に増加する。これはインペラで圧縮され高温になった流れが逆流しベルマウス上流に到達したためである。

### 3.3 ディフューザ性能

第7図に、③の静圧と②における静圧比を示す。静圧比の極大値が  $0.52 \text{ m}^3/\text{s}$  に存在する。この流量近傍において、流れ場に大きな変化が発生することが推測される。第8図に、IIの位置における流れ角と全圧の分布を示す。  $Y_H$  はハブ面からの距離、  $H_D$  はディフューザ幅であり、  $Y_H/H_D = 0$  がハブ、  $Y_H/H_D = 1$  がシュラウド面に相当する。流れ角は半径方向から計測した値である (流れ角  $> 90$  度が逆流域に相当する)。チョーク点付近からシュラウド側に逆流域があることが確認できる。この逆流域は流量の減少に伴い縮小していく。

第9図に油膜法による流れの可視化結果を示す。

(1)  $Q = 0.67 \text{ m}^3/\text{s}$  の場合

(a) ハブ側

油膜模様は、内から外へ向けてインペラの回転と同方向である。はく離は見られない。

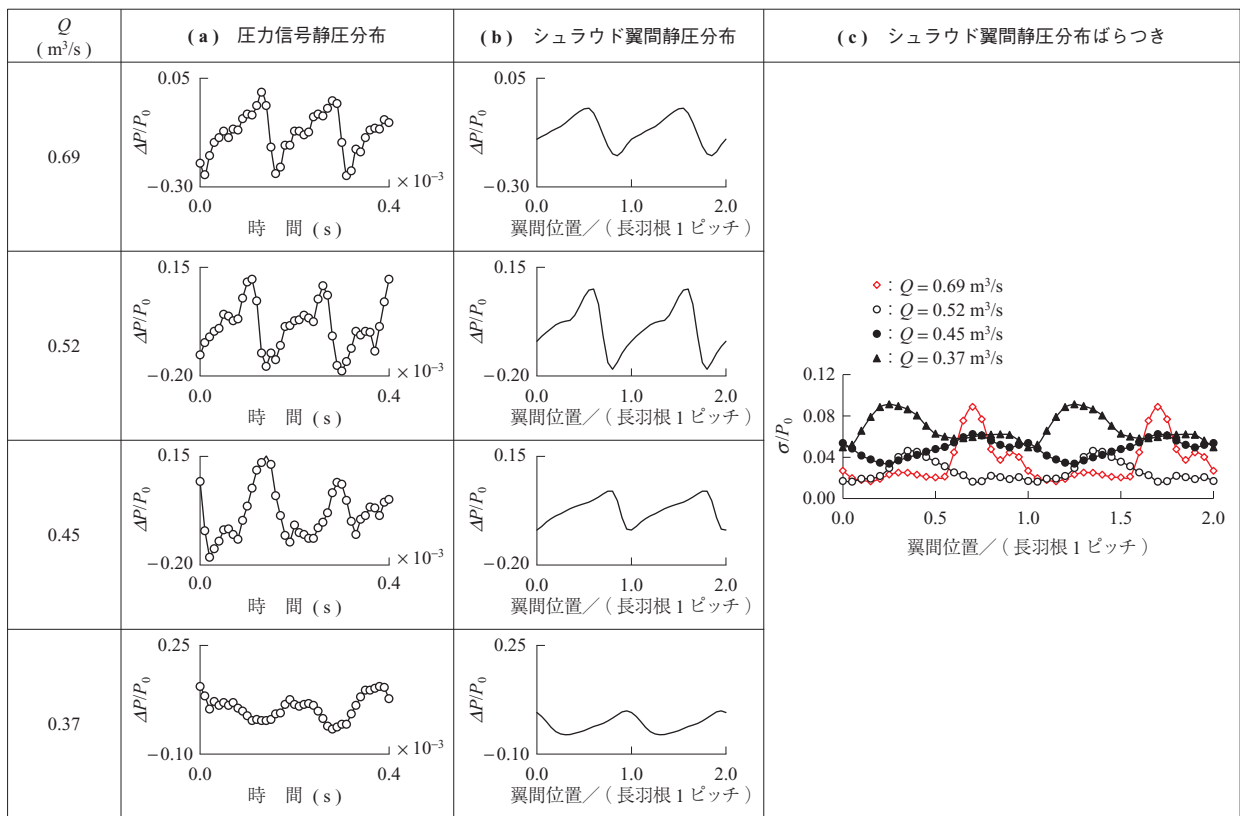
(b) シュラウド側

内から外へ向けてインペラの回転と逆方向の油膜模様が観察され、流れがVLD入口からはく離していることが分かる。

(2)  $Q = 0.51 \text{ m}^3/\text{s}$  の場合

(a) ハブ側

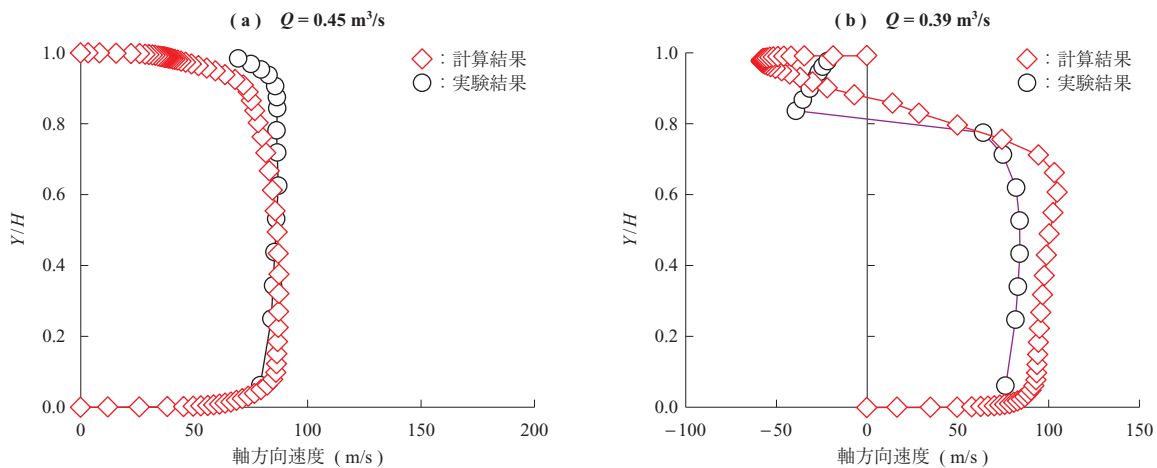
VLD入口からある半径位置までインペラの回転と同方向の油膜模様が存在し、それより下流ではインペラの回転と逆方向の模様が観察され、ハブ



(注)  $P_0$  : 圧縮機入口全圧  
 $\Delta P$  : 静圧 (ゲージ圧)  
 $\sigma$  : 翼間静圧の偏差  
 $Q$  : 体積流量

第 4 図 位置①におけるシュラウド翼間静圧分布

Fig. 4 Static pressure variation near shroud in between blades at ①



(注)  $Q$  : 体積流量  
 $Y$  : インペラボスからの距離  
 $H$  : ボス面と入口管内面との距離

第 5 図 位置 I における軸方向速度分布

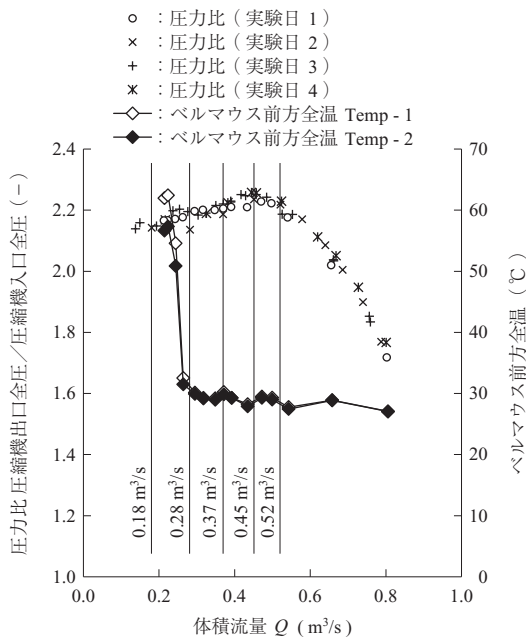
Fig. 5 Axial velocity distribution at I

面近傍で逆流が発生しているものと考えられる。

(b) シュラウド側

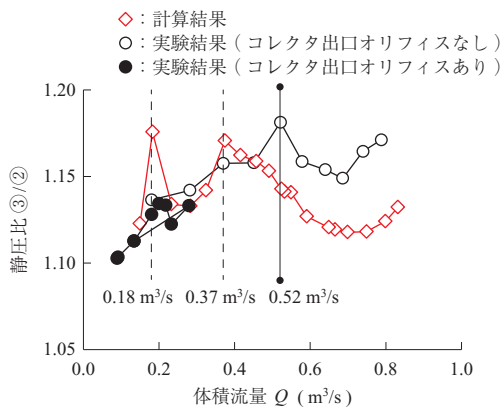
ハブ側とは逆に VLD 入口側でインペラの回転と逆方向の様子が存在する。この部分では、

$0.68 \text{ m}^3/\text{s}$  と同様にハブ近傍に逆流が生じていると考えられる。一方、出口側ではインペラと同方向の様子が観察され、 $0.68 \text{ m}^3/\text{s}$  で観察されたはく離が消滅している。



第 6 図 圧力比とベルマウス前方の全温

Fig. 6 Ratio of total-to-total pressure and total temperature just before bell-mouth



第 7 図 位置③と位置②における静圧比  
Fig. 7 Static pressure ratio between ② and ③

(3)  $Q \leq 0.38 \text{ m}^3/\text{s}$  の場合

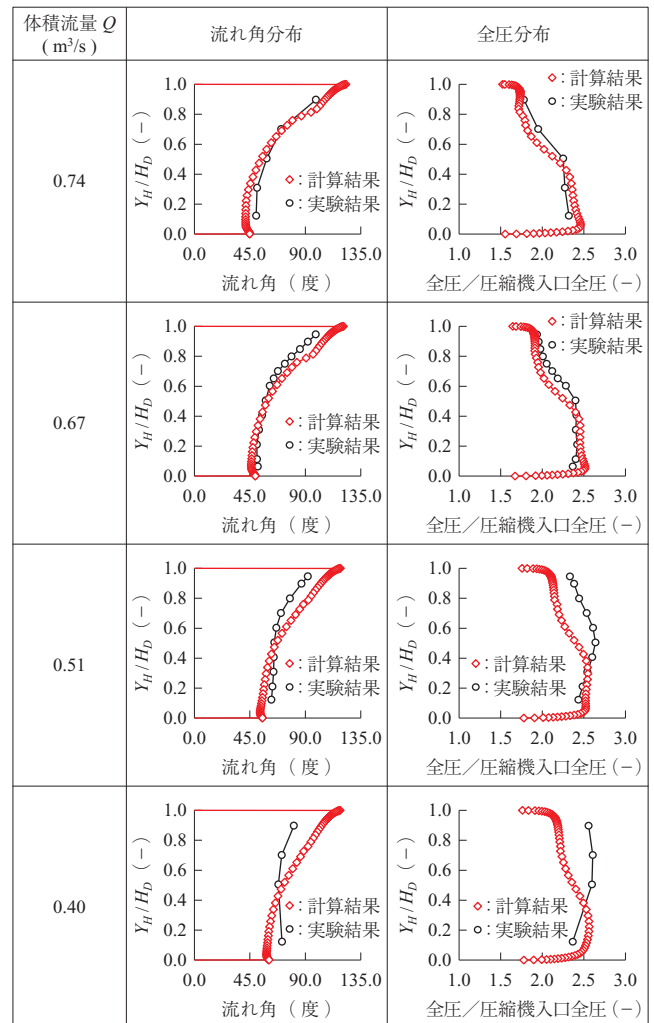
(a) ハブ側

油膜模様は VLD 入口から出口にかけてインペラの回転と逆方向である。VLD 入口からハブ側にはく離が発生していることがわかる。

(b) シュラウド側

油膜模様はハブ側と同様にインペラの回転方向と逆を向いており、はく離が発生していると考えられる。

第 10 図に、位置②および位置③における高応答センサからの出力圧力波形を示す。③では周方向に 60 度の間隔をおいて高応答圧力センサを設置している。位置③での二つの波形の間には、一定の位相差（図中、黄色の実線参照）があり、旋回失速の発生が推測される。



(注)  $Y_H$  : ハブ面からの距離  
 $H_D$  : ディフューザ幅

第 8 図 位置 II における流れ角・全圧分布

Fig. 8 Flow angle and total pressure distribution at II

### 3.4 実験結果のまとめ

供試圧縮機の内部流れの挙動を流量の減少とともに記述すると以下ようになる。

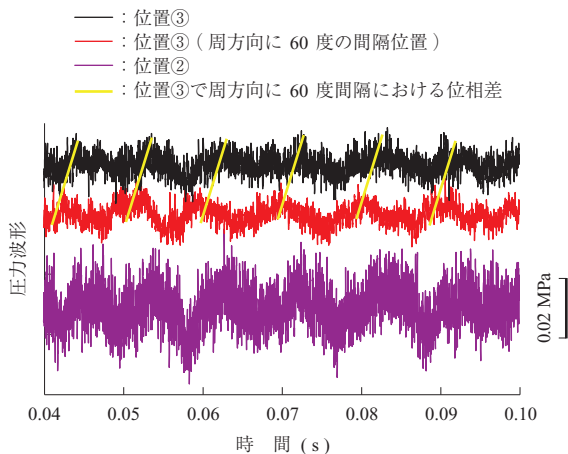
- (1) 供試インペラは子午面曲率半径が小さいにも関わらず VLD 入口部に絞りを設けていないため、チョーク点付近から VLD のシュラウド側に、はく離（逆流）域を伴っている。
- (2)  $0.51 \text{ m}^3/\text{s}$  で VLD ハブ側がはく離する。3 孔ヨーメータによる時間平均的計測ではハブ側に、はく離は確認できなかった。しかし、周期的な圧力変動が観察されたことから、旋回失速が発生していると考えられる。したがって、流れは非定常で非軸対象性をもつと推測される。なお、供試圧縮機の羽根なしディフューザ部における旋回失速の発生は、PIV 計測によっても確認されている<sup>(6)</sup>。

No.	体積流量 $Q$ ( $\text{m}^3/\text{s}$ )	(a) ハブ側	(b) シュラウド側
(1)	0.67		
(2)	0.51		
(3)	0.38		
(4)	0.20		

(注) → : インペラ回転方向  
→ : 内径から外径へ向けての油膜模様

第 9 図 油膜法による流れの可視化

Fig. 9 Oil flow visualization ( hub side ( a ) and shroud side ( b ) )



— : 位置③  
— : 位置③ ( 周方向に 60 度の間隔位置 )  
— : 位置②  
— : 位置③で周方向に 60 度間隔における位相差

(注) 条件  
体積流量  $Q$  :  $0.45 \text{ m}^3/\text{s}$

第 10 図 位置②, ③における圧力波形

Fig. 10 Pressure variation at ② and ③

(3)  $0.45 \text{ m}^3/\text{s}$  でインデューサが失速する。  $0.39 \text{ m}^3/\text{s}$  で逆流域が圧縮機入口配管 ( I ) に到達し,  $0.21 \text{ m}^3/\text{s}$  でベルマウス入口まで達する。

(4) サージ直前の流量は  $0.18 \text{ m}^3/\text{s}$  である。

## 4. 計算結果

### 4.1 数値計算

計算には自社開発の CFD コードを使用した<sup>(7)~(9)</sup>。対流項には Chakravarthy-Osher の TVD スキームを, 乱流モデルには Spalart-Allmaras モデルを用いている。

第 11 図に計算に用いた計算格子を示す。格子点数は約 361 万点である。ベルマウス通過後の流れは一様であると想定し, 入口部はベルマウスを考慮せず, 回転軸に平行な直管とした。VLD 下流は実験装置を模して  $1.72 R_2$  以降にキャビティを設けている。出口境界では収束性と逆流の発生を避けるためハブ面を絞っている。コレクタは考慮していないが, 実験によって位置④における静圧が周方向に均一であることを確認している。周期境界を適用してインペラ 1 ピッチ分の流路の定常計算を実施した。

### 4.2 全体性能

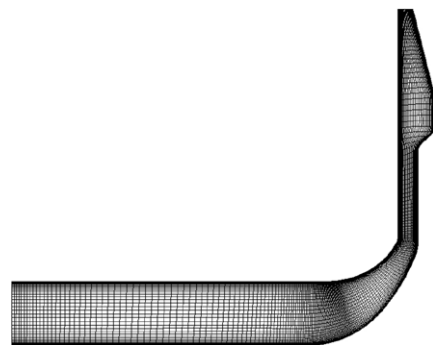
第 2 図に計算で得られた②, ③, ④における静圧を示す。計算結果は  $Q \geq 0.52 \text{ m}^3/\text{s}$  で実験と良好な一致をしている。圧力特性曲線が極大値となる流量が実験では  $0.45 \text{ m}^3/\text{s}$  に対して計算では  $0.52 \text{ m}^3/\text{s}$  となる。また, 計算結果では④における最大値は  $0.37 \text{ m}^3/\text{s}$  であり, ②, ③では  $(0.28 \sim 0.32 \text{ m}^3/\text{s}) < Q < 0.52 \text{ m}^3/\text{s}$  で実験値より小さい値をとる。

第 7 図に計算で得られた③と②の静圧比を示す。傾向はほぼ一致しているが, 計算結果の極大値は, 実験結果よりも小流量側へシフトしている。これらは, 本計算手法では旋回失速を伴う遠心圧縮機の定常 ( 時間平均的な ) 性能を把握することが困難であることを示している。

### 4.3 フローパターン

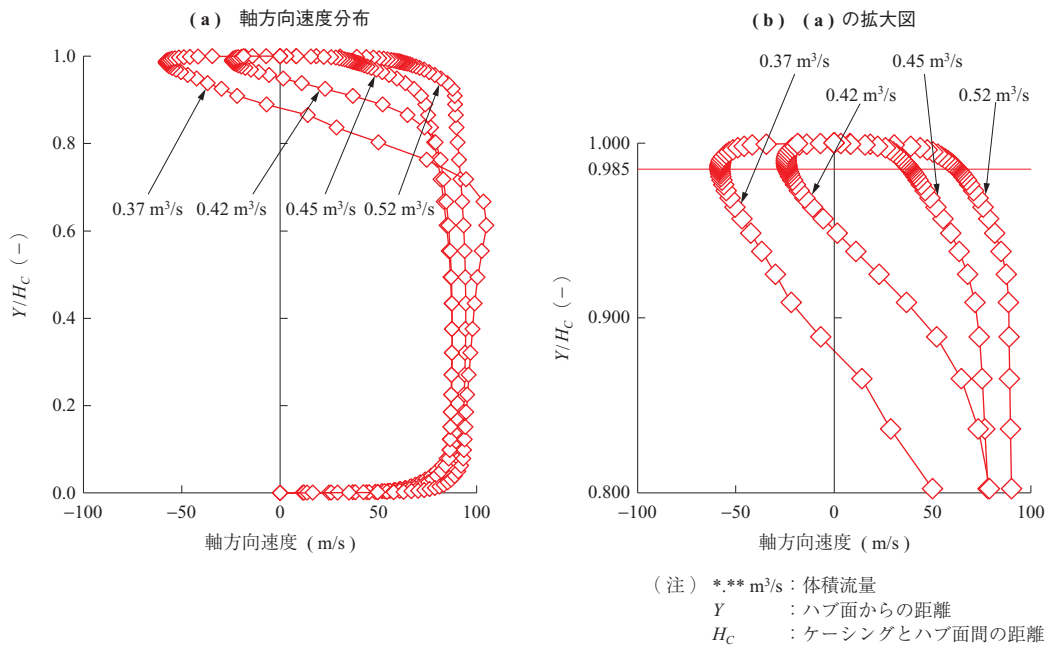
#### 4.3.1 インペラ

第 12 図に, 計算によって得られた①における流れ角と軸方向速度のスパン方向分布計算結果を示す。図中の Y



第 11 図 計算格子

Fig. 11 Computational grid



第 12 図 位置①での軸方向速度分布 (計算結果)  
Fig. 12 Calculated axial velocity distribution at ①

はハブ面からの距離,  $H_c$  はケーシングとハブ面間の距離を示す。なお, 図の  $Y/H_c \geq 0.985$  は長羽根とケーシング間の隙間 (翼端隙間) 部である。0.43 ~ 0.45  $\text{m}^3/\text{s}$  の間でケーシング側に逆流域が発生しており, 第 4 図から推定されるインデューサの失速流量とほぼ一致する。第 5 図に計算から得られた I での流れ角と軸方向速度の分布を示す。逆流の発生域が, 計測結果とほぼ一致している。実験と計算結果が定性的に良い一致を示すため, 計算結果をもとにインデューサ部の流れについて詳細に調べた。

第 13 図~第 15 図に計算で得られた流れ場の可視化結果を示す。第 13 図 - (a), - (b) はそれぞれインペラ長羽根前縁負圧面近傍を通過する流線および, 翼端隙間を通過する流線を示す。図には長羽根 2 ピッチ分が示されており, 手前の翼面には限界流線が描かれている。また, 流線の色は軸方向速度成分の正負を表し, 赤が正 (すなわち, インペラ入口から出口に向かう流れ), 青が負 (インペラ出口から入口に向かう流れ) に対応する。第 13 図 - (c) は翼端隙間における軸方向速度分布である。第 13 図 - (a), - (b) の流線と同様に, 赤は軸方向速度成分が正の領域, 青は負の領域を示す。翼端漏れ流れは負圧面にほぼ垂直に隣接する翼間に流入するため負の軸方向速度をもつ。この翼端漏れ流れは正の軸方向速度をもつ主流と合流し, 主流とともに下流へ向かう (第 13 図 - (d) 参照)。このため, 第 13 図 - (c) から翼端漏れ流れの領域と主流と翼端漏れ流れの境界面を推定することができ

る<sup>(10)</sup>。これらの図から各流量における流れ場の様相 (フローパターン) を以下のように推察できる。

(1)  $Q = 0.70 \text{ m}^3/\text{s}$  の場合

長羽根負圧面前縁部にはく離泡 (二次元はく離) が発生する。翼端漏れ流れは, 翼端漏れ渦を形成しインペラ内で主流と合流する。

(2)  $Q = 0.52 \text{ m}^3/\text{s}$  の場合

前縁はく離が翼端に達し, 主流へはく離渦 (三次元はく離) として放出される。主流と翼端漏れ流れの最上流部 (境界面) が, 翼端漏れ渦を形成し隣接する長羽根の前縁 (インペラ入口面) に近づく。

(3)  $Q = 0.49 \text{ m}^3/\text{s}$  の場合

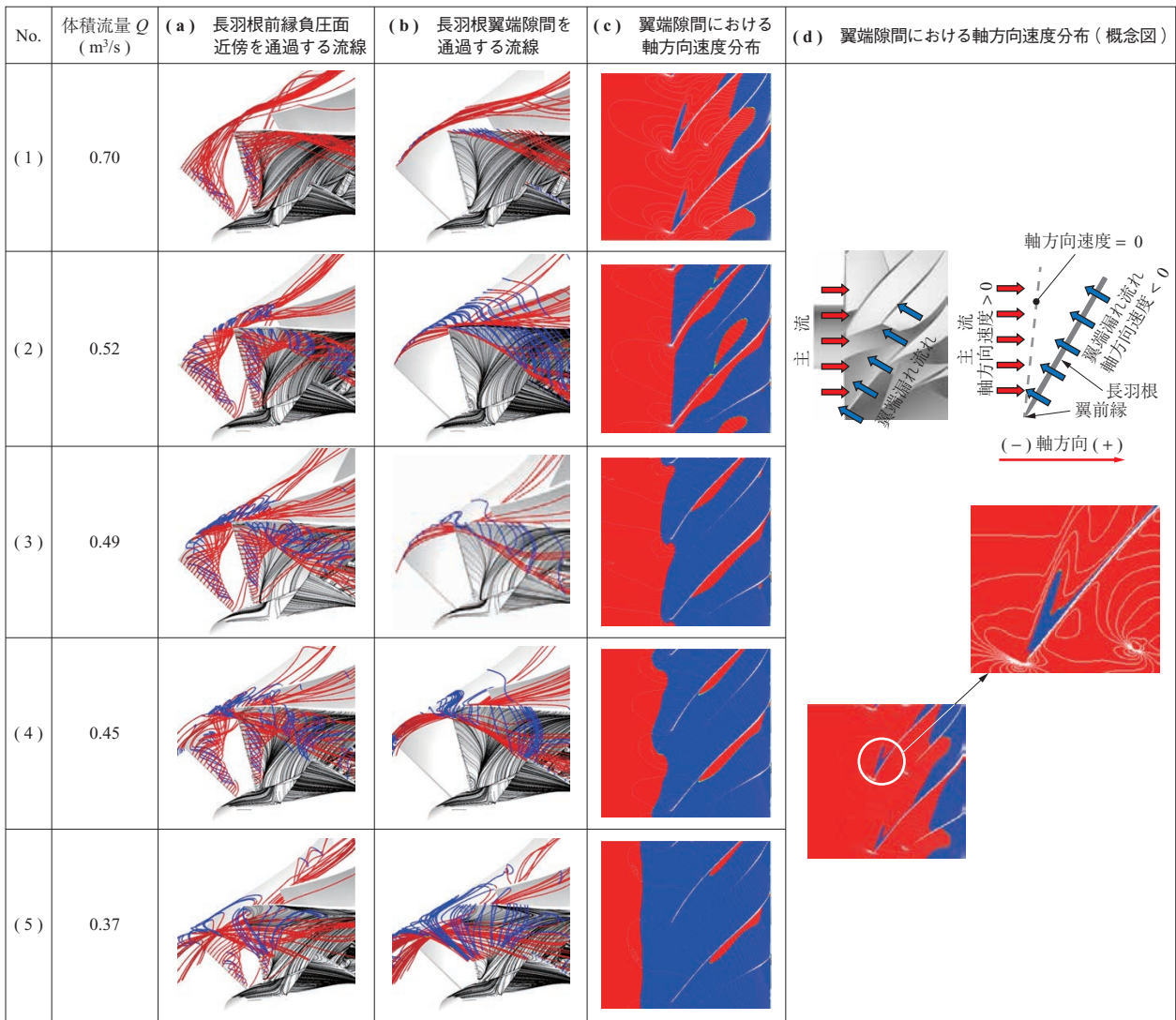
主流と翼端漏れ流れの境界面が, インペラ入口面上流に到達する。流れの様相は, 0.52  $\text{m}^3/\text{s}$  とほぼ同等である。

(4)  $Q = 0.45 \text{ m}^3/\text{s}$  の場合

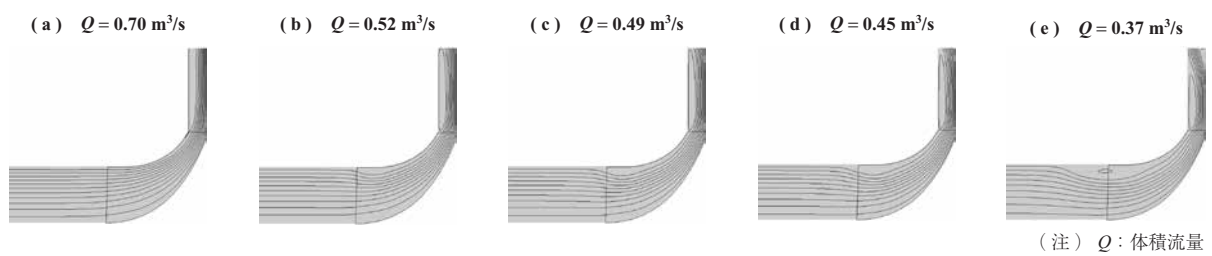
主流と翼端漏れ流れの境界面が, インペラ入口面上流に到達し, 再びインペラへ流入する。インペラ入口面のケーシング近傍に逆流域が存在するため, この逆流による排除効果によって, インペラへ流入する流れは, 加速され前縁はく離が縮小する。

(5)  $Q = 0.37 \text{ m}^3/\text{s}$  の場合

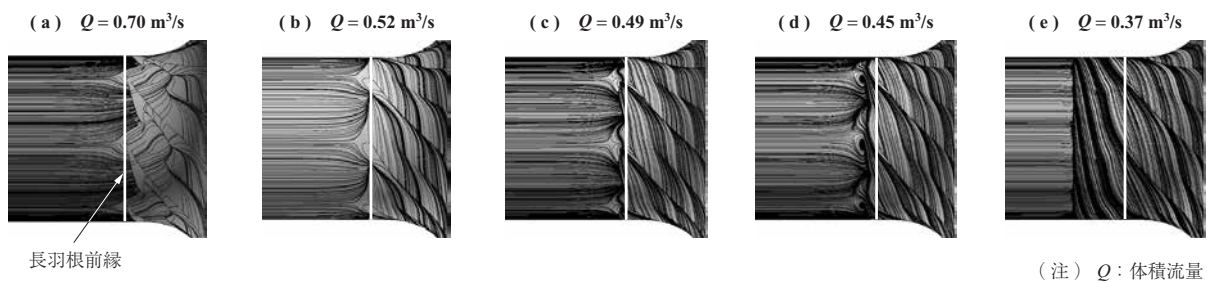
主流と翼端漏れ流れの境界面がさらにインペラ上流に達し, 配管内に環状の逆流域を形成する。前縁はく離も, さらに縮小する。



第 13 図 長羽根前縁部・翼端隙間を通過する流線および翼端隙間における軸方向速度分布  
 Fig. 13 Streamline passing through near leading edge of full blade suction surface (a), streamline through tip clearance of full blade (b) and axial flow velocity of tip leakage flow (c)



第 14 図 二次元流線  
 Fig. 14 Circumferentially averaged streamline



第 15 図 ケーシング面上の限界流線  
 Fig. 15 Limiting streamline on compressor casing



第 14 図に、計算結果を周方向に積分して求めた流量を当分割する線（三次元の流れ場から得られる二次元の流線）を示す。当分割線の間隔は子午面方向速度の低下や逆流が発生すると拡大する。翼端漏れ流れが（翼端側の）翼間をほぼ覆ってしまう  $0.52 \text{ m}^3/\text{s}$  から小流量では、インペラ前縁ケーシング近傍部の当分割線の間隔が上下流へ拡大していく。

第 15 図にケーシング面上の限界流線を示す。  $0.49 \text{ m}^3/\text{s}$  でインペラ上流に翼端漏れ流れの境界面が、インペラ上流面に達すること、  $0.37 \text{ m}^3/\text{s}$  で入口配管内に環状の逆流域が存在することを確認できる。









主流と翼端漏れ流れの境界面位置は両者の運動量のバランスで決まる。流量の減少とともに、主流の軸方向運動量が減少する。一方、翼負荷の増加によって翼端漏れ流れを作る圧力差が増加する。また、翼端部での翼前縁はく離は、主流の運動量の低下を引き起こす。  $Q < 0.49 \text{ m}^3/\text{s}$  では翼端漏れ流れを作る圧力差が主流の軸方向運動量を上回り、翼端漏れ流れがインペラ上流面へ噴出したため、入口配管内に環状の逆流域が形成されたと考えられる。

計算結果から実験で観察されたインデューサ失速（第 6 図に示す  $Q = 0.45 \text{ m}^3/\text{s}$  を参照）は、翼端漏れ流れの長羽根への再流入が原因であると推定される。

#### 4.3.2 ディフューザ

第 8 図に計算で得られた II における流れ角、全圧の分布を示す。  $0.67 \text{ m}^3/\text{s}$  までは計測と良好な一致をしている。  $0.51 \text{ m}^3/\text{s}$ 、  $0.40 \text{ m}^3/\text{s}$  の計算結果は  $Q \geq 0.67 \text{ m}^3/\text{s}$  と同様に、ハブ側の流れ角が小さく（立っており）、高全圧域もハブ側に存在するパターンとなっている。一方、計測結果には、流れ角、全圧分布が一様化する傾向がみられる。これはハブ側に発生したはく離によるブロックageによってシュラウド側の流れが改善されたため、スパン方向に流れの分布が一様化したものと考えられる。

第 16 図に羽根なしディフューザ部における限界流線を示す。流量は、第 9 図に示す油膜法による可視化結果とほぼ合わせている。第 16 図に示す (1)  $0.67 \text{ m}^3/\text{s}$  では、可視化結果と同様にシュラウド側のみにはく離が見られる。可視化試験において (2)  $0.52 \text{ m}^3/\text{s}$  で観察されたハブ側下流およびシュラウド側上流に逆流が生じるパターンは、CFD では (3)  $0.38 \text{ m}^3/\text{s}$  で現れる。ハブ、シュラウド両面近傍が逆流で覆われるフローパターンは、(4)  $0.18 \text{ m}^3/\text{s}$  でも得られなかった。本計算手法では、旋回失速が発生する  $Q < 0.52 \text{ m}^3/\text{s}$  において、羽根なしディ

No.	体積流量 $Q$ ( $\text{m}^3/\text{s}$ )	(a) ハブ側	(b) シュラウド側
(1)	0.67		
(2)	0.52		
(3)	0.38		
(4)	0.18		

第 16 図 羽根なしディフューザ部における限界流線

Fig. 16 Limiting streamline on vaneless diffuser (hub side (a) and shroud side (b))

フューザ部に生じるはく離に伴うブロックageが再現できなかったことが、計算と実験結果とのかい離を大きくしたと考えられる。

## 5. 結 言

入口絞りをもたない VLD（羽根なしディフューザ）と船用過給機用遠心圧縮機インペラを組み合わせた圧縮機の実験結果を CFD による定常計算結果と比較し以下のことが分かった。

- (1) インデューサおよびインペラ入口近傍に発生する失速や逆流の発達に関しては、計測と計算結果は良好な一致を示した。
- (2) 計算結果を分析し、インデューサ部における流れの様相を明らかにした。実験で失速点と推定された流量において翼端漏れ流れが長羽根へ前縁に到達している可能性があることが分かった。
- (3) CFD 単独での予測不可の範囲があることを明ら

かにした。羽根なしディフューザ部に定常的に、はく離が存在している場合、CFD は比較的精度良く、計測結果を再現することができた。一方、旋回失速が観察された流量よりも小流量では、3孔ヨーメータおよび油膜法で得られた流れ場を再現することはできなかった。このため、これらの流量において、CFD で推定した圧縮機性能と実験結果とのかい離が大きくなった。

遠心圧縮機の設計では、通常、インペラ 1 ピッチ分の流路を周期対象境界条件を用いて定常計算する手法が用いられる。本稿では、羽根なしディフューザにおいて非定常現象である旋回失速が発生すると、CFD の（時間平均性能の予測）精度が低下することを示した。現時点では、全周をモデル化し非定常計算を行うには、多大な計算時間が必要となり、試行錯誤を伴う設計業務に適用することは困難である。このため、羽根なしディフューザに失速の発生が懸念される遠心圧縮機を設計する場合、CFD と失速に関する経験式やデータベースなどを併用する必要がある。これを実現するには、旋回失速現象に関する実験的・解析的研究が重要になる。

#### 参 考 文 献

- (1) M. V. Casey : Turbomachinery Design Using CFD AGARD Lecture Series 195 ( 1994. 5 ) pp. 6-1 - 6-24
- (2) G. Eisenlohr, P. Dalbert, H. Krain, H. Proell, F-A. Richer and K-H. Rohne : Analysis of the Transonic Flow at the Inlet of a High Pressure Ratio Centrifugal Impeller ASME 98-GT-24 ( 1998. 6 ) pp. 1 - 11
- (3) 玉木秀明：圧縮機設計における CFD の適用ターボ機械 第 28 巻 第 11 号 2000 年 11 月 pp. 669 - 675
- (4) 川久保知己：遠心型・斜流型ターボ機械の CFD ターボ機械 第 32 巻 第 5 号 2004 年 5 月 pp. 304 - 313
- (5) 玉木秀明, 海野 大, 川久保知己, 沼倉龍介, 山方章弘：過給機や圧縮機の性能を支える CFD IHI 技報 第 49 巻 第 2 号 2009 年 6 月 pp. 108 - 117
- (6) 大内田聡, 玉木秀明, 川久保知己, 山田 致, 丸山尚一：PIV によるターボ機械内部の流れ計測 IHI 技報 第 53 巻 第 2 号 2013 年 6 月 pp. 59 - 66
- (7) D. Kato, S. Goto, T. Kato, T. Wakabayashi and H. Ochiai : Development of Simple and High-Performance Technology for Compressors IHI ENGINEERING REVIEW Vol. 41 No. 1 ( 2008. 2 ) pp. 13 - 19
- (8) H. Tamaki, S. Goto, M. Unno and A. Iwakami : The Effect of Clearance Flow of Variable Area Nozzles on Radial Turbine Performance ASME GT2008-50461 ( 2008. 6 ) pp. 1 519 - 1 529
- (9) H. Tamaki, M. Unno, T. Kawakubo and Y. Hirata : Aerodynamic Design to Increase Pressure Ratio of Centrifugal Compressors for Turbochargers ASME GT2009-59160 ( 2009. 11 ) pp. 1 171 - 1 184
- (10) H. Tamaki : Effect of Recirculation Device with Counter Swirl Vane on Performance of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor Journal of Turbomachinery Vol. 135 No. 5 ( 2012. 9 ) 051036-1-12