



ISSN 1349-1121
JAXA-RM-08-003

宇宙航空研究開発機構研究開発資料

JAXA Research and Development Memorandum

逆解法設計によるターボポンプの
動静翼干渉低減に関する検討

吉田 義樹, 渡辺 啓悦

2008年8月

宇宙航空研究開発機構

Japan Aerospace Exploration Agency

逆解法設計によるターボポンプの動静翼干渉低減に関する検討*

吉田 義樹^{*1}, 渡辺 啓悦^{*2}

On the Reduction of Rotor-Stator Interaction by Using Inverse Design in Turbopump*

Yoshiki YOSHIDA^{*1} and Hiroyoshi WATANABE^{*2}

Abstract

Investigation on the reduction of rotor-stator interaction in turbopump impeller/diffuser by using inverse design was presented. To reduce the rotor-stator interaction, modified impeller and diffuser were designed by 3D inverse design method. The unsteady pressure fluctuations in the impeller and diffuser were evaluated by unsteady CFD technique. The results of CFD show the rotating pressure pattern, and also the mechanism of the interaction between the impeller outlet and the diffuser inlet. The modified stage consisted of the impeller with staking and the diffuser with inlet sweep have the effect to reduce the rotor-stator interaction caused by lengthening the blade passing time. The pressure fluctuations of modified impeller/diffuser system decreases 20-30% less than those of original impeller/diffuser system without the staking and the inlet sweep.

Key words; Centrifugal Pump, Impeller, Diffuser, Rotor-stator Interaction, Inverse Design

1. 緒言

遠心羽根車下流の圧力回復を図るためにラジアル型ベーンディフューザを有するターボポンプでは、羽根車（動翼）後縁がディフューザ（静翼）前縁を横切る際の動静翼干渉によって周期的な非定常圧力変動が発生する。また、この動静翼干渉により羽根車まわりには回転圧力場が発生し、この周波数とモードが羽根車のディスク振動固有モードと一致した場合には羽根車が疲労破壊する場合もある⁽¹⁾⁽²⁾。このため、遠心羽根車/ディフューザの動静翼干渉問題に関して、実験的、解析的に多くの研究がなされている⁽³⁾⁻⁽⁶⁾。しかし、羽根車やディフ

ューザの翼負荷分布設計が動静翼干渉に与える影響を調べた報告はない。

本報告では、前報⁽⁷⁾で3次元逆解法設計した羽根車（Imp.100D）とディフューザ（Diff.100D）の動静翼干渉を非定常流れ解析によって調査した上で、動静翼干渉の低減を目的として羽根車/ディフューザの翼負荷分布をコントロールする3次元逆解法設計の適用性を検討した。なお、本報告での設計検討範囲は主羽根車入口からディフューザ出口までとし、インデュースャやポリュートケーシングは、主として計算機能力と計算時間の制限からその解析範囲に含めない。

* 平成 20 年 4 月 23 日受付 (received 23 April, 2008)

*1 宇宙輸送ミッション本部 宇宙輸送系推進技術研究開発センター

(Space Transportation Propulsion Research and Development Center, Space Transportation Mission Directorate)

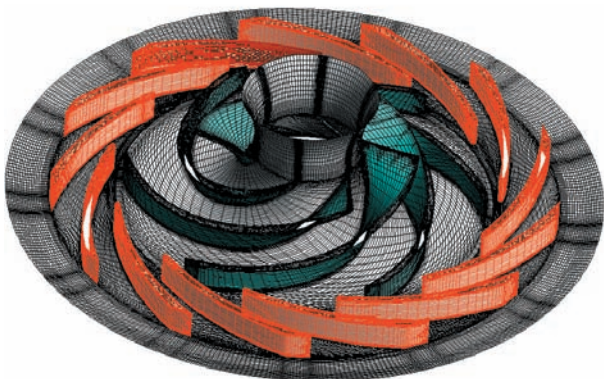
*2 (株) 荏原総合研究所 (Eabara Research Co., Ltd.)

2. 流れ解析手法と逆解法設計手法

2.1 流れ解析手法

ポンプの設計仕様は、前報⁽⁷⁾と同じく回転数 $n=20,000$ rpm、質量流量 $Q=229.1$ kg/s(LOX)、ポンプ比速度 $Ns=244$ rpm \cdot m³/min \cdot m⁽⁸⁾である。流れ解析コードには ANSYS 社の CFX-10.0 を使用し、乱流モデルには標準 $k-\epsilon$ モデルを用いた。Fig. 1 に本流れ解析にて使用した計算要素を示す。ターボ機械の解析では計算時間の短縮を目的として形状の対称性と流れの周期性を仮定して流路 1 ピッチだけをモデル化して解析ことが多いが動静翼干渉は非定常問題であり、これを適切に解くためには羽根車/ディフューザともすべての翼を考慮した解析モデルが必要である。今回解析したポンプでは、羽根車翼枚数を $Z_i=6$ 、ディフューザ翼枚数を $Z_d=13$ ⁽⁸⁾とした。計算格子は、非構造格子であり、翼面および壁面は境界層を考慮してプリズムセルを密に配置し、空間領域はテトラセルを用いて構築した。解析で用いた格子点数は羽根車で約 290,000、ディフューザ部で約 850,000 であり、ディフューザ下流部出口条件には質量流量規定の境界条件を用いた。また本報告での計算流量はすべて設計質量流量である 229.1 kg/s(LOX) であり、設計流量比で 100% である。

非定常解析には羽根車とディフューザ間にスライディングインターフェースを用い、ディフューザに対して時々刻々羽根車を回転させることで羽根車とディフューザ間の相対位置変化による流れの変化を解析した。本解析では羽根車一回転を 180 タイムステップとしたが、これは 18ω (ω は羽根車回転角速度 [rad/s]) の周波数の圧力変動に対して一周期 10 点の分解能となる。高周波数成分の解析精度を上げるためには更にタイムステップ



Number of impeller blades 6
Number of diffuser blades 13

Fig.1 Computational grid
(Inverse designed Imp.100D/Diff.100D)

を細かくした解析が必要となるが、本報告では計算時間の制約から 180 タイムステップとした。また、非定常解析の初期条件には羽根車とディフューザの相対位置を固定した定常計算の結果を用いた。

2.2 逆解法設計手法

羽根車ならびにディフューザの設計には、前報⁽⁷⁾と同じく Advanced Design Technology 社の TURBOdesign¹ を用い、羽根の負荷分布を設計因子とする 3 次元逆解法設計手法⁽⁹⁾を適用した。

TURBOdesign¹ では翼が作り出す流れ場を、羽根車部における周方向平均した旋回速度 $\overline{V_\theta}$ に半径 r をかけて子午面方向距離 m に関して微分した $\frac{\partial r \overline{V_\theta}}{\partial m}$ の分布を与えて設計する。非圧縮性流れの場合、翼圧力面と負圧面の圧力差 ($= P^+ - P^-$ (翼負荷)) と $\frac{\partial r \overline{V_\theta}}{\partial m}$ は式 (1) によって関係づけられる。

本報告ではこの $\frac{\partial r \overline{V_\theta}}{\partial m}$ を翼負荷パラメータと呼び“設計因子”とする。

$$P^+ - P^- = \frac{2\pi}{B} \rho W_{mbi} \frac{\partial r \overline{V_\theta}}{\partial m} \quad (1)$$

ここで、 P^+ : 圧力面上の静圧、 P^- : 負圧面上の静圧、 B : 羽根枚数、 W_{mbi} : 羽根面上における相対子午面速度、 ρ : 密度である。

一方、3次元翼設計ではスタッキング (翼の傾斜)、スウィープ (翼の後退) によって、流体に作用する翼力のスパン方向成分を変えることができ、スパン方向の圧力分布をコントロールする事ができる⁽¹⁰⁾。第4章で述べるように、本検討ではこうした翼の傾斜や後退により翼の3次元効果を積極的に利用することにより動静翼干渉の低減を試みた。

3. Imp.100D / Diff.100D 段の動静翼干渉の検討

3.1 非定常流れ解析の収束履歴

Fig. 2 には前報⁽⁷⁾で設計した羽根車 (Imp.100D と呼称する、この羽根車はスタッキングはなく翼後縁はディスクに直立している) とディフューザ (Diff.100D と呼称する、このディフューザは前半負荷型設計である) の 100% 流量における非定常流れ解析の収束履歴を示す。図はディフューザ翼高さ中央におけるディフューザ出口 P1 (圧力面側)、およびディフューザ入口圧力 P2 (圧力面側)、P3 (流路中央) の非定常解析過程における履

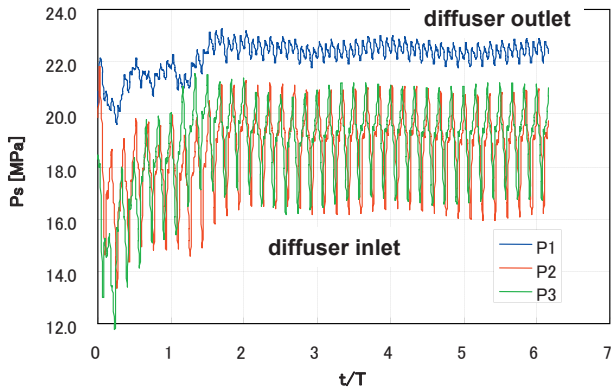


Fig.2 Convergence history during six rotations (Imp.100D/Diff.100D)

歴を示している。Fig. 2 の横軸は羽根車回転周期 T で無次元化した時間 (t/T) である。定常解析結果を初期条件として非定常解析を開始してから羽根車が約 3 回転 ($t/T=3$) すると、それ以後の圧力変動は周期的な変動波形を示している。この非定常解析の収束程度から、次章以降で述べる非定常圧力変動の評価は羽根車 6 回転程

度まで進めた後の羽根 1 ピッチ分の回転時間に相当する 30 タイムステップ分のデータを解析処理することにした。

Fig. 3 に Fig. 2 の圧力変動波形を周波数分析した結果を示す。ディフューザ入口圧力面側 (P2) では羽根車の翼通過 BPF (blade passing frequency) にともなう NZi 周波数成分 (6ω) が卓越している。これに対して、ディフューザ出口 (P1) では NZi (6ω) とともに $2NZi$ (12ω) の変動が大きく発生しており、 $2NZi$ の振幅がもっとも大きい。また、ディフューザ入口側 (P2)、ディフューザ出口 (P1) ともに NZi の高調波成分である $3NZi$ (18ω)、 $4NZi$ (24ω) 周波数成分も確認できる。

3.2 圧力変動パターンおよび回転圧力場

Fig. 4 に羽根車ならびにディフューザの翼高さ中央における瞬時静圧分布 (Ψ_s , Fig. 4(a)) と静圧変動成分 ($\tilde{\Psi}_s$, Fig. 4(b)) の分布を示す。ここで、静圧と静圧変動は式 (3)、(4) で定義し羽根車出口周速度の動圧で無次元化した圧力係数で示している。

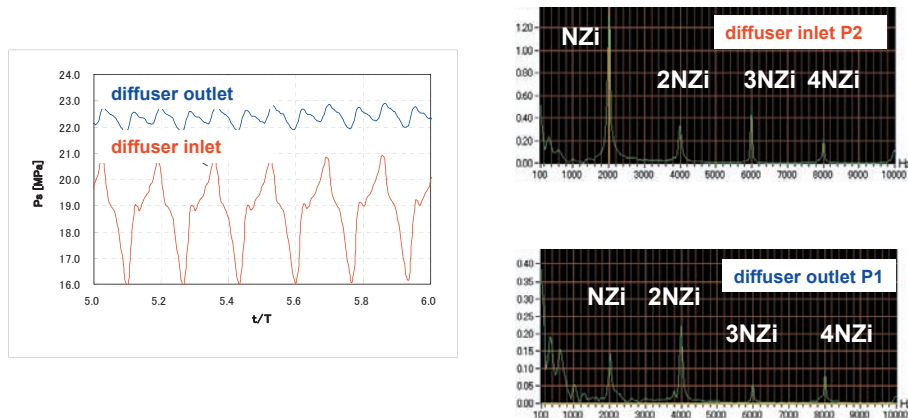
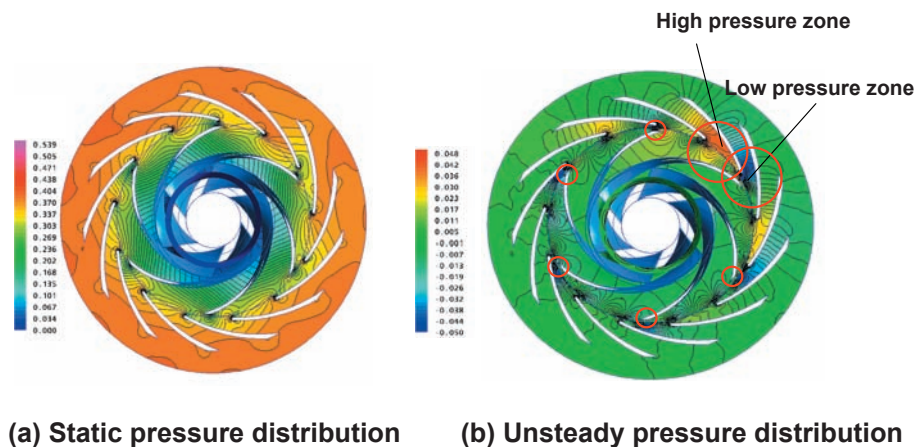


Fig.3 Pressure fluctuation and FFT analysis at diffuser inlet and outlet (Imp.100D/Diff.100D)



(a) Static pressure distribution (b) Unsteady pressure distribution

Fig.4 Static and unsteady pressure distributions (Imp.100D/Diff.100D)

$$\text{瞬時静圧} : P_s = \bar{P}_s + \tilde{P}_s$$

$$(\bar{P}_s : \text{時間平均圧力}, \tilde{P}_s : \text{圧力変動成分}) \quad (2)$$

$$\text{瞬時静圧係数} : \Psi_s = (P_s - P_{t1}) / \rho U_2^2$$

$$(P_{t1} : \text{羽根入口全圧}, \rho : \text{密度}, U_2 : \text{羽根車出口周速度}) \quad (3)$$

$$\text{静圧変動係数} : \tilde{\Psi}_s = \tilde{P}_s / \rho U_2^2 \quad (4)$$

Fig. 4 (b) の静圧変動係数の分布より、この瞬間には隣接するディフューザの2流路に高压領域と低压領域があることが明瞭にわかる。静圧変動はディフューザ前縁からスロート付近までのディフューザ入口半開放部で大きく、スロート下流のディフューザチャンネル部では比較的圧力変動は小さく、更にその下流のディフューザ出口半開放部では小さい。また、赤小丸で示した位置に羽根車の後縁端の角をまわる流れの影響による低压領域が認められる。

Fig. 5 に羽根車が羽根一ピッチ分回転する間の羽根車 / ディフューザ全周の圧力変動パターンを静圧変動係数 $\tilde{\Psi}_s$ で示した。Tp は羽根車が一ピッチの回転に要する時間である。2.1 で述べた通り本解析では羽根車一ピッチの回転 (Tp) を 30 タイムステップ (羽根枚数 Zi=6、180 ステップが羽根車1回転) で計算しており、図では5 タイムステップ (1/6 ピッチに相当) ごとの静圧変動係数分布を示している。圧力パターンの時間変化を調べると、Fig. 4 に見られた隣接する一対のディフューザ流路の高压領域と低压領域が、時間進行とともに羽根車回転方向とは逆方向に回転しながら伝播して、羽根車

が一ピッチ分回転する間にディフューザ部を周方向に2回転している。従って、Fig. 3 に示したディフューザ出口部で観測された $2NZi$ (12ω) の圧力変動はこの隣接するディフューザ流路に発生する1対の高压領域・低压領域が羽根車とは逆方向に回転する圧力パターンによって発生していることが分かる。

こういった回転圧力場の存在は、すでに動翼枚数 Zi と静翼枚数 Zd によって定式化⁽²⁾ されていて、実験においても確認されており⁽¹⁾⁽³⁾⁽⁵⁾⁽¹²⁾、

$$n \cdot Zd + k = m \cdot Zi \quad (5)$$

が成立するとき、そのモードと周波数が決まる。ここで、

k : 直径節の数 (整数)

k > 0 羽根車と同方向に回転 (進行波)

k < 0 羽根車と逆方向に回転 (後退波)

n : 回転系に対する次数 (整数)

m : 静止系に対する次数 (整数)

Zi : 動翼枚数

Zd : 静翼枚数

であり、

$fs = m \cdot N \cdot Zi$: 静止系に対する振動数 [Hz]

$fps = fs/k$: 静止系に対する圧力回転周波数 [Hz]

となる。

今回の $2ZiN$ (12ω) は $n=1, m=2, k=-1, Zd=13, Zi=6$ に相当していて、 $fs = m \cdot N \cdot Zi = 12\omega$ 、 $fps = 12\omega$ である。この他に、式 (5) の条件を満たす組み合わせは、 $Zd=13, Zi=6$ の場合、

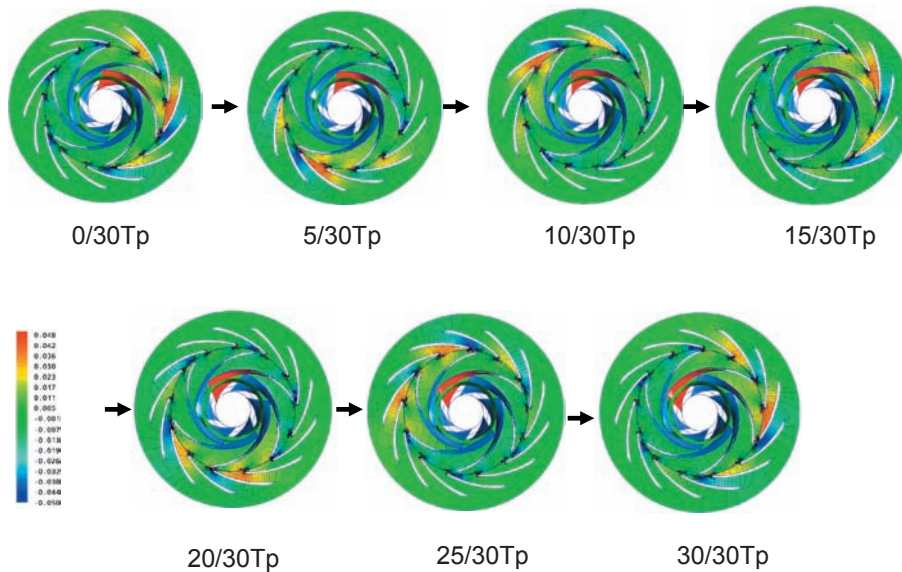


Fig.5 Propagation of pressure perturbation pattern
(Imp.100D/Diff.100D)

$$\begin{aligned}
 n=1, m=3, k=+5 &\Rightarrow fs=m \cdot N \cdot Zi=18 \omega, \text{ fps}=3.6 \omega \\
 n=2, m=4, k=-2 &\Rightarrow fs=m \cdot N \cdot Zi=24 \omega, \text{ fps}=-12 \omega \\
 n=2, m=5, k=+4 &\Rightarrow fs=m \cdot N \cdot Zi=30 \omega, \text{ fps}=7.5 \omega \\
 &\cdot \\
 &\cdot
 \end{aligned}$$

となるが、実際の機械においてどのモードが選択されてその成分の圧力振幅が大きくなるかについてはよく分かっていない。(これについては付録に後述する⁽¹⁵⁾)

3.3 ディフューザの圧力変動の大きさと場所

Fig. 6(a) に動静翼干渉が最も強い瞬間の Imp.100D / Diff.100D 段の翼高さ中央における静圧変動分布を示す。また、Fig. 6(b) はディフューザ翼面の静圧変動の最大値と最小値を翼入口から翼出口の無次元子午面距離に対して示したものである。Fig. 6(b) を見ると静圧変動の最大・最小値はともにディフューザ翼前縁付近の圧力面側で発生していることがわかる (A, A')。一方、負圧面では静圧変動の最大値は無次元子午面距離で約 0.3 の部分で発生している (B)。この位置はディフューザスロート部よりも少し上流の入口半開放部である。負圧面の静圧変動の最小値を示す位置はベーン前縁付近であるが、子午面距離で約 0.5 付近にも極小となる部分がある (C)。この部分はディフューザスロート部よりも下流側のディフューザチャンネルの入口部分に相当する。静圧変動の大きさは圧力面側ではスロート付近を最大値としてディフューザ出口に向かって小さくなっているが、負圧面ではベーン中央部から出口まで圧力面側よりも大きい静圧変動値を示している (B)。これは Fig. 6(a) の静圧変動コンターで見ると、静圧変動は青点線で示したディフュー

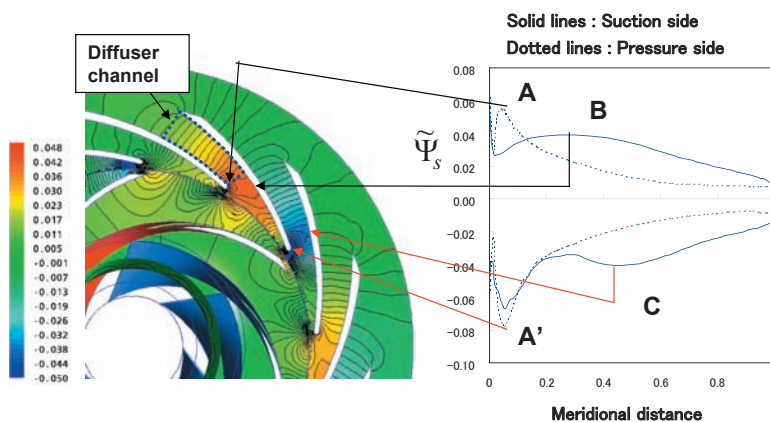
ザチャンネル部およびその上流側の入口半開放部で主に静圧変動が発生し、ディフューザチャンネル部の下流側の出口半開放部ではその静圧変動は小さい。

以上まとめると、羽根車とディフューザの干渉による高圧領域は羽根車翼後縁とディフューザ翼前縁が最接近している位置から羽根車回転方向側のディフューザ流路 (羽根車圧力面に面したディフューザ流路) で発生し、低圧領域は羽根車回転方向とは逆側のディフューザ流路で発生する。また、圧力変動は入口半開放部からスロートにかけて大きく、ディフューザチャンネルから下流の出口半開放部では小さくなる。

3.4 羽根車 / ディフューザ動静翼干渉の詳細な様相

Fig. 7 に 3 次元的に見た羽根車とディフューザの最大干渉時前後の圧力変動の変化を示す。図中のコンターは羽根車 / ディフューザの翼面およびディフューザハブ面の静圧変動係数の分布である。また、図には赤と青の静圧変動係数の 3 次元等値面を合わせて示しており、赤の等値面は $\tilde{\Psi}_s = 0.039$ で、青の等値面は $\tilde{\Psi}_s = -0.05$ である。

(1) 最大干渉時直前の Fig. 7(a) を見ると羽根車翼後縁部に相当する位置にハブからシュラウドまで“スパン方向に直線上の低圧領域”が存在する [A]。これは羽根後縁の圧力面に沿った流れが後縁端の角を曲がる際に流れが加速されることによる低圧部である⁽¹³⁾。また、羽根車翼後縁に相対するディフューザ翼前縁部にも低圧領域が発生している。羽根車回転方向の次隣のディフューザ翼前縁では高圧領域が成長し始めており、前縁部に $\tilde{\Psi}_s = 0.039$ の等値面が見られる [B] が、“シュラウド側の方がハブ側より静圧変動値が大きい”ことがわかる。



(a) Unsteady pressure distribution

(b) Amplitude of pressure fluctuation on the blade

Fig.6 Pressure fluctuations in the diffuser (Imp.100D/diff.100D)

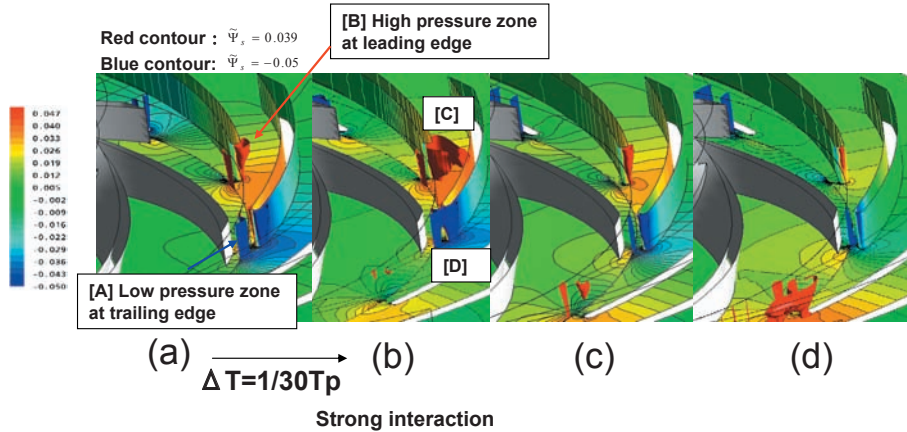


Fig.7 Pressure fluctuation due to the rotor-stator interaction
(Imp.100D/Diff.100D)

(2) Fig.7 (b) の最大干渉時には高圧領域 $\tilde{\Psi}_s = 0.039$ の等値面はシュラウド側では隣接するディフューザ翼の負圧面に達している [C]。また、羽根車翼後縁部の低圧領域はディフューザ翼前縁に達しており [D]、ディフューザ翼前縁付近で最小静圧を示す。

(3) Fig.7 (c), (d) では羽根車翼後縁の低圧領域はディフューザ翼前縁を通過して圧力面側に移動し、高圧部、低圧部は急激に減衰して行く。

4. 逆解法設計による動静翼干渉低減の検討

本章では、前章までに調べた動静翼干渉による圧力変動を低減するために羽根車/ディフューザ設計から検討した結果を示す。

(1) 羽根車については、翼後縁部を傾斜 (スタッキング) させる設計⁽⁷⁾ とすることにより、オリジナル設計で見られた羽根車出口流れの wake-jet (翼負圧面側の剥離が羽根車出口までに再付着せず流速の遅い領域 (wake) が羽根車出口に現れ、この wake により翼圧力面側の流速が早くなる (jet) の羽根車出口の速度不均一) の緩和、および翼後端スパン方向に直線状に存在する低圧領域 (翼出口端圧力面の角をまわる流れの増速効果による低圧) の緩和、およびハブ側とシュラウド側で羽根車翼後縁とディフューザ翼前縁の干渉の時間差を設けることにした。

(2) ディフューザについては、圧力変動が大きいディフューザ入口部の翼負荷 (減速率) を小さく設計することにし、中間負荷型のディフューザを 3 次元逆解法で設計した。また、オリジナル設計の動静翼干渉ではハブ側よりもシュラウド側で圧力変動が大きかったため、ディフューザ子午面シュラウド側でディフューザ翼前縁をカットバックし、羽根車とディフューザの間隔を大きくして、前縁がディフューザ翼コード方向に傾斜 (スウィープ)

する設計とした。このディフューザ翼前縁のスウィープと、前述の羽根車のスタッキングにより、羽根車翼後縁とディフューザ翼前縁がパッシングに要する時間をオリジナル設計 Imp.100D / Diff.100D に比べて増加させることができる⁽¹⁴⁾。

4.1 羽根車の後縁部傾斜 (スタッキング) の影響

Fig. 8 に羽根車後縁部を傾斜させることを条件として逆解法設計した羽根車 (以下 Imp.100D_s と呼称する)⁽⁷⁾ を示す。羽根の後縁を羽根車回転方向に対して逆方向に約 30° (lean angle) 傾けている。Fig. 9 上段には羽根車単独解析により求めた羽根車出口部の静圧コンターを示し、Fig. 9 下段には同じ羽根車出口部における羽根ピッチ方向の静圧分布をハブ側、ミッドスパンならびにシュラウド側について示す。縦軸の P_{s_ave} は断面の流量平均静圧 (流量重み付け平均静圧) である。スタッキングを付けた Imp.100D_s では、スタッキングなしの Imp.100D に比べて、狙い通り羽根後縁の影響による低圧領域 (矢印 [A]) が緩和されていることがわかる。また、2 次流れが抑制されて羽根負圧面側の高圧ピーク (矢印 [B]) も緩和されている。

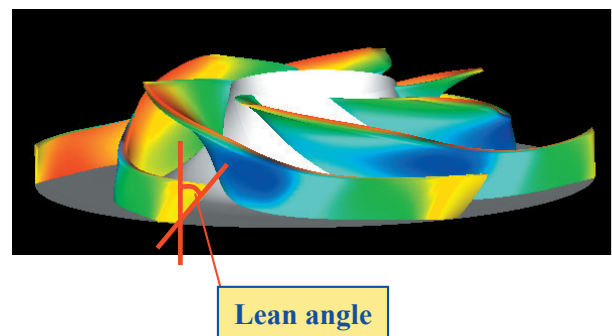


Fig.8 Inverse designed Impeller with staking
(Imp.100D_s)

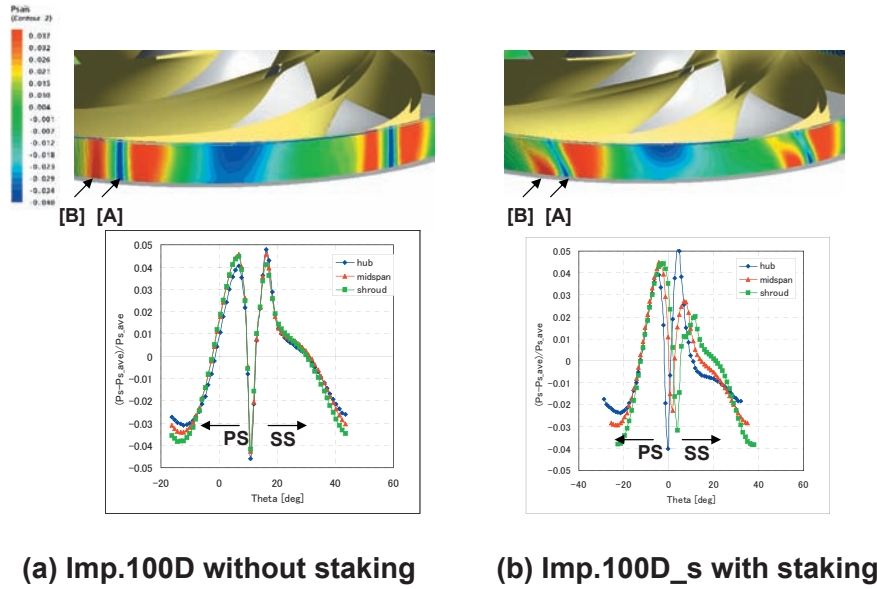


Fig.9 Static pressure distribution at the impeller outlet

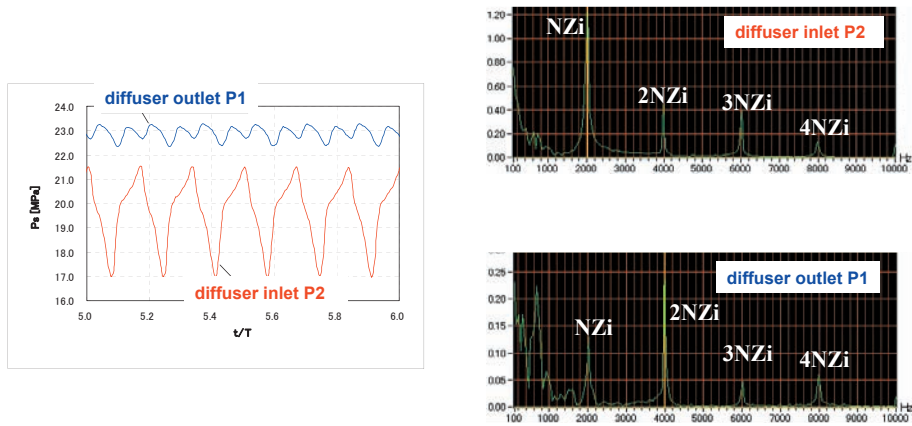


Fig. 10 Pressure fluctuation and FFT analysis at diffuser inlet and outlet (Imp.100D_s/Diff. 100D)

次に、このスタッキング付き羽根車 Imp.100D_s とディフューザ Diff.100D を組み合わせて非定常解析を行った結果を Fig. 10 に示す。Imp.100D / Diff.100D 段の場合と同様にディフューザ入口側 (P2) では NZi の圧力変動が卓越し、ディフューザ出口側 (P1) ではやはり 2NZi の圧力変動が卓越している。その圧力変動振幅値について Fig. 3 に示した Imp.100D / Diff.100D と比べるとディフューザが同一の場合、Imp.100D / Diff.100D と Imp.D100_s / Diff.100D でその圧力変動振幅値に変化がほとんどなく、羽根車の 30° 程度の後縁部の傾きではディフューザ前縁が直立するハブ側とシュラウド側の干渉程度に差がなく、圧力変動の振幅を低減させることができないことが分かった。

4.2 羽根車/ディフューザ間隔、ならびにディフューザ負荷分布の影響

次にディフューザの影響を調べるため、Fig. 11(a) に示すようにシュラウド側でディフューザ入口部を子午面でカットバックしたディフューザ Diff.100D_m を逆解法設計した。この逆解法設計に用いたディフューザ翼負荷分布を Fig. 11(b) に示す。前半負荷型の Diff.100D とは異なり新しく設計したディフューザ Diff.100D_m は中間負荷型である⁽⁷⁾。また、Diff.100D_m は子午面入口線に沿ってカットバックしたことによりディフューザ前縁がハブからシュラウドに向かってディフューザのコード方向に傾斜した形状 (スウィープ) になっている (Fig. 11(b) 上段の図参照)。このディフューザ翼前縁のスウィープにより、羽根車 Imp.100D_s (スタッキング) と Diff.100D_m (スウィープ) を組み合わせると、Fig. 12 に示すように羽根車翼後縁とディフューザ翼前縁の交差時間を増加させることができる。

Fig. 13 に Imp.100D_s / Diff.100D_m 段の非定常圧

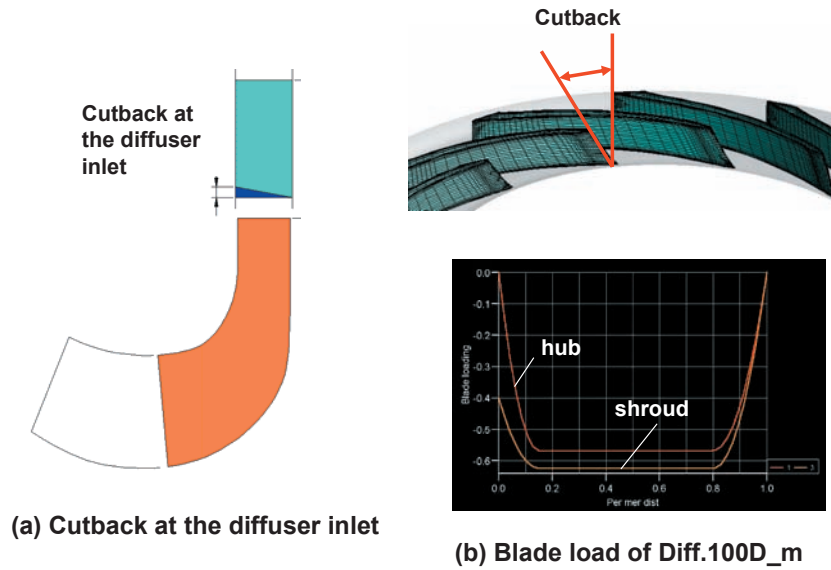


Fig. 11 Inverse designed diffuser with cutback (Diff.100D_m)

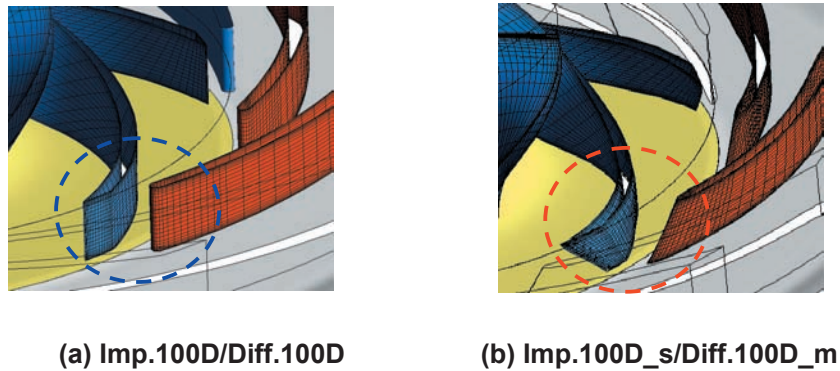


Fig.12 Comparison of rotor-stator interaction

力変動とその周波数分析結果を示す。ディフューザ入口側圧力面 (P2) では NZi 成分が卓越しているがその振幅は Imp.100D / Diff.100D の解析結果 (Fig. 3) と比べ約 12% 小さくなっている。また、ディフューザ出口側翼高さ中央 (P1) で観測される 2NZi 成分は約 13% 小さくなっている。しかし、ディフューザ入口側翼高さ中央 (P3) では NZi 成分とともに、やはり 2NZi 成分もディフューザ入口圧力面 (P2) に比べて強く発生しており、3.2 で述べた回転圧力場は存在する。

Fig. 14 に Imp.100D_s / Diff.100D_m の場合のディフューザ翼高さ中央の翼面時間平均静圧と翼面静圧変動の最大・最小値を Imp.100D / Diff.100D 段の場合と比較して示す。翼面時間平均静圧は Diff.100D ではディフューザ入口半開放部で圧力面と負圧面の圧力差が大きく、前半負荷型であるが、Diff.100D_m はスロートからディフューザチャンネル部分にかけて圧力差が大きく逆解法設計のねらい通り中間翼負荷型であることが分かる。Diff.100D_m の静圧変動振幅は、Diff.100D に比べて圧力面側で 25% (最小値) / 32% (最大値) 小さくなっ

ており、また負圧面で 20% (最小値) / 32% (最大値) 小さくなっている。

Fig. 15 に は Fig. 7 と 同 様、Imp.100D_s / Diff.100D_m の場合の最大干渉時前後の圧力変動の変化を示す。(図中高压領域である赤の等値面の値は $\tilde{\Psi}_s = 0.026$ であり Fig. 7 に示したスタッキングやスキューがない場合の $\tilde{\Psi}_s = 0.039$ よりも約 33% 小さくしている。)

(1) 最大干渉時の直前である Fig. 15 (a) では羽根車後縁部の低圧領域がハブ側でディフューザ翼前縁に到達しており、このときディフューザ前縁で変動は最小値となる。
 (2) スロートで高压領域が最も発達している Fig.15 (b) では羽根車後縁部の低圧領域は既にディフューザ翼負圧面側に回りこみつつあり、ディフューザ前縁の圧力面側は最小圧力から回復しつつある。
 (3) 最大干渉時直後の Fig. 15 (c)、並びに Fig. 15 (d) ではディフューザ前縁圧力面側の最小圧力領域はハブ側がシュラウド側よりも速く回復して来ている。

このように羽根車後縁スタッキングとディフューザ前

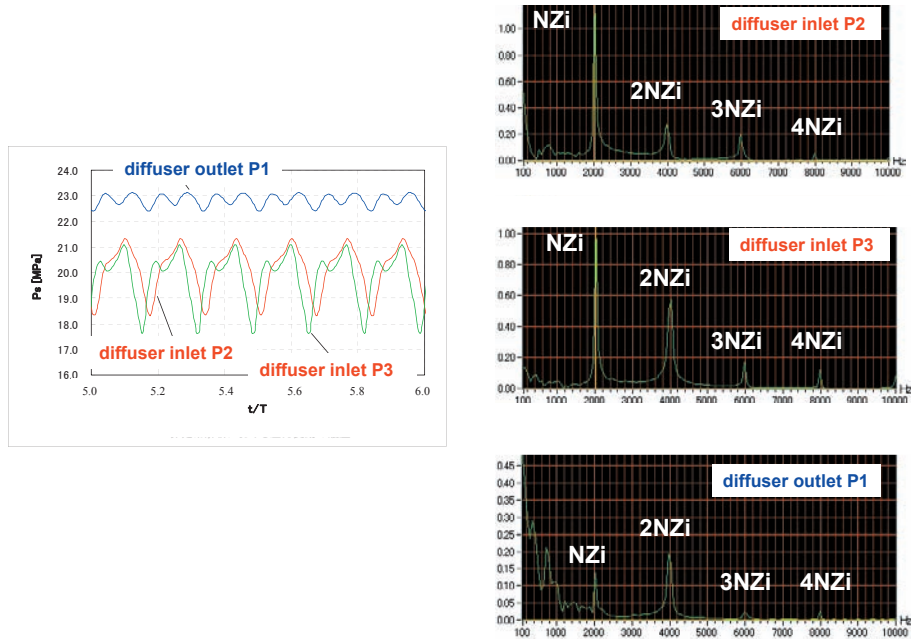


Fig. 13 Pressure fluctuation and FFT analysis at diffuser inlet and outlet (Imp.100D_s/Diff.100D_m)

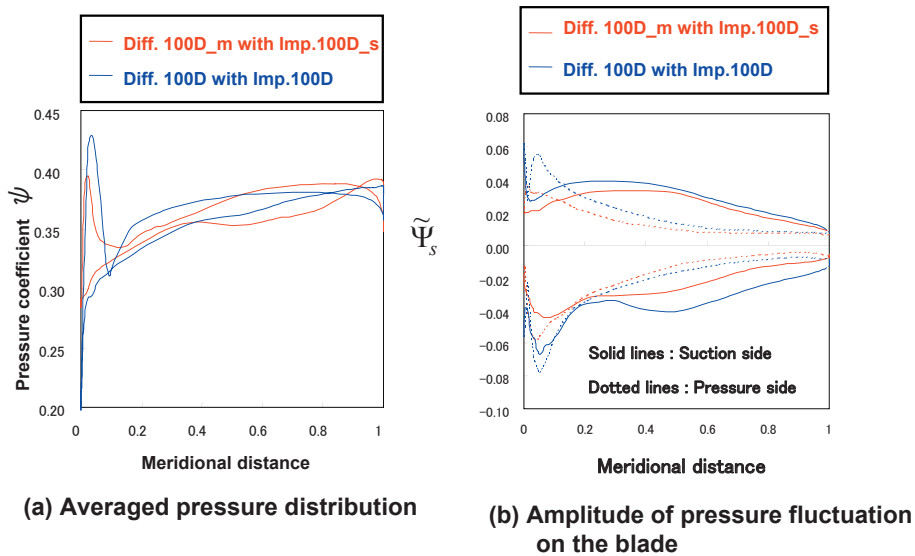


Fig.14 Comparison of pressure fluctuations in the diffusers (Diff.100D with Imp.100D and Diff.100D_m with Imp.100D_s)

縁スweepによって羽根車後縁とディフューザ前縁の干渉はハブとシュラウド側で時間差を持って干渉しながら圧力変動が発生しており、この効果が動静翼干渉による圧力変動をディフューザ前縁部のみならず、ディフューザスロート部でも小さくしている原因と考える。

5. 結言

遠心羽根車とラジアル型ベンドディフューザからなるポンプ段落に発生する羽根車とディフューザの動静翼干渉問題に関し、逆解法設計と非定常流れ解析を適用し

て動静翼干渉時に発生する回転圧力波を含めた圧力場の詳細を検討し、その低減化を試みた。その結果以下のことがわかった。

- (1) 主な周波数成分としてディフューザ入口では周波数 NZ_i 、ディフューザ出口では周波数 $2NZ_i$ の圧力変動が発生する。
- (2) $2NZ_i$ 周波数成分は、隣接する一対のディフューザ流路の高 / 低圧領域が羽根車の回転方向とは逆方向に伝播する回転圧力場によるものであり、この回転圧力場は Z_i と Z_d の組み合わせで従来から説明されているもの

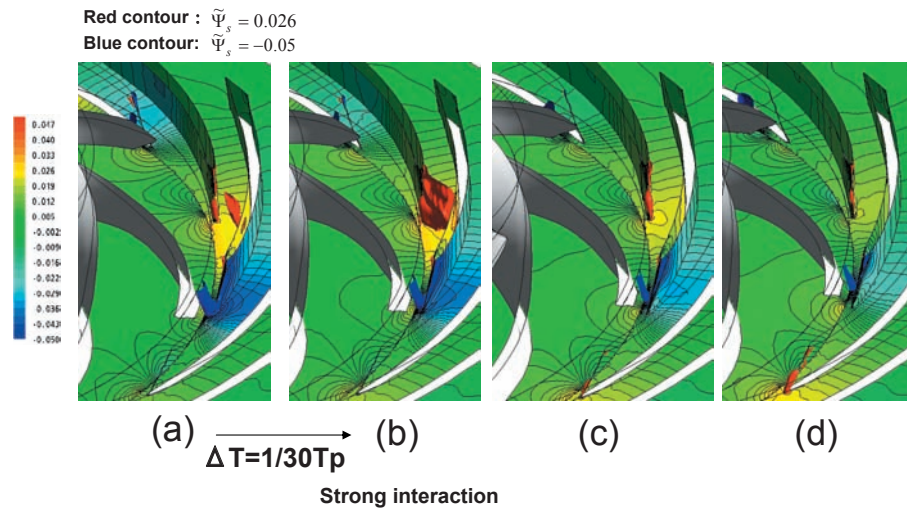


Fig. 15 Pressure fluctuation due to the rotor-stator interaction
(Imp.100D_s/Diff.100D_m)

であり^{(2),(3)} ($n \cdot Z_d + k = m \cdot Z_i$, $n=1$, $m=2$, $k=-1$, $Z_d=13$, $Z_i=6$)、本報告の非定常 CFD でも再現できている。

(3) 羽根車翼後端の角をまわる流れによって発生する低圧領域がディフューザ翼前縁に最接近するときに、羽根車翼圧力面に面したディフューザスロート部で高圧領域が発生し、同時に低圧領域は高圧領域に対して羽根車回転方向とは逆側に隣接するディフューザ前縁負圧面場で発生する。

(4) 圧力変動の最大・最小値はディフューザ圧力面前縁、およびディフューザ負圧面スロート部 (=ディフューザチャンネル入口部に相当) で発生する。

(5) 羽根車後縁部を傾斜 (スタッキング) させた羽根車 Imp.100D_s は羽根車単独解析では羽根車翼後縁の影響による低圧領域や翼負圧面の高圧部の緩和などに改善効果が見られた。しかし、オリジナル設計のディフューザ Diff.100D と組み合わせた Imp.100D_s / Diff.100D 段の場合、その動静翼干渉による圧力変動の振幅は Imp.D100 / Diff.100D 段とほとんど差はなかった。

(6) ディフューザ入口部子午面でシュラウド側をカットバックし、翼負荷を中間負荷型として設計した Diff.100D_m を Imp.100D_s と組み合わせた Imp.100D_s / Diff.100D_m 段の場合、変動振幅を 20 ~ 30% 低減することが出来た。これは傾斜した子午面入口線によってディフューザ前縁形状がハブからシュラウドに向かってスウィープ形状となり、羽根車のスタッキングと相まってハブ-シュラウド間で干渉の時間差を大きくできたことが原因と考えられる。

参考文献

- (1) 大橋秀雄, “動静翼干渉によるポンプ損傷例”, ターボ機械, 第 19 巻, 第 6 号, (1991), pp. 348-355.
- (2) Kubota, Y., Suzuki, T., Tomita, H., Nagafuji, T. and Okamura, T., “Vibration of Rotating Bladed Disc Excited by Stationary Distributed Forces,” Bulletin of the JSME, 26, (1983), pp. 1952-1957.
- (3) 塚本寛, 宇野美津夫, 永井優治, 福野宏紀, 浜福宣成, 岡村共由, “ディフューザポンプ羽根車下流における圧力変動”, 機論 B, 61-586, (1995), pp.2149-2156.
- (4) 郭士傑, 岡本秀伸, 丸田芳信, “遠心ポンプ動静翼干渉の流体加振力に関する実験的研究”, 日本機械学会論文集 (B 編), 71 巻, 706 号 (2005), pp.1603-1610.
- (5) Moal, D. L., Duc J-M. N., and Laffite, S., “CFD Simulation of Impeller-Diffuser Interaction Comparison with Test Data,” 4th International Conference on Lunch Technology “Space Launcher Liquid Propulsion”, 2002, Liege, Belgium
- (6) Dorney, D. J., Rothermel, J., Griffin, L. W., Thornton, R. J., Forbes, J. C., Skelley, S. E., and Huber F. W., “Design and Analysis of a Turbopump for a Conceptual Expander Cycle Upper-Stage Engine,” ASME Joint US-European Fluids Engineering Summer Meeting, FEDSM2006-98101, (2006)
- (7) 吉田義樹, 渡辺啓悦, “ロケットエンジン用ターボポンプ主羽根車小径化に関する検討”, 宇宙航空研究開発機構研究開発資料, JAXA-RM-07-005,

- (2007)
- (8) Kamijo, K., Hashimoto, R., Shimura, T., Yoshida, M., Okayasu, A. and Warashina, S., “Design of LE-7 LOX Turbopump,” 15th International Symposium on Space Technology and Science, (1986), pp. 347-355.
- (9) Zangeneh, M., “A Compressible Three Dimensional Blade Design Method for Radial and Mixed Flow Turbomachinery Blades,” Int. J. Numerical Methods in Fluids, (1991), Vol.13, pp. 599-624.
- (10) Zangeneh, M., Goto, A. and Harada, H., “On the Design Criteria for Suppression of Secondary Flows in Centrifugal and Mixed Flow Impellers,” ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120, (1998), pp. 723-735.
- (11) Goto, A. and Zangeneh, M., “Hydrodynamic Design of Pump diffuser Using Inverse Design Method and CFD,” ASME Journal of Fluid Engineering, Vol. 124, (2002), pp. 319-328.
- (12) Brennen, C. E., “Hydrodynamics of Pumps,” Concepts ETI Inc., 1994.
- (13) 古川明德, 高原久定, 仁志匡宏, 中川貴博, “遠心ポンプ羽根車下流の平行壁翼無しディフューザ内流れ”, ターボ機械, 第 27 巻, 第 5 号, (1999), pp. 307-314.
- (14) Florjancic, D., Schoffler, W., and Zogg, H., “Primary Noise Abatement on Centrifugal Pumps,” Sulzer Technical Review, 62-1, (1980), pp. 24-26.
- (15) Berten, S., Dupont, P., Farhat, M., and Avellan, F., “Rotor-Stator Interaction Induced Pressure Fluctuations: CFD and Hydroacoustic Simulations in the Stationary Components of a Multistage Centrifugal Pump,” ASME/JSME Fluids Engineering Conference, FEDSM2007-37549, (2007)

 付録

今回の解析では、羽根車とディフューザのみを組み合わせた数値解析を行ったが、実際のターボポンプではディフューザの下流にケーシングと吐出管がある。3.2に示した圧力回転場には、式(5)を満足するいくつものモードが存在するが、実際の機械においてその中でどの周波数成分(モード)が卓越するかの理論は未だ確立していない。最近 Berten ら⁽¹⁵⁾は、付図 A-1 に示すように、羽根車、ディフューザ、ケーシング、吐出管の各部にアコースティックな要素を考え、これらから計算される共鳴周波数に回転圧力場の周波数が近い場合に、その圧力変動振幅が大きくなることを検証している。極低温流体の音速は比較的遅く、ターボポンプの回転数は高いので、たとえば 18ω では 1 波長が約 15 cm となり、このオーダでは確かにケーシングおよび吐出管に共鳴周波数が存在出来る大きさになっている。吐出管(およびその下流)での圧力変動の周波数と振幅に関しては動静翼干渉のみならず、こういった静止流体部の音響共鳴の影響も考慮して行く必要があると思われる。

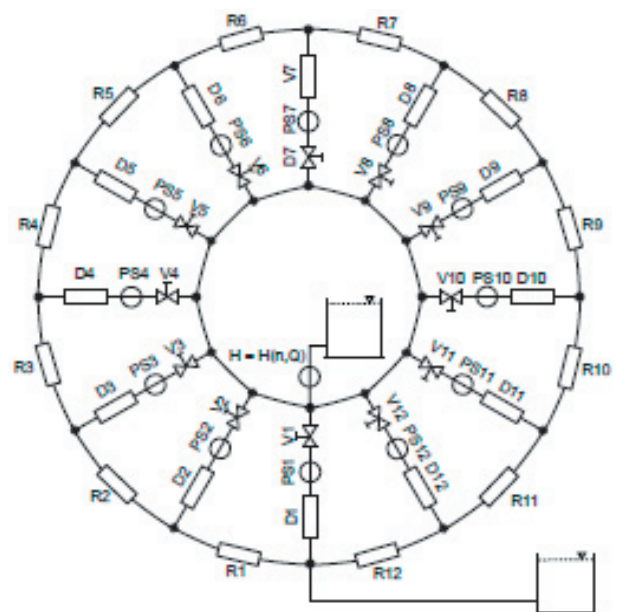


Fig. A1 Hydro-acoustic model of the pump stage from Berten⁽¹⁵⁾