

大容量遠心圧縮機の開発

Development of a High-Flow Centrifugal Compressor Stage

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 部長
海 野 大	技術開発本部基盤技術研究所解析技術研究部 主査
沼 倉 龍 介	車両過給機セクター技術統括センター開発部 主査 博士(工学)
下 原 直 人	技術開発本部総合開発センター原動機技術開発部
小 谷 浩 二	回転機械セクター回転機械設計部 主査

ターボ圧縮機は工場などで気体の昇圧や圧縮に用いられる多段式の遠心圧縮機である。その外形サイズを従来よりもコンパクトにできれば、圧縮機導入に関わるイニシャルコストを低減することができる。そのためには、多段圧縮機を構成する各段に対しては、より狭い空間で従来と同じ量の流体を処理できること、すなわち大容量化が求められる。しかし、より狭い空間に流体を無理に押し込むため、通過流速の増加や流れの急転向などによって、段効率の維持・改善は困難になる。また、流路断面積を拡大するために翼高さを高くしできるだけ翼を薄くしたいが、これらは翼部の応力増加や翼固有振動数の低下などにつながり得る。本稿では、ギヤ内蔵型のターボ圧縮機への適用を目指して行った大容量圧縮機段の開発のなかで、上記の技術課題を克服するために行われた取組みについて紹介する。

A turbo-compressor is a type of multi-stage centrifugal compressor that is often used in factories to boost or compress gaseous fluids. By making its overall size more compact than ever before, it is possible to reduce the initial costs associated with the installation of a new compressor. In order to realize a more compact compressor, the same amount of fluid must be processed in a smaller space; that is, a higher flow capacity will be required for each of the constituent compressor stages. However, squeezing fluid forcibly into a smaller space will result in a higher through-flow velocity and/or a more acute flow turning, which inevitably makes it difficult to maintain or improve the stage efficiency. Moreover, raising the height or reducing the thickness of the blades for the purpose of widening the cross-section of the passage may result in an increase in blade stress and/or a reduction in the blade's natural frequency. This report describes the efforts made to overcome the above-mentioned technical challenges that occurred in the development of a high-flow compressor stage that is intended to be applied in integrally geared turbo-compressors.

1. 緒 言

ターボ圧縮機は工場などで空気やガスなどの気体の昇圧や圧縮に用いられる多段式の遠心圧縮機である。産業用圧縮機にはターボ圧縮機をはじめ、スクリュウ圧縮機、レシプロ圧縮機など、さまざまな形式がある。一般的な工場において、これらの圧縮機を駆動するのに必要な動力は、工場の全電力使用量のなかで大きな割合を占めるため、圧縮機を含む高圧気体供給システムの省エネルギー化が強く望まれている⁽¹⁾。また、同じ仕様流量の気体をより小さなサイズの圧縮機で昇圧・圧縮できれば、圧縮機の初期導入費用を低減することが可能になる。したがって、より高効率でよりコンパクトなターボ圧縮機が実現できれば、工場における昇圧・圧縮に関わるトータルコストの削減に寄与することができる。

ターボ圧縮機を構成する各段を大容量化すれば圧縮機全体をよりコンパクトにできるが、大容量化は一般に内部流

動の高流速化を伴い、衝撃波損失や摩擦損失の増大を招きやすい。このため、できるだけインペラやディフューザの翼高さを高くし翼厚を薄くしたいところであるが、これらは翼部の① 応力増加② 剛性低下③ 固有振動数低下、などにつながるため、強度的信頼性確保のためには適切な翼高さ、翼厚の設定が必須となる。さらに、ギヤ内蔵型ターボ圧縮機では、首尾良くインペラやディフューザを大容量化できたとしても、それに応じてスクロール最外径を大きくしてしまうと、スクロールと他部品とが干渉を起こしやすくなり、全体レイアウトの調整が難しくなる恐れがある。

ターボ圧縮機の大容量化を実現するためには、これらの技術課題をいかに克服するかが非常に大きなポイントとなる。本稿ではギヤ内蔵型ターボ圧縮機への適用を想定した大容量圧縮機段の開発において、これらの技術課題を克服するために行われた取組みについて紹介する。

2. ターボ圧縮機の空力、構造の特徴

ターボ圧縮機の各段は、回転翼であるインペラ、静止翼であるディフューザおよび段と段をつなぐ段間流路などから構成される。インペラを介して駆動源から作動流体へエネルギーが伝えられ、インペラ内で一部が圧力エネルギーに変換される。残った運動エネルギーの一部はディフューザで圧力エネルギーに変換され、作動流体は次の段へ送られる。ターボ圧縮機には構造的に分けて大きく二つのタイプがある（第1図）。一つは第1図-(a)に示す一軸多段タイプであり、複数のインペラが1本のシャフトに同方向を向いて連続的に組み付けられており、シャフトの両端で軸受に支持されている。駆動するモータよりも圧縮機の回転数が速い場合には増速機が用いられる。もう一つは第1図-(b)に示すギヤ内蔵タイプであり、駆動モータに直結したブルギヤシャフトの周りに複数のピニオンシャフトが配置され、各ピニオンシャフトには1個ないし2個のインペラが軸端側を向いて組み付けられている。ピニオンシャフトはブルギヤによって増速駆動され、歯車か

み合い部を挟む形で配置された軸受によってオーバーハング支持されている。

第2図に遠心圧縮機インペラの例を示す。前者の一軸多段タイプ（第1図-(a)参照）ではインペラはクローズドタイプ（第2図-(a)）が用いられることが多く、段と段の間は軸対称な戻り流路によって接続される。クローズドタイプでは強度的に回転速度をあまり大きくできないため段当たりの圧力比は低めに設定されるが、段を多数積み重ねることで高い全体圧力比を達成し得る。

一方、後者のギヤ内蔵タイプ（第1図-(b)参照）では非軸対称なスクロールを介してインタークーラを経由して次段に接続される。インペラにはセミオープンタイプ（第2図-(b)）が用いられることが多く、大容量化や高圧力比化に適している。

多段のターボ圧縮機では、作動流体は段を経るごとに圧縮されて体積が徐々に減るため、通常、前側の段が大流量係数、後側の段が小流量係数となる。ここで流量係数 ϕ は次の(1)式で定義される無次元数である。

(a) クローズドインペラ



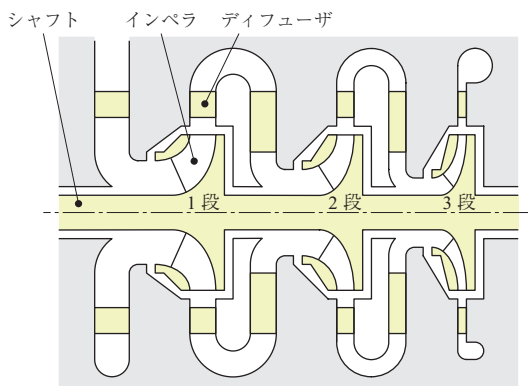
(b) セミオープンインペラ



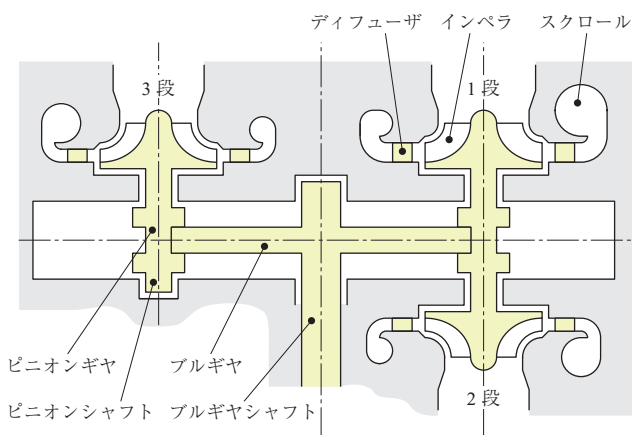
第2図 遠心圧縮機インペラの例

Fig. 2 Example of centrifugal compressor impellers

(a) 一軸多段タイプ



(b) ギヤ内蔵タイプ



第1図 ターボ圧縮機の構造

Fig. 1 Structure of a turbo-compressor

$$\phi = \frac{G}{\rho_{01} D_2^2 u_2} \dots\dots\dots (1)$$

G は質量流量, ρ_{01} は段入口での全密度, D_2 はインペラ外径, u_2 はインペラ周速を表す. 流量係数はその段の容量を表す指標の一つとなる.

一方, 段の昇圧能力 (段負荷) は次に示す (2) 式の圧力係数 μ_y で評価される.

$$\mu_y = \frac{\Delta h_{ad}}{u_2^2} \dots\dots\dots (2)$$

Δh_{ad} は段の断熱エンタルピー上昇であり, 完全気体の仮定のもとでは次の (3) 式で求められる.

$$\Delta h_{ad} = C_p T_{01} \{P_r^{(\gamma-1)/\gamma} - 1\} \dots\dots\dots (3)$$

P_r は段入口・出口での圧力比 (全圧比), T_{01} は段入口全温, C_p , γ は作動流体の定圧比熱, 比熱比である. 流量係数も圧力係数も分母にインペラ周速をもつため, これを大きく取りやすいセミオープンインペラの方が大容量化・高圧力比化に適しているといえる.

(2) 式の分子を実際の段のエンタルピー上昇 Δh で置き換えたものは (4) 式に示す仕事係数 μ_0 と呼ばれる.

$$\mu_0 = \frac{\Delta h}{u_2^2} \dots\dots\dots (4)$$

圧力係数と仕事係数の比は (5) 式に示す断熱効率 η_{ad} となる.

$$\eta_{ad} = \frac{\mu_y}{\mu_0} \dots\dots\dots (5)$$

次に示す (6) 式で定義される比速度 N_s には圧縮機の形式ごとに最適な範囲があり, 遠心圧縮機の場合は 0.1 ~ 0.12 程度が最適となる⁽²⁾.

$$N_s = n \frac{\sqrt{G / \rho_{01}}}{\Delta h_{ad}^{3/4}} = \frac{\sqrt{\phi}}{\pi \mu_y^{3/4}} \dots\dots\dots (6)$$

n は圧縮機回転数である. もともと比速度は回転数が最適範囲からどの程度外れているかを評価するための無次元数であるが, 遠心圧縮機では圧力係数は 0.45 ~ 0.65 程度の狭い範囲に設定され, 流量係数の増加とともに緩やかに減少する傾向があるため, これら二つの無次元数の組み合わせで表される比速度は, 流量係数とともに圧縮機の容量を示す指標とみることもできる.

最後に, 周速マッハ数 M_{u2} はインペラの回転速度を表す無次元数であり, 次の (7) 式で定義される.

$$M_{u2} = \frac{u_2}{a_{01}} \dots\dots\dots (7)$$

a_{01} は段入口のよどみ状態で定義された音速である. 完全気体では圧力比 P_r は次の (8) 式で表すことができる.

$$P_r = \{1 + (\gamma - 1) \mu_y M_{u2}^2\}^{\gamma/(\gamma-1)} \dots\dots\dots (8)$$

この式より, 段の高圧力比化 (高ヘッド化) のためには, 高周速化ないしは高負荷化が必須であることが分かる.

3. 開発手法

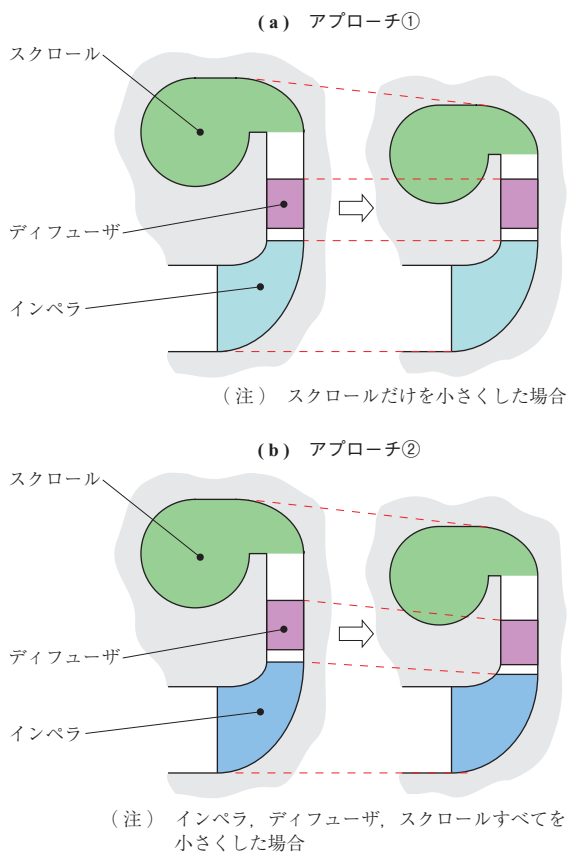
3.1 大容量化へのアプローチ

ターボ圧縮機の容量とはおおむね圧縮機が単位時間に昇圧・圧縮できる空気やガスの量, すなわち流量を意味している. また, 圧縮機の大容量化とは, 同じ外形サイズの圧縮機でよりたくさんの流量を処理できることであり, 大容量化を達成できると, 同じ流量をより小さな圧縮機で処理が可能となり, 小外形化やコンパクト化が図られる. すなわち空力的には, 大容量化 \equiv 小外形化 \equiv コンパクト化, である.

第3図に大容量化・コンパクト化に対する二つの異なるアプローチを模式的に示す. ギヤ内蔵型のターボ圧縮機の各段を構成する要素は回転翼であるインペラ, 静止翼であるディフューザ, 昇圧された気体を収集して次段への流路につなげるためのスクロールの三つである. ここではベースとなる圧縮機に対して, 流量自体は変えず, 圧縮機の外形サイズを小さくする, という形での大容量化を考える.

アプローチ① (**第3図 - (a)**) は上記3要素のうち最も外周側の空間を占める要素であるスクロールだけを小さくするというものである. この場合のメリットはインペラ回転数を変えなくて済むので構造面での新規リスクが少ないことである. 一方, スクロールだけでコンパクト化に対応しなければならぬため, 空力面でのしわ寄せがスクロールに集中し, 高性能は実現しにくい (要素間のトレードオフの余地があまりない) というデメリットがある.

これに対しアプローチ② (**第3図 - (b)**) はインペラ, ディフューザ, スクロールのすべてを小さくする方法である. 当然すべての要素に手を当てるのでトレードオフの自由度は多く, 高性能を維持しやすい. しかし, ベースと同じ圧力比を得るためには回転数アップが必要であり, インペラに発生する応力の増加やインペラブレードやディフューザベーンの翼振動など, 新たなリスクを生じ得る.

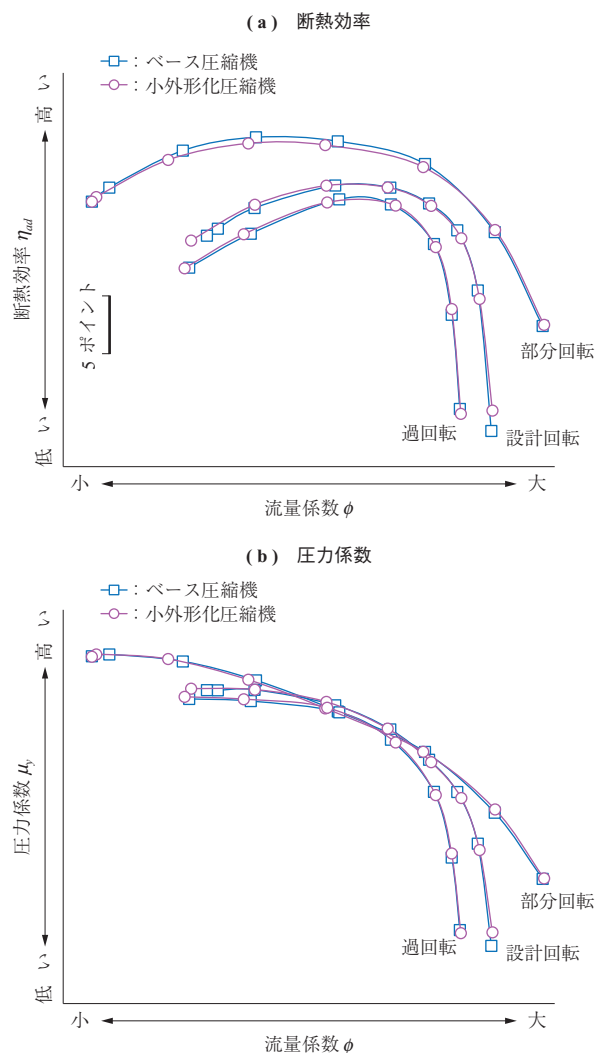


第3図 大容量化・コンパクト化に対するアプローチ
Fig. 3 Approaches to realizing a higher flow capacity and greater compactness

一般論としてアプローチ②の方が効率向上代は大きそうだが、インペラ、ディフューザの空力性能向上や強度・翼振動のリスク低減ができなければアプローチ①同様にメリットは限定的になる可能性がある。

本開発では、まずアプローチ①によるコンパクト化が試みられた。ベースとなる既存の圧縮機段を10%コンパクト化することを目標とし、ベーススクロールを単純に10%スケールダウンする場合と、スクロールの最外径を10%小さくしたうえで、さらに効率低下が少なくなるようにスクロール流路形状を適正化する場合の2ケースについて空力検討を実施した。一次元ロスモデルを用いた検討の結果、前者の場合0.8ポイントの効率低下が見込まれるが、後者の場合は0.4ポイントの効率低下にとどまると予測された。この結果に基づいて実際に後者のスクロールを製作し、要素試験によってベース圧縮機との比較試験を行った結果（遠心圧縮機全体性能）を第4図に示す。予測されたとおり、スクロールのコンパクト化に伴う効率低下は約0.5ポイント以下であることが確認された。

以上の検討結果、アプローチ①によるコンパクト化も有効であることが確認されたが、コンパクト化と同時に高効

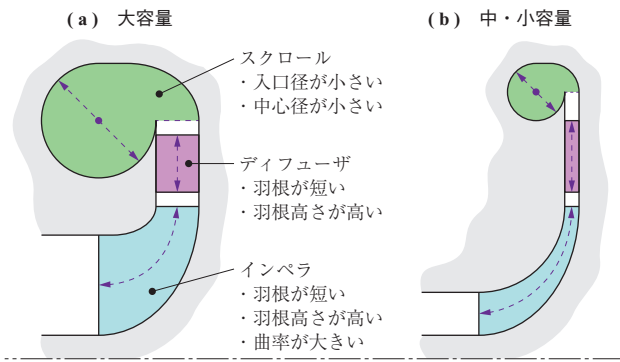


第4図 遠心圧縮機全体性能
Fig. 4 Overall performance of the compressor

率化・高圧力比化も図るため、新たに目標を設定しなおし、アプローチ②による圧縮機段の開発を行うことにした。本稿では主にこのアプローチ②による開発の部分について述べる。なお、第3図では圧縮機段が全体に小さくなるように示されているが、実際の開発では、インペラ径や最外径は据え置きとして、相似則を満たすように流量を増やす形で大容量化の開発を進めている。その際、スクロールは既存のベース形状をそのまま流用することにした。

3.2 大容量化に伴う技術課題

大容量化に際し、空力的には狭あい化に伴うさまざまな性能低下要因（効率低下・作動域縮減要因）を抑制・緩和しなければならない。第5図に大容量圧縮機と中・小容量圧縮機の比較を示す。たとえば、①高流速化に伴う衝撃波損失や摩擦損失の低減 ②狭所での流路レイアウトに伴う曲がり損失やはく離損失の低減 ③スクロールによ



第 5 図 大容量圧縮機と中・小容量圧縮機の比較

Fig. 5 Comparison of high-flow and medium- or low-flow compressors

る非軸対称な静圧分布の影響の抑制 ④ 上流側からのインレットディストーション（流入する流れの周方向のひずみ）の影響の抑制，などが挙げられる。

一方，強度・翼振動については次のような技術課題がある。流量を増やすためにはインペラやディフューザの翼高さをアップし，翼をできるだけ薄くしたいが，同時にインペラのブレードやディスクに発生する遠心応力の増加を抑制し，ディフューザベーンについては座屈強度を確保する必要がある。また，インペラやディフューザの翼の固有振動数の低下を防ぎ，共振離調範囲を十分に確保しなければならない。さらに，インペラの翼振動への励振力が大きくなるように，動静翼干渉を抑制する必要がある。

3.3 設計解析手法

本開発ではインペラおよびディフューザの空力設計に大々的に CFD（Computational Fluid Dynamics：数値流体力学）シミュレーションを適用している。ここで用いられる CFD ソルバーは，ターボ機械翼列用に社内開発された圧縮性・粘性・有限差分法 Navier-Stokes ソルバーである。対流項に Chakravarthy-Osher の TVD (Total Variation Diminishing) スキームを，乱流モデルには 1 方程式 Spalart-Allmaras モデルを用いている。境界条件として入口境界で全圧，全温，流れ角を固定し，出口境界で静圧を固定した。また，動静翼間の領域接続にはミキシングブ

レーンモデルを用いている。このため解析は定常解析であり，インペラ，ディフューザのそれぞれ翼間 1 ピッチを解析対象としてモデル化し，周方向境界には周期境界条件を用いている。なお，本開発ではスクロールは既存のベース形状をそのまま流用するため，スクロール部分の CFD 解析は行わず，ディフューザ出口での流れの変化に伴うスクロール性能の変化を一次元ロスモデルによって見積もることとした。

応力解析や固有振動数解析，座屈解析に必要なとなる FEM (Finite Element Method：有限要素法) ソルバーには汎用構造解析ソフトである ANSYS ないし Nastran を用いる。インペラの解析には翼間 1 ピッチ分をモデル化したブレードディスクモデルを用い，周方向境界では周期対称条件を適用する。一方，ディフューザの解析ではベーン 1 枚のみをモデル化し，ベーンの付け根では固定条件を適用する。

4. 空力設計および構造設計

4.1 設計仕様

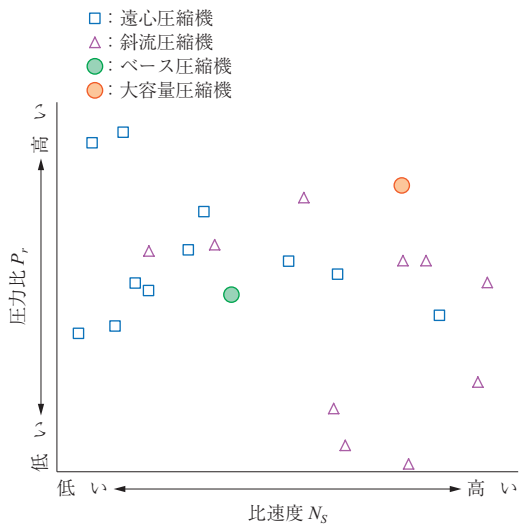
第 1 表に大容量圧縮機の開発目標となる設計仕様をベース圧縮機と比較して示す。ベース圧縮機に対して 27%の大容量化，および高周速化によって 36%のヘッド増を目標とする。また，断熱効率やサージ余裕などはベースと同等かそれ以上を目指す。前述のアプローチ①では最外径を 10%低減したが，これは 23%の大容量化に相当している。その際に 0.5 ポイント程度の効率低下があったので，上記の効率目標はベース圧縮機に対してこの分を上まわる効率改善を目指していることを意味している。

上記の目標性能を文献などからピックアップした既存の遠心圧縮機や斜流圧縮機の性能と比較したものを第 6 図に示す。ベース圧縮機自体も比速度や圧力比は遠心圧縮機としては高いレベルにある。大容量圧縮機ではさらに，これを上まわる目標値に設定されており，遠心圧縮機としては前例の少ない領域になる。

第 1 表 大容量圧縮機設計仕様

Table 1 Design specifications for the high-flow compressor stage

項	目	記号	単位	ベース圧縮機	大容量圧縮機
インペラ周速マッハ数		M_{u2}	-	(ベース)	+19%
流量係数		ϕ	-	(ベース)	+27%
圧力係数		μ_y	-	(ベース)	(同等)
断熱効率		η_{ad}	-	(ベース)	(同等)
サージ余裕		SM	%	(ベース)	(同等)
ヘッド余裕		HM	%	(ベース)	(同等)



第 6 図 大容量圧縮機のトレンドと目標性能
Fig. 6 Trends in high-flow compressor stages and target performance

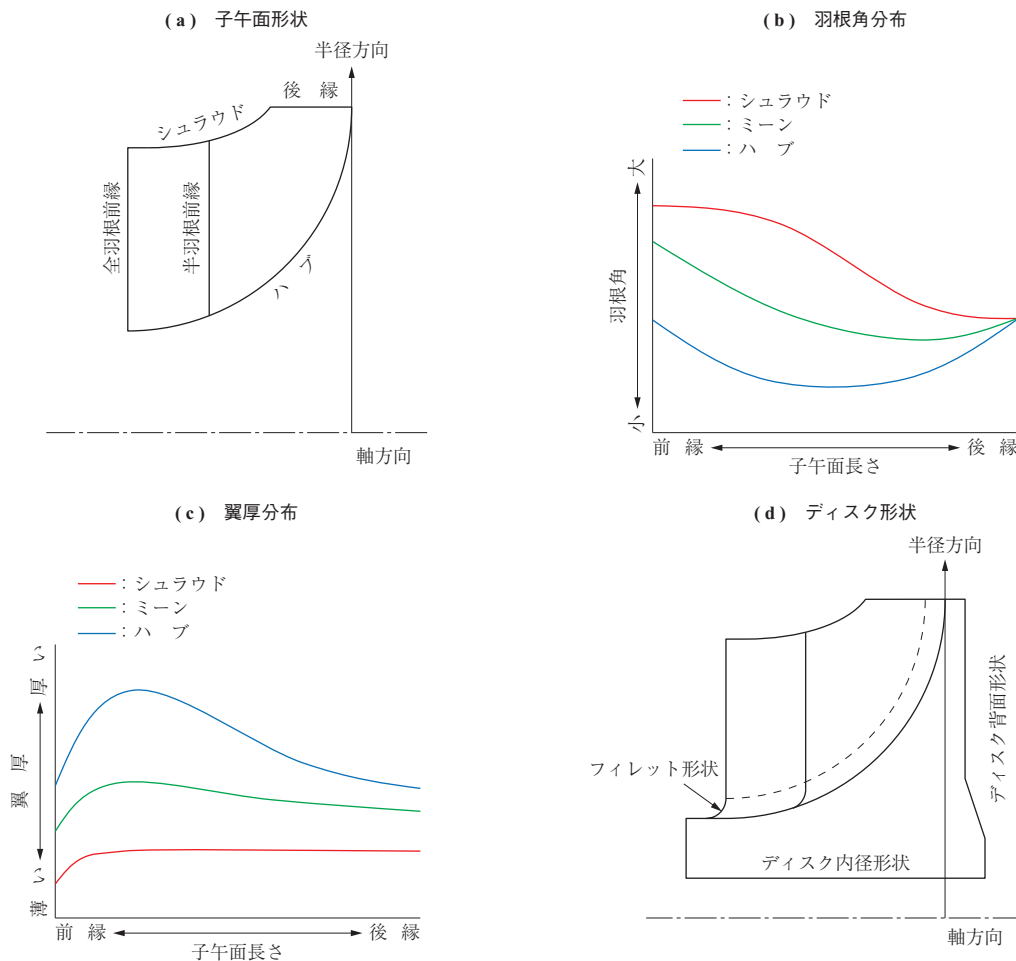
4.2 インペラ設計

回転翼であるインペラは回転軸の動力を流体に伝えるための空力的に最も重要な要素であるが、回転体であるがゆえに遠心力による応力が発生し、またディフューザなどの

静止構造物から周期的な変動空気力を受ける。したがって、インペラ設計においては空力設計と構造設計のバランスの良いトレードオフが非常に重要になる。

第 7 図にインペラ詳細設計フローを示す。インペラの設計は、①子午面形状の設定 (第 7 図 - (a)) ②羽根角分布の設定 (- (b)) ③翼厚分布の設定 (- (c)) ④ディスク形状の設定 (- (d))、の順で行われる。これらの形状設定ステップのうち、子午面形状や羽根角分布の設定は流量、圧力比、効率、サージ余裕などの性能パラメータとの関係が深い。このため、設計者の経験・勘所やフローパターン観察に基づく形状変更が大きくモノを言う。これらの空力評価には CFD 解析が用いられるが、その計算は比較的長時間を要し、また収束性や安定性の評価、改善すべきフローパターンの評価などにおいて人間の目による判断が必要になる。

一方、翼厚分布やディスク形状の設定は応力や固有振動数などの強度要目との相関が強く、これらはある程度機械的に評価を行うことが可能である。これらの強度評価には



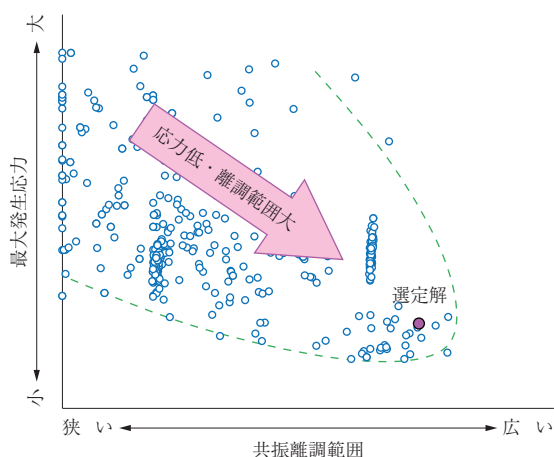
第 7 図 インペラ詳細設計フロー
Fig. 7 Detailed design process for the impeller

FEM 解析が用いられるが、CFD 解析に比べると 1 ケース当たりの計算時間は格段に短く、また人間の手を煩わすことなく安定して解を得ることが可能である。よって、前者の部分を従来どおり設計者の経験・判断を主体として実施し、後者の部分を最適化ツールによって自動最適化することで、全体の設計ループの迅速化を図ることとした。

最適化での評価パラメータは最大発生応力、共振離調範囲、最大翼厚である。ここで共振離調範囲とは、想定される運転範囲（回転数範囲）に対し、既定値以上の離調率⁽³⁾をもって励振周波数（ディフューザ羽根枚数 Z 、 \times 回転数 n ）とインペラ固有振動数が離調されている運転範囲の割合を示す。形状パラメータとして子午面形状、羽根角分布、節直径数、翼付根フィレット半径、ディスク内径形状は固定し、翼厚分布、半羽根前縁位置・形状、ディスク背面形状を変更させて離調範囲の最大化を図った。評価パラメータとして最大翼厚を用いるのは、もしこれを含めないと離調範囲を高めるため、翼厚はどんどん厚くなってしまふからである。最適化実施には Isight を用い、最適化アルゴリズムとして遺伝的アルゴリズムを用いた。

第 8 図にインペラ形状の最適化結果を示す。最終解として離調範囲が広く、最大発生応力が低いものを選定した。最大発生応力は固有振動数とある程度相関があるため、共振離調範囲の増加とともに減少する傾向がある。

第 2 表にベースインペラ、設計途中の代表的インペラ



第 8 図 インペラ形状の最適化結果
Fig. 8 Optimization results for the impeller configuration

第 2 表 インペラ効率と共振離調範囲

Table 2 Impeller efficiency and detuned range

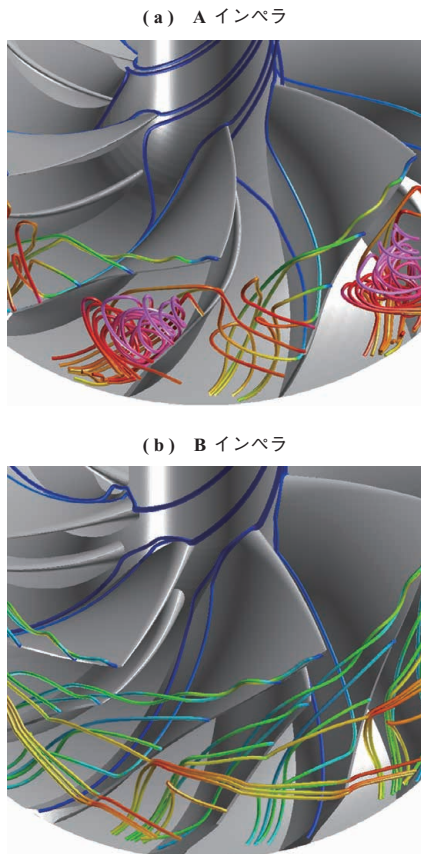
項目	ベースインペラ	A インペラ	B インペラ	C インペラ
インペラ効率	(ベース)	-4.1 pts	+1.6 pts	+2.0 pts
共振離調範囲	(ベース)	+13 pts	+42 pts	+49 pts

(注) pts: ポイント

(A インペラ, B インペラ), 最終選定インペラ (C インペラ) の効率と共振離調範囲の差異を示す。第 1 表に示すように、ベースインペラはもともと高周速で使われることを想定していないので、高周速領域を想定運転範囲に含めてしまうと、離調範囲はごく狭くなってしまふ。この場合、枚数の異なる代替ディフューザを二つ用意したとしても離調しきれない運転範囲がかなり残ってしまふ。次にこのベースインペラを基に、主に強度面だけに着目して大流量化・高周速化を図った A インペラでは離調範囲は増加しているものの、効率は大幅に低下している。これに対し空力性能改善を進めた B インペラでは離調範囲を拡大しつつ効率改善が得られている。さらに強度面の最適化を推し進めた C インペラでは、ベースインペラと比べて効率、離調範囲ともに大幅な改善を達成している。C インペラの場合、羽根枚数の異なる代替ディフューザを用意することでほぼ完全に離調が可能になる。

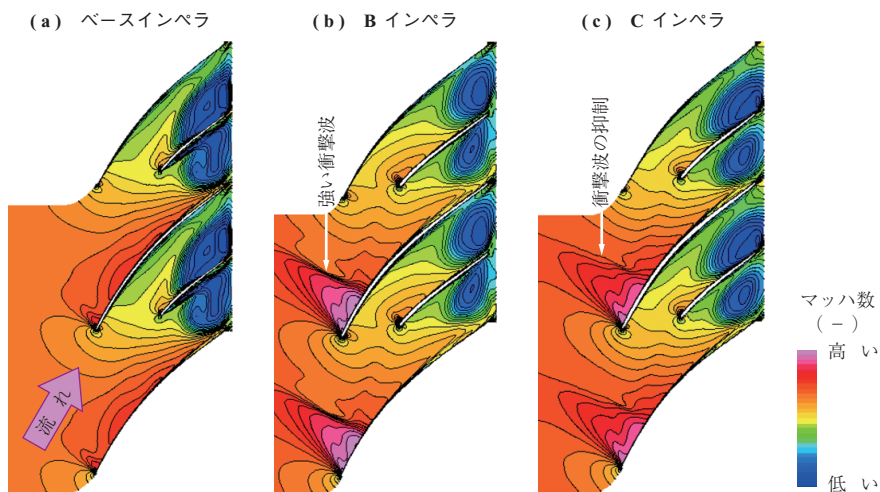
A インペラと B インペラの効率差を分析するため、第 9 図にインペラ内部の流線の様子を示す。A インペラ (第 9 図 - (a)) ではインペラ出口側で流線がからみあって吹きだまり領域を形成している。これは翼間負荷が高すぎるためにクリアランス流れやハブ面・負圧面からの 2 次流れによる高損失流体が流下できず停滞しているためである。また、いったんインペラの下流側へ流出した流体の一部は逆流して再度この領域に飲み込まれている。さらに、半羽根圧力面側流路の吹きだまり流体の一部は、半羽根前縁からあふれ出して隣接する負圧面側流路で再度この流路の吹きだまりにトラップされている。これらを改善するため、B インペラ (第 9 図 - (b)) では羽根枚数を増やし、半羽根を上流側へ延長することで全体に翼間負荷の低減を図った。この結果、クリアランス流れや 2 次流れはさほど停滞することなくスムーズにインペラ出口に向かう流れに乗っていることが分かる。これらのフローパターンの改善がインペラ効率の改善につながっていると考えられる。

次に B インペラと C インペラの効率差について検討する。第 10 図にインペラシュラウド側断面での相対マッハ数分布を示す。参考のために示したベースインペラについて



第 9 図 インペラ内部の流れ
Fig. 9 Streamlines in the impeller

では、ベース圧縮機的设计流量係数相当の流量での計算結果を示している。B インペラ (第 10 図 - (b)) および C インペラ (- (c)) では设计流量係数の増加に伴い、ベースインペラよりもマッハ数の高い領域が増えている。この結果、B インペラでは全羽根の负压面上で強い衝撃波が発生している。これに対し C インペラではインペラ入口部分での羽根の曲率を調整することで衝撃波の強度を緩和



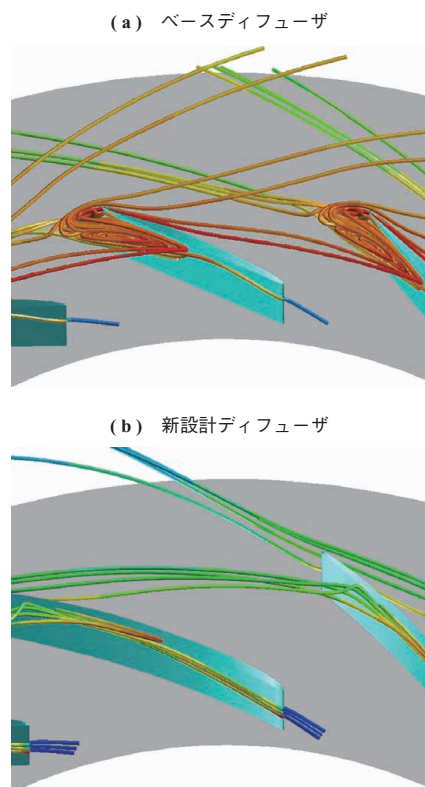
第 10 図 インペラシュラウド側断面での相対マッハ数分布
Fig. 10 Distribution of the relative Mach number at the impeller shroud section

している。B インペラから C インペラへの効率の微増はこのような理由によると考えられる。このような流れ場特性の改善は設計者のスキルや経験による羽根角分布の調整によるところが大きく、最適化アルゴリズムに任せるよりも経験豊富な設計者が手を動かした方が手っ取り早く期待する解に到達することができる。

4.3 ディフューザ設計

ディフューザはインペラで流体に加えられた運動エネルギーを圧力エネルギーに変換するための要素である。本圧縮機では翼型ディフューザを用いたバンドディフューザを採用している。ディフューザは静止翼であるため回転による応力の発生はないが、回転するインペラからの周期的変動流体力を受けるため、ベーンの固有振動数との離調を図る必要がある。また、組付け状態で圧縮荷重が掛かる場合は座屈を防止する必要がある。以上のことから、インペラほどではないが、ディフューザについても空力と構造の適切なトレードオフが重要になる。

第 11 図にディフューザシュラウド側流線 (ベース圧縮機のディフューザと大容量圧縮機のディフューザでの流れ場のようす) を示す。ベースディフューザではシュラウド側と负压面の角部でコーナはく離を生じており、吹きだまり領域を形成している。はく離域から離れた流れは隣接するディフューザ翼に到達し、そこでの吹きだまりにトラップされている、また、ディフューザ下流側でも逆流を生じており、そこからの流れもコーナはく離の吹きだまりに取り込まれている。ベース圧縮機にとってはこの運転状態は設計時には想定していない過回転の状態であり (第 1 表参照)、このためディフューザが過負荷となってこのようなはく離や逆流を生じてしまっている。一方、大容量圧

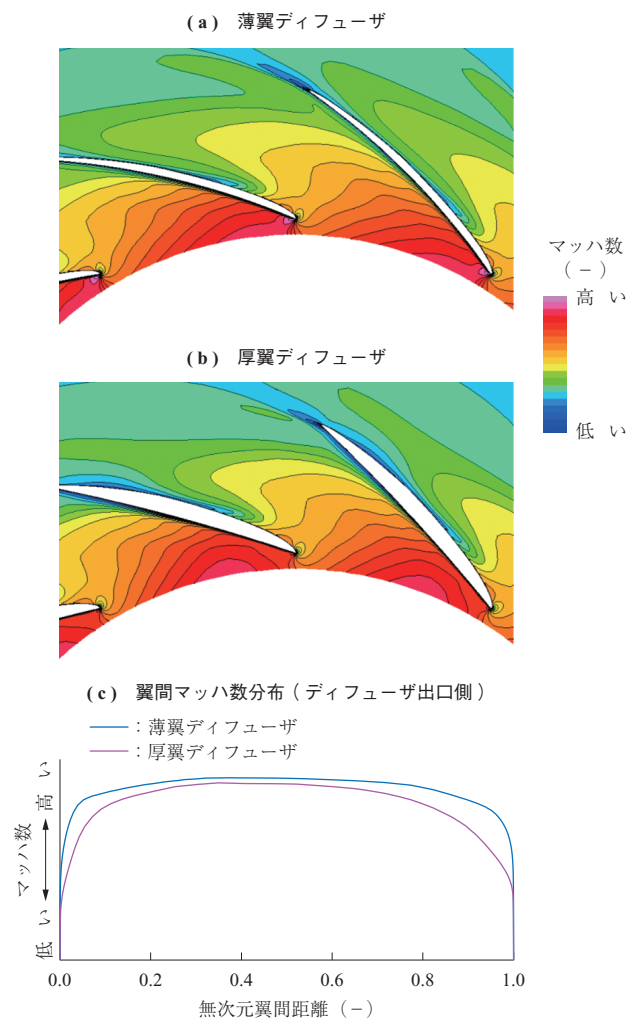


第 11 図 ディフューザシュラウド側流線
Fig. 11 Streamlines near the diffuser shroud

縮機用に設計されたディフューザではこれらのシュラウド側の 2 次流れは抑制され、顕著なコーナはく離は見られず、良好なフローパターンとなっている。

次に強度的な信頼性を増すため、この新設計ディフューザの厚翼化を行った。第 12 図にこのときのディフューザシュラウド側マッハ数分布 (CFD 解析結果) を示す。厚翼化によって負圧面側の流速が増加し、後縁側にかけて境界層の厚みが増加している。ただし、これに伴う効率低下は 0.4 ポイントと比較的軽微である。この厚翼化によってディフューザペーンの 1 次固有振動数は約 2 倍に、オイラー座屈荷重は約 7 倍にアップし、ディフューザの信頼性をより高めることができた。

厚翼ディフューザでは翼が内径側に張り出して流路をブロックする割合が増えるため、上流側の周方向圧力分布も大きくなる。この圧力分布はインペラへの励振力の増加につながるため、共振時の翼振動振幅の増加が懸念される。基本的には前述のようにインペラの最適化設計によって共振離調範囲が大幅に増加しているため、実際の製品へのアプリケーションにおいては共振状態になる可能性は極めて低い。5 章で述べているように、要素試験において翼振動応答が十分に低い値であることを確認している。



第 12 図 ディフューザシュラウド側マッハ数分布
Fig. 12 Mach number distribution at the diffuser mean section

5. 要素試験

5.1 空力性能試験

新たに設計された大容量圧縮機の空力性能を確認するため、インペラ、ディフューザ、スクロールなどの性能試験用供試体を製作し、それを圧縮機試験装置に組み込んで全体性能計測を実施した。第 13 図に試験に用いられた大容量インペラ供試体を示す。試験にはインバータモータ駆動のギヤ増速式の回転試験装置が用いられた。圧縮機流量は圧縮機の下流側にある背圧調整バルブで調整される。計測項目は圧縮機入口・出口での全圧・静圧・全温と、質量流量、回転数、大気圧、大気温度である。全圧はキール管タイプの全圧管で、静圧は吸込・吐出管に設けられた静圧孔で、温度は全温タイプまたはシースタイプの熱電対で計測される。質量流量はオリフィスで、回転数はトルクメータで計測される。またサージ点 (圧縮機の安定作動限界点) は吸込管に設置された高応答半導体圧力センサの波形と



第 13 図 大容量インペラ供試体
Fig. 13 High-flow impeller used as a test piece

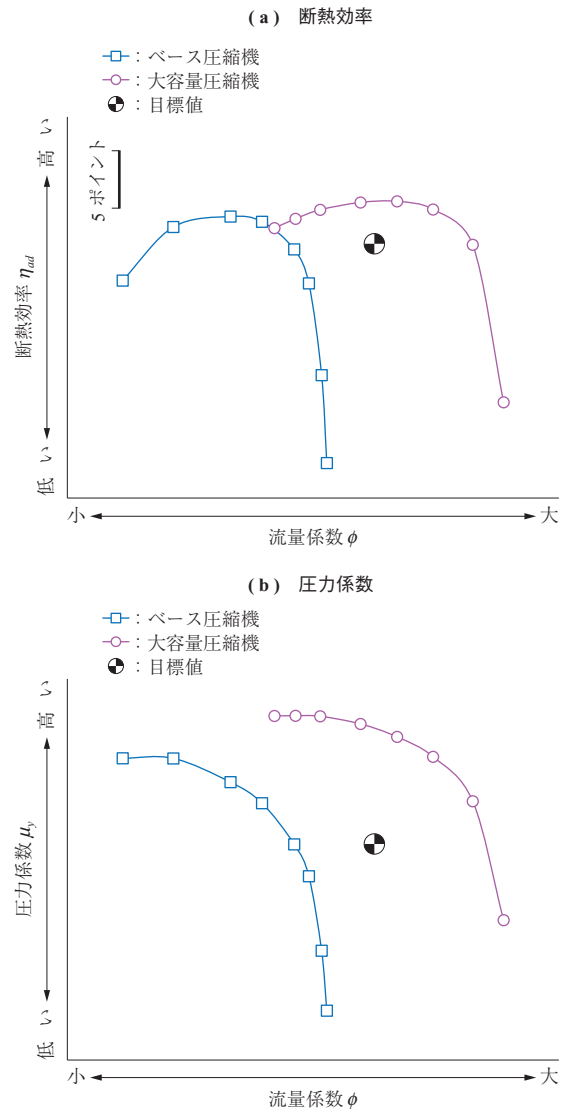
サージ時の音などによって総合的に判定される。

第 14 図に設計周速における遠心圧縮機全体性能の計測結果（流量係数に対する断熱効率（- (a)）および圧力係数（- (b)）の特性曲線）を示す。圧縮機の実績性能は目標性能を十分にカバーできており、当初の目標を上まわる大容量化と高圧力比化を達成できている（実際の製品適用では今回の試験形状を基準形状として、シュラウドカットや外径カットによってアプリケーションごとに流量、圧力比を調整するため、多少過大になっていることについては問題とはならない）。効率についても目標を上まわるとともに、ベース圧縮機に対しても 1 ポイント以上ピーク効率が改善し、ピーク効率点での圧力係数もアップしている。また、ピーク効率点からサージ点までの幅も大幅に拡大している。

第 3 表に設計周速および部分周速での空力要素試験結果を示す。いずれも目標を上まわる高性能が達成されており、大容量化の空力設計手法に対する妥当性を確認できた。

5.2 翼振動試験

空力性能試験の後に翼振動応答を確認するための試験が実施された。翼振動の計測はひずみゲージによる計測と非



第 14 図 遠心圧縮機全体性能の計測結果
Fig. 14 Measurement results for an evaluation of the compressor's overall performance

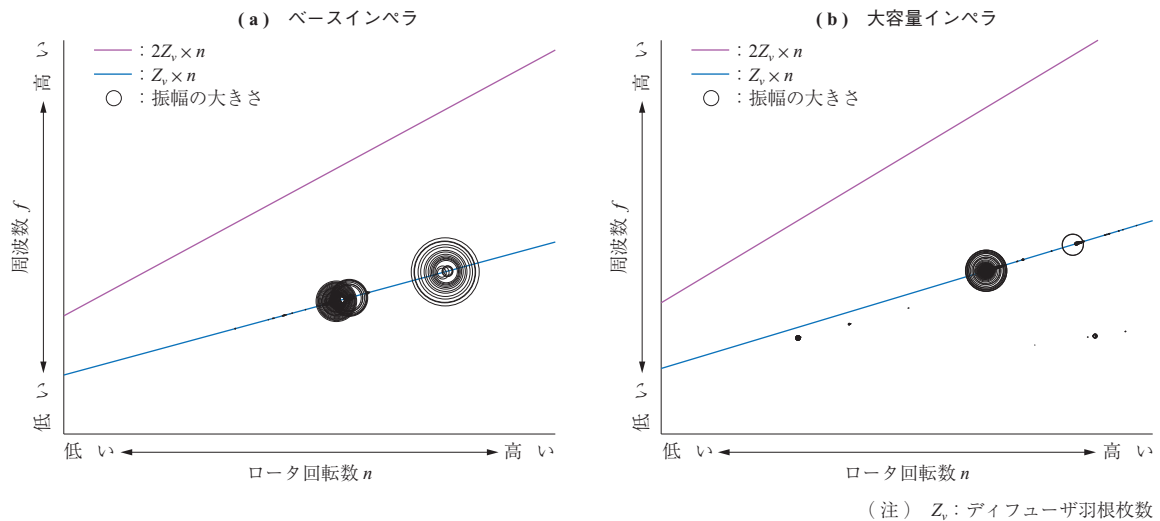
接触翼振動計測の双方が用いられた。励振源としてインペラ下流側のディフューザバーンとインペラ上流側の VIGV（Variable Inlet Guide Vane：可変入口案内翼）の二つ、および両者の組み合わせについて計測を実施した。VIGV はスタガ角（軸方向に対して羽根の中心線が成す角）が可変であり、0 度（全閉）から 90 度（全開）ま

第 3 表 空力要素試験結果
Table 3 Results of the aerodynamic rig test

(a) 設計周速				
項目	記号	単位	目標仕様	大容量圧縮機
流量係数	ϕ	-	(ベース)	+10%
圧力係数	μ_y	-	(ベース)	+10%
断熱効率	η_{ad}	-	(ベース)	+0.9 pts
サージ余裕	SM	%	(ベース)	± 0.0 pts
ヘッド余裕	HM	%	(ベース)	+1.0 pts

(b) 部分周速				
項目	記号	単位	目標仕様	大容量圧縮機
流量係数	ϕ	-	(ベース)	+1%
圧力係数	μ_y	-	(ベース)	+2%
断熱効率	η_{ad}	-	(ベース)	+1.2 pts
サージ余裕	SM	%	(ベース)	± 0.0 pts

(注) pts：ポイント



第 15 図 インペラ翼振動応答の計測結果
 Fig. 15 Measurement results for an evaluation of the impeller blade's vibration response

で変化させることができる。なお、VIGV がある場合、ひずみゲージからの信号の取出しがレイアウト的に困難になるため、非接触翼振動計測のみで計測を実施した。回転試験装置は前節で説明した空力性能試験に用いられたものと基本的には同じであるが、ピニオンシャフトの一部に黒色亜鉛めっきを施工し、光センサによってシャープな回転信号を取得している。

翼振動試験に先立ち、ベースインペラと大容量インペラの双方に対してハンマリング（打振）による固有振動数計測を実施している。これらの計測結果は事前の FEM 解析結果と良い一致を示しており、大容量インペラの離調範囲の拡大を確認している。

第 15 図にベース圧縮機と大容量圧縮機に対するインペラ翼振動応答の計測結果を示す。この図で、円の大きさは振幅計測値から FEM 解析結果を用いて換算した最大発生応力の値を示す。VIGV がある場合、その開度ごとに応答が変化する。また、同じ VIGV 開度でも、負荷条件（チョーク側、ピーク効率点付近、サージ側など）によって応答量は異なる。ここでは、それぞれの圧縮機で振動応答が最大になる条件（VIGV 開度、負荷条件）での比較を行っている。ベースインペラではディフューザ羽根枚数に対応する励振次数で明確な応答が見られる（ただし、この応答値はインペラの疲労強度に対して十分に低い値である）。大容量インペラでも同様にディフューザ励振次数

で応答のピークが見られるが、その応答量はかなり小さな値になっている。また、ディフューザ厚翼化に伴う励振力増加の懸念もあったが、インペラ翼厚の最適化設計によってインペラの剛性が向上しているため、インペラを大流量化したにも関わらずより低い応答量にすることができた。

6. 結 言

従来レベルを上回る大容量化を目指したターボ圧縮機の開発において、CFD 解析、FEM 解析、最適化手法を適切に組み合わせることで、性能および信頼性の高い大容量圧縮機を開発することができた。本稿で述べた圧縮機段はすでに幾つかのターボ圧縮機に適用されており、高性能化・信頼性向上・コストダウンに貢献している。

参 考 文 献

- (1) 松隈正樹：空気圧縮機（省エネルギー技術実践シリーズ） 省エネルギーセンター 2005 年 7 月 p. 30
- (2) C. Rodgers：The Efficiencies of Single-Stage Centrifugal Compressors for Aircraft Applications ASME Paper 91-GT-77 (1991)
- (3) 呉 宏堯, 森 初男, 渡邊 修：統合的設計管理手法に関する研究 IHI 技報 第 50 巻 第 1 号 2010 年 5 月 pp. 27 - 38