

過給機や圧縮機の性能を支える CFD

Performance Improvement of High-Speed Turbomachinery by CFD

玉 木 秀 明 技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部 部長 博士（工学） 技術士（機械部門）
海 野 大 技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部 主査
川久保 知 己 技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部 主査
沼 倉 龍 介 技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部 博士（工学）
山 方 章 弘 車両過給機セクター開発部 主査

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。過給機や圧縮機は機械と流体との間でエネルギー変換をするターボ機械に属し、これらの機械は流体運動の把握と制御がその性能を左右するため、CFD が不可欠な設計ツールとなっている。本稿では、過給機や産業用圧縮機に広く用いられている遠心型（ラジアル型）ターボ機械を中心に CFD の適用事例を紹介する。

Turbochargers help greatly increase power output of piston engines, without making engine sizes larger. This also contributes to improvement of the fuel consumption due to the weight reduction of vehicles. Industrial turbo compressors are used in various machines and facilities such as air conditioners, chemical plants, and air compressors for pneumatic systems in factories. Performance of such turbomachinery strongly depends on the flow field inside the compressor. Therefore, the CFD is indispensable to design turbomachinery. Applications of CFD to radial compressors used in turbochargers and industrial air compressors are outlined together with several issues.

1. 緒 言

流れの運動方程式は、ナビエ・ストークスの方程式と呼ばれる微分方程式で記述される。この方程式を適切な境界条件のもとで、質量およびエネルギー保存則などと連立して解けば、流体運動に関する情報を得ることができる。このナビエ・ストークスの方程式は非線形性が強く数学的に難解であるため、解析解が得られるのは特別な場合に限られる。そのため、これらの方程式はコンピュータを利用した数値計算によって解かれる。コンピュータを用いて流体運動を解明しようとする計算流体力学は、CFD (Computational Fluid Dynamics) と呼ばれており、流動現象を伴う多くの機器の設計に積極的に活用されている。

とりわけ、機械と流体との間でエネルギー変換をするターボ機械の設計では、流体運動の把握と制御がその性能を左右するため、CFD が不可欠なツールとなっている^{(1),(2)}。

当社のターボ機械製品は航空エンジン、ガスタービン、ロケット用ターボポンプ、過給機、産業用圧縮機など非常に多岐にわたっている。本稿では、当社のさまざまなター

ボ機械製品群のうち、過給機や産業用圧縮機に広く用いられている遠心型（ラジアル型）ターボ機械を中心に CFD の適用事例を紹介する。

2. 解析の主な式

解析に用いる主な式 (ϕ , μ_y , μ_0 , η) を次に示す。

$$\phi = \frac{G}{\rho_{01} D_2^2 U_2} \dots\dots\dots (1)$$

$$\mu_y = \frac{C_p T_{01} (\pi^{(\gamma-1)/\gamma} - 1)}{U_2^2} \dots\dots\dots (2)$$

$$\mu_0 = \frac{C_p T_{01} (T_{02}/T_{01} - 1)}{U_2^2} \dots\dots\dots (3)$$

$$\eta = \frac{\mu_y}{\mu_0} \dots\dots\dots (4)$$

C_p : 等圧比熱 (J / (kg · K))

D_2 : 羽根車外径 (m)

G : 質量流量 (kg/s)

P_{01} , P_{02} : 全圧 (入口, 出口) (Pa)

- R : 気体定数 (J/kg · K)
- T_{01}, T_{02} : 全温 (入口, 出口) (K)
- U_2 : 羽根車外径部周速 (m/s)
- γ : 比熱比
- π : 圧力比
- ρ_{01} : 密度 (kg/m³) $\rho_{01} = \frac{P_{01}}{RT_{01}}$
- ϕ : 流量係数
- μ_y : 圧力係数
- μ_0 : 仕事係数
- η : 効率

3. 圧縮機への適用例

3.1 多段遠心圧縮機の性能解析

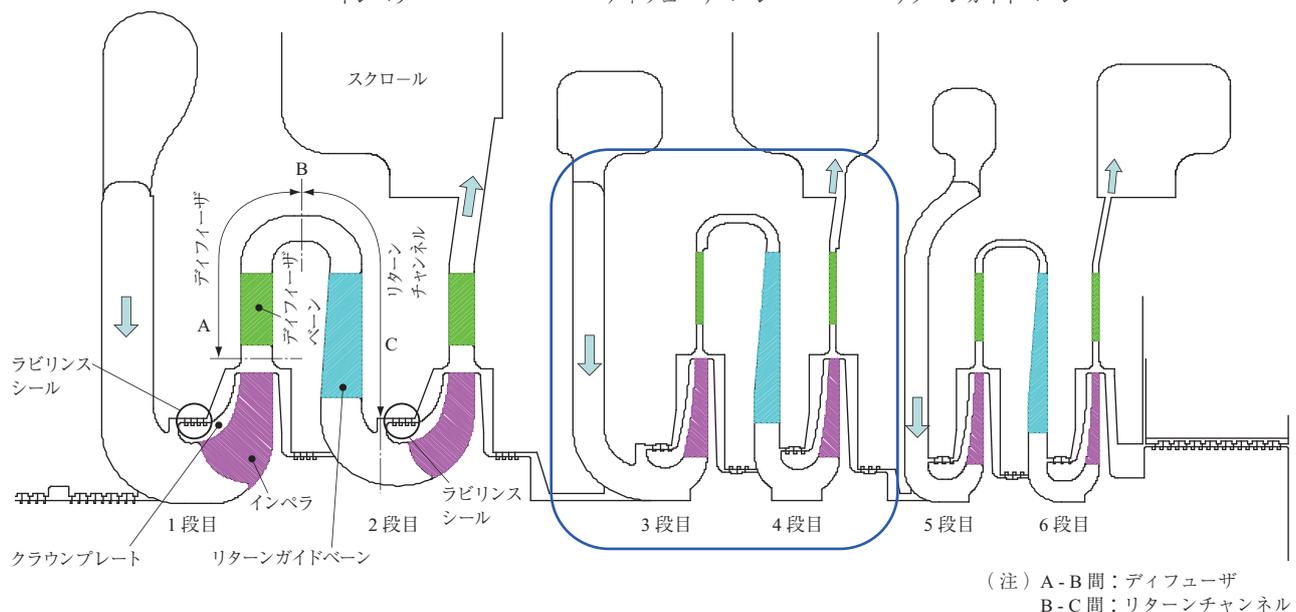
汎用・産業用圧縮機は多段で使われることが多い。1段当たりの圧力比は低いが、下流の段ほど流量が小さくなり羽根車の羽根高さが低くなる。高い効率を達成するため羽根車の下流に羽根付きディフューザが用いられることが多く、流量を調整するため羽根車の上流に可変入口案内翼を伴うものも多い。以下に1軸多段遠心圧縮機の計算例を紹介する。

第1図に示す1軸6段遠心圧縮機の2段分(3段目, 4

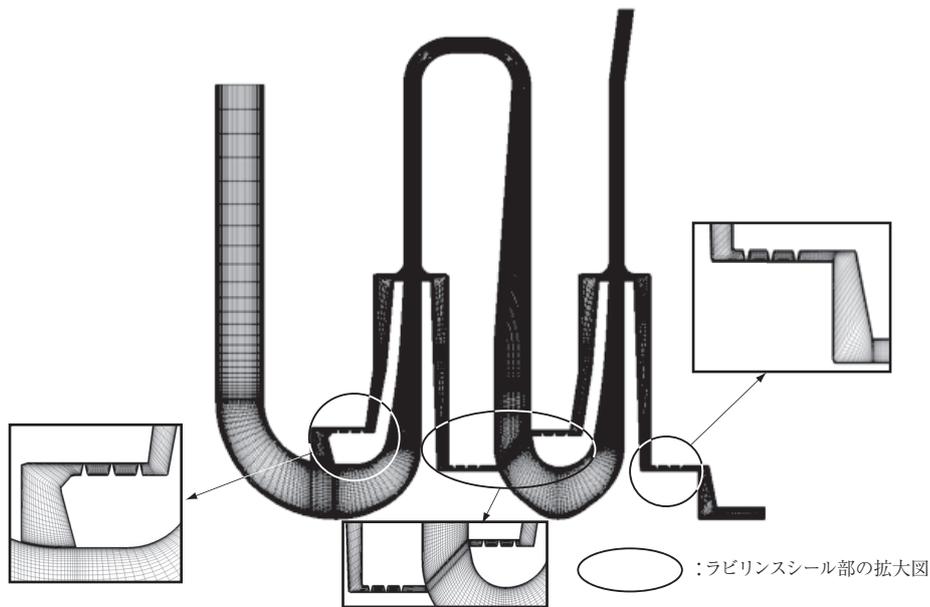
段目)を取り出し計算を行った。本羽根車は、羽根車がクラウンプレートと呼ばれる部品で被われており、クローズド羽根車と呼ばれる。以下、羽根車をインペラと呼ぶ。第1表に圧縮機の諸元を示す。このタイプの遠心圧縮機の性能を正しく見積るには、クラウンプレート部のシールの漏れ、円盤摩擦損失(3.4節を参照のこと)、軸シール部の漏れなどを考慮する必要がある。第2図に計算格子、第3図に計算(CFD)および工場試験で得られた

第1表 圧縮機諸元
Table 1 Compressor main dimensions

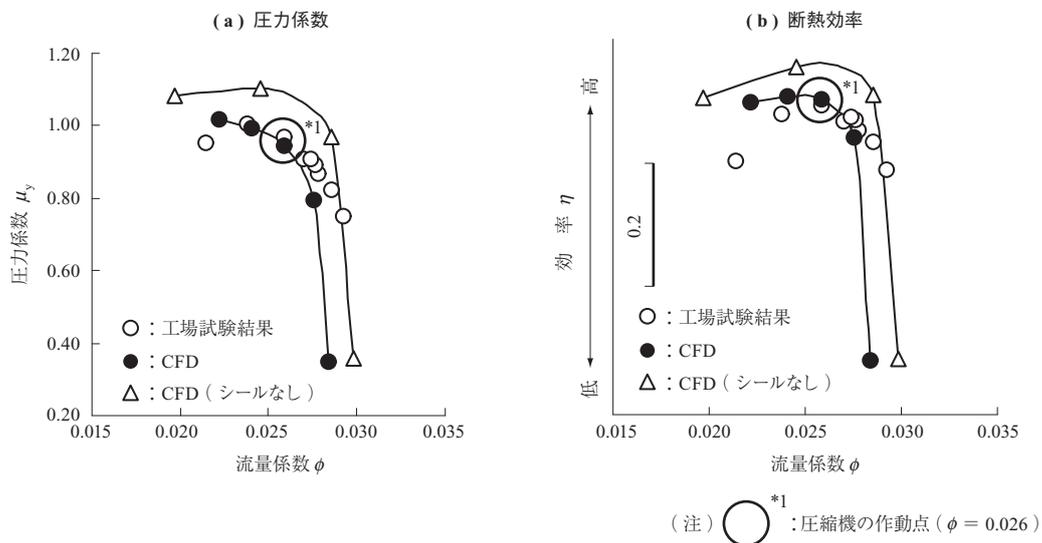
圧縮機		3段目	4段目
インペラ	翼枚数	12	12
	入口径(mm)	165.0	165.0
	外径(mm)	300.0	300.0
	出口翼高さ(mm)	7.1	6.3
羽根付きディフューザ	羽根枚数	17	17
	入口径(mm)	350.0	350.0
	出口径(mm)	400.0	400.0
	羽根高さ(mm)	7.1	6.3
リターンガイドベーン	羽根枚数	20	—
	入口径(mm)	450.0	—
	出口径(mm)	211.0	—



第1図 1軸6段遠心圧縮機
Fig. 1 Six-stage centrifugal compressor



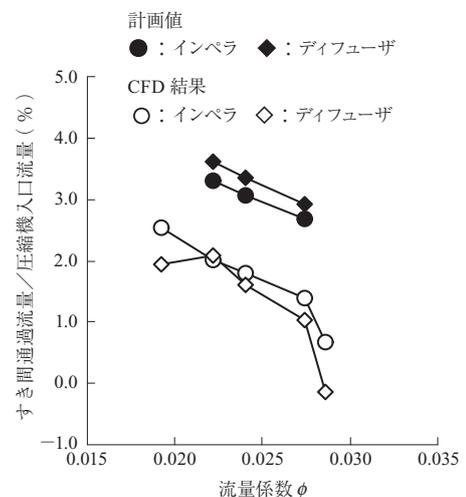
第2図 計算格子
Fig. 2 Computational grid



第3図 圧縮機性能
Fig. 3 Compressor performance

圧縮機性能を示す。また、図中にはクラウンプレート前面、インペラ背面および軸とケーシング間に存在するすき間を無視した（すなわち、上述の円盤摩擦、各部からの漏れを無視した）計算結果（第3図、CFD（シールなし）がこれに対応）も含まれている。 μ_y は(2)式の π として4段目出口全圧と3段目入口全圧の比を用いている。 η は、 μ_0 （(3)式）の T_{01} を3段目入口全温、 T_{02} を4段目出口全温として算出し、上述の μ_y を用いて(4)式で求めたものである。すき間を考慮しないと性能推定の精度が大幅に悪化することが分かる。

第4図に3段目インペラのクラウンプレートとケーシング間のすき間を通過して3段目インペラ入口へ流入す



第4図 シールを通過し漏れ込む流量
Fig. 4 Flow rate of recirculation through labyrinth seal

る流量および、4 段目圧縮機から軸シール部を通過して 3 段目ディフューザへ流入する流量を示す。各部を通過する流量の圧縮機入口流量に対する比率は、圧縮機入口流量の減少（つまり、圧力比の増加）とともに増大する。図中の●と◆は、本圧縮機の設計時に経験式を基に算出された値である。流量のオーダ、定性的な傾向は、良い一致をしている。第 5 図に 3 段目インペラ入口付近に設けられたラビリンズシール部における静圧、軸方向速度および全温上昇の変化を示す。圧縮機の作動点は、 $\phi = 0.026$ （第 3 図中の○*1 内）である。軸方向速度（インペラ入口へ向かう流れを正としている）は U_2 で無次元化され、全温上昇は $(T - T_{01}) / T_{02}$ で定義される。ここで、 T はラビリンズシール部の断面平均全温、 T_{01} は 3 段目インペラ入口全温、 T_{02} は 3 段目インペラ出口全温であり、インペラ出口での値は 0.16 である。また、静圧は圧力係数の形で無次元化され、(2) 式の π としてすき間内の（断面平均）静圧と 3 段目入口全圧の比を用いている。ラビリンズシールは流路を狭めるフィンとその直後の膨張室からなる。クラウンプレートとケーシング間のすき間を通過した流れは、ラビリンズシールのフィン部分で加速され膨張室で急減速する。膨張室では急減速に伴う圧力の上昇のため、流れがはく離して圧力が低下する。圧力は膨張室を通過するたびにステップ状に低下していく。しかし、全温は、ほとんど低下しない。

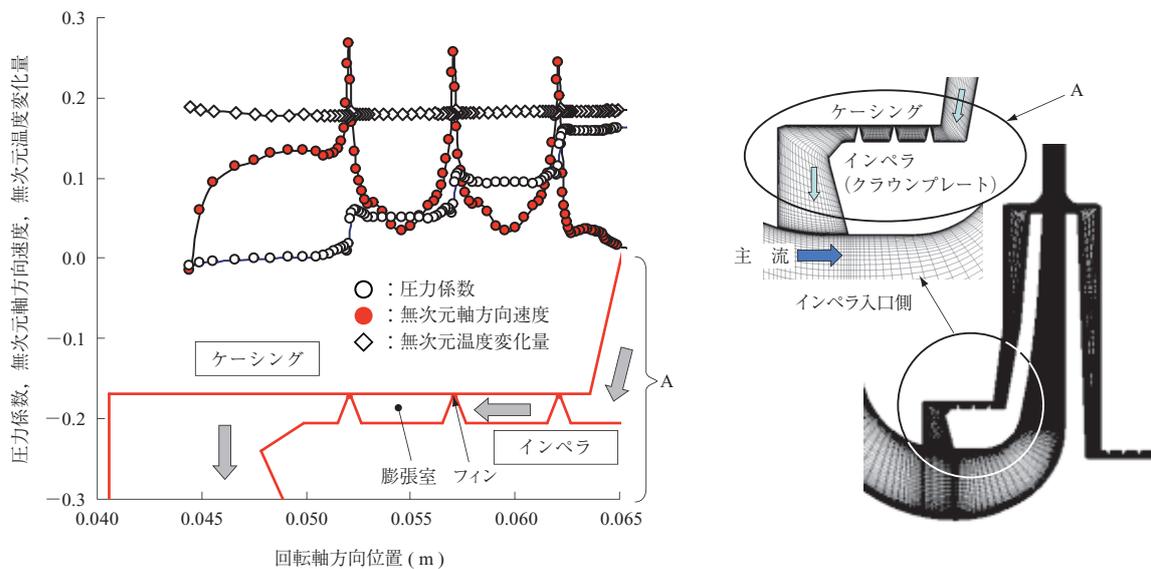
第 6 図に計算で得られた流線、静圧、エントロピーおよび全温分布を示す。図は三次元の計算結果を周方向に面積

平均をして二次元の分布に変換したものである。図中の値はそれぞれの代表値で無次元化されている。インペラ、ディフューザ、リターンチャンネル内の平均的な流れはスムーズである。3, 4 段インペラともにクラウンプレートとケーシング間および、インペラ背面とケーシング間の流体は、円盤摩擦（3.4 節を参照のこと）による加熱効果によって高温、高エントロピー状態にある。クラウンプレートとケーシング間を通過する流れは、高温のままインペラ入口に流入しており圧縮機の性能に影響を及ぼしていると考えられる。

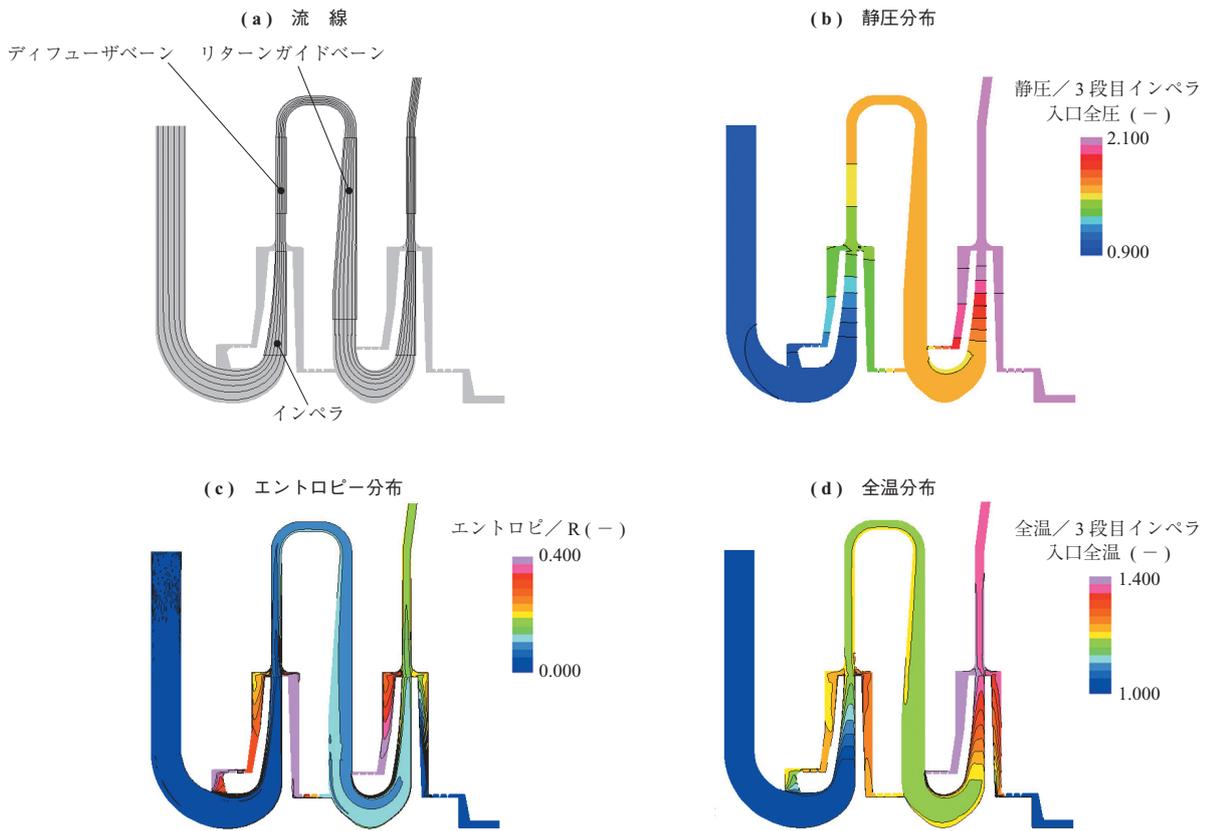
3.2 表面粗度が遠心圧縮機の性能に与える影響の見積り⁽³⁾

汎用・産業用圧縮機では経年劣化による磨耗（エロージョン）や腐食、汚れの付着などによって流路面の粗度が増加する事例がしばしば見られる。以下に CFD を用いて表面粗さの影響を見積った例を紹介する。

流体が物体表面に沿って流れるとき、表面（壁面）近傍では、粘性の影響によって流速の分布が大きく変化する層が存在する。この層を境界層と呼ぶ。境界層の外側を主流と呼ぶ。主流の流れが高速である場合、境界層は乱流境界層となる。乱流境界層内の壁面に近い部分には分子粘性の卓越した層（粘性底層と遷移層）が存在する。その外側には、つねに不規則な乱流が存在する層（内層）が存在し、さらに外側には主流と乱流領域が交互に間欠的に現れる領域（外層）が存在する。レイノルズ数が増加すると分子粘性の効果が小さくなり、粘性底層と遷移層を無視した計算が可能となる。また、内層での速度は壁（対数）



第 5 図 ラビリンズシール部の流れ ($\phi = 0.026$)
Fig. 5 Flow in labyrinth seal

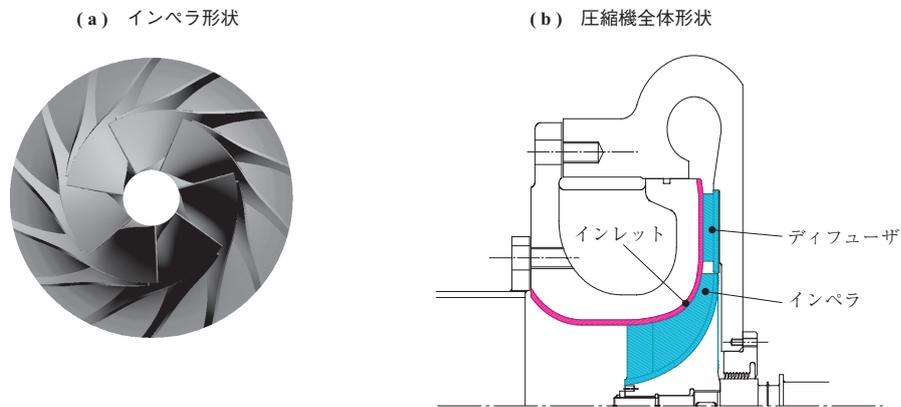


第 6 図 計算結果 ($\phi = 0.026$)
Fig. 6 Computation results

法則に従うことが知られている。そこで、壁面近傍（粘性底層と遷移層）の計算を省略し、壁面と壁面から 1 点目の格子点の間に壁法則を適用し乱流場を計算する高レイノルズ数型の乱流モデルが考案されている。流路表面の粗度の影響は、この壁関数に含まれるパラメータを調整することで考慮することができる。壁の粗さを考慮した壁関数は、一般に以下の式で表される。

$$\frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln \frac{y}{K} + B \dots\dots\dots (5)$$

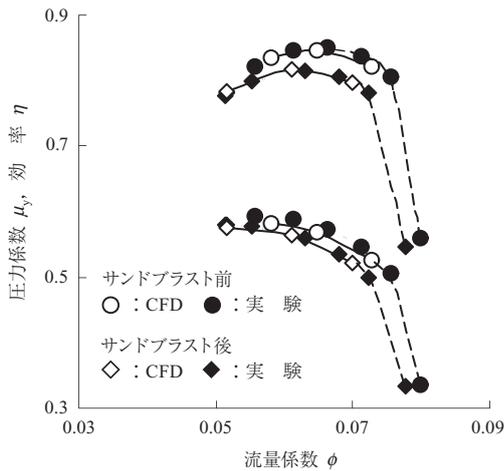
ここで、 u は壁面からの距離 y における速度である。 u_τ は摩擦速度と呼ばれ、壁面摩擦応力 τ_0 と密度 ρ により $u_\tau = (\tau_0 / \rho)^{0.5}$ で定義される。 κ および B は定数、 K は等価砂粗さであり、粗面の突起高さを表す指標である。計算を行った遠心圧縮機の概略図と諸元を第 7 図および第 2 表に示す。乱流モデルには、高レイノルズ数型 $k-\epsilon$ モデルを上述の壁関数とともに使用する。第 8 図に CFD および実験によって得られた圧縮機の実験特性曲線を示す。実験に供した圧縮機は、サンドブラストによって表面粗



第 7 図 遠心圧縮機形状
Fig. 7 Schematics of centrifugal compressor

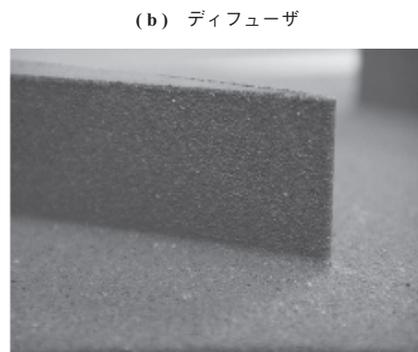
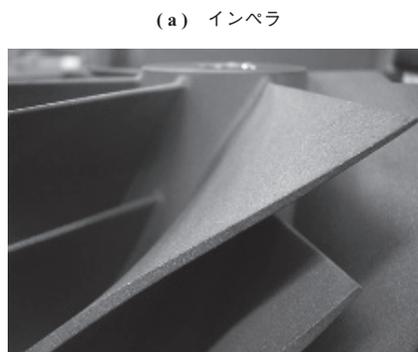
第2表 圧縮機諸元
Table 2 Compressor main dimensions

インペラ	翼枚数 (長羽根+短羽根)	7+7
	外径(mm)	125.0
	出口翼高さ(mm)	13.1
	羽根枚数	10
羽根付きディフューザ	入口径(mm)	137.5
	出口径(mm)	200.0
	羽根高さ(mm)	11.8

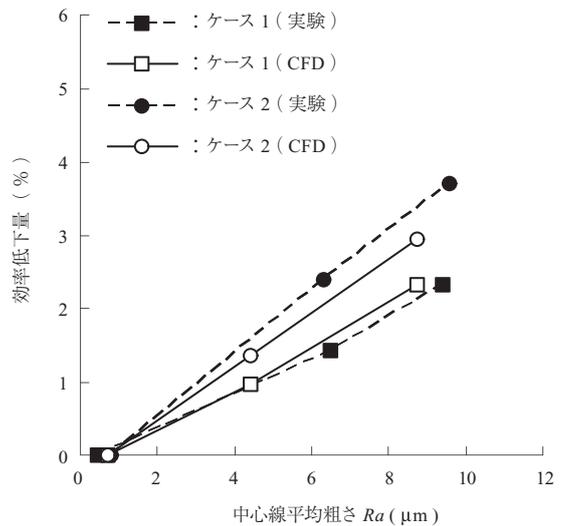


第8図 圧縮機特性
Fig. 8 Compressor characteristics

度が変更されている(第9図)。サンドブラスト前の計算、実験ともに中心線平均粗さ Ra は 1.6, また、サンドブラスト後の計算の Ra は 12.5, 実験は 9.5 の結果である。第10図に中心線平均粗さと効率低下量の関係を示す。図中のケース1はインペラとディフューザの粗さを変えた場合、ケース2はインペラとディフューザおよびインレットの粗さを変えた結果である(第7図参照)。CFDと実験の一致は実用上、満足のいくものとなっている。



第9図 供試インペラとディフューザ表面の状態
Fig. 9 Surface status of tested impeller and vaned diffuser

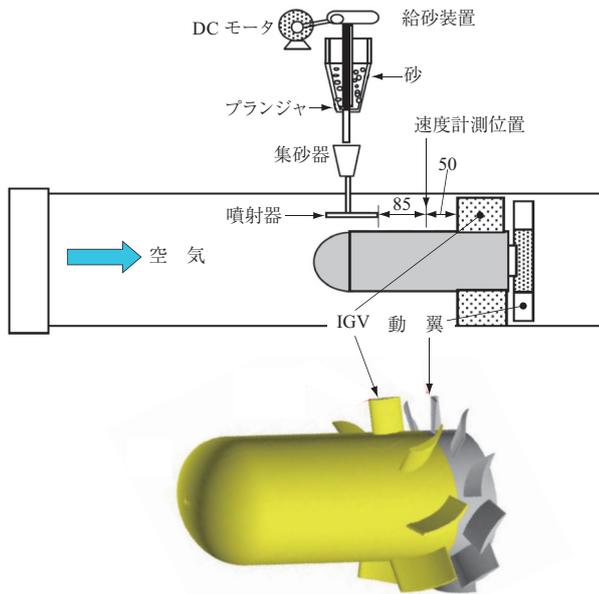


第10図 中心線平均粗さ Ra と効率低下量
Fig. 10 Decrement in performance

3.3 羽根車内を通過する固体粒子の運動の解析

上述の流路面の粗度の変化に関連して、エロージョンの発生部位を CFD で予測する試みを行った。解析対象として実験および形状データの公開されている1段軸流ファン(4)、(5)(第11図)を用いた。流体の流れを解析的に扱う方法として、ラグランジュの方法とオイラーの方法がある(6)。

ラグランジュの方法は、流体を粒子の集合と考え各流体粒子が時間の経過につれて、いかに動くかを調べる方法であり、オイラーの方法は、空間の各点における流れの状態を調べる方法である。方法の違いによって流体の運動を支配する方程式の表示が異なる。流れの解析には、もっぱらオイラーの方法で記述された方程式が利用される。計算は以下の手順で行った。はじめに(オイラーの方法で記述された)流体(気体だけの流れ)の運動を計算した。その後、得られた流体運動に関する情報を利用して、固体粒



第 11 図 1 段軸流ファン⁽⁴⁾ (単位: mm)
 Fig. 11 Single-stage axial fan⁽⁴⁾ (unit: mm)

子に働く抵抗力, 圧力勾配による力, 仮想質量の影響を求め, 固体粒子の運動をラグランジュの方法で求めた。

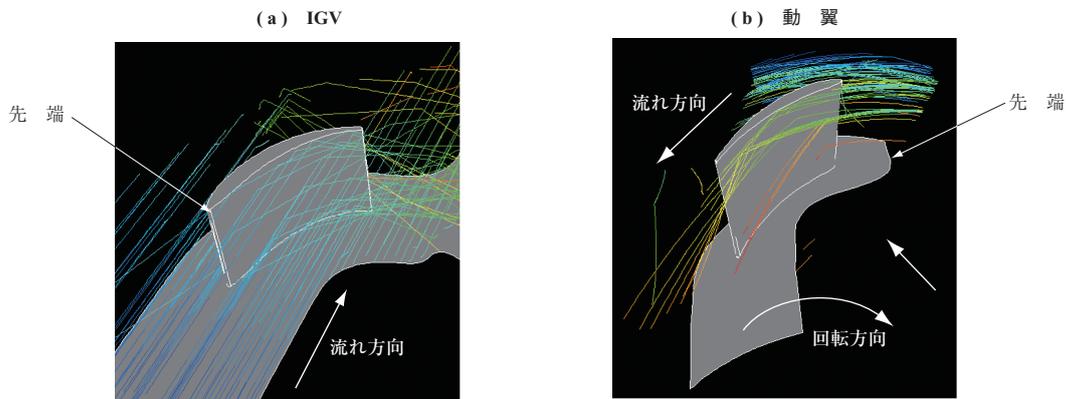
第 11 図の軸流ファンは入口案内翼 (IGV: Inlet Guide Vane) と動翼から構成される。本解析では, まず, IGV

部分に対して固体粒子の運動を計算し, IGV 部分と動翼部分の接続面における固体粒子の情報を求めた。次に, この固体粒子の情報を動翼入口部分に与え, 動翼部における固体粒子の運動を計算した。IGV および動翼における固体粒子の飛跡の計算結果を第 12 図に示す。IGV 周りでは, 主流に沿って飛来してきた固体粒子が翼の腹側に衝突し, 主流と垂直な方向へ飛跡を変え隣の翼の背側・後縁部へ再び衝突している様子が分かる。また, 動翼周りでは遠心力によって粒子が正圧面の外縁側へ集中的に衝突している様子が分かる。動翼の正圧面におけるエロージョン進展の試験結果および計算結果を第 13 図に示す。CFD の結果は, 試験で得られた動翼の正圧面におけるエロージョン進展の状況を良く再現している。

3.4 遠心圧縮機の温度推定^{(7),(8)}

近年, 圧縮機の高圧力比化 (= 高周速化) に伴い, インペラに発生する遠心応力は増加の一途をたどっている。また, 材料の強度や寿命は温度に強く依存する。このため, 圧縮機の構造設計のために, インペラの温度を精度良く見積る手法が求められている。

流体と物体に温度差がある場合には, 物体表面近傍に前



第 12 図 粒子の飛跡
 Fig. 12 Particle path



第 13 図 動翼正圧面でのエロージョンの様子
 Fig. 13 Erosion pattern on rotor pressure surface

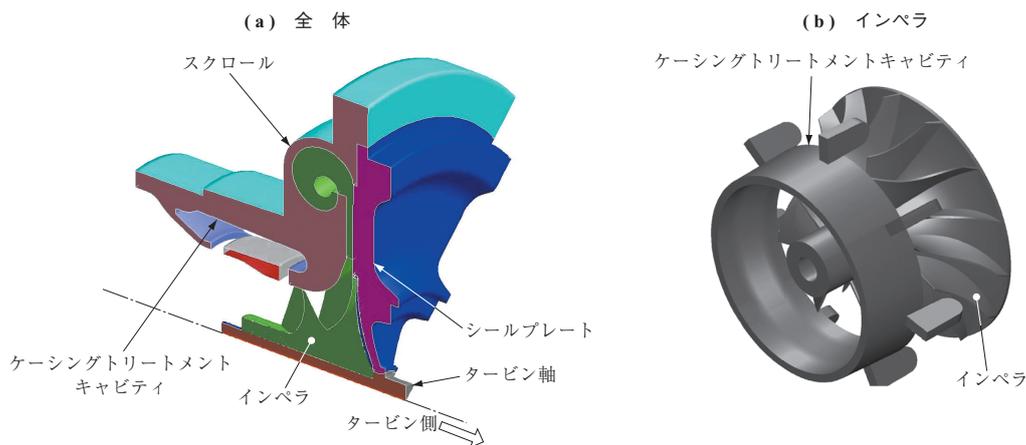
述の速度分布と同様に温度の分布が大きく変化する層が現れる。この層を温度境界層と呼び、速度分布から定義される境界層を速度境界層と呼んでいる。温度境界層は速度境界層と共存し、両層の厚さは通常一致しない。

流体と物体との間の熱移動（熱伝達）は流体と物体との接触面（壁面）における熱伝導によるものであり、壁面近傍の温度勾配に依存する。この温度勾配（温度分布）は流体の運動に伴うエネルギー輸送と深く関連しており、流体と物体との間の熱移動および温度分布を見積るためには、速度境界層（つまり、物体周りの流れ）の状態を把握する必要がある。

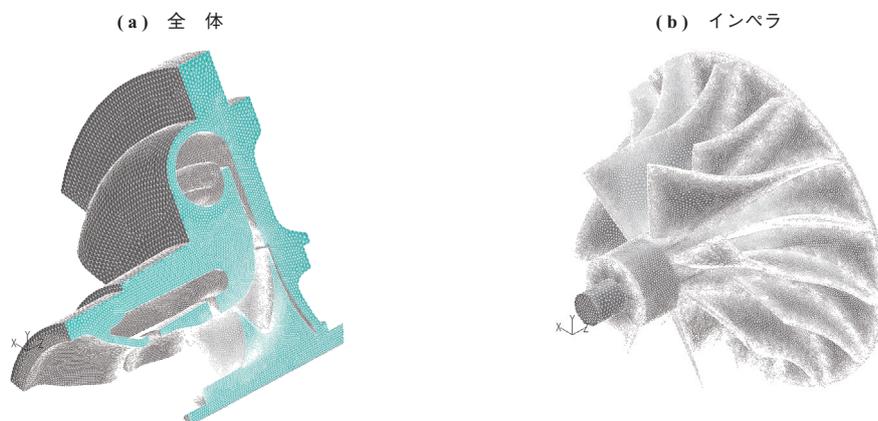
したがって、熱伝達の問題は、物体の形状や種類によって熱移動量が決定される固体内の熱移動（熱伝導）と比較して複雑な要因を含んでいる。そこで、熱伝達による移動熱量の見積りは熱伝達係数と呼ばれる係数と壁面温度と壁面から十分はなれた流体（主流）との温度差を用いて行われてきた。この熱伝達係数は物体の形状や種類、流れの状態などの要因が移動熱量に及ぼす影響を一つの係数

にまとめたものであり、解析あるいは実験に基づくさまざまな計算式が提案されている。しかし、近年、CFDによって流体の運動と流体-固体間の伝熱問題を連成させて計算する流体・伝熱連成解析（Conjugate Heat Transfer Analysis, 以下 CHT 解析, と呼ぶ）が可能となった。以下に CHT 解析の適用事例を示す。

解析モデルの概観を第 14 図に示す。解析対象は車両用過給機であり、スクロール、シールプレートおよびインペラ（タービン軸の一部を含む）とした。軸受よりタービン側の計算はせず、計算領域の境界面で温度を指定することとした。また計算領域は、計算時間を削減するため、長羽根 1 翼間（1 ピッチ：ここでは、長羽根が 7 枚であるので約 51.4° ($360^\circ \div 7$) に対応）のみとし、周期境界を適用する。また、非軸対称形状であるスクロールは代表断面を選び、その面をインペラの回転軸周りに 1 ピッチ分（ここでは約 51.4° ）だけ回転させた軸対称物で近似している。計算に用いた格子の概観を第 15 図に示す。流体部、固体部を合わせた総格子点数は約 250 万点である。



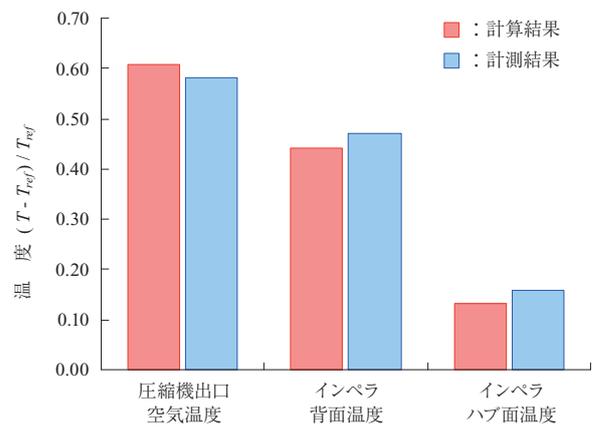
第 14 図 解析モデル概観
Fig. 14 Computational model of CHT analysis



第 15 図 計算格子
Fig. 15 Computational grid

計算結果の一例を第16図に示す。第16図-(a)は温度分布、第16図-(b)は熱流束を示す。図中の T は温度、 T_{ref} は代表温度を示している。

インペラの背面および外縁とシールプレート壁で囲まれた空間内の流れを考える。インペラが回転すると、インペラ表面と流体間に作用する摩擦力（円盤摩擦）によって、空間内の流体は引きずられ旋回を始める。インペラの外周ほど周速が大きくなり、速度勾配（摩擦力）も増加する。周速と摩擦力の積が摩擦によって流体中へ散逸するエネルギー（円盤摩擦損失）であるから、インペラ外周ほど発生する熱量が大きくなる。さらに、考えている空間は体積が小さく、そこを通過する流体も少ないためインペラ外周および外縁は高温になりやすい。一方、インペラ内の流体の温度は低いため、インペラ背面側から入熱、翼面側から排熱という熱収支になっている。インペラの長羽根および短羽根は空力的な役割に加えてフィンの機能も果たしており、羽根枚数の増加はインペラの冷却に寄与することが示されている。第17図に計算と計測結果の比較を示す。

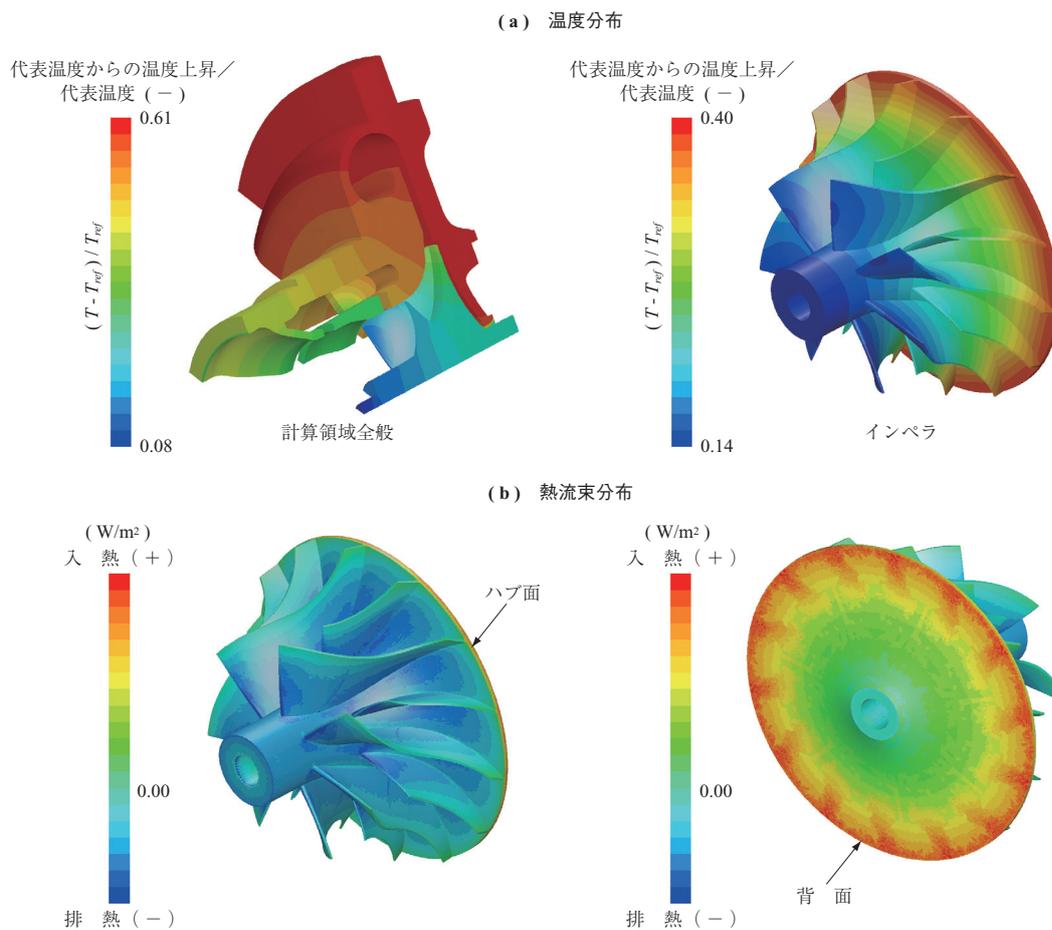


第17図 計算と計測結果の比較
Fig. 17 Comparison between calculation and measurement

CHT解析はインペラの温度を若干低めには見積っているが、実用上、十分な精度をもっていることが確認できる。

4. 結 言

遠心圧縮機を中心にCFDの適用事例を紹介した。並列計算機の普及や格子生成技術の進歩によって形状を忠実に



第16図 計算結果(例)
Fig. 16 CFD results (examples)

第3表 本報で使用したコードと乱流モデル
Table 3 CFD code and turbulence model used in this report

節	CFDコード	乱流モデル
3.1	インハウス	Spalart-Allmaras モデル
3.2	Fluent	Realizable $k-\epsilon$ モデル, 標準壁関数
3.3	Fluent	標準 $k-\epsilon$ モデル, 標準壁関数
3.4	Fluent	Spalart-Allmaras モデル

モデル化し、実際の使用環境に近い条件のもとで計算を行うことが可能になっている。このため、CFD を活用すれば、実験で確認できない現象や細部の流れに関する情報を得ることができる。また、不具合が発生した際の有力な原因究明のツールになる。振動や熱伝導など関連する物理現象と連携・連成させることで、翼振動や熱応力、寿命評価などの構造設計にも使用されている。

しかし、定量的精度については、依然として改善すべき課題を残している。特に、遠心圧縮機をはじめとするターボ機械の設計では、設計点の情報とともに、その内部に大規模な離れや渦を伴う非設計点での情報が非常に重要となる。このような条件のもとでは CFD の性能予測精度が低下する。このため、CFD を性能予測ツールとして使用するには豊富な実験データに裏付けられたノウハウの蓄積が不可欠であり、他社との設計力・開発力を差別化するキーポイントとなる。

なお、本稿で使用した CFD コードおよび乱流モデルを第3表に示しておく。

参考文献

(1) 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

(2) 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

(3) 沼倉龍介：表面粗度が遠心圧縮機の性能に与える影響 第60回ターボ機械協会大阪講演会 2008年9月19日 pp. 116 - 121

(4) A. Ghenaïet, R. L. Elder and S. C. Tan : PARTICLES TRAJECTORIES THROUGH AN AXIAL FAN AND PERFORMANCE DEGRADATION DUE TO SAND INGESTION Proceedings of ASME TURBO EXPO 2001 2001-GT-0497 (2001)

(5) A. Ghenaïet S. C. Tan and R. L. Elder : NUMERICAL SIMULATION OF THE AXIAL FAN PERFORMANCE DEGRADATION DUE TO SAND INGESTION Proceedings of ASME Turbo Expo 2002 GT-2002-30644 (2002)

(6) 富田幸雄：流体力学序説 養賢堂 1978年 pp. 36 - 40

(7) Y. Yamagata, S. Nagai, K. Nakano and T. Kawakubo : Prediction and measurement of turbocharger compressor wheel temperature 8th International Conference on Turbochargers and Turbocharging CD-ROM (2006)

(8) Vai-Man Lei and T. Kawakubo : A FAST METHOD FOR CONJUGATE HEAT TRANSFER ANALYSIS OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR Proceedings of IMECE 2007 IMECE 2007-41368 (2007)