

非軸対称ディフューザによる遠心圧縮機の作動域拡大

Extension of Operating Range of a Centrifugal Compressor by Use of a Non-Axisymmetric Diffuser

郑 新 前 清华大学 汽车安全与节能国家重点实验室 副教授 博士
林 韵 清华大学 汽车安全与节能国家重点实验室
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
玉 木 秀 明 技術開発本部 技監 博士（工学） 技術士（機械部門）

近年、過給機に用いられる遠心圧縮機には大容量化や高圧力比化などの性能向上が求められる一方で、搭載性やコストの観点からはコンパクト化が要求されている。この相互に矛盾する要求のため、内部流速は増し、非軸対称形状を有するスクロールにおいて生じる圧力分布の周方向ひずみが増加することになり、圧縮機の安定作動範囲は縮減される。この課題を解決するために、非軸対称な流路形状を有するベーンレスディフューザが考案された。これによって周方向圧力ひずみが緩和され、不安定化要因となる流れ状態の発生を遅らせることが可能となる。軸対称と非軸対称のディフューザについて性能試験を実施し、非軸対称設計によって安定作動範囲が28%拡大することを確認した。

In recent years, higher performance, including higher flow capacities and pressure ratios, is required of the centrifugal compressors used in turbochargers, while compactness is also required in views of improved installability and lower costs. Due to these mutually conflicting requirements, the internal flow velocity tends to increase and the circumferential pressure distortion generated by the non-axisymmetric geometric nature of the discharge scroll gets harsher, and both of these result in the reduction of the stable operating range. In an attempt to overcome this difficulty, a vaneless diffuser with a non-axisymmetric passage geometry has been developed which can suppress the circumferential pressure distortion and consequently retard the occurrence of the destabilizing flow conditions. Performance tests of both the axisymmetric and the non-axisymmetric diffusers confirmed that the non-axisymmetric design can extend the stable flow range by 28% over the conventional axisymmetric design.

1. 緒 言

近年、過給機に用いられる遠心圧縮機には大容量化や高圧力比化などの性能向上が求められる一方で、搭載性やコストの観点からはコンパクト化が要求されている。このため、狭い空間に圧縮機内部流路や吸込・吐出配管をレイアウトしなければならず、内部流速や流路曲率が増し、高効率化や広作動域化を阻む要因となっている。特に吸込み曲り管やスクロールなどの非軸対称流路に起因する流れ場の周方向ひずみはますます強まる傾向にあり、効率低下や作動域縮減のリスクはより高まっている。

スクロールによって引き起こされる内部流れの非軸対称性についてはこれまでも精力的に研究が行われてきている。通常、スクロールは設計点において入口圧が周方向に一定となるように設計される。しかし、その非軸対称形状ゆえにスクロールを通る流れは、大流量条件では増速流に、低流量条件では減速流になり、スクロール入口圧に周方向分布を生じることになる^{(1), (2)}。この圧力分布は上流側のディフューザやインペラにも到達する^{(3), (4)}。こ

のためインペラは変動条件下で作動することになり、性能低下を生じることが Sorokes らの実験で確認されている⁽⁵⁾。

一方、数値流体力学 (CFD: Computational Fluid Dynamics) 解析による流れ場の分析も行われている。Fatsis らによる三次元非定常解析⁽⁶⁾では、インペラ下流側に周方向の圧力分布が存在すると、インペラへの流入角も一定でなくなることが報告されている。Gu らはインペラ下流側の周方向圧力勾配の影響について調べ、インペラ回転方向に圧力が上昇する場合にインペラ効率が低下することを見いだしている^{(7), (8)}。

上記の研究は主に亜音速流入の遠心圧縮機についてのものであるが、本研究で着目するような高圧力比の遠心圧縮機ではインペラやディフューザへの流入は遷音速流となる。インペラ前縁で失速が起きない流れ角の範囲は流入マッハ数に対して反比例的に減少するため、高圧力比の遠心圧縮機の安定作動範囲は非軸対称性の影響をより敏感に受けることが予想される。Yang らによる実験および CFD 解析では、高圧力比の遠心圧縮機では周方向の圧力ひずみ

はより過酷なものとなり、スクロールの影響を考慮することが非常に重要であると述べられている⁽⁹⁾。Zheng らは CFD 解析によってスクロールあり・なし条件で高圧力比遠心圧縮機の性能比較を行い、スクロールの非軸対称性によって安定作動範囲は最大で 42% 縮減するという結果を得ている⁽¹⁰⁾。Lin らはスクロールの非軸対称性の影響を評価する実験手法を開発し、非軸対称性によって作動域が 47% 縮減、効率も 4.8 ポイント低下するという結果を得ている⁽¹¹⁾。

スクロールの非軸対称性の影響が上流側に及ばないようにするための幾つかの手法が研究されている。Sorokes らは低ソリディティディフューザの採用によって非軸対称性がインペラに伝わりにくくなることを見いだしている⁽¹²⁾。Lin らはスクロールの吐出流路を 1 本ではなく複数本とすることを提案している⁽¹¹⁾。スクロールの設計パラメータが流れ場や性能に及ぼす影響についても研究がなされており、Xu らはスクロールの舌部領域の形状を適正化することでインペラ出口での圧力ひずみを低減できることを見いだしている⁽¹³⁾、⁽¹⁴⁾。また、インペラや流路は常識的には軸対称的な形状に設計されるが、Zheng らはこれをあえて非軸対称形状にすることでスクロールからの悪影響をキャンセルすることを提案し、この考えに基づいて開発した非軸対称形状のケーシングトリートメント（インペラの途中から流れを抽気してインペラの上流側へ戻すことによって圧縮機の作動範囲を拡大する手法）によって、通常の軸対称形状のケーシングトリートメントに対して約 10% のサージ流量低減に成功している⁽¹⁵⁾。

ケーシングトリートメントはインペラ部に設けられるものであるから、当然ながらディフューザ部の非軸対称性の抑制には役立たない。そこで Zheng らは上述の考えに基づいて、通常は軸対称環状流路であるベーンレスディフューザを非軸対称形状とすることによって遠心圧縮機の作動域拡大を試みた⁽¹⁶⁾。本稿ではそこで得られた実験結果や解析結果を基に内部流れや作動範囲の変化について検討を行う。

以下、2 章ではスクロールがある場合の遠心圧縮機の内部流れの非軸対称性の発生とその上流側への伝わり方について理論的に考察する。3 章では供試高圧力比遠心圧縮機に対する CFD 解析による流れの非軸対称性の分析と非軸対称ディフューザによる作動域拡大の検討について、4 章ではその検討結果に基づいて設計した非軸対称ディフューザの実験結果について、それぞれ述べる。最後に 5 章で

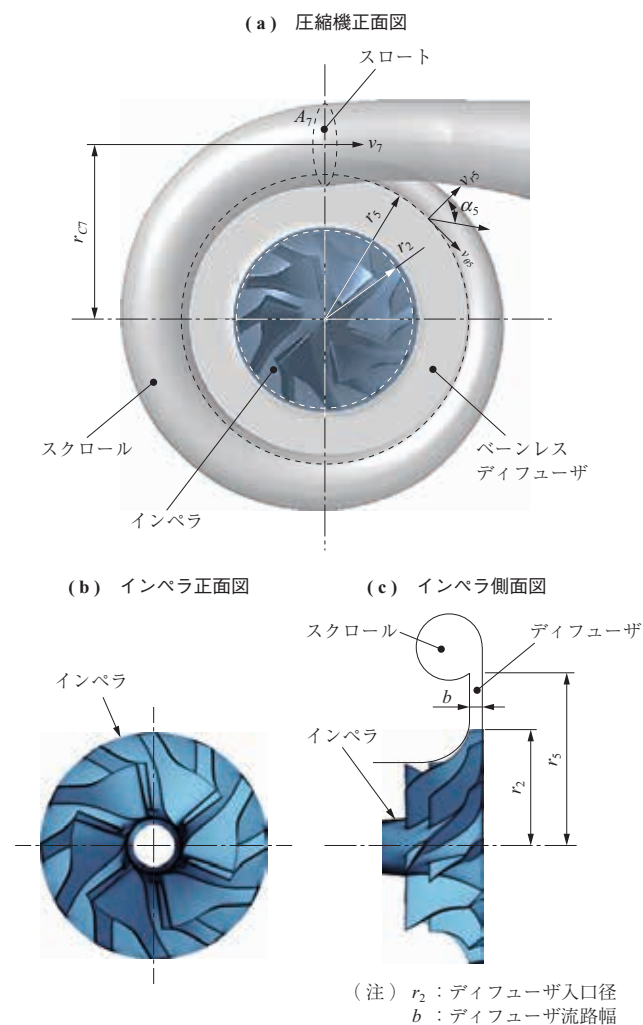
は得られた知見についてまとめる。

2. 理論的考察

2.1 スクロールによる周方向圧力分布の発生

第 1 図に供試遠心圧縮機概略図を示し、主要構成要素（インペラ、ディフューザ、スクロール）と主要寸法の定義を示す。本研究で扱うディフューザはベーンがないタイプ（ベーンレスディフューザ）であり、車両過給機の圧縮機やブロワなどによく用いられるタイプである。

スクロールは概念的には羽根が 1 枚しかない翼列（＝翼間の流路が一つしかない翼列）とみなすことができる。スクロールの流路断面積の設計は無負荷条件（スクロール入口からスロートまでの間で流体の角運動量が変化しない条件）を基準に行われる。この条件下ではスクロール入口で圧力の周方向分布は生じない。スクロールの形状は A/R と呼ばれるパラメータで特徴づけられる。 A はスロート断面積、 R はインペラ中心からスロート断



第 1 図 供試遠心圧縮機の概略図
Fig. 1 Schematics of test centrifugal compressor

面中心までの径 r_{C7} を意味している。無負荷条件では、質量と角運動量の保存から

$$A_5 v_{r5} = A_7 v_7 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$r_5 v_{\theta 5} = r_{C7} v_7 \quad \dots\dots\dots (2)$$

が成り立つ。 r_5 、 A_5 はスクロール入口の半径と環状流路断面積、 v_{r5} 、 $v_{\theta 5}$ はスクロール入口での径方向速度、周方向速度、 v_7 はスロートでの速度である。この(1)、(2)式から、与えられたスクロール入口条件に対し無負荷となる A/R は、

$$(A/R)_{NL} = A_5 / \lambda r_5 \quad \dots\dots\dots (3)$$

である。ここで $\lambda = \tan \alpha_5$ であり、 α_5 はスクロールへの流入角である。添え字 NL は無負荷を意味する。実際のスクロールの A/R はこの無負荷条件に対し少し大きめに設定される。このように設計点でも若干の負荷を掛けることや、有限厚みをもつ舌部が存在することによって、設計点においても多少の圧力分布は生じる。

一方、非設計点では通常の翼列と同様に流れ状態と流路形状のミスマッチでスクロールは大きな負荷をもつことになり、より強い周方向圧力分布が発生する。スクロール入口からスロートまでの負荷を表す圧力回復係数は Japikse の急拡大損失モデル⁽¹⁷⁾を参考にして、

$$C_p = \frac{p_7 - p_5}{p_{05} - p_5} = C_{p_id} - \zeta_m - \zeta_\theta \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$C_{p_id} = 1 - \frac{1}{A_R^2 (1 + \lambda^2)} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$\zeta_m = \frac{1}{1 + \lambda^2} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\zeta_\theta = \begin{cases} \frac{(\lambda A_R / R_R - 1)^2}{A_R^2 (1 + \lambda^2)} & \left(\frac{\lambda A_R}{R_R} \geq 1 \right) \\ 0 & \left(\frac{\lambda A_R}{R_R} \leq 1 \right) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (7)$$

C_p : 圧力回復係数

p_5 : スクロール入口静圧

p_7 : スクロールスロート部静圧

p_{05} : スクロール入口全圧

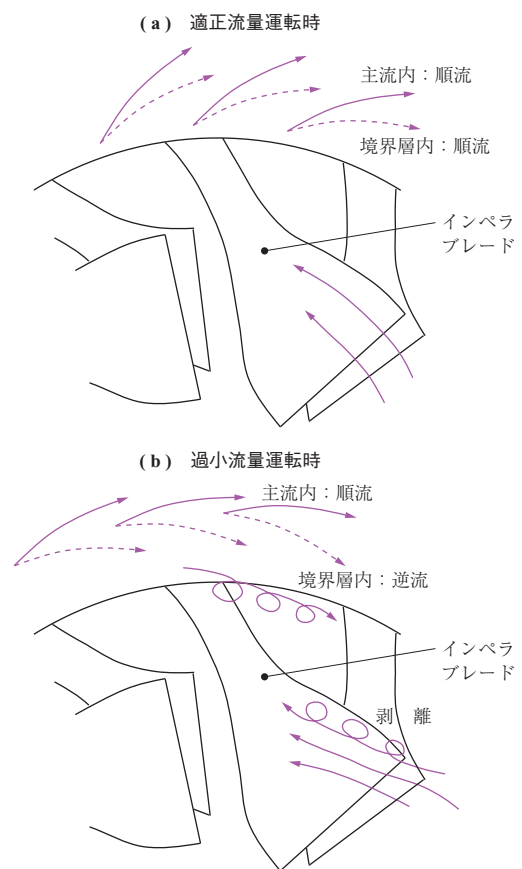
となる。 C_{p_id} は損失なしの理想圧力回復、 ζ_m は径方向損失、 ζ_θ は周方向損失を示す。 $A_R = A_7 / A_5$ 、 $R_R = r_{C7} / r_5$ である。 ζ_θ は無負荷条件 $(A/R) / (A/R)_{NL} = \lambda A_R / R_R = 1$ でゼロとなり、 C_p もこの無負荷条件近傍でゼロになる。このモデルを用いると非設計点におけるスクロール入口での圧力ひずみの程度を見積もることができる。また、Iversen らや Chochua らはより詳細なモデルとしてスクロール流路内

で流れ方向に保存則を用いることによって周方向圧力分布を求める方法を提案している⁽¹⁸⁾、⁽¹⁹⁾。

これらのモデルではスクロール上流側は軸対称流になるという仮定をおいてはいるが、スクロール形状に基づいて具体的に圧力ひずみの程度を概算できる。

2.2 非軸対称性による効率低下と安定作動域縮減

遠心圧縮機の小流量側の安定作動限界は、サージングと呼ばれる圧縮機を含む管路系全体の流体自励振動の発生によって規定される。このサージング現象は圧縮機の昇圧能力と深く関係しており、圧縮機内部で境界層の剥離、逆流が発生して昇圧能力が鈍くなったり、流れが不可逆的な破たんをきたしたりした場合に生じやすくなる。第2図に設計流量と過小流量での遠心圧縮機内部流れの模式図を示す。たとえば、小流量側の作動点ではインペラに流入する流れは羽根の向きに沿わなくなるため羽根の先端で剥離や失速を起こしやすくなる。また、小流量側の作動点ではディフューザ内部の径方向外向き速度成分が減るため境界層内部の勢いの弱い流体は径方向の圧力上昇に耐えられずに逆流や失速を生じやすくなる。これらの境界層の剥離・逆流は圧損を生むとともに、流路を狭さくするため圧縮機



第2図 遠心圧縮機内部流れの模式図
Fig. 2 Schematics of internal flow in centrifugal compressor

の昇圧能力を停滞・減少させてしまう。さらに、ディフューザの逆流が上流のインペラに侵入するようになると、インペラの昇圧能力はその瞬間に損なわれてしまう。これらの現象が発生・進行するとサージング現象が起きやすくなる。

インペラやディフューザが周方向に均等な条件で作動していれば、剥離や逆流も特定の周方向位置で起こることはないが、スクロールやインレットディストーションなどによって流れが周方向に均一でない場合は、最も条件の悪い位置ではじめに剥離や逆流を生じる。よって、周方向にバラツキがある場合には、よりサージングが起きやすくなる。また、圧縮機の圧力比や効率は流量に対して上に凸の曲線を描くが、周方向バラツキのある場合には、圧力比や効率は複数の流量条件で作動する各流路の値の平均値となるため、必然的にバラツキのない場合よりも低い値となる。したがって、圧縮機本来がもつ圧力比、効率、作動範囲のポテンシャルを最大限に発揮させるためには、スクロールなどによって生じる流れの非軸対称性は極力低く抑える必要がある。

2.3 ベーンレスディフューザ内での圧力じょう乱

流れの中に物体を置くことで生じる圧力の乱れは、経験的にはその物体から遠ざかるほど弱くなる（距離減衰）。しかし、遠心圧縮機のベーンレスディフューザのような径方向流路では少し事情が複雑になる。これは円筒波が中心に向かって伝播する際、振幅が増加していく様子からも類推できる。第3図に軸対称環状流路を示し、軸方向流路（-(a)）と径方向流路（-(b)）における流れを比較しながら考察する。まず、軸方向流路において共役複素速度

$$W = W_0(e^{-i\alpha} + \varepsilon e^{Z/r_0}) \dots \dots \dots (8)$$

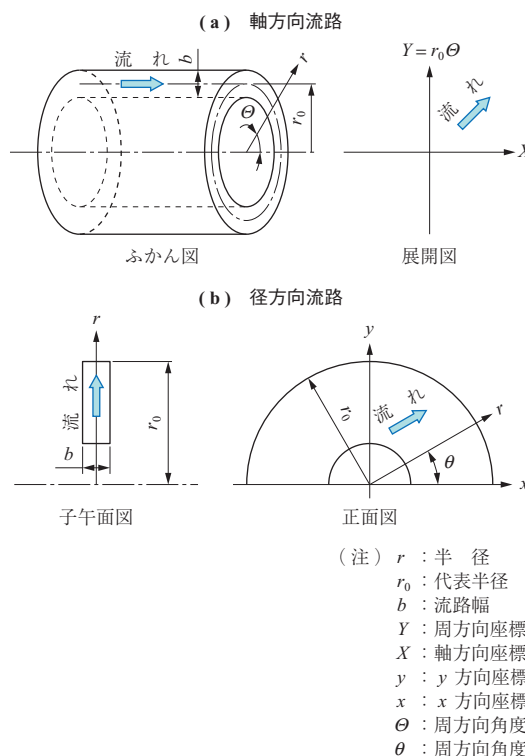
e : 自然対数の底

i : 虚数単位

は速度 W_0 、流れ角 α の一様流に重ね合わされた周方向 (Y 方向) 周期じょう乱が、上流 ($-X$ 方向) に向かって減衰する様子を表している。これを等角写像変換 $Z = r_0 \ln(z/r_0)$ によって径方向流路に写像すると、

$$w = (dZ/dz)W = W_0(r_0 e^{-i\alpha} / z + \varepsilon) \dots \dots \dots (9)$$

となる。写像前の Z 平面での左半平面は、写像後の z 平面では半径 r_0 の円の内部に写像され、後者はちょうどスクロール入口部でのじょう乱が上流側に伝わる様子を模式的に示している。各々に対応する圧力場はベルヌーイの定理を用いてそれぞれ



第3図 軸対称環状流路
Fig. 3 Axisymmetric annulus passages

$$\frac{p_0 - p}{\rho W_0^2 / 2} = 1 + 2\varepsilon e^{-X/r_0} \cos(\Theta + \alpha) + \varepsilon^2 e^{2X/r_0} \dots (10)$$

$$\frac{p_0 - p}{\rho W_0^2 / 2} = \left(\frac{r_0}{r}\right)^2 + 2\varepsilon \frac{r_0}{r} \cos(\theta + \alpha) + \varepsilon^2 \dots (11)$$

ε : 微小振幅

Θ : 周方向角度

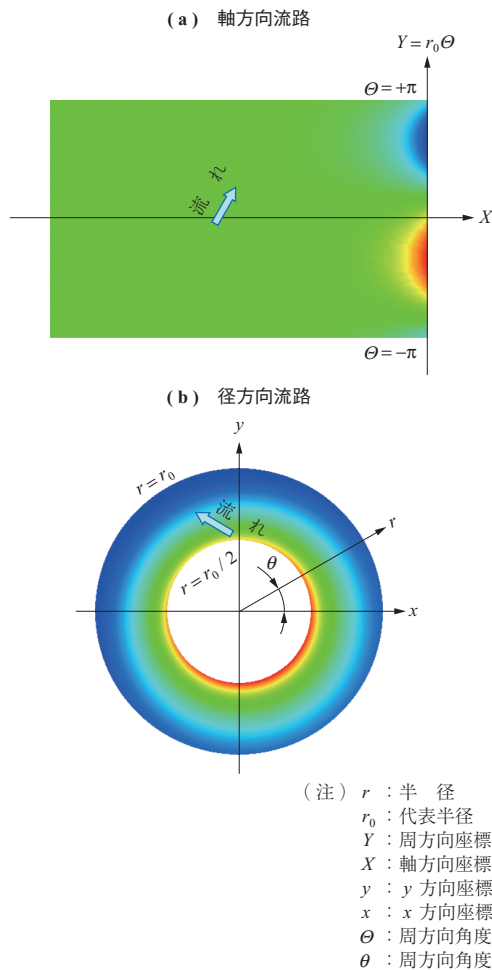
θ : 周方向角度

となる。 p_0 は全圧、 p は静圧、 ρ は密度である。第4図に軸対称環状流路内のポテンシャル流れによる静圧分布を示す。第4図-(a)に軸方向流路、-(b)に径方向流路の静圧分布を示す。(10)、(11)式の右辺第2項が示す周方向圧力じょう乱は軸方向流路では予想どおり上流側に向かって指数関数的に減衰するが、径方向流路では上流側に向かって増幅する。

このような状況について線形理論を用いてさらに詳しく考察する。対象とする流れは第3図に示す厚さ一定の軸対称環状流路内の二次元・定常・非圧縮性・非粘性流れとし、軸対称平均流に非軸対称の微小じょう乱が重ね合わされているとする。周方向じょう乱が k 次の正弦波とした場合、軸方向および径方向の流路に対する圧力じょう乱は参考文献(20)、(21)を参考にして

$$p(X, \Theta) = (Ae^{kX/r_0} + Be^{-kX/r_0}) e^{ik\Theta} \dots \dots \dots (12)$$

$$p(r, \theta) = (Ar^{k-2} + Br^{-k-2} + Cr^{-ik\lambda}) e^{ik\theta} \dots \dots \dots (13)$$



第4図 軸対称環状流路内のポテンシャル流れによる静圧分布
 Fig. 4 Pressure distribution of potential flow in axisymmetric annulus passages

となる。ここで $\lambda = \tan\alpha$ であり、今の場合是一定値である。右辺第1項、第2項は渦なし流れを表し、先のポテンシャル流れの例と同様に、軸方向流路では指数関数的に、径方向流路ではべき関数的に変化する。(13)式の第3項は渦度の非軸対称性に起因する寄与であり、ペーンレスディフューザの場合にはインペラの各翼間流路の負荷が不均一になることが原因で発生する成分である。この項は $r^{-ik\lambda} e^{ik\theta} = e^{ik(\theta - \lambda \ln r)}$ と表すことができるので、軸対称平均流の流線を表す対数らせん $\theta - \lambda \ln r = \text{const.}$ に沿って値は一定である。

係数 A, B, C は境界条件から決まる。今、スクロール入口での圧力ひずみが $p(r_5, \theta) = P_5 e^{ik\theta}$ と与えられたとして、それがペーンレスディフューザ内でどのように増幅または減衰するかを考察する。ディフューザ入口での境界条件はインペラ特性から決まるため簡単には与えることができないが、一般的に次のように表すことができる。

$$P_2 / \rho \bar{v}_{r2} = -ZV_{r2}, \quad V_{\theta2} = \Lambda V_{r2} \quad \dots\dots\dots (14)$$

ρ は密度、 \bar{v}_{r2} はディフューザ入口での径方向速度の周方向平均値、 P, V_r, V_θ はそれぞれ圧力、径方向速度、周方向速度のじょう乱を表す複素振幅であり、添え字 2, 5 はディフューザの入口、出口での値であることを表す。 Z や Λ はインペラ特性から決まる複素数である。以下にこれらを決めるための境界条件として三つの例(下記の(15)~(17)式)を示す。最も簡単な例として、インペラ出口で全圧、絶対流れ角が一樣とすれば、

$$P_2 / \rho \bar{v}_{r2} + V_{r2} + \lambda V_{\theta2} = 0, \quad V_{\theta2} = \lambda V_{r2} \\ Z = 1 + \lambda^2, \quad \Lambda = \lambda \quad \dots\dots\dots (15)$$

となる。これはかなり非現実的な条件ではある。もう少しリアリティーのある条件として、理想的インペラ(損失なし、相対流出角一定)を考えると、

$$P_2 / \rho \bar{v}_{r2} + V_{r2} + \lambda_R V_{\theta2} = 0, \quad V_{\theta2} = \lambda_R V_{r2} \\ Z = 1 + \lambda_R^2, \quad \Lambda = \lambda_R \quad \dots\dots\dots (16)$$

となる。ここで $\lambda_R = \tan\beta_2$ であり、 β_2 はインペラの相対流出角である。この条件ではインペラの各翼間流路が背圧変動に対して準静的に応答することを想定している。さらにインペラ単体性能が一次元解析や CFD 解析などで予測できる場合には、二つの近接した流量での解の差分を用いて、

$$Z = -\Delta p_2 / (\rho v_{r2} \Delta v_{r2}), \quad \Lambda = \Delta v_{\theta2} / \Delta v_{r2} \quad \dots\dots\dots (17)$$

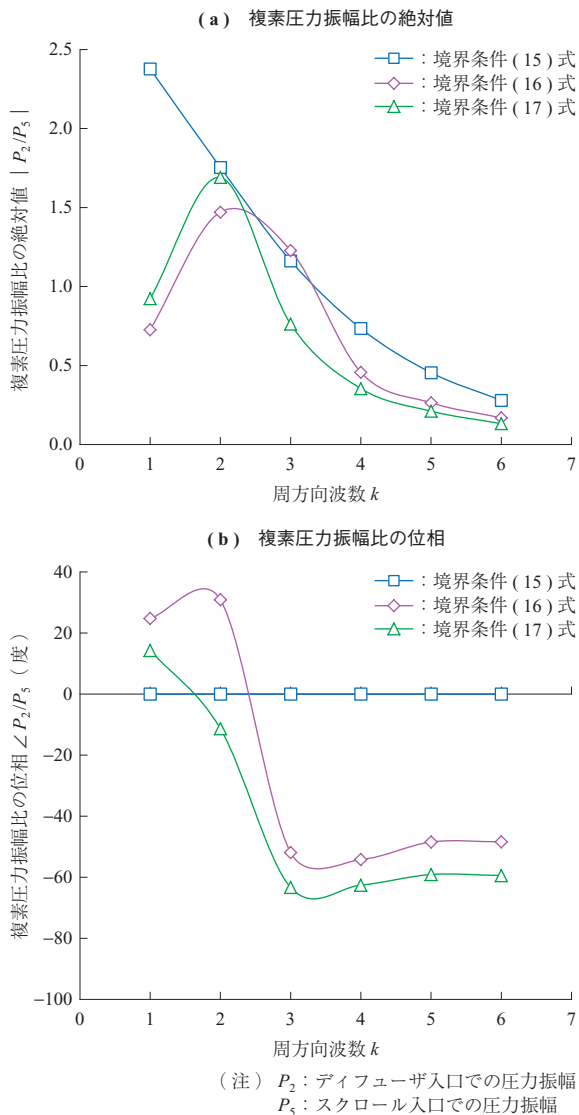
と推定できるであろう。ここで Δ は二つの解でのインペラ出口状態量(圧力 p_2 、径方向速度 v_{r2} 、周方向速度 $v_{\theta2}$)の差を表す。これらの境界条件は準静的仮定のため Z や Λ は純実数であるが、実際には位相遅れ分の虚数部を含むべきであろう。また、(16)、(17)式ではインペラ入口状態が一樣であることを暗に想定しているが、上流に向かって増大する非物理的な成分((12)式の第2項)は本来除去すべきであろう。

上述の三つの境界条件のうち、(15)式に対する解は比較的簡単に表すことができる。

$$P_2 / P_5 = 2 / \{(r_5/r_2)^{k-2} + (r_5/r_2)^{-k-2}\} \quad \dots\dots\dots (18)$$

となる。この場合、増幅率は流れ角にはよらない。また、虚数部を含まないので、入口と出口で周方向分布に位相のずれはない。ほかの(16)、(17)式の解も同様に表すことはできるが、煩雑になるのでここでは省略する。

第5図にディフューザ内における圧力じょう乱モードの振幅比と位相差を示し、3ケースの場合の解を、周方向波数が一次から六次の場合について示す。対象とする流れ場は後述する遠心圧縮機のディフューザである。いずれの条件でも三次モードまでは増幅率が1に近いがそれ以上



第5図 ディフューザ内における圧力乱モードの振幅比と位相差

Fig. 5 Amplitude ratio and phase difference of modal pressure disturbance in diffuser

であり、インペラやディフューザの失速に大きく影響を与えそうなことが伺える。第5図に示す(16)、(17)式では振幅最大となる波数付近で位相が急変するという共鳴現象的な様相を示している。四次以上では増幅率が小さいうえに、そもそもスクロール入口でのスペクトル振幅も小さくなるので、影響は無視してもよさそうである。また、これ以上の高次モードでは準静的インペラ応答の仮定の妥当性は低いであろう。

上記から明らかかなように、ベーンレスディフューザ内部ではスクロール起因の圧力の非一様性に対して単純な距離減衰は必ずしも期待できないので、何らかの方法でこの非軸対称性の影響を抑制する仕組みが求められる。

3. 非軸対称ベーンレスディフューザの設計

3.1 数値解析手法

ベースとなる供試遠心圧縮機の主要諸元を第1表に示す。また、供試遠心圧縮機を第6図に示す。スクロールの流路断面形状はほぼ円形(だ円状)であり、設計点に

第1表 供試遠心圧縮機の主要諸元

Table 1 Main parameters of test centrifugal compressor

パラメータ	記号	単位	値
設計圧力比	π	-	4.0
設計回転数	N	rpm	170 000
設計質量流量	\dot{m}	kg/s	0.24
インペラ入口径	D_{1s}	mm	40.9
インペラ出口径	D_2	mm	62.15
インペラ出口翼高さ	b_2	mm	4.1
インペラバックワード角	β_{b2}	度	-31.5
インペラ羽根枚数	Z_b	-	6+6 (長羽根+短羽根)
ディフューザ出口径	D_5	mm	100
ディフューザ流路高さ	b	mm	3.13
スクロールA/R	A/R	mm	11.2
スクロールスロート面積	A_7	mm ²	632

(a) インペラとベーンレスディフューザのハブ壁



(b) スクロールとベーンレスディフューザのシュラウド壁



第6図 供試遠心圧縮機

Fig. 6 Test centrifugal compressor

においてスクロール入口での圧力が周方向にほぼ一様になるように設計されている。

ペーンレスディフューザの内部流れを詳細に調べ、非軸対称ディフューザ設計のための基礎データや設計指針を得るため、遠心圧縮機全体に対する CFD 解析を行う。CFD ソルバーには NUMECA International 社（ベルギー）の FINE™/Turbo を使用する。これは三次元圧縮性のレイノルズ平均化ナビエーストクス方程式を有限体積法によって解くものである。空間微分は中心差分で離散化し、4 階のルンゲ-クッタ法で時間積分を行う。乱流モデルには一方程式パラート-アルマラスモデルを用いる。また、動静翼間の領域接続はフローズンロータモデルによる。接続境界はインペラ外径の 1.03 倍の半径位置に置く。

格子依存性テストの結果に基づいて、総セル数は約 630 万セルとする。用いられる格子モデルは交差角 13.3° 以上、境界層内の格子幅拡大率 5 以下、アスペクト比 1 000 以下、などの評価基準を全て満たしている。境界層内の第 1 格子幅 y^+ は 5 以下に抑えられている。

境界条件としては入口境界で全圧、全温、流れ角、出口境界では静圧が与えられている。固体壁上では断熱・滑りなし条件が課せられている。

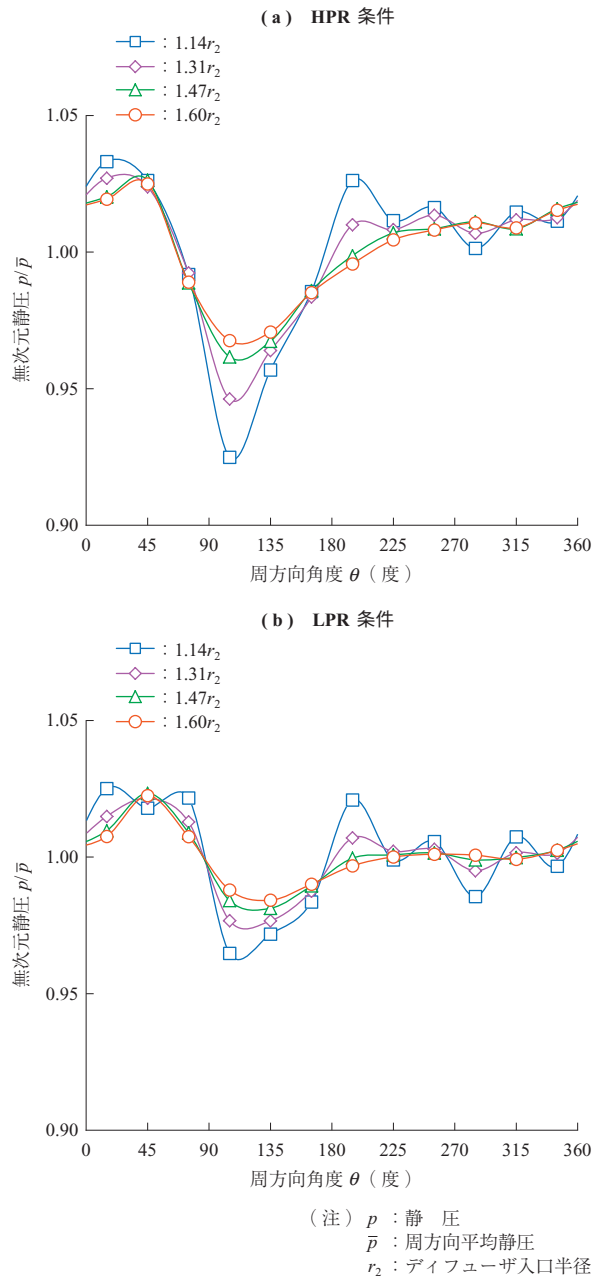
CFD 解析の全体性能予測精度の検証については参考文献 (14) を参照されたい。

3.2 軸対称ディフューザに対する解析結果

最初に軸対称ディフューザを有する圧縮機（以下、ベース形態）の解析結果の分析から始める。高圧力比（HPR）条件（回転数 170 000 rpm）と低圧力比（LPR）条件（回転数 120 000 rpm）のサージ側での解析結果について検討を行う。

(1) ディフューザ静圧分布

第 7 図にサージ点付近におけるディフューザ内の周方向静圧分布を示す。HPR 条件（第 7 図 - (a)）と LPR 条件（- (b)）でのディフューザ入口から出口までの四つの半径位置での周方向静圧分布を示す。全ての圧力値はその半径位置での平均静圧で規格化されている。予想されたように周方向に圧力は一定ではなく、いずれの条件においても周方向角度 105° 付近で圧力の落ち込みが見られる。Yang らは実験と CFD でこの静圧の非一様性を比較し、フローズンロータモデルを用いた定常解析でも十分な精度をもってこの分布を予測できることを確認している⁽⁹⁾。

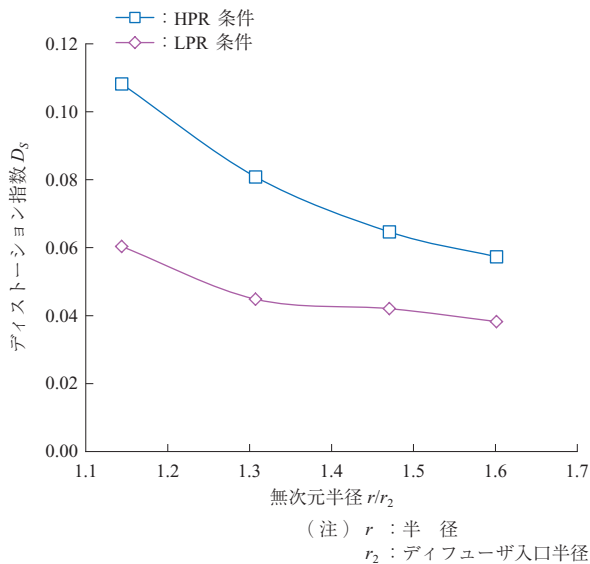


第 7 図 サージ点付近におけるディフューザ内の周方向静圧分布
 Fig. 7 Circumferential pressure distribution in diffuser at near-surge conditions

以下の議論では圧力分布の周方向非一様性の指標として次式で定義されるディストーション指数を用いる。

$$D_s = (p_{max} - p_{min}) / \bar{p} \dots\dots\dots (19)$$

ここで p_{max} , p_{min} , \bar{p} はそれぞれある半径位置における圧力の最大値、最小値、平均値である。第 8 図にサージ点付近におけるディフューザ内のディストーション指数を示す。図から、圧力ひずみは LPR 条件よりも HPR 条件でより顕著となることが分かる。また、いずれのケースにおいても圧力ひずみは



第 8 図 サージ点付近におけるディフューザ内のディストーション指数
 Fig. 8 Distortion index in diffuser at near-surge conditions

ディフューザ出口から上流側へ向かうにつれて強くなっている。このような状況は参考文献 (9) の実験結果でも報告されている。

前述の (4) 式から HPR 条件のスクロール入口でのディストーション指数を計算すると 0.074 となり、CFD 解析結果の 0.057 より過大ではあるものの同オーダーの見積もり値が得られる。今の場合 $r_{C7} > r_5$ であるが、(4) 式はこの半径差による圧力差を考慮していないため、少し高めの高圧力を与えることになる。この圧力差を半径方向平衡により概算すれば、

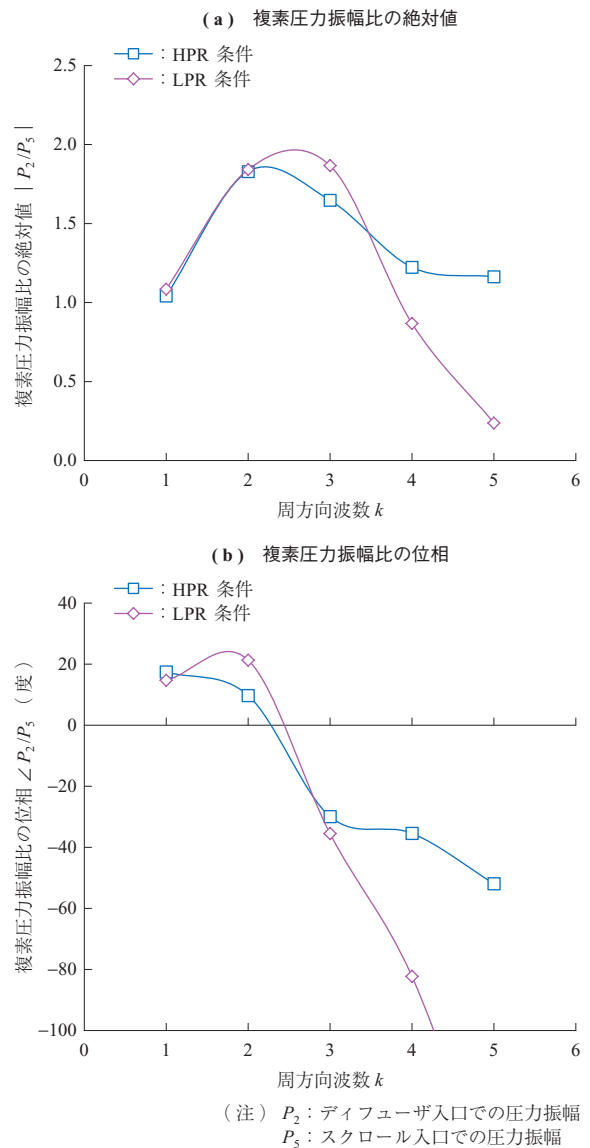
$$\Delta C_p \sim \frac{\rho(v_7^2 / r_{C7})(r_5 - r_{C7})}{p_{05} - p_5} = \frac{2(1/R_R - 1)}{A_R^2(1 + \lambda^2)} \dots (20)$$

となり、これによって先のディストーション指数を補正すると 0.062 となって、CFD 解析結果に近い値となる。

第 9 図に周方向波数ごとのディフューザ内における圧力乱モードの振幅比と位相差を示す。波数 2 ないし 3 の辺りに振幅比のピークがあり、その波数近辺で位相差の正負が入れ替わる様子は、第 5 図に示した線形理論の計算結果 (境界条件 (16), (17) 式の場合) とほぼ一致している。

(2) ディフューザマッハ数分布

第 10 図にサージ点付近における HPR 条件および LPR 条件でのマッハ数分布を示す。HPR 条件 (第 10 図 - (a)) と LPR 条件 (- (b)) での 10, 50, 90% スパン断面でのディフューザ内部でのマッハ数

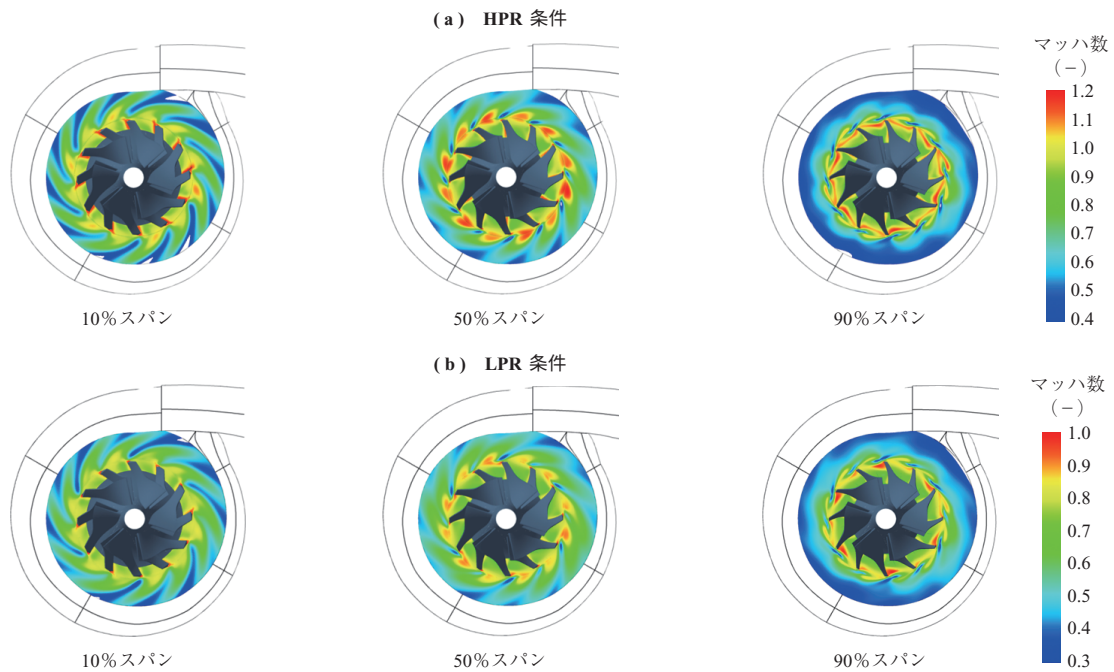


第 9 図 ディフューザ内における圧力乱モードの振幅比と位相差
 Fig. 9 Amplitude ratio and phase difference of modal pressure disturbance in diffuser

分布を示す。図から、インペラからのジェット = ウェーク構造がディフューザ内部を横断し、減衰していく様子が見て取れる。また、HPR 条件、LPR 条件ともにシュラウド側での運動量がハブ側や流路中央断面に比べて低いことが分かる。このことから、ベーンレスディフューザでの逆流が最初にシュラウド側で生じる可能性が高いことが示唆される。

3.3 非軸対称ディフューザの設計指針

遠心圧縮機ではインペラの失速とディフューザの失速のいずれもがサージの引き金となり得るが、通常、高圧力比条件ではインペラ失速の方がサージの原因となりやすい。高圧力比条件ではインペラ流れは非軸対称性に敏感になり (9) ~ (11), (15), 一部の翼間流路がほかの翼間流路よりも



第 10 図 サージ点付近における HPR 条件および LPR 条件でのマッハ数分布
 Fig. 10 Mach number distribution at HPR and LPR near-surge conditions

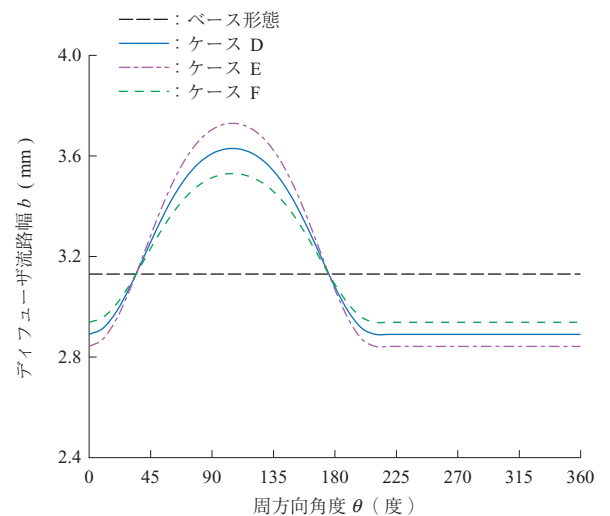
悪条件にさらされて、そこでの失速がサージの引き金になると予想される。インペラの非軸対称的作動はインペラ下流圧力の非軸対称性に起因しているため、もし何らかの手段によってこの圧力分布を抑制することができれば、インペラの失速を遅らせることができるかもしれない。

低圧力比条件においては、これとは逆にディフューザ失速がサージの引き金になることが多い。これは後述の実験結果からも確認できる。ベーンレスディフューザでの失速は壁付近の流れの逆流が原因と考えられる。ベーンレスディフューザの流れ場がスクロールの影響で非軸対称になると、円周上で最も流れ状態が悪い場所で最初に逆流が発生すると考えられる。もし何らかの手段によってこの非軸対称性を抑制することができれば、ディフューザの失速を遅らせることができるかもしれない。

したがって、ディフューザを非軸対称形状にすることによって、スクロール起因の非軸対称性を極力抑制することで、圧縮機の安定性を改善することが非軸対称ディフューザの設計目的である。ベース形態では周方向位置 105° において圧力が最低となっている。この周方向位置においてディフューザの流路幅を拡大させれば、流れの減速によってディフューザの周方向静圧分布はより一様になり、インペラやディフューザの内部流れはより軸対称に近づくであろう。したがって静圧が低く（高く）なる周方向位置でディフューザの流路高さを広く（狭く）することが非軸対称ディフューザの基本設計指針となる。

3.4 非軸対称ディフューザの設計

上記の非軸対称ディフューザの設計指針に基づいて、三つの異なる流路幅分布を有する非軸対称ディフューザを設計した。第 11 図にディフューザ流路幅分布を示す。いずれのケースにおいても、ディフューザ入口 ($1.126r_2$) からディフューザ出口 ($1.61r_2$) にわたって径方向にディフューザ流路幅は一定であり、ベース形態のディフューザで圧力が最低となった 105° 位置において流路幅が最大となるような周方向分布をもっている。流路幅の周方向平均値はどれもベース形態と同じである。流路幅分布の変更はシュラウド壁の変更のみで行い、ハブ壁はベース形状のまま

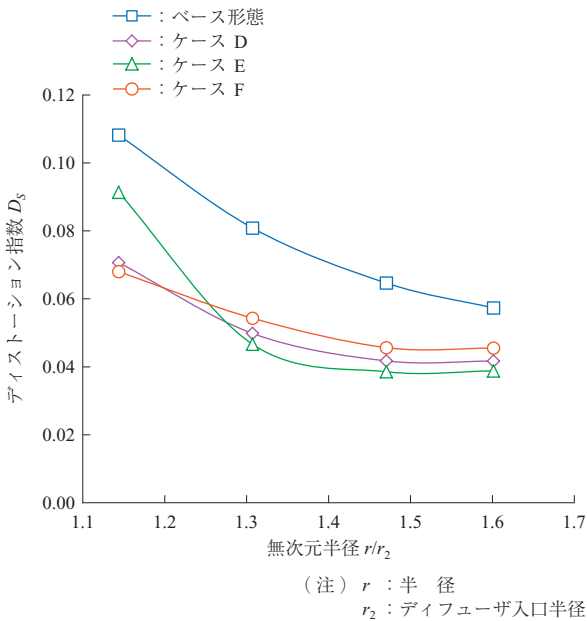


第 11 図 ディフューザ流路幅分布
 Fig. 11 Passage width distribution of diffusers

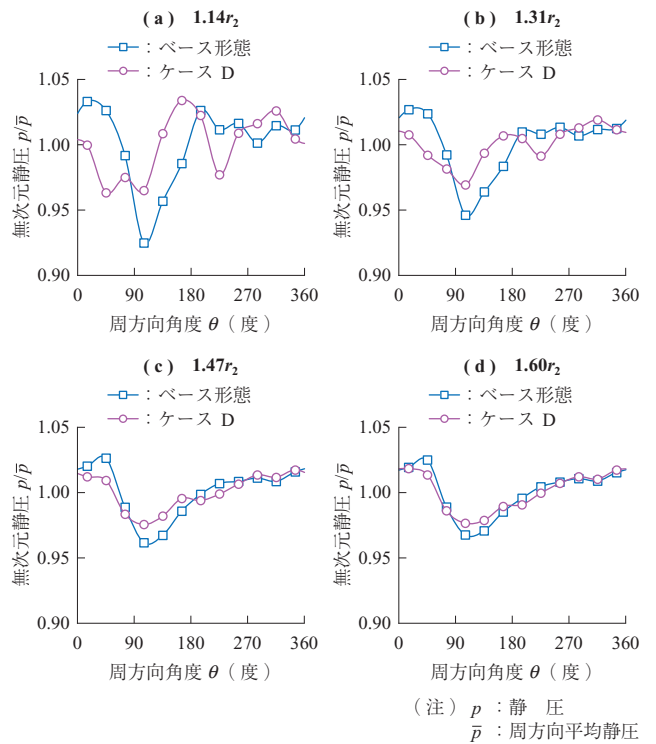
まとしてゐる。また、インペラ出口とディフューザ入口の間のピンチ形状（縮流部）を成すシュラウド壁は、軸対称形状から非軸対称形状に滑らかにつなげている。インペラ部分のシュラウド壁はベース形態と同じである。

第 12 図にサージ点付近における HPR 条件でのディフューザ内のディストーション指数を示す。CFD 解析で得られた 3 ケースの HPR 条件での圧力ひずみをベース形態とともに示す。ベース形態と比較して 3 ケースのいずれの場合でも圧力ひずみは大幅に抑制されている。形状の非軸対称性が最も大きいケース E では、外周側では最も非軸対称性が抑制されているが、逆にディフューザ入口ではほかの 2 形態よりも非軸対称性は強い。形状の非軸対称性が最も弱いケース F は、ケース E とは逆の傾向を示している。この外周側と内周側の相反関係は第 10 図に示したようにインペラ出口で流れが超音速になっていることと関係していると考えられる。一般に超音速流では流路が拡大すると増速および降圧し、亜音速流ではその逆となる。上述の非軸対称ディフューザの設計指針はディフューザの大部分を占める亜音速流域に対してのみ有効である。

したがって、ディフューザ入口側で超音速流となることも加味して形状最適化を図る必要がある。第 12 図によればケース D が最も良好な圧力場を形成し得ると考えられる。第 13 図にサージ点付近における HPR 条件でのディフューザ内の周方向静圧分布を示し、ベース形態とケース D の周方向静圧分布の比較を示す。ケース D では内径側

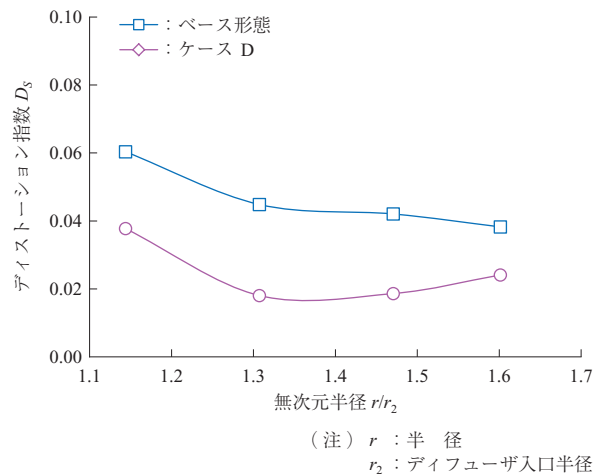


第 12 図 サージ点付近における HPR 条件でのディフューザ内のディストーション指数
Fig. 12 Distortion index in diffuser at HPR near-surge conditions

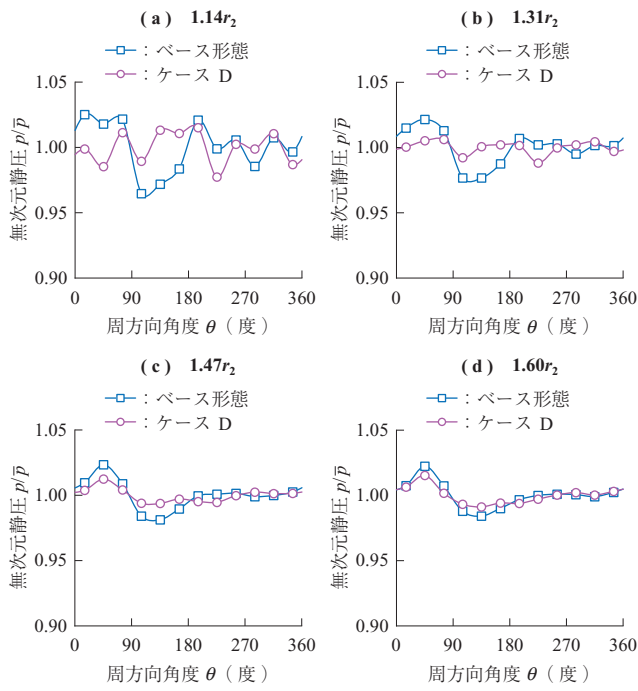


第 13 図 サージ点付近における HPR 条件でのディフューザ内の周方向静圧分布
Fig. 13 Circumferential pressure distribution in diffuser at HPR near-surge conditions

(第 13 図 - (a) および - (b)) でかなり圧力ひずみがキャンセルされていることが分かる。第 14 図はベース形態とケース D の LPR 条件での圧力ひずみを示す。また第 15 図はベース形態とケース D の LPR 条件での周方向静圧分布の比較を示す。これらの図から、LPR 条件においても非軸対称ディフューザによってより一様な静圧分布が形成されていることが分かる。



第 14 図 サージ点付近における LPR 条件でのディフューザ内のディストーション指数
Fig. 14 Distortion index in diffuser at LPR near-surge conditions



第 15 図 サージ点付近における LPR 条件でのディフューザ内の周方向静圧分布
 Fig. 15 Circumferential pressure distribution in diffuser at LPR near-surge conditions

(注) p : 静圧
 \bar{p} : 周方向平均静圧

4. 実験結果

4.1 実験装置

非軸対称ディフューザの効果を確認するために、それを組み込んだ供試遠心圧縮機の全体性能計測を実施した。実験には過給機試験装置を使用した。圧縮機は同軸上にあるタービンによって駆動される。回転数はタービン上流側のバルブによってタービン流量を調整することにより調整する。また、圧縮機流量は圧縮機下流側のバルブによって調整され、調整精度は後に示す無次元流量の単位で 0.007 程度である。

計測項目は圧縮機入口・出口における、①全圧・静圧・全温 ②質量流量 ③回転数 ④大気圧 ⑤大気温度、である。温度は熱電対によって計測され、誤差は $\pm 1.75^\circ\text{C}$ 以下である。圧力はダイヤフラム式圧力計によって計測され、誤差は $\pm 1.25 \text{ kPa}$ 以下である。質量流量は渦流量計で計測され、相対誤差は $\pm 0.5\%$ 以下である。回転数は電磁トランスデューサで計測され、相対誤差は $\pm 0.25\%$ 以下である。次式で定義される SFR (Stable Flow Range) に対する相対誤差は設計回転数で $\pm 0.8\%$ である。

$$SFR = \left(\frac{\dot{m}_{\text{choke}} - \dot{m}_{\text{surge}}}{\dot{m}_{\text{choke}}} \right)_{N=\text{const.}} \times 100\% \quad \dots\dots (21)$$

\dot{m}_{choke} : チョーク流量

\dot{m}_{surge} : サージ流量

N : 回転数

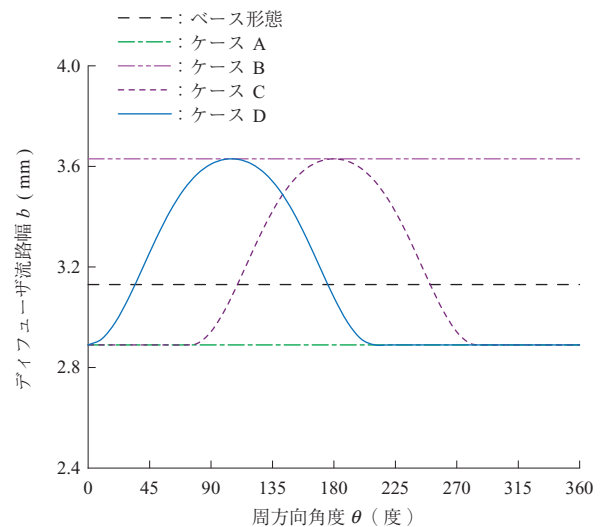
サージ点の判定は音の変化を聞き分けることによって行う。サージング発生時には明確な低周波の周期音が聞こえる。以下ではサージングが発生しないぎりぎりの計測点をサージ点と呼ぶ。サージ点を含む全体性能計測の再現性は同じベース形態の供試体を用いて同じ計測を 2 回繰り返すことによって確認されている⁽¹⁶⁾。なお、以降の図で示す質量流量は全て同じ基準値を用いて無次元化されている。

第 16 図にディフューザ流路幅分布を示す。試験では図に示す五つの流路幅分布をもつディフューザについて実施した。いずれの形態でも同じインペラと同じスクロールが用いられている。ベース形態、ケース A、ケース B は軸対称ディフューザ、ケース C、ケース D は非軸対称ディフューザである。ケース C の流路幅の最大値は 180° にあり、前述の非軸対称ディフューザの設計指針に合致していない。これは設計指針に沿うケース D とそうでないケース C を比較することで設計指針の妥当性を確認することを企図しているためである。

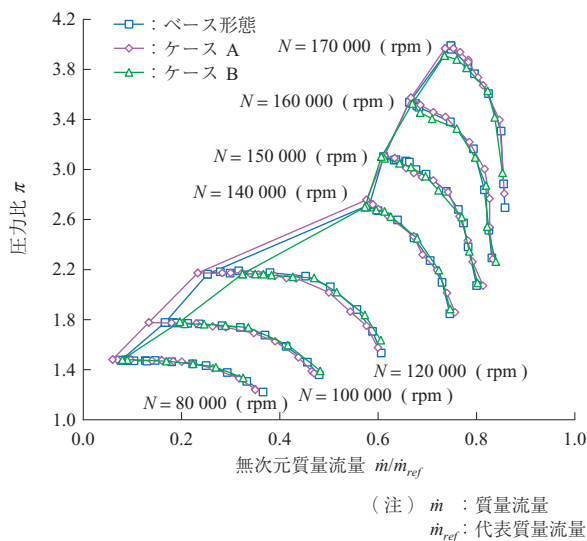
4.2 試験結果の比較

(1) ベース形態、ケース A、ケース B の比較

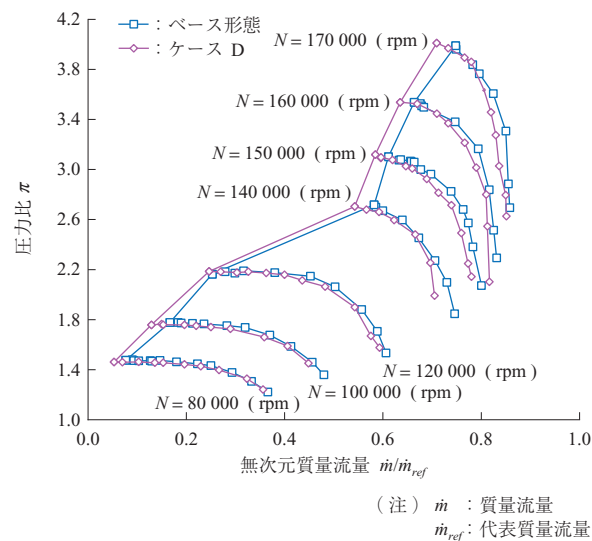
まずに三つの軸対称ディフューザ(ベース形態、ケース A、ケース B)についての全体性能を第 17 図に示す。計測は 7 種類の回転数に対して実施した。140 000 rpm 以上では三つのディフューザではほぼ同じサージ点流量となっているが、それ以下の回転数



第 16 図 ディフューザ流路幅分布
 Fig. 16 Passage width distribution of diffusers



第 17 図 全体性能 (ベース形態, ケース A, ケース B)
Fig. 17 Overall performance of base, case A and case B



第 18 図 全体性能 (ベース形態, ケース D)
Fig. 18 Overall performance of base and case D

では流路幅が最小のケース A が最も低いサージ流量, 流路幅が最大のケース B が最も高いサージ流量となっている。この三つのケースではディフューザの流路幅しか変更していないので, これらの低圧力比条件ではサージのトリガーはディフューザの失速であると推測できる。一方, これだけの大幅な流路幅の変更 (ベース形態に対して +16%と -8%) にもかかわらず, 高圧力比条件ではサージ流量にもチョーク流量にも全く変化が見られない。したがって, 高圧力比条件ではインペラがサージおよびチョークを決めていると考えることができる。

上述の 3 ケースの比較結果, ベーンレスディフューザの安定化には流路幅を狭くすることが有効であることが分かる。しかし, 狭い流路幅がいつもより良い選択という訳ではない。流路幅が狭いと壁面摩擦の影響が増加し, 圧縮機の効率低下につながるからである。実際, 流路幅が小さいケース A はほかの 2 ケースよりも低圧力比側では効率は低い結果となっている⁽¹⁶⁾。

(2) ベース形態とケース D の比較

第 18 図に全体性能 (ベース形態, ケース D) の比較を示す。ケース D では高圧力比条件, 低圧力比条件ともにサージ流量が減少しており, 上述の非軸対称ディフューザの設計指針が妥当であることが示されている。設計回転数 (170 000 rpm) ではベース形態に対して SFR は 28%増加している。また, 流路幅について見ればケース D はケース A とケース B の

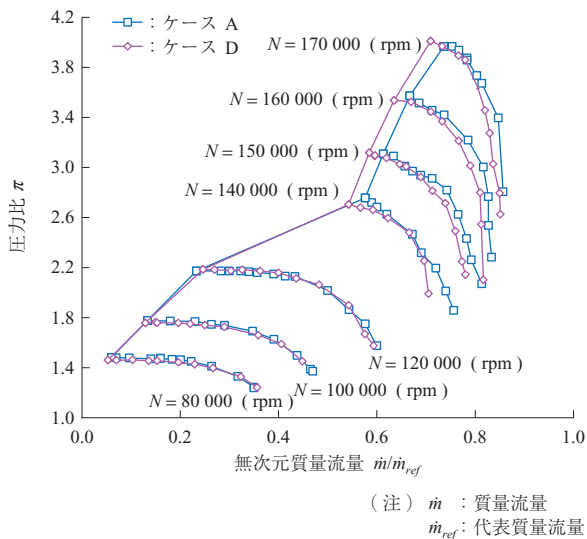
間にあるが, ケース A, ケース B いずれも高圧力比条件ではサージ流量に全く変化が見られなかったことを考えると, 流路幅の周方向分布が圧縮機の安定作動範囲にとっていかに重要であるかが理解できる。

供試遠心圧縮機では高速側のチョークはインペラで発生しており, ベーンレスディフューザのスロートではチョークしていない。このような状況では, 通常, ディフューザ形状はチョーク流量にほとんど影響を与えない。実際, 三つの軸対称ディフューザの場合には第 17 図に示すようにチョーク流量に変化はない。しかし, 第 18 図に示すように, ケース D のチョーク流量はベース形態よりも小さく, 非軸対称ディフューザはディフューザでチョークしてなくても圧縮機のチョーク流量に影響を与え得ることが分かる。このことは, 非軸対称ディフューザがインペラスロートの有効断面積に影響を与え, その結果チョーク流量が変化し得ることを示唆しているように思える。

設計回転数の効率については, ケース D は大流量側で圧力比が低下しているため, この領域で効率もベースより低くなる。しかし実運用で用いられる無次元流量で約 0.8 の領域およびそれ以下の流量域では効率変化はないため, このケースでは非軸対称化に伴う実用上のデメリットはない⁽¹⁶⁾。

(3) ケース A とケース D の比較

第 19 図に全体性能 (ケース A, ケース D) の比較を示す。ケース A は流路幅が最小の軸対称ディ

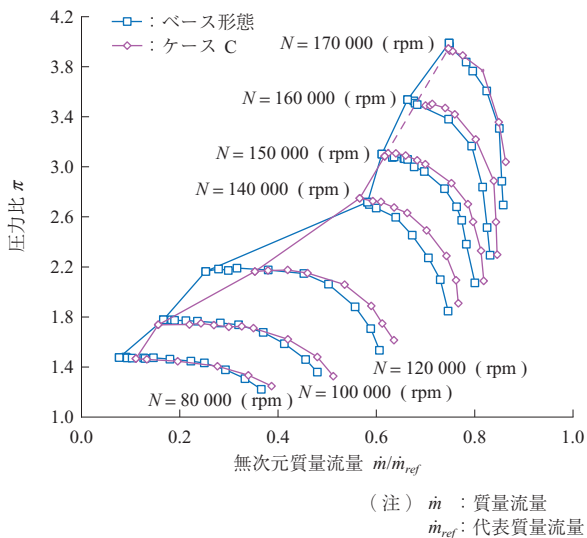


第 19 図 全体性能 (ケース A, ケース D)
Fig. 19 Overall performance of case A and case D

フェューザである。この二つのケースで、低回転側のサージ線はほぼ一致している。これらのケースでは角度 $210 \sim 360^\circ$ で流路幅が同じであり、この角度範囲 (のどこかで) で流路を狭めることでディフェューザでの逆流が抑制され、失速を遅らせることが可能と考えられる。

(4) ベース形態とケース C の比較

第 20 図に全体性能 (ベース形態, ケース C) の比較を示す。ケース C の 160 000 rpm ではサージ点確認が十分明確に行えなかったため、この部分のサージラインは推定ラインを破線で示す。ケース C では高圧力比条件、低圧力比条件ともにサージ流量



第 20 図 全体性能 (ベース形態, ケース C)
Fig. 20 Overall performance of base and case C

は増加している。ケース C は提案された非軸対称ディフェューザの設計指針に沿うものではなく、それゆえ非軸対称設計の安定化効果が適切には得られていないと考えられる。ケース C とケース D の違いは最大流路幅の周方向位置の違いだけであり、ケース D のディフェューザを 75° 回転するだけでケース C のディフェューザが得られる。

したがって、仮にスクロールの形状的非軸対称性が圧縮機性能に何らインパクトも与えていないとしたら、両者の性能は全く同じになっていたはずである。よって、この 2 ケースでの SFR の違いはスクロールの形状的非軸対称性が圧縮機の安定性に大きく影響することを如実に示している。さらに、ケース C は軸対称のケース A と同じ最小流路幅を有するが、低圧力比側では大幅にサージ流量が増加している。これはケース D がケース A と同じサージ流量であったことと好対照をなしている。非軸対称ディフェューザの設計において流路幅分布の周方向位相が非常に重要なファクタとなることがよく分かる (不適切な位相で流路を広げるとサージ流量が増加してしまう)。

また、第 20 図からケース C のチョーク流量はベース形態よりも大きいことが分かり、非軸対称ディフェューザによりチョーク流量増加が可能なことが示唆されている。しかし、非軸対称ディフェューザによる圧縮機のチョーク流量増減のメカニズムは現時点では十分には理解されておらず、さらなる研究が必要である。

5. 結 言

本研究では遠心圧縮機の安定作動域拡大を図るため、非軸対称流路幅分布を有するペーンレスディフェューザが考案された。その結果、以下の結論と知見が導き出された。

- (1) 軸対称ディフェューザ内部では流れ場は非軸対称であり、高圧条件・低圧条件ともに静圧の周方向分布はスクロール舌部の下流側で最小値となる。この圧力ひずみはディフェューザの上流側に向かうほど強くなる傾向がある。また、圧力ひずみは低圧力比条件よりも高圧力比条件でより強くなる。
- (2) 非軸対称ディフェューザの設計意図はディフェューザ内部での流れの非軸対称性を緩和することであり、静圧が低く (高く) なる周方向位相において流路幅

を広く（狭く）することが基本的な設計指針となる。この考え方は亜音速流において有効であり、インペラ出口流れが超音速となる場合には、超音速域と亜音速域でトレードオフが必要となる。

(3) 提案された設計指針に基づいて設計された非軸対称ディフューザを供試遠心圧縮機に組み込んで性能計測を実施した。実験の結果、低圧力比条件から高圧力比条件にわたって、非軸対称ディフューザは圧縮機の安定性改善に寄与することが分かった。特に設計回転数においては、ベース形態に対して28%の安定作動域拡大が得られた。

参考文献

- (1) T. Elholm, E. Ayder and R. A. Van den Braembussche : Experimental Study of the Swirling Flow in the Volute of a Centrifugal Pump *Journal of Turbomachinery* Vol. 114 Issue 2 (1992. 4) pp. 366 - 372
- (2) E. Ayder, R. A. Van den Braembussche and J. J. Brasz : Experimental and Theoretical Analysis of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute *Journal of Turbomachinery* Vol. 115 Issue 3 (1993. 7) pp. 582 - 589
- (3) K. Hillewaert and R. A. Van den Braembussche : Numerical simulation of Impeller-Volute Interaction in Centrifugal Compressors *Journal of Turbomachinery* Vol. 121 Issue 3 (1999. 7) pp. 603 - 608
- (4) A. Reunanen, H. Pitkänen, T. Siikonen, H. Heiska, J. Larjola, H. Esa and P. Sallinen : Computational and Experimental Comparison of Different Volute Geometries in a Radial Compressor *ASME Proceedings Turbomachinery* Paper No. 2000-GT-469 (2000. 5) pp. V001T03A040
- (5) J. M. Sorokes, C. J. Borer and J. M. Koch : Investigation of the Circumferential Static Pressure Non-Uniformity Caused by a Centrifugal Compressor Discharge Volute *ASME Paper No. 98-GT-326* (1998. 6) pp. V001T01A088
- (6) A. Fatsis, S. Pierret and R. A. Van den Braembussche : Three-Dimensional Unsteady Flow and Forces in Centrifugal Impellers With Circumferential Distortion of the Outlet Static Pressure *Journal of Turbomachinery* Vol. 119 Issue 1 (1997. 1) pp. 94 - 102
- (7) F. H. Gu and A. Engeda : A Numerical Investigation on the Volute/Impeller Steady-State Interaction Due to Circumferential Distortion *ASME Proceedings Turbomachinery* Paper No. 2001-GT-0328 (2001. 6) pp. V001T03A030
- (8) F. H. Gu, A. Engeda, M. Cave and J. L. D. Liberti : A Numerical Investigation on the Volute/Diffuser Interaction Due to the Axial Distortion at the Impeller Exit *Journal of Fluids Engineering* Vol. 123 Issue 3 (2001. 4) pp. 475 - 483
- (9) M. Yang, X. Zheng, Y. Zhang, T. Bamba, H. Tamaki, J. Huenteler, and Z. Li : Stability Improvement of High-Pressure-Ratio Turbocharger Centrifugal Compressor by Asymmetric Flow Control - Part I: Non-Axisymmetric Flow in Centrifugal Compressor *ASME Proceedings Turbomachinery* Paper No. GT2010-22581 (2010. 6) pp. 1 891 - 1 902
- (10) X. Q. Zheng, J. Huenteler, M. Y. Yang, Y. J. Zhang and T. Bamba : Influence of the Volute on the Flow in a Centrifugal Compressor of a High-Pressure Ratio Turbocharger *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A* *Journal of Power and Energy* Vol. 224 (2010) pp. 1 157 - 1 169
- (11) Y. Lin, X. Zheng, L. Jin, H. Tamaki and T. Kawakubo : A Novel Experimental Method to Evaluate the Impact of the Volute's Asymmetry on the Performance of a High Pressure Ratio Turbocharger Compressor *Science China - Series E Technological Sciences* Vol. 55 (2012) pp. 1 695 - 1 700
- (12) J. M. Sorokes and J. M. Koch : The Influence of Low Solidity Vaned Diffusers on the Static Pressure Non-Uniformity Caused by a Centrifugal Compressor Discharge Volute *ASME Proceedings Turbomachinery* Paper No. 2000-GT-0454 (2000. 5) pp. V001T03A028
- (13) C. Xu and R. Amano : Eliminating Static Pressure Distortion by a Large Cut Back Tongue Volute *ASME Proceedings Microturbines and Small Turbomachinery* Paper No. GT2006-90001 (2006. 5) pp. 155 - 164

- (14) C. Xu and M. Müller : Development and Design of a Centrifugal Compressor Volute International Journal of Rotating Machinery Vol. 3 Issue 3 (2005. 4) pp. 190 – 196
- (15) X. Zheng, Y. Zhang, M. Yang, T. Bamba and H. Tamaki : Stability Improvement of High-Pressure-Ratio Turbocharger Centrifugal Compressor by Asymmetric Flow Control - Part II : Non-Axisymmetric Self Recirculation Casing Treatment ASME Proceedings Turbomachinery Paper No. GT2010-22582 (2010. 6) pp. 1 903 – 1 912
- (16) X. Zheng, Y. Lin, W. Zhuge, Y. Zhang, H. Tamaki and T. Kawakubo : Stability Improvement of Turbocharger Centrifugal Compressor by Asymmetric Vaneless Diffuser Treatment ASME Proceedings Radial Turbomachinery Aerodynamics Paper No. GT2013-94705 (2013. 6) pp. V06CT40A006
- (17) D. Japikse : Advanced Diffusion Levels in Turbocharger Compressors and Component Matching Proc. First International Conference on Turbocharging and Turbochargers IMechE (1982) pp. 143 – 156
- (18) H. W. Iversen, R. E. Rolling and J. J. Carlson : Volute Pressure Distribution, Radial Force on the Impeller, and Volute Mixing Losses of a Radial Flow Centrifugal Pump ASME Journal of Engineering for Power Vol. 82 Issue 2 (1960. 4) pp. 136 – 143
- (19) G. Chochua, J. M. Koch and J. M. Sorokes : Analytical and Computational Study of Radial Loads in Volutes and Collectors ASME Proceedings Turbomachinery Paper No. GT2005-68822 (2005. 6) pp. 871 – 879
- (20) E. M. Greitzer, C. S. Tan and M. B. Graf : Internal Flow : Concepts and Applications Cambridge University Press (2007. 5) pp. 51 – 54
- (21) W. Jansen : Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser Journal of Basic Engineering Vol. 86 Issue 4 (1965. 12) pp. 750 – 758