



ISSN 1349-1121
JAXA-RM-07-005

宇宙航空研究開発機構研究開発資料

JAXA Research and Development Memorandum

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

吉田 義樹, 渡辺 啓悦

2007年 12 月

宇宙航空研究開発機構
Japan Aerospace Exploration Agency

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*

吉田 義樹*¹, 渡辺 啓悦*²

On the Compact Design of Rocket Engine Turbopump

Yoshiki YOSHIDA*¹, Hiroyoshi WATANABE*²

Abstract

Investigation on compact design of rocket pump impeller and diffuser by using inverse design was presented. Two compact sizing, 95% and 90% of original design based on impeller and diffuser exit radius were investigated in this study. The performances and internal flow fields in the inverse designed impellers and diffusers were evaluated by Computational Fluid Dynamics (CFD) technique. The CFD results show the flow non-uniformity at the impeller exit tends to be increased from increased blade loading of compact design. The compact sizing of 90% of original design shows large penalty in performance at the 94% design flow by diffuser stall. The compact sizing 95% of original design showed a small performance penalty to original design in the range of 94% to 106% design flow rate, however impeller performance improvement compatible to the original design was expected by adopting wider impeller exit width and blade staking.

Key words; Centrifugal Pump, Impeller, Diffuser, Compact Design, Inverse Design

1. 緒言

ポンプの遠心羽根車設計では、現代においても Stepanoff 流の設計が主流である。これは、Stepanoff⁽¹⁾ が数多くの設計因子からポンプ性能を洞察し、主に効率と運用性の両面から設計上重要なパラメータである出口羽根角を $\beta_2=22.5^\circ$ (文献(1) p.172) として推奨していることがその主な理由である。先ずこれについて少し考察する。

Euler の法則より最も単純に考えると羽根車の圧力上昇は、

$$\Psi = 1 - \phi \times \cot \beta_2 \quad (1)$$

(Ψ : 圧力係数, ϕ : 流量係数, β_2 : 羽根出口角)

これを、ポンプの仕様 (回転数: $n(\text{rad/s})$, 揚程: H , 流量: Q) と, 出口径: D_2 , 出口幅比: $\mu=b_2/D_2$) で書き直すと、

$$g(H)/(0.5 \cdot D_2 \omega)^2 = 1 - (Q/\pi \cdot 0.5 \cdot D_2^3 \cdot \omega \cdot \mu) \times \cot \beta_2 \quad (2)$$

であるので、仕様 (回転数: $n(\text{rad/s})$, 揚程: H , 流量: Q), すなわち比速度: $Ns=n \cdot Q^{1/2}/H^{3/4}$ (もしくは形状パラメータとしての Type number: $k=\omega Q^{1/2}/(gH)^{3/4}$) が決まって、更に Stepanoff の上記推奨値より羽根出口角 $\beta_2=22.5^\circ$ が決まれば、基本的には設計者の設計パラメータの選択は、出口径 D_2 と出口幅比 $\mu=b_2/D_2$ しかない。すなわち β_2 を固定すれば、Euler の法則より D_2 と $\mu (=b_2/D_2)$ が設計因子となる。しかも、 μ の最適値は長年の豊富な実績と考察から比速度 (Type number) に対応してほとんど決まってしまう⁽²⁾⁽³⁾。それ故、Stepanoff 流の設計を行えば、設計点を“外す”というようなりスクは少なく、“それなり”の効率で、かつ設計コストも安価である。これはデータが豊富に蓄積された標準設計手法の大きな魅力である。しかし、Stepanoff が想定したポンプ仕様外に対しては当然ながらその効力は薄れる。

本検討では、ロケットエンジン用ターボポンプの主羽根車において、Stepanoff の呪縛 (羽根出口角 $\beta_2=22.5^\circ$) をまず外すことを試みた。ターボポンプは陸用ポンプに

* 平成 19 年 10 月 31 日受付 (received 31 October, 2007)

* 1 宇宙基幹システム本部 宇宙輸送系推進技術研究開発センター (Space Transportation Propulsion Research and Development Center, Office of Space Flight and Operations)

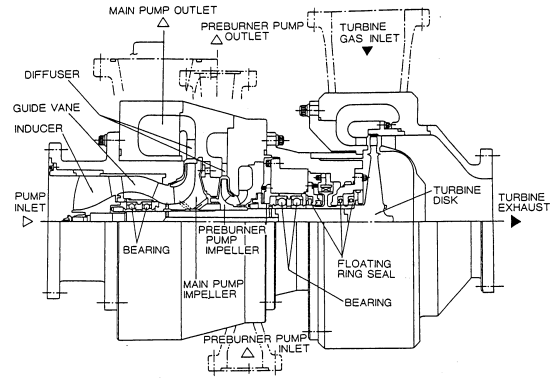
* 2 (株) 荏原総合研究所 (Ebara Research Co., Ltd)

Table1 Designed values⁽⁵⁾

Designed spec	
Rotation n	20,000 rpm
Flow rate Q (Liquid oxygen)	229.1 kg/s
Specific speed Ns	244 rpm-m ³ /min-m

比べてその作動範囲が狭く、このことはこの制限を外すことにとって有利に働く。また、いずれの分野であろうと機械はウエイトミニマムのコンパクト設計にメリットがあり、回転機械においては歴史的に見ても高速・小型化を指向しこれに対処してきた。しかし、その上限に関しては流体的な要素以外にも自ずと機械的制約があり、ターボ機械として Euler の法則に立脚する限りこの制約を破るような夢のような機械はない⁽⁴⁾。

本検討ではターボポンプの小型・軽量化・低コストをはかる一手段として遠心羽根車の出力の高密度化（回転数は同じではあるが、小さな直径で同等の圧力×流量（=エネルギー）を出力する）ことを指向し、その小径化は Stepanoff 流設計に対して 10%低減することを目標とする。すなわち羽根車出口径 D_2 の小径化を目標値とすることにより、式 (2) から羽根角 β_2 と出口幅比 μ が設計因子となる。与える仕様としては、Table1 に示す 1986 年当時 Stepanoff 流設計で設計された LE-7 の原設計時の液体酸素ターボポンプ⁽⁵⁾（断面図を Fig. 1 に示す）の仕様値を設計仕様とし、この仕様に対して逆解法設計した羽根車をオリジナル設計(100D)とし以後の試設計(95D, 90D)の比較対象とする。設計ツールとしては逆解法設計である TURBOdesign⁻¹ (ADT 社) を用いることにより出

Fig. 1 LE-7 LOX turbopump⁽⁵⁾

口羽根角 β_2 というよりも翼負荷分布 $\frac{drV_\theta}{dm}$ を設計し、設計された羽根車に対して CFD (CFX5 (ANSYS 社)) で性能計算を行い、評価基準は水力効率とする。なお、今回設計仕様とするような比速度の小さい遠心羽根車 ($N_s=244 \text{ rpm-m}^3/\text{min-m}$) では、羽根車出口以降の圧力回復効率がポンプ性能全体に与える影響が大きい。そのため、ディフューザガイドベーンに対しても、その翼負荷分布を設計する逆解法設計を適用し、主羽根車と組み合わせた場合についても考察した。

2. 子午面形状

設計する小径化羽根車の子午面形状は Fig. 2 に示すように羽根車出口幅 b_2 をオリジナル設計 (100D) と同一とし、羽根車ならびにディフューザ出口径がオリジナル設計の半径比で 95%、90%となるように設定した。Fig. 2 (a), (b), (c) に示した各羽根車を以下に 100D, 95D ならびに 90D と呼称する。但し、羽根車のシュラウド、

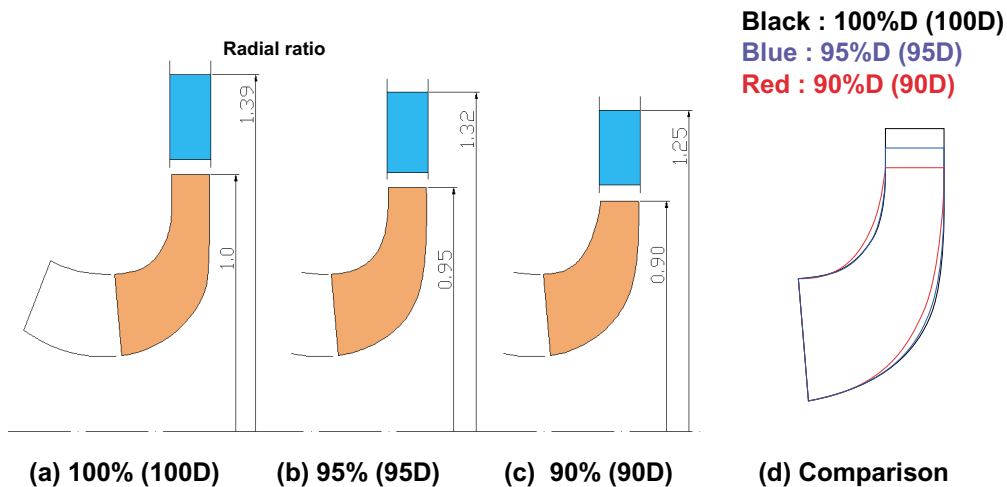


Fig. 2 Meridional plane of pump stage (100D, 95D, 90D)

ハブ子午線は設計の過程において翼負荷分布（すなわち相対速度分布）をコントロールするために Fig. 2 (d) に示すように各羽根車によって適宜修正した。次にスタッキングの効果と、出口幅比 $\mu (=b_2/D_2)$ の影響を調べるため μ をオリジナル設計から変えた設計についても検討を行った。また、羽根車の小径化がディフューザに与える影響を検討するためにオリジナル設計と同じディフューザ径のものを逆解法で設計し、これを基準として各羽根車に対して小径化設計したディフューザについても CFD によって内部流れと性能を比較・検討した。

3. 設計ならびに流れ解析手法

3.1 逆解法設計手法

本検討で用いた逆解法設計ツールは Zangeneh⁽⁶⁾ によって提唱された 3次元逆解法理論に基づいており、羽根キャンパ面を渦層で近似し、羽根周りの束縛渦分布を入力値である子午面上の周方向平均角運動量 (rV_θ) 分布から定め、渦層が誘起する速度が羽根面に沿って流れるという条件から羽根の 3次元形状を決定する。羽根の圧力面と負圧面の圧力差で定義される羽根面負荷は rV_θ の子午面方向 m に関する微分値 $\frac{\partial rV_\theta}{\partial m}$ を用いて以下のように表される。

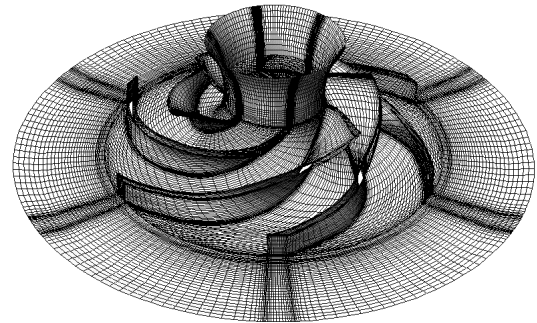
$$P^+ - P^- = \frac{2\pi}{B} \rho W_{mbl} \frac{\partial rV_\theta}{\partial m} \quad (3)$$

(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_{mbl} : 羽根面上における相対子午面速度、 ρ : 流体密度)。

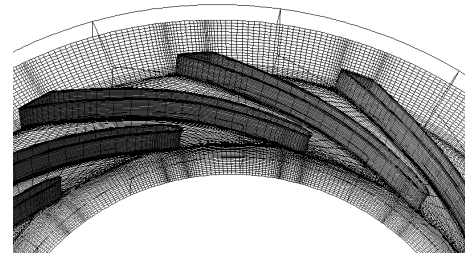
本逆解法設計手法では羽根角度分布ではなく、式 (3) より羽根面負荷に直接関係する負荷パラメータ $\frac{\partial rV_\theta}{\partial m}$ の分布を設計できる。本逆解法によって求められた羽根形状は、流体力学的パラメータ (負荷パラメータ) に基づいているので、羽根角度に基づく Stepanoff 流的経験則を超える限界設計への適用が期待できる。例えば、Goto⁽⁷⁾ は斜流ポンプにおいてこの手法を適用し、容積比 43% の超コンパクト設計を報告している。

3.2 流れ解析手法

流れ解析で用いた羽根車のメッシュは Fig. 3 に示すように約 114,000 節点でディフューザは約 98,000 節点である。但し今回の解析では計算時間の縮小のため両者とも羽根 1 ピッチの解析モデルとした。乱流モデルは $k\epsilon$ モデルよりも剥離域での予測性が良いことが知られてい



(a) Impeller



(b) Diffuser

Fig. 3 Computational grid (Inverse designed)

る SST (Shear Stress Transform) - $k\epsilon$ モデルを用いた。また、羽根車入口条件は上流部案内羽根出口の流れ分布を用いた。流れ解析は流量比 m/md (md : 設計流量) = 94%, 100% ならびに 106% の条件で行い、入口流れ角度は流量によって変化しないものとした。

ディフューザ解析における入口条件は羽根車の解析結果から羽根車出口断面での周方向平均したスパン方向流れ分布を用いた。すなわち羽根車出口の周方向の非一様性は平均化するが、スパン方向 (ハブからシュラウド方向) の非一様性は保持してディフューザ入口条件とした。また、解析におけるディフューザ入口境界は、解析の便宜上実際の羽根車出口位置よりも内半径側としたが、ディフューザ入口境界条件の全圧分布と流れ角分布には羽根車出口での値を用いた。

4. 羽根車設計

4.1 逆解法設計結果

Fig. 4 に 100D 羽根車の逆解法設計で用いた設計負荷パラメータ $\frac{\partial rV_\theta}{\partial m}$ を示す。95D ならびに 90D 羽根車に対してもこれと相似の設計負荷パラメータを用いた。適用した負荷パラメータはシュラウド側では前半負荷、ハブ側では後半負荷を特徴としている。これは Fig. 5 に示すように羽根車負圧面上のハブからシュラウドに向かう圧力勾配を緩和するために、シュラウド側では前半負荷化、ハブ側では後半負荷化することによってハブからシュラ

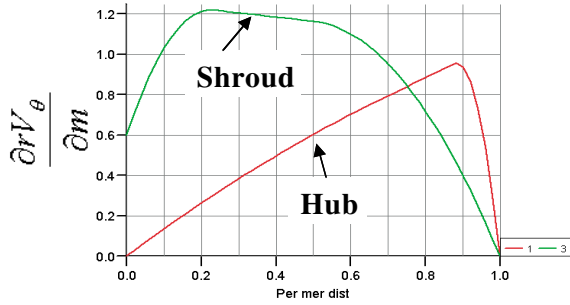


Fig. 4 Loading parameter for impellers⁽⁸⁾

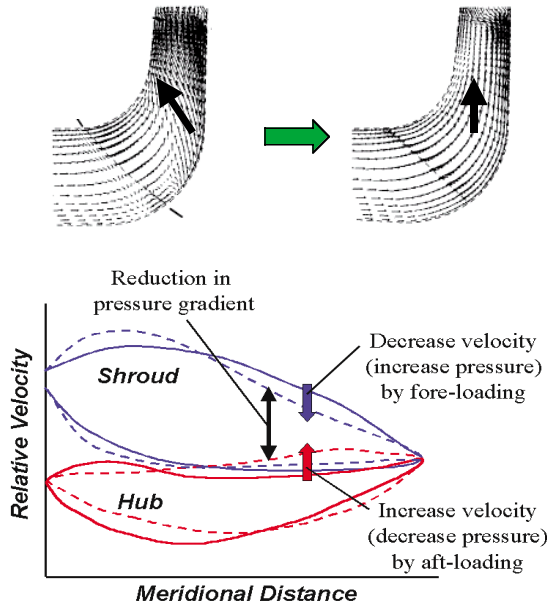


Fig. 5 Secondary flow control by blade loading⁽⁸⁾

ウドへの圧力勾配を減少させて、負圧面の2次流れを抑制して高効率を得ることができる負荷パラメータ分布である⁽⁸⁾。

Fig. 6にハブ、シュラウド側の羽根角度分布（周方向基準）と翼形状（平面図）を示す。100Dでは出口角は約22.5°となっていて逆解法においてもStepanoffの推奨値にほぼ等しくなっていることが興味深い。しかし、95D、90Dと羽根車の小径化によって翼負荷が大きくなると、羽根出口角度は95Dでは約30°、90Dでは約40～45°と次第に大きくなっており、Stepanoffの推奨値である22.5°から大きく異なってくるのがわかる。

4.2 流れ解析による評価

Fig. 7に各羽根車100D、95D、90DのCFDによる羽根車ヘッド(H/Hd, Hd:設計ヘッド)と効率($\eta = \rho g Q H / T \omega$, ρ :流体密度, Q:体積流量, H:羽根車出口全ヘッド, T:羽根車トルク, ω :回転角速度)の解析結果を示す。横軸のm/mdは設計流量mdに対する流量mの比である。図中点線で示しているものは、羽根下流における速度不均一に起因する混合損失ヘッド($\Delta H = 0.5 \cdot (V_{m2(Qave)}^2 - V_{m2(Aave)}^2) / g$)を子午面速度の流量平均値($V_{m2(Qave)}$)と面積平均値($V_{m2(Aave)}$)における速度ヘッドの差として考慮した場合のヘッドカーブと効率である。

Fig. 7よりヘッドカーブの傾き(揚程/流量勾配)は4.1に示した小径化による羽根角の増大に伴って Euler

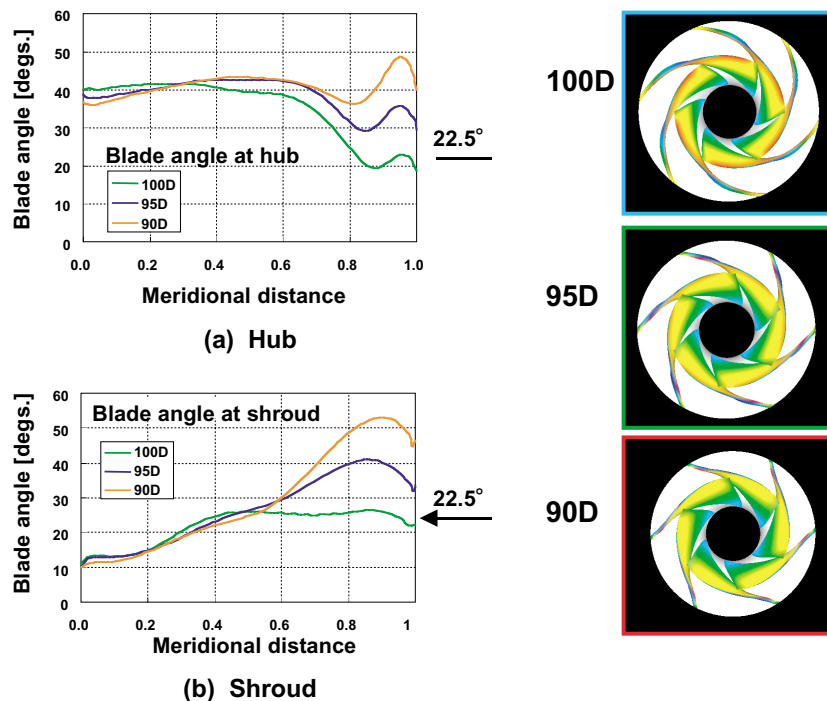


Fig. 6 Comparison of blade angle distribution and plane view (Impeller 100D, 95D, 90D)

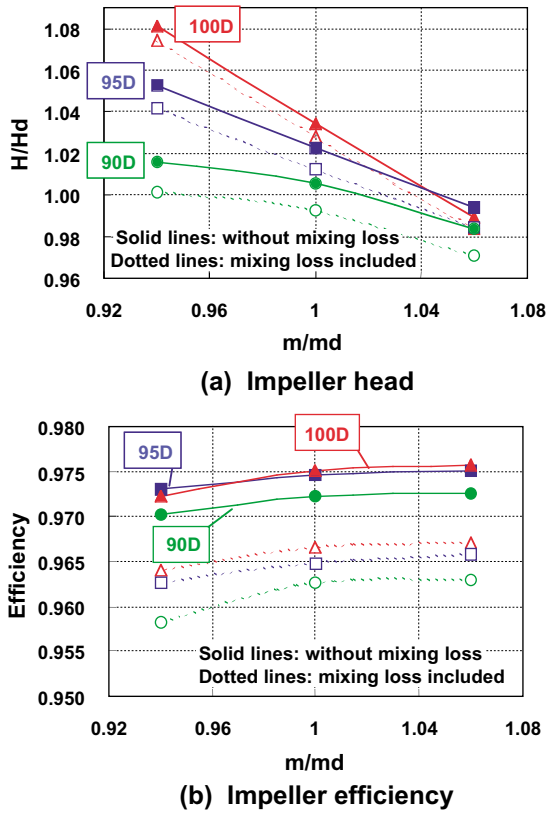


Fig. 7 Comparison of predicted pump performance (Impeller 100D, 95D, 90D)

の法則に従って次第に小さくなっていることがわかる。また、羽根車出口における混合損失は100Dに比べ95D、90Dと小径化率が大きくなるほど大きくなる。Fig. 8に設計流量 ($m/md=100\%$) における各羽根車の出口相対速度分布とシュラウド壁面流線を示す。100D羽根車よ

り95D、90Dの順にシュラウド壁面での2次流れ（圧力面から負圧面への流れ）と羽根車出口負圧面のコーナはく離が強くなるため、羽根車出口のウェーク領域が発達していることがわかる。これにより小径化率が大きいほど翼の高負荷化により羽根出口流れの非一様性が増加し、羽根車出口での混合損失が大きくなり Fig. 7に示したように効率およびヘッドが低下する。

4.3 スタッキングの影響

従来の2次元的な羽根車では、羽根車内に発生する2次流れは高損失流体を羽根車出口のウェーク領域に集積し、4.2で計算されたように羽根車出口にジェット・ウェーク流れを形成する。この結果羽根車出口で混合損失が増加し、また羽根車出口の流れのひずみにより下流のディフューザの失速が誘起されるなど、効率や性能の安定性に大きな影響をおよぼす。これに対して3次元逆解法では、2次流れを駆動する圧力勾配を緩和する方向にスタッキングを設定すれば2次流れを抑制することが可能である。Fig. 9に負圧面上の2次流れ抑制に効果のあるスタッキング条件の指針を示す⁽⁸⁾。これは翼後縁付近で翼を周方向に傾斜（スタッキング）させることによりスパン方向に翼力を発生させて、負圧面の2次流れを抑制して高効率を得ることが出来る設計法である。

100D羽根車について羽根車出口傾斜（スタッキング）を適用した場合の設計結果をFig. 11上段右に示す（この羽根車を100D_sと呼称する）。スタッキングは羽根車後縁線がシュラウド側で羽根車回転方向と逆方向に傾

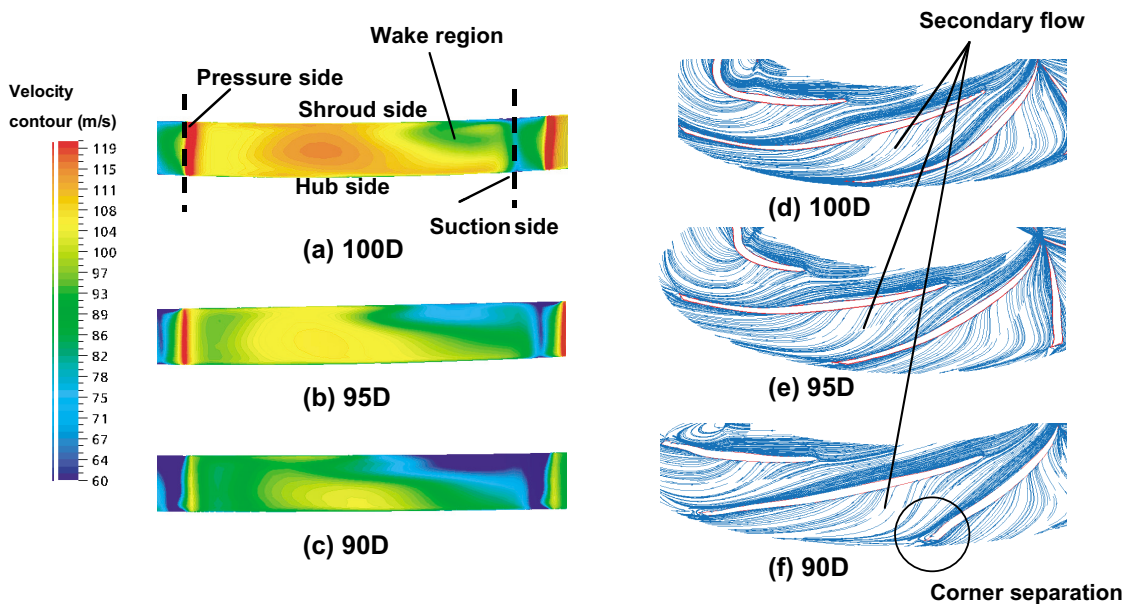


Fig. 8 Comparison of predicted relative velocity distribution at the impeller exit and flow line on shroud surface at 100% flow rate (Impeller 100D, 95D, 90D)

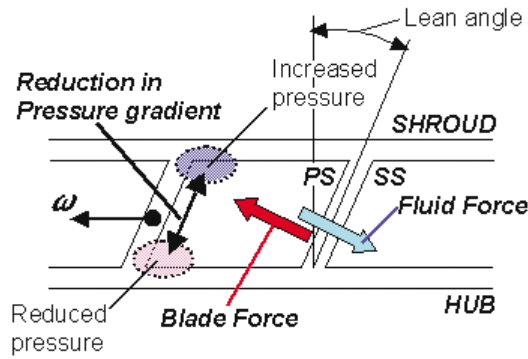


Fig. 9 Secondary flow control by staking (by blade lean) ⁽⁶⁾

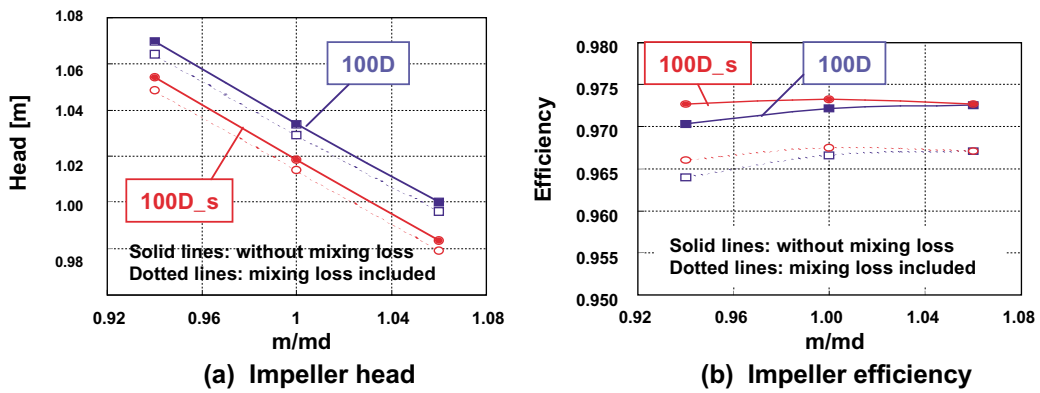


Fig. 10 Comparison of predicted pump performance of impeller with and without staking (Impeller 100D, 100D_s)

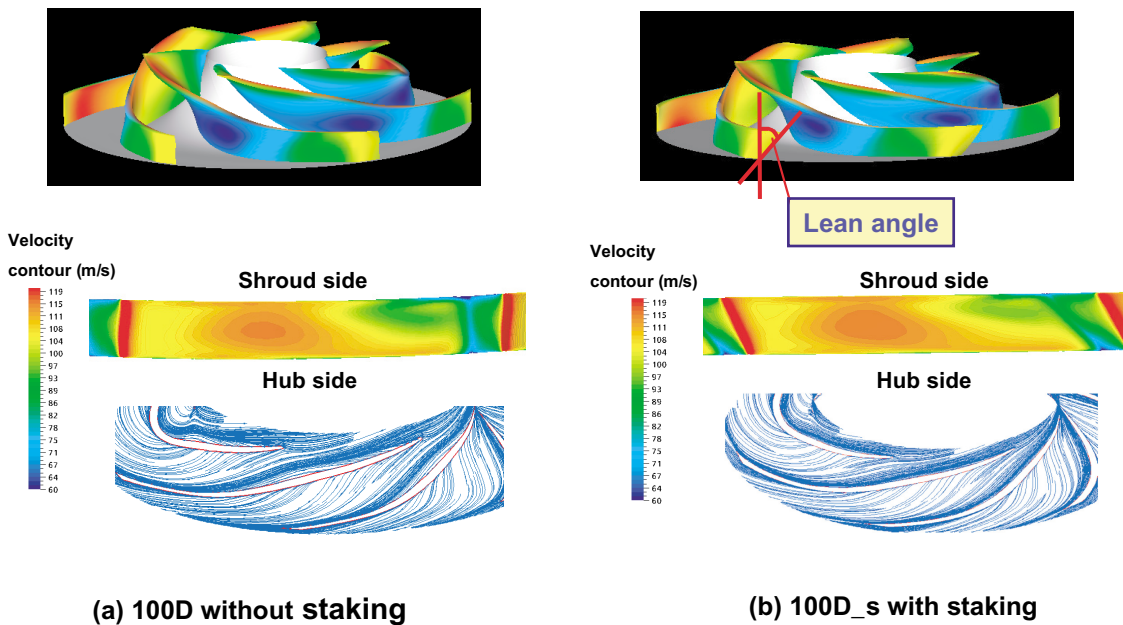


Fig. 11 Comparison of predicted relative velocity distribution at the impeller exit and flow line on shroud surface at 100% flow rate (Impeller 100D, 100D_s)

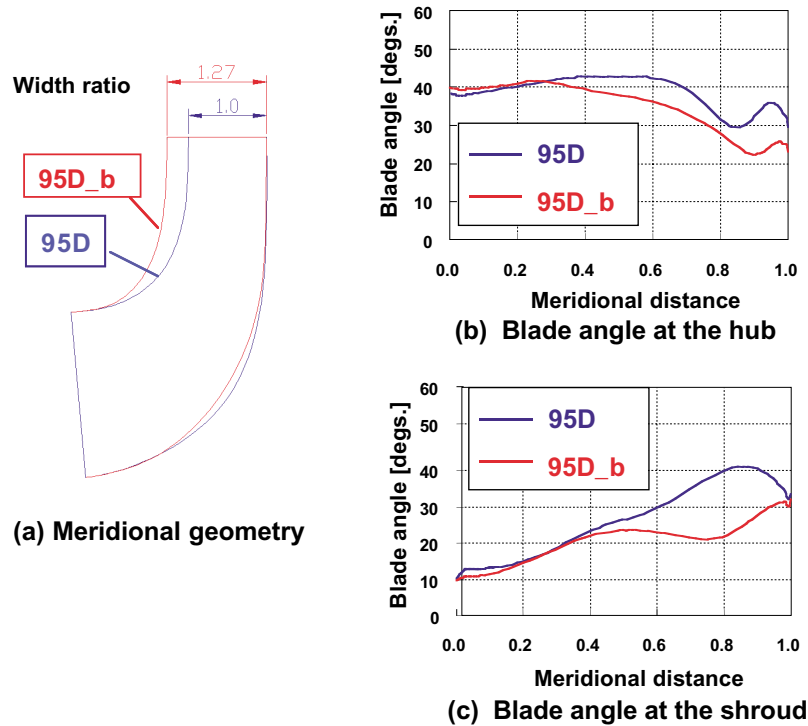


Fig. 12 Comparison of meridional geometry and blade angle (Impeller 95D, 95D_b)

くように設定した。ただし子午面形状は 100D と同じである。Fig. 10 に 100D_s のヘッドと効率を 100D と比較して示す。スタッキングをつけることによりヘッドが若干低下しているが（これはスタッキングをつけることにより実質の有効羽根角が減少したためと考えられる）、流量比 $m/md=94\%$ 、 100% ではねらい通り 2 次流れが抑制されて効率が向上している。しかし、実際のターボポンプでのスタッキングの適用には翼傾斜部付け根での強度評価が必要であることを注意しておく。

4.4 羽根出口幅の影響

4.2 より小径化した羽根車では高負荷化により羽根車出口角度が大きくなってヘッドカーブの傾き（揚程／流量勾配）がフラットになる傾向があり、小径化率が大きいほど翼の高負荷化により羽根出口流れの非一様性が増加し、羽根車出口での混合損失が大きくなって効率およびヘッドが低下する傾向があることがわかった。

しかし、羽根車出口径 (D_2) 一定で羽根車出口幅 ($\mu = b_2/D_2$) を増せばオイラーワーク固定の場合には子午面速度成分を小さく、かつ羽根出口角度 (β_2) を小さくすることができて 2 次流れを抑制出来る可能性がある。また、羽根出口幅を大きくすることによってシュラウド、ハブ両壁面の境界層ブロックエッジの影響を相対的に小さくでき、効率を上げることも可能と考えられる。

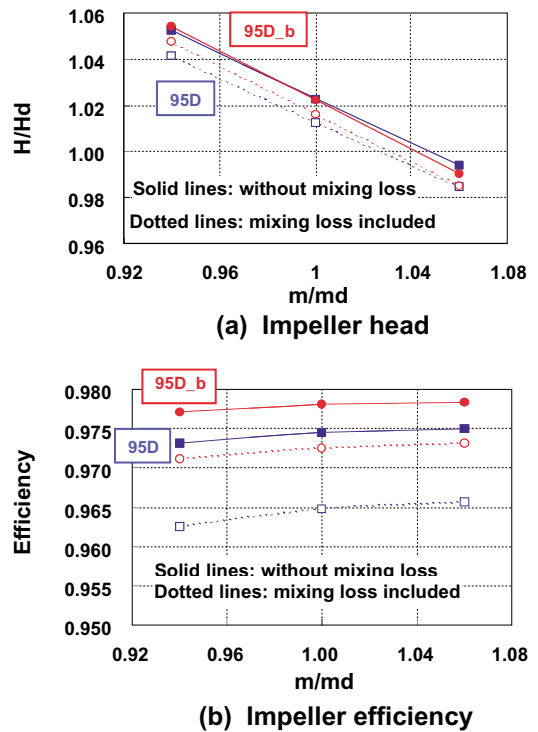


Fig. 13 Comparison of predicted pump performance (Impeller 95D, 95D_b)

そこで本節では 95D 羽根車について出口幅比 $\mu = b_2/D_2$ を大きくすることを試みた（この羽根車を以下 95D_b と呼称する）。

Fig. 12 に 95D 羽根車の出口幅を大きくした場合の設

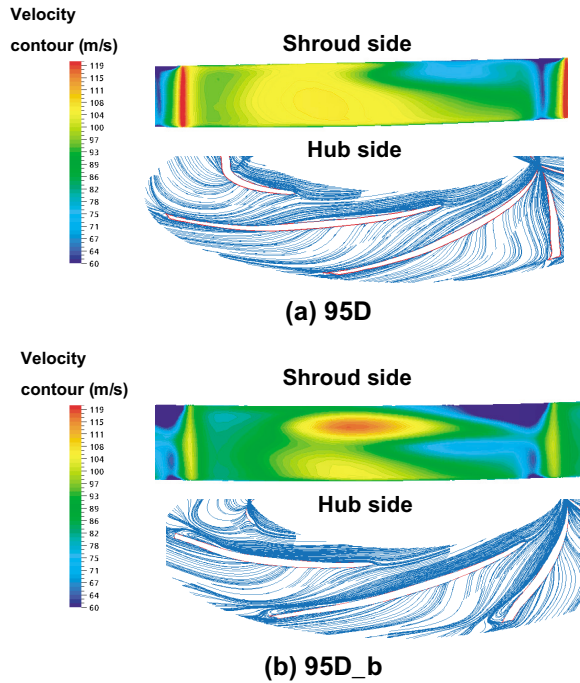


Fig. 14 Comparison of predicted relative velocity distribution at the impeller exit and flow line on shroud surface at 100% flow rate (Impeller 95D, 95D_b)

計結果を示す。羽根の出口幅は子午面図 Fig. 12 (a)に示したようにオリジナル設計から約 27 %増加させた。Fig. 12 (b), (c)には羽根角度分布を 95D と 95D_b で比較して示す。羽根出口幅を増したことによりハブ側では羽根出口角度が約 10° 小さくできていることがわかる。しかし、シュラウド側では出口角度はさほど変わらなかったものの、95D_b では子午面方向の 40 %の位置より羽根車出口まで 95D より羽根角度が小さくなっていることがわかる。Fig. 13 に示す CFD による性能解析結果を見ると、羽根出口幅を大きくすることによって 95D_b 羽根車の性能は向上している。これは Fig. 14 に示すように羽根出口流れの非一様性が低下し、羽根車出口混合損失の改善が大きいことによる。一方、揚程/流量勾配の変化は 95D 羽根車に比べてごくわずかであった。これは、オイラーワーク固定の場合には $\frac{1}{\mu} \times \cot \beta_2$ がほぼ一定になるためであり、出口幅比 $\mu = b_2/D_2$ 拡大の効果が揚程/流量勾配へ与える影響は小さい。

5. ディフューザ設計

5.1 ディフューザ負荷パラメータの影響

ディフューザ設計に際して、まずディフューザの適正な負荷分布を検討するため、Fig. 15 に示すように前半負荷、一様負荷ならびに後半負荷の 3 種類の異なる負荷分布を適用して 90D 羽根車段のディフューザを設計し、

CFD によりディフューザ性能を解析した⁽⁹⁾。逆解法設計ならびに解析における入口流れは一様流れとし、流入条件は 4.2 で設計解析した 90D 羽根車の出口平均一様速度の値を用いた。羽根車段を小型化した場合、ディフューザ出口/入口の旋回速度比を 100D 羽根車段のものと同じとするとディフューザ出口子午面速度が 100D 羽根車段より大きくなるためディフューザ下流のポリュート損失が増加することが予想される。そのため小径化ディフューザではディフューザ出口/入口の旋回速度比 $V_{\theta 3}/V_{\theta 2}$ をできるだけ小さくしてディフューザ内で流れを可能な限り減速させることが望ましいが、ここでは 100D 羽根車段におけるディフューザ出口旋回速度 ($V_{\theta 3}$) 値をディフューザの設計値として、旋回速度比 $V_{\theta 3}/V_{\theta 2} = 0.44$ と

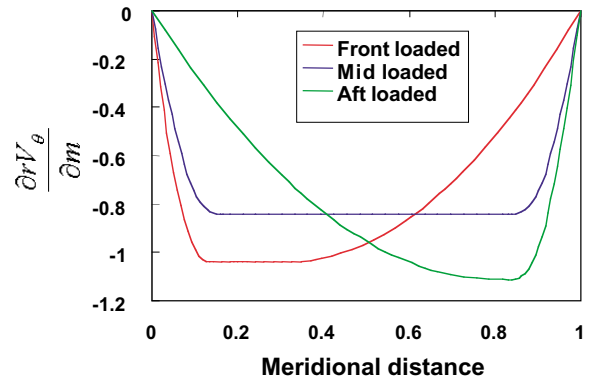


Fig. 15 Loading parameter for diffusers⁽⁹⁾

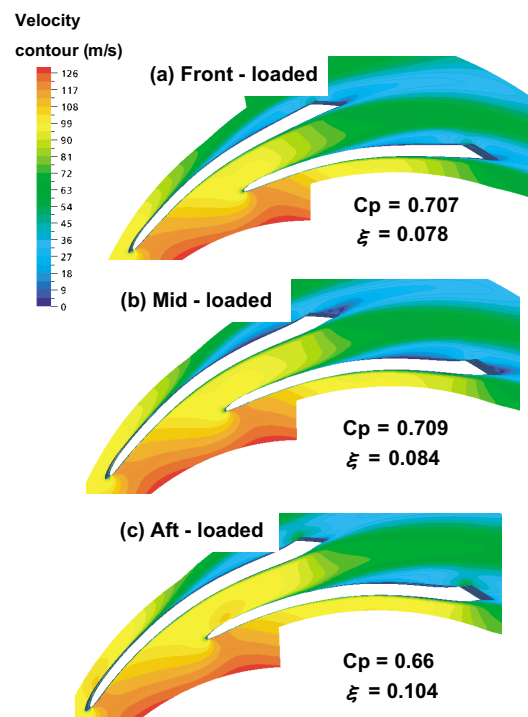


Fig.16 Velocity distribution in the diffusers

してディフューザを設計した。

Fig. 16 に 90D ディフューザ (回転速度比 $V_{\theta 3}/V_{\theta 2}=0.44$) の前半負荷、一様負荷ならびに後半負荷の場合の流れ解析結果と静圧回復係数 C_p ならびに損失係数 ξ を示す。この結果から、前半負荷のディフューザ性能が最も良いことがわかる。これは拡大比が大きい場合、はく離の影響が現れる後半部より前半部 (スロートまでのペーンレス部分) で圧力上昇を稼ぐ設計の方が好ましいことを示している。一方、後半側 (翼間通路) の負荷を大きくするとディフューザ翼が長くなり摩擦損失がはく離を促し、かつ翼間の有効流路面積が小さくなりディフューザ出口までで十分な減速が出来ないためと考えられる。

5.2 ディフューザ入口非一様流れの影響

5.1 で検討を行ったディフューザ単独の定常解析ではディフューザ入口で流れの非一様性は考慮せずに周方向とスパン方向に一様と流れとして解析した。しかし、実際の羽根車出口の流れは周方向、スパン方向に歪んだ流れになっており、詳細な効率評価や動静翼干渉の評価には非定常解析を行う必要がある。しかし、非定常解析には多大な計算時間を要することに問題がある。そこで、第1近似として5.1の前半負荷設計のディフューザの入口流れにスパン方向の流れの歪みを考慮した場合と一様流れとした場合の結果を Fig. 17 に比較して示す。ディフューザ入口の流れ条件によってディフューザ内流れは大きく異なり、入口非一様流れ条件ではディフューザ内部流れは複雑な3次元性を有して、損失が増加し静圧

回復係数も低下することがわかる。この結果から、ディフューザ形状の最適化には今後は3次元性と非定常性 (動静翼干渉問題) をも考慮した3次元非定常な設計手法が必要であると考ええる。

5.3 ディフューザ小径化による性能変化

次に負荷パラメータとして5.1で示した前半負荷型を適用し、ディフューザ出口回転速度 ($V_{\theta 3}$) を 100D と同一として設計した 100D ディフューザ (回転速度比 $V_{\theta 3}/V_{\theta 2}=0.49$)、95D (回転速度比 $V_{\theta 3}/V_{\theta 2}=0.47$)、90D ディフューザ (回転速度比 $V_{\theta 3}/V_{\theta 2}=0.44$) の性能解析結果を Fig. 18 に示す。本解析ではディフューザ入口速度、全圧分布は 4.2 の羽根車の解析結果から羽根車出口断面での周方向平均したスパン方向流れ分布を用いた。すなわち羽根車出口の周方向の非一様性は平均化するが、スパン方向 (ハブからシュラウド方向) の非一様性を保持してディフューザ入口条件とした。Fig. 18 を見ると、90D ディフューザは出口回転速度 ($V_{\theta 3}$) を 100D ディフューザと同程度として設計した場合には流量比 $m/md=94\%$ では著しく性能が低下している。また、90D ディフューザの流量比 $m/md=94\%$ では CFD の計算履歴も振動するようになり収束性が悪化した。このことは、ディフューザストールや回転失速の発生を暗示しているものと考えられる⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾ (本検討での CFD の解析は 1 流路の定常計算であり、これらの流体的不安定現象は解析できない)。ディフューザストールや回転失速の発生を考えた場合、今後スロットリングの運用を考慮したター

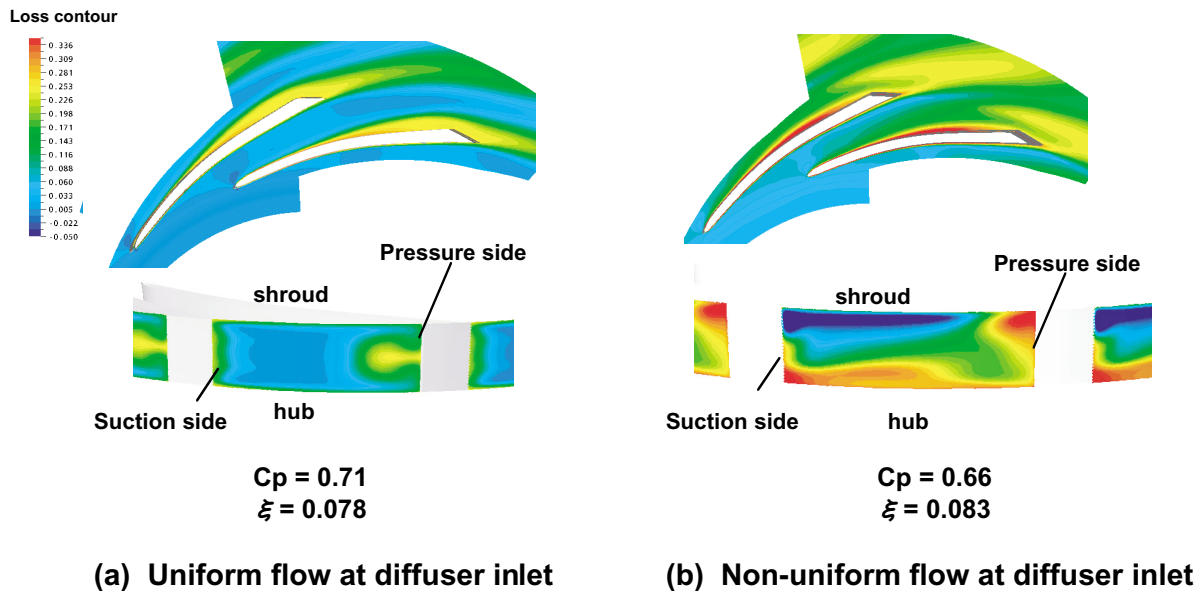


Fig. 17 Comparison of loss distribution in the diffusers

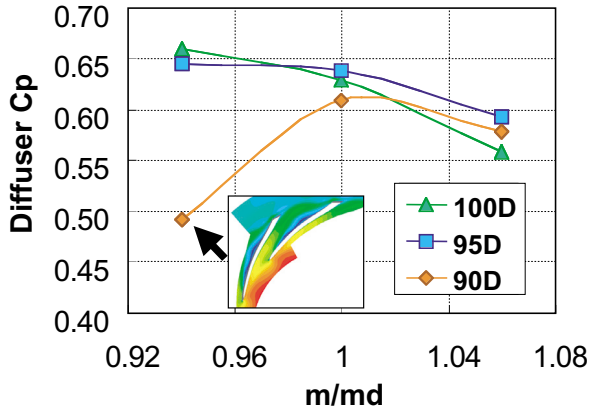


Fig. 18 Predicted diffuser pressure recovery (Diffuser 100D, 95D, 90D)

ボンプの設計では低流量比でのディフューザ設計がキー技術となるものと考えられる。一方、95Dディフューザでは流量比 $m/md=94\%$ でも性能は大きく低下していない。この結果から本検討の設計仕様では95%の小径化は適用の可能性があると考えられる。

6. 羽根車入口からディフューザ出口までの総合性能による小径化設計の検討

Fig. 19に羽根車解析結果と合わせて羽根車入口からディフューザ出口までの段総合性能を100D、95Dならびに90Dと比較したものを示す。羽根車は4.2の100D、95D、90Dを用いた。これを見ると90D段総合性能は流量比 $m/md=94\%$ でディフューザ性能が大きく低下する(5.3参照)ため段総合性能が著しく低下している。これは小径化した場合に、羽根車出口およびディフューザ出口の混合損失とディフューザ出口の子午面速度の流出損失が大きくなることが主な原因であり、小径化にはデ

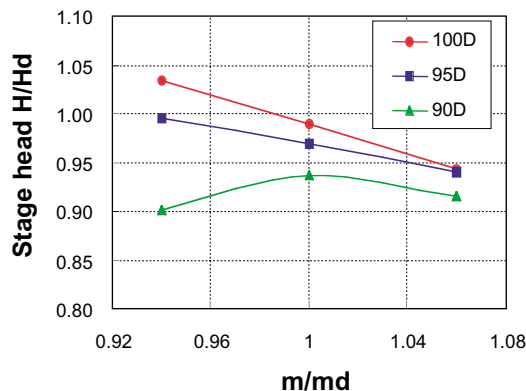
ィフューザ設計が重要となることを示している。

以上、今回行った羽根車ならびにディフューザ小径化設計検討結果から、ディフューザ出口の半径で95%の小径化は羽根出口幅を100Dのものを維持した場合でも段総合効率が若干低下する程度で流量比 $m/md=94\%$ でもさほど効率は低下せず、その適用に可能性があると考えられる。95%の小径化段の性能を更に向上させるためには、4.3で示した羽根車の翼のスタッガー化、および4.4で示したような羽根車出口幅比 $\mu=b_2/D_2$ を大きくすること、また3次元的なディフューザ設計手法を適用してディフューザ性能を向上させる必要があるが、これらの最適化設計の検討については今後の課題としたい。

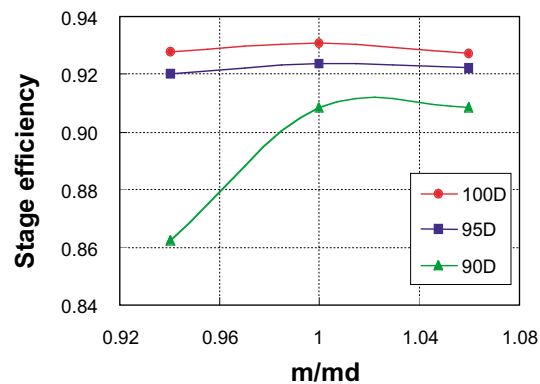
7. 結 言

液酸ターボポンプの主羽根車を小径化する目的で、逆解法設計を主羽根車の設計に適用し、水力効率の向上と小径化の設計要求に対して設計検討を行った。特にポンプ羽根車/ディフューザ段の小径化の可能性について調査・検討し、ディフューザ出口径で95%ならびに90%の小径化率とした場合のポンプ羽根車/ディフューザを3次元逆解法により設計し、CFDによってその性能と内部流れを検討した。その結果、以下のことが明らかとなった。

- (1) ポンプ羽根車/ディフューザ段を小径化すると、翼(羽根車、ディフューザ)は高負荷化され、羽根車出口流速が増加し、羽根出口ならびにディフューザ出口流れの非一様性が増加するために効率は低下する傾向がある。



(a) Stage head



(b) Stage efficiency

Fig. 19 Comparison of predicted pump performance at the downstream of the diffuser (Stage 100D, 95D, 90D)

- (2) 小径化率 90 %の段の場合には、羽根車の翼の高負荷化のために羽根車出口付近の負圧面・シュラウドコーナー部での剥離が生じ易くなり効率が低下する。
- (3) また、小径化率 90 %の段の場合には流量比 94 %でディフューザ部で大きな剥離が発生し性能（静圧回復効率）が著しく低下する。これは小径化のためにディフューザの減速比が大きくなるためであり（低流量では更に大きくなる）、これら剥離が原因となるディフューザストールや旋回失速の発生を考えた場合には、ターボポンプのスロットリングの運用には、今後ディフューザ設計がキー技術となるものと考えられる。
- (4) 小径化率 95 %段の場合には、羽根出口幅が 100 %羽根車と同一の場合には 100 %段よりも効率は若干低下するが、4.4 で検討した羽根出口幅比大きくすることやディフューザに 3 次元形状設計を適用することにより効率向上の可能性があり、本設計検討の仕様範囲では小径化率 95 %は実現可能と考えられる。
- (8) 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.
- (9) 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.
- (10) Hergt, P., and Starke, J., "Flow Patterns Causing Instabilities in the Performance Curves of Centrifugal Pumps with Vaned Diffusers," (1985), Proceedings of the 2nd International Pump Symposium, pp. 67-75.
- (11) Sano, T., Yoshida, Y., Tsujimoto, Y., Nakamura, Y., Matsushima, T., "Numerical Study of Rotating Stall in a Pump Vaned Diffuser," ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 124, (2002), pp. 363-370.

参考文献

- (1) Stepanoff, A. J., "Centrifugal and Axial Flow Pumps (2nd Ed.)," John Wiley & Sons Inc., (1957).
- (2) 豊倉富太郎, 武田裕久, "ターボポンプの新しい設計線図について", ターボ機械第 32 回講演会, (1994), pp. 37-42.
- (3) 大嶋政夫, "遠心ポンプ羽根車に対するステパノフによる設計定数に関する一考察", ターボ機械, Vol. 29, (2001), pp. 221-227.
- (4) 大橋秀雄, "性能限界と標準化", ターボ機械, Vol.5, (1977), pp. 65-68., "ポンプ形式選定の考え方", ターボ機械, Vol. 13, (1985), pp. 451-456.
- (5) 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.
- (6) 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.
- (7) Goto, A., Ashihara, K., Sakurai, T. and Saito, S., "Compact Design of Diffuser Pumps Using Three-Dimensional Inverse Design Method," 3rd ASME/JSME

宇宙航空研究開発機構研究開発資料 JAXA-RM-07-005

発行 平成 19 年 12 月 28 日

編集・発行 宇宙航空研究開発機構

〒182-8522 東京都調布市深大寺東町7-44-1

URL:<http://www.jaxa.jp/>

印刷・製本 (株)フジプランズ

本書及び内容についてのお問い合わせは、下記にお願いいたします。

宇宙航空研究開発機構 情報システム部 研究開発情報センター

〒305-8505 茨城県つくば市千現2-1-1

TEL:029-868-2079 FAX:029-868-2956

© 2007 宇宙航空研究開発機構

※本書の一部または全部を無断複写、転載、電子媒体に加工すること禁じます。

