

# 3次元逆解法と流れ解析によるクライオジェニックポンプインデューサの開発

渡 辺 啓 悦\* 市 来 勇\*\*

## Development of Cryogenic Pump Inducer using Inverse Design Method and CFD

by Hiroyoshi WATANABE, & Isamu ICHIKI

A cryogenic pump, comprising an inducer, impeller and diffuser, has been developed for LNG (Liquified Natural Gas) transfer and pressurization. The inducer, an important component which enables high suction performance, was exclusively designed using the 3D inverse design method, by which 3D data for blade geometry was numerically obtained for specified blade loading distribution. The flow fields and performances of the inducer and pump were evaluated by CFD (Computational Fluid Dynamics), while pump suction performance was evaluated using a Rayleigh-Plesset cavitation model. The pump was then tested in a water test tunnel, the result of which indicated favorable suction performance. Cavitation CFD was used for investigating inducer work distribution effects and hub meridional shapes. Suction performances predicted by cavitation CFD matched well with those of test results.

**Keywords:** Inducer, Suction performance, Three dimensional inverse design, Loading, Cavitation, CFD, LNG, Cryogenic pump

### 1. 緒 言

近年、世界的なエネルギー需要の増大により原油価格が高騰している中で、比較的価格が安定しており、CO<sub>2</sub>の排出量が少ない天然ガスの開発が盛んになってきている。液化天然ガス（LNG）は天然ガスをマイナス162℃にして液化した燃料であり、液化することでその体積は1/600となり輸送しやすくなる。

LNGの輸送にはLNG運搬船が使われ、各地のLNG受け入れ基地に供給される。LNG受け入れ基地における貯蔵タンク並びにLNG運搬船の運用効率はその残存量、すなわち払い出し可能な最低液面高さに影響される。そのため、LNG貯蔵タンクやLNG運搬船からのくみ上げに使用されるクライオジェニックポンプ（Cryogenic pump）は、低位液面高さでの送液能力、すなわち優れた吸込性能が要求される。

ポンプの吸込性能向上手法としては遠心羽根車（以下、主羽根車）の上流にインデューサと呼ばれる軸流羽根車を取り付けることが一般的である。インデューサの吸込

性能とインデューサ設計パラメータの関係についてはJapikse<sup>1)</sup>が解説したように古くから研究されてきた。Sutton<sup>2)</sup>はヘリカルインデューサの羽根角度 $\beta$ に対して、流量係数 $\phi = 0.6 \tan \beta$ の関係が高吸込性能を得られる設計ガイドラインとして提案している。Dixon<sup>3)</sup>はキャビテーション係数と吸込比速度の関係から、吸込比速度を最大にする流量係数のガイドラインを与えている。これらによれば流量係数を下げる、すなわちインデューサ外径を大きくすることで吸込性能は向上する傾向にあるが、インデューサ外径を大きくするためには主羽根車の入口径も大きくする必要がある。一方、主羽根車の入口径を大きくすると、羽根車入口相対速度の増大により、ポンプ効率は不利となるばかりではなく、部分流領域での逆流の発生によって振動が大きくなるなどの問題がある。したがって、ポンプ効率や $Q-H$ 特性の安定性の観点から主羽根車入口径の限界が決まり、それによりインデューサの取り得る最大径も決まってしまう。

従来、インデューサの羽根形状としてはヘリカルのものが一般的に多く用いられてきたが、吸込性能の改善やキャビテーションに起因する不安定現象を抑制するため、可変ピッチインデューサ<sup>4)</sup>やキャンバー付インデューサ<sup>5)</sup>が提案された。インデューサにおけるキャビテーションの発生は、インデューサ羽根面の圧力分布に大き

\* 風水力機械カンパニー 技術開発室 流体開発グループ

\*\* 同 同 流体設計グループ

く依存するため、羽根面圧力分布のコントロールが重要である。しかしながら、羽根の角度分布を直接設定する設計手法（直接法）ではインデューサの最適な圧力分布を得るためには多くの試行錯誤を必要とし、非効率的である。

Zangeneh<sup>6)</sup> は設定した羽根負荷分布から羽根形状を計算する3次元逆解法を開発し、これまでに様々なターボ機械のブレードスルー設計に応用されてきた<sup>7~10)</sup>。足原<sup>11)</sup> は3次元逆解法をインデューサ設計に適用し、羽根負荷分布のインデューサ性能に及ぼす影響を調べた。その結果、前半負荷型で入口無衝突設計のインデューサは入口逆流を抑制し、更に十分な吸込性能を保つことを示した。また、足原<sup>12)</sup> は逆解法を液体水素ロケットポンプ用インデューサの設計に適用し、入口無衝突設計により入口逆流を抑制できることを示した。これにより、入口逆流に起因する変動圧力レベルを低く抑え、同時に旋回キャビテーションといった不安定現象が発生しないことを示した。

このように、3次元逆解法設計によるインデューサはキャビテーションに起因する不安定現象を抑制できることが分かったが、更に吸込性能を最適にするインデューサ負荷分布の調査が今後の課題である。

当社は、3次元逆解法やキャビテーション流れ解析といった最新の流体力学設計・解析技術を適用して、クライオジェニックポンプの性能最適化に取り組んでいる。また、当社はLNGとLPG実液を用いたISO9906 (Rotodynamic pumps-Hydraulic performance acceptance tests-Grades 1 and 2) に則った性能試験が可能な試験設備を建設し<sup>13)</sup>、クライオジェニックポンプの開発を進めている。

本研究では、クライオジェニックポンプの高吸込性能化を目的として、インデューサの設計に3次元逆解法を適用した結果を示す。インデューサの負荷分布は足原<sup>11)</sup> が吸込性能に有効とした前半負荷型の負荷分布を採用した。それと合わせてインデューサハブ形状と羽根高さ方向オイラーヘッド分布の異なる二つのインデューサを設計し、流れ解析によってインデューサ性能を評価すると共にそれらをクライオジェニックポンプに適用した場合のポンプ性能を水試験により評価した。以下にその結果を示す。

## 2. 3次元逆解法によるインデューサの設計並びに流れ解析による評価

### 2-1 3次元逆解法設計

インデューサの設計には3次元逆解法ソフトである

TURBOdesign<sup>-1)</sup>を用いた。

TURBOdesign<sup>-1)</sup>では $\partial(rV_\theta)/\partial m$  ( $rV_\theta$ は角運動量、 $m$ は子午面方向)を設定する。

非圧縮のポテンシャル流れ場では、以下の式により $\partial(rV_\theta)/\partial m$ と羽根圧力面と負圧面の圧力負荷( $p^- - p^+$ )が関連付けられる<sup>6)</sup>。

$$p^+ - p^- = 2\pi/B \cdot \rho W_{mbl} \cdot \partial(rV_\theta)/\partial m \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで $B$ は羽根枚数、 $W_{mbl}$ は羽根面上の相対速度である。式(1)により $\partial(rV_\theta)/\partial m$ によって圧力負荷がコントロールできることが分かる。

図1はインデューサの子午面形状を示す。従来のクライオジェニックポンプ用インデューサではインデューサAに示すようにハブとシュラウド子午面形状が平行なものが用いられている。しかし本研究ではインデューサBのようにハブ入口半径を小さくし、曲線形状にする効果も検討した。これはハブ側入口・出口半径差によって遠心力効果を昇圧作用に利用し、インデューサのヘッドを大きくできることを考慮したものである。インデューサの羽根枚数は共に2枚である。

図2は3次元逆解法で用いたインデューサ負荷分布と、インデューサ出口の羽根高さ方向無次元 $rV_\theta$ 分布（オイラーヘッド係数に相当する）を示す。3次元逆解法設計の設定流量は入口スロート面積を確保するために130%設計流量とした。また負荷分布は足原<sup>11)</sup>の結果から、吸込性能を考慮して前半部分の負荷を大きくした。インデューサAの無次元 $rV_\theta$ は、ヘリカルインデューサと同様にハブ側よりチップ側が大きい強制渦型のものとした。一方、インデューサBの無次元 $rV_\theta$ は自由渦型とした。無次元 $rV_\theta$ の平均値はインデューサAは0.064、インデューサBは0.1とした。インデューサBのハブ曲線形状の効果を期待して無次元 $rV_\theta$ は大きい値にしている。

また、逆解法設計では羽根厚みなしの、キャンバ面だ

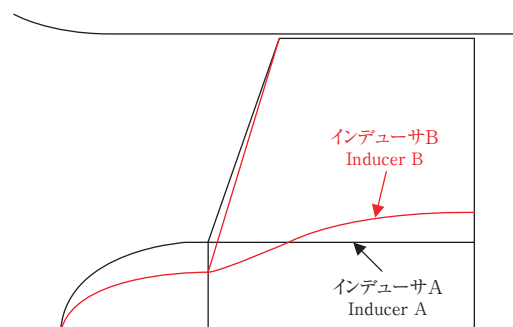
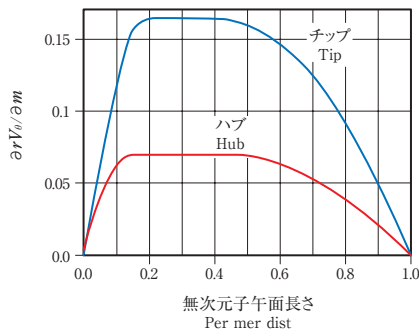
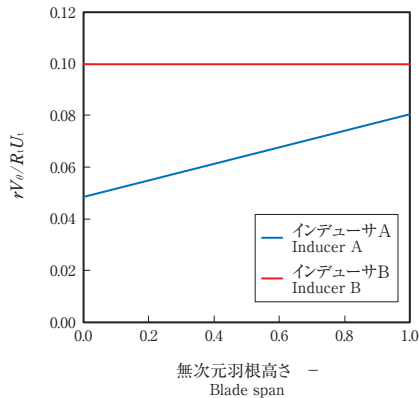


図1 インデューサ子午面形状  
Fig. 1 Inducer meridional geometry



(a) 負荷分布  
(a) Specified loading distribution



(b) オイラーヘッド分布  
(b) Specified Euler head distribution

図2 インデューサ逆解法設計パラメータ  
Fig. 2 Design parameters of inducer inverse design

けを計算し、キャンバ面を得た後で羽根厚分布を与えその形状を再構築した。その際、前縁並びに後縁側には負圧面側にテーパを付けるようにした。したがってインデューサ入口角度は130%流量よりも低流量側でマッチングすることとなる。インデューサ入口流れのマッチング状態は後で述べるインデューサ単体の流れ解析により確認した。

図3はインデューサAとインデューサBの形状並びに羽根角度分布を示す。逆解法設計のインデューサは図3で示されるように非常に独特な羽根角度分布を示すことが分かる。

### 2-2 インデューサの流れ解析による評価

逆解法設計したインデューサ単体の性能並びに内部流れの確認は市販のナビエ・ストークス流れ解析コードであるCFX-10.0を用いて行った。本解析で用いたグリッド要素数は約47万要素で、周期境界条件を用いずに羽根2枚全体の解析を行った。乱流モデルは標準k-εモデルを用いた。ここではキャビテーションなしの状態

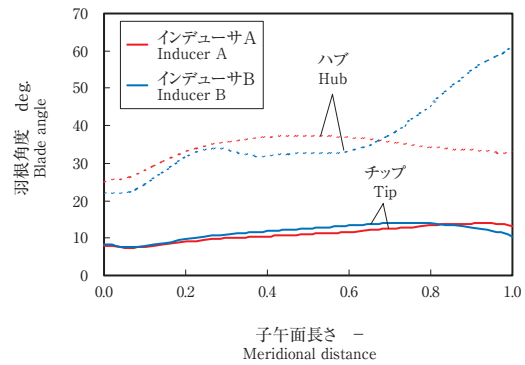
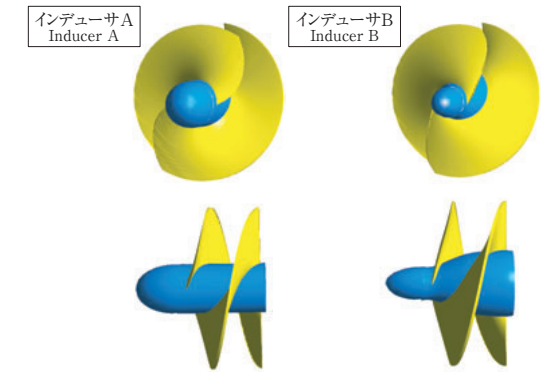


図3 インデューサ形状  
Fig. 3 Inducer geometry

析を行った。

インデューサAとインデューサBの性能をCFDによって解析した結果を図4に示す。図4(a)はインデューサの圧力係数( $gH_t/U_t^2$ )である。設計流量( $Q/Q_d=1.0$ )における圧力係数はインデューサAが0.14、インデューサBが0.17である。図4(a)  $Q/Q_d=1.3$ のA、Bで示した点(\*, +)は逆解法設計の設計オイラーヘッドである。

インデューサの揚程が大きいほど主羽根車のキャビテーション性能に対して有利と考えられる。しかしながら、インデューサヘッドを大きくし過ぎた場合には低周波脈動と呼ばれる不安定現象が発生する危険性があり、低周波脈動の発生流量から考えると、圧力係数0.12程度がヘリカルインデューサの安定運転を考慮した場合の限界値としている<sup>8)</sup>。Sutton<sup>2)</sup>も圧力係数が0.15の時に最高の水力効率が得られるとしている。これらの基準から考えるとインデューサBの圧力係数はやや高い可能性がある。

図4(b)はインデューサ効率、図4(c)はインデューサ内の最低圧力をNPSHで示した。これらを見るとインデューサBは大流量側でインデューサAより良い効率を示し、また設計流量でインデューサ内最低圧力が大きいことが分かる。

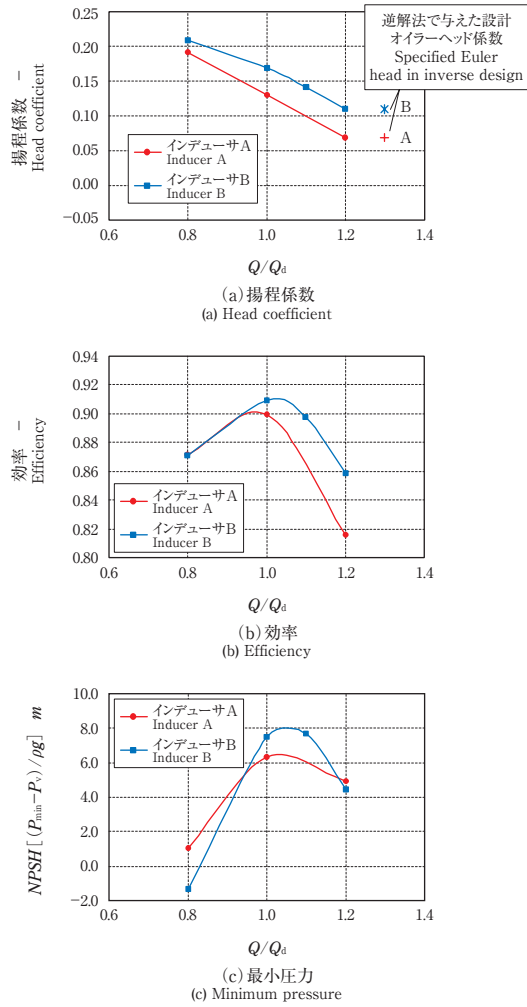


図4 インデューサ性能計算結果  
Fig. 4 Calculated inducer performance

図5はチップ側羽根面静圧分布を  $Q/Q_d=1.0$  と  $Q/Q_d=1.2$  の場合について示す。インデューサ内の最低圧力はインデューサA、インデューサB共に羽根前縁付近に存在し、インデューサBはインデューサAよりも圧力係数は大きいものの、最低圧力はインデューサAより改善されていることが分かる。

しかしながら、無次元子午面距離0.2~0.7ではインデューサBの負圧面側静圧はインデューサAより低いことが分かる。

### 2-3 インデューサと主羽根車のマッチング

3次元逆解法設計のインデューサは直接法により設計された主羽根車並びにディフューザと組み合わせて試験した。インデューサと主羽根車のマッチングが良好でない場合には、主羽根車前縁部で低圧領域が発生し、インデューサより先に吸込性能が低下する可能性を考えられる。

そこで、インデューサと羽根車のキャビテーションなしの

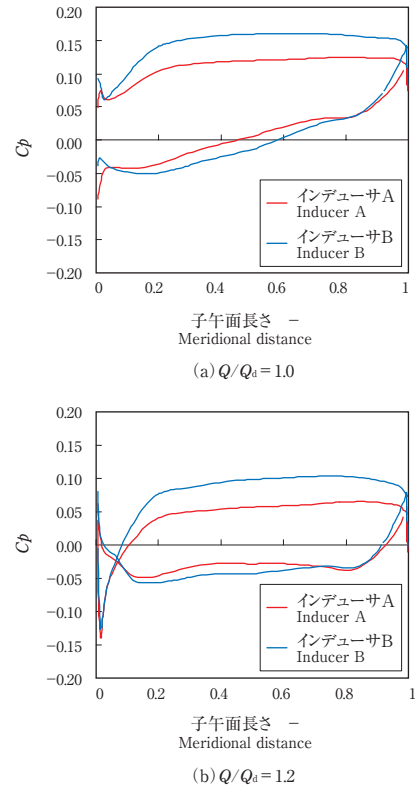


図5 羽根面静圧分布  
Fig. 5 Surface pressure distribution

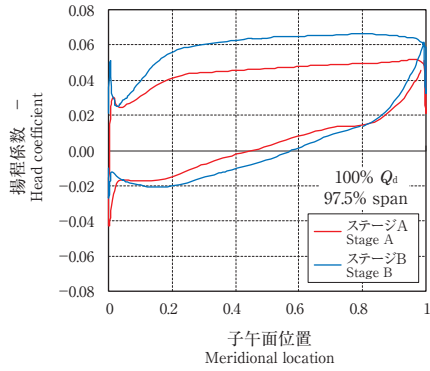
状態におけるマッチングを確認するためにインデューサ、羽根車を組み合わせた段落解析を行った。解析コードはインデューサ単体の場合と同様にCFX-10.0を用いた。段落解析の場合には周期境界条件を適用してインデューサ、主羽根車共に羽根間1ピッチだけのグリッドを用いた。グリッド要素数は約37万要素である。

図6は  $Q/Q_d=1.0$ でのチップ側 (97.5% span) におけるインデューサと主羽根車の羽根面静圧分布を示したものである。ここでステージAはインデューサAを用いた場合、ステージBはインデューサBを用いた場合である。

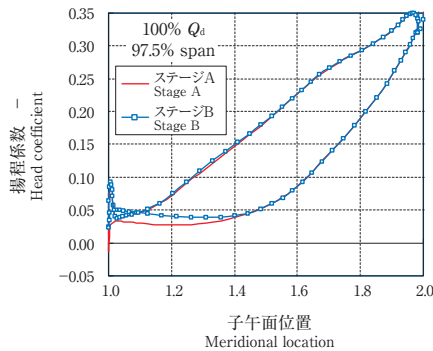
図6 (a) で示したインデューサの羽根面静圧はインデューサ単体で解析した図5の結果とほとんど同じである。

図6 (b) は主羽根車の羽根面静圧分布を示す。

ステージAの場合には、主羽根車前縁部だけで局所的な高・低圧ピークが存在するが、おおむね無衝突流入に近い状態である。インデューサBと組み合わせたステージBの場合には、羽根車入口で羽根負圧面側より圧力面側の静圧が低くなっていることから、羽根入口流れはやや負の入射角となっていることが分かる。これは圧力係数が大きいインデューサBは羽根に対する予旋回が大きいためである。



(a) インデューサ  
(a) Inducer



(b) 羽根車  
(b) Impeller

図6 インデューサ・羽根車一体解析による羽根面静圧分布  
Fig. 6 Surface pressure distribution analyzed by stage CFD

主羽根車入口圧力は、圧力係数の大きいインデューサBを用いた方が、インデューサAよりも大きくなっていることが分かる。主羽根車入口圧力の大きい方が羽根車の吸込性能には有利であると考えられるので、インデューサBの有利性が予想された。

### 3. 実証実験結果

図7に示す試験装置を用いてインデューサAとインデューサBを用いたポンプのキャビテーションなしとキャビテーション発生状態の吸込性能試験を行った。作動流体は常温の清水である。試験装置は閉ループで、NPSHの調整は圧力調整用タンクに接続した真空ポンプで行った。流量はポンプ下流に備えた電磁流量計で測定した。

図8は供試ポンプの断面を示す。供試ポンプはインデューサと主羽根車並びに軸流型のディフューザを備え、そのディフューザ下流にはガイドベーンを設置した。インデューサはアルミニウムブロックから5軸NCで加工した。主羽根車と軸流型ディフューザはラピッドプロトタイプング (Selective Laser Sintering) によって製作

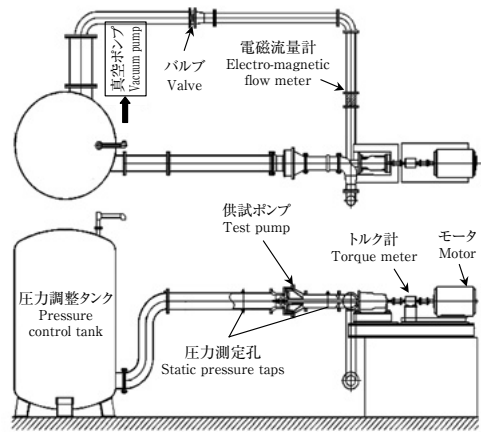


図7 試験装置  
Fig. 7 Test rig.

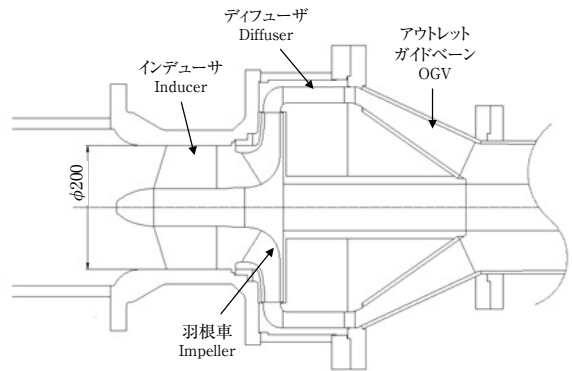


図8 供試ポンプ断面図  
Fig. 8 Schematic view of test pump

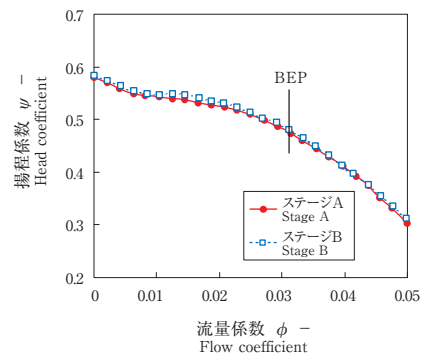


図9 ポンプ揚程特性  
Fig. 9 Head characteristics of test pump stages

した。性能試験はポンプ回転速度  $1500 \text{ min}^{-1}$  で行った。図9はステージAとステージBのポンプ揚程特性を示す。図9中に最高効率点の作動点をBEPで示した。流量

係数  $\phi = 0.01 \sim 0.02$  以下の運転領域で両者に若干の違いが認められるが、その他の領域ではほとんど同じことが分かる。流量係数  $\phi = 0.01 \sim 0.02$  ではステージBの揚程特性に若干の右上がり領域が認められる。これはインデューサBの揚程係数がインデューサAより大きく高負荷なために、インデューサ出入口での逆流が発達する。そのためにインデューサ特性に右上がりがある可能性がある。また、インデューサと主羽根車間流れの変化に起因する可能性もある（主羽根車入口逆流の状態）。これについては今後更なる調査が必要である。

図10は  $Q/Q_d = 1.25, 1.0, 0.75$  における吸込性能測定結果を示す。これを見るとステージBはステージAよりも大きな  $NPSH$  で揚程が低下し始めることが分かる。3%揚程低下点 ( $\psi/\psi_n = 0.97$ ) で見ると、 $Q/Q_d = 1.25$  と  $1.0$  ではステージAが良好な吸込性能を示している。 $Q/Q_d = 0.75$  ではステージA、ステージBはほぼ同じ  $NPSH$  である。

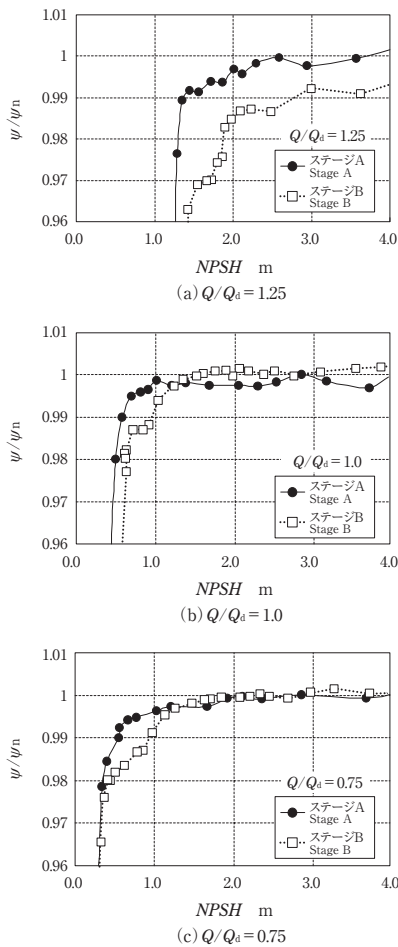


図10 ポンプ吸込性能

Fig. 10 Suction performance of test pump stages

吸込性能試験において、本逆解法設計のインデューサを備えたステージA及びステージBではキャビテーション発生時の低周波脈動は小さく問題とならなかった。 $Q/Q_d = 0.75$  の場合には揚程急低下直前の  $NPSH$  で低周波脈動が観察されたが、 $Q/Q_d = 1.0$  では低周波脈動は発生しなかった。

#### 4. 流れ解析によるキャビテーション性能評価

キャビテーションなしの計算結果では、インデューサBの方が負荷は大きい最低静圧が小さいと判断できた。しかしながら、実験結果ではインデューサAを用いたステージAの方が吸込性能は良好であった。この理由を考察するため、インデューサと主羽根車を組み合わせた場合のキャビテーション解析を行った。解析コードはキャビテーションなしの解析の場合と同様にCFX-10.0を用いた。CFXではキャビテーションモデルはRayleigh-Plessetモデルを使用している。

図11には  $Q/Q_d = 1.0$  における吸込性能実験結果とCFDによる計算結果を比較したものである。羽根間1ピッチの計算にもかわらず、CFDはインデューサの違いによるキャビテーション発達による揚程急低下点の変化を良く予測していることが分かる。CFDの圧力係数は試験値より大きい、これはCFDがディフューザを含めてないことやライナリング漏れを考慮していないためと考えられる。

図12は  $NPSH = 0.68, 0.58$  並びに  $0.47$  におけるインデューサと主羽根車内のキャビテーションボイド率50%の等値面を示す。これらによりポンプ内のキャビテーションの発達を観察できる。これらを見ると  $NPSH = 0.68$  ではステージB（インデューサB）ではキャビテーションはインデューサ負圧面上でほぼ後縁に達している。一方ステージA（インデューサA）ではまだスロートまで発達して

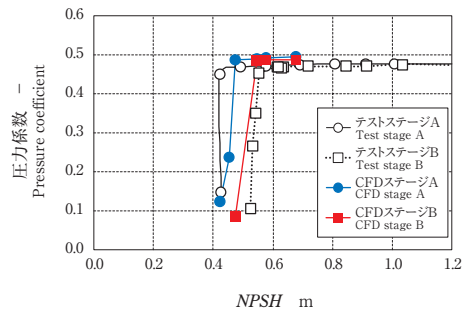


図11 ポンプ吸込み性能、実験と解析結果の比較

Fig. 11 Comparison in suction performance between the test and CFD predictions results

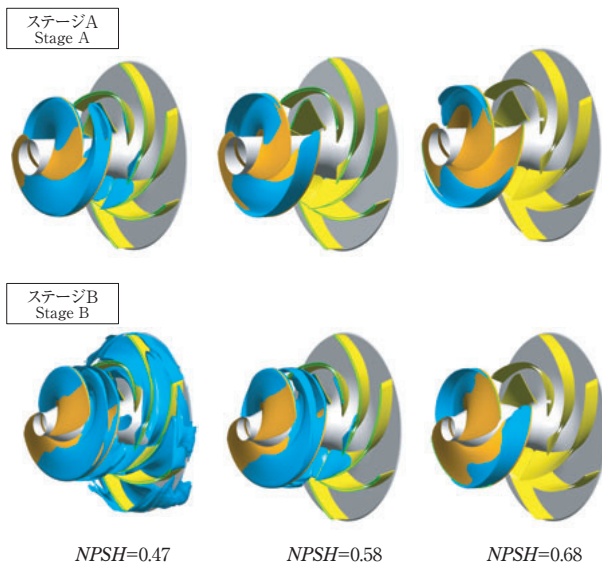


図12 キャビテーションボイド率50%の等値面の分布  
上：ステージA，下：ステージB

Fig. 12 Isosurface of water vapour volume fraction=0.5  
Upper : Stage A, Lower : Stage B

いない。また  $NPSH=0.58$  のステージBは主羽根車の負圧面でも発生し始めている。更に  $NPSH=0.47$  のステージBは主羽根車流路内の広い領域にキャビテーションが発達し、これにより揚程急低下することが分かる。図13は  $NPSH=0.58$  のインデューサと主羽根車チップ付近の羽根面静圧分布を  $NPSH$  の揚程係数として示している。したがって、揚程係数ゼロが飽和蒸気圧を表す。ステージAではインデューサ負圧面ではほぼ全域が飽和蒸気圧を示し、キャビテーションの発達が負圧面全面に渡っていることが分かる。しかし羽根圧力面は前縁付近で圧力が飽和蒸気圧を示しているが、羽根面の大部分が正の  $NPSH$  でインデューサは昇圧作用をしており、主羽根車入口では飽和蒸気圧力も高い圧力を保っている。ステージBはインデューサ圧力面も子午面距離で50%付近までキャビテーションが発達し、インデューサはほとんど昇圧作用をしないため、主羽根車入口でキャビテーションの発達を示す圧力係数がゼロの領域が確認できる。

以上のことから、ステージAとステージBにおける揚程急低下過程では、 $NPSH$  の低下に伴い、まずインデューサ負圧面上のキャビテーションが羽根車出口に達してインデューサ部の揚程が低下する。これにより主羽根車入口圧力が低下して、主羽根車負圧面のキャビテーションが発達し始め、キャビテーションが主羽根車出口まで達したときに揚程急低下することが分かる。ステージAの方が

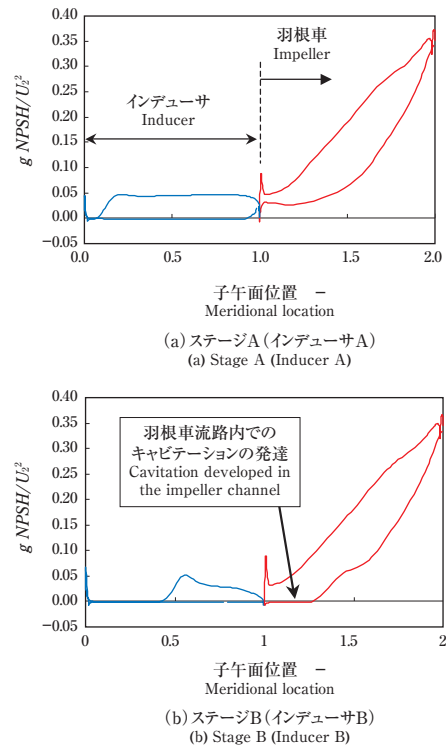


図13 解析によるチップ付近の羽根面静圧分布  
Fig. 13 Calculated surface pressure distribution near the tip ( $NPSH=0.58$ )

ステージBよりもインデューサにおけるキャビテーション発達が遅いため、ステージAの方が良好な吸込性能を示すことが分かる。

インデューサBのキャビテーション発生領域がインデューサAよりも大きい理由は、図5に示した羽根面静圧分布から、インデューサBの最低圧力ピークはインデューサAよりも大きい、負圧面の全体的な圧力値がインデューサAよりも小さいためと考えられる。すなわち、キャビテーション性能をノンキャビテーション解析の羽根面静圧分布から評価する場合、羽根前縁の局所的な最低圧力ピーク値ではなく、負圧面全体の低圧領域の積分値といった量で判断する必要があると考える。ここでインデューサBのキャビテーション性能が低下した原因として、圧力係数がインデューサAよりも大きいことで負圧面の全体的な圧力値が下がるためと考えられる。

ここまで述べたように、インデューサAを搭載したステージAは良好な吸込性能を示すことが分かったので実機LNGポンプに採用し実液試験を行った。その実液試験結果では吸込性能要項を満足し、しかも低周波脈動も少ないなど運転安定性についても確認した。インデュー

サBはインデューサAよりも吸込性能は劣っていたが、従来型のヘリカルインデューサ、あるいは可変ピッチインデューサより良好な吸込性能を示し、また低周波脈動も小さいことが確認できた。

## 5. インデューサ羽根面負荷の最適化

3次元逆解法を適用することでインデューサの羽根面負荷分布をコントロールでき、キャビテーション流れ解析によってクライオジェニックポンプ内のキャビテーション発達状態と吸込性能を評価できることが分かった。すなわち、3次元逆解法とキャビテーション流れ解析を組み合わせることで更に高吸込性能を示すクライオジェニックポンプを開発できる可能性がある。インデューサAとインデューサBは図2(a)に示す同一の負荷分布を用いて設計したものであるが、更に吸込性能を改善させるためのインデューサ最適化設計が進行中である。具体的にはインデューサチップ側負圧面圧力分布の低圧領域が少なくなるような最適負荷分布や、高さ方向の負荷分布の研究を行っている。今後3次元逆解法とキャビテーション流れ解析を用いた設計システムによって、効率的にクライオジェニックポンプの開発が行われることを期待されている。

## 6. 結 言

3次元逆解法をクライオジェニックポンプのインデューサ設計に適用した試験結果を示した。インデューサの負荷分布は前半負荷型の負荷分布を採用した。合わせて、インデューサハブ形状と羽根高さ方向オイラーヘッド分布の異なる二つのインデューサを設計し、流れ解析によってインデューサ性能を評価した。設計した二つのインデューサをクライオジェニックポンプに適用した場合のポンプ性能を水試験で評価した。更に、キャビテーション流れ解析を適用して吸込性能に及ぼすポンプ内部のキャビテーション発達状態を評価した。その結果以下のことが分かった。

(1) 平行子午面で強制渦型のインデューサAと、ハブ側に曲面をもつ自由渦型のインデューサBではインデューサAが高い吸込性能を得た。同時にキャビテーション解析によればインデューサAの方がインデューサBよりもNPSH低下に伴うキャビテーションの発達が遅いことが分かり、水試験結果を裏付けた。

(2) インデューサBの吸込性能が劣る理由として、設計圧力係数が大きいこと羽根負圧面上の圧力値が小さいことが考えられる。

(3) キャビテーション流れ解析はインデューサの違いによるキャビテーション発達による揚程急低下点の変化を良好に予測している。

(4) キャビテーションなしの流れ解析でインデューサの吸込性能の良し悪しを判断する場合には前縁付近の局所的な低圧値ではなく、負圧面全体の低圧領域の積分値等による判断が必要と考える。

(5) 3次元逆解法とキャビテーション流れ解析を組み合わせた設計プロセス、水試験及びLNG実液試験設備による実証試験により高い吸込性能のクライオジェニックポンプの開発が可能になった。

## 使用記号

・記号	
$B$	: 羽根枚数
$C_p$	: 静圧係数 [-]
$NPSH$	: 有効吸込みヘッド [m]
$P$	: 圧力 [Pa]
$Q$	: 流量 [ $m^3/min$ ]
$U$	: 羽根周速度 [m/s]
$\rho$	: 密度 [ $kg/m^3$ ]
$\phi$	: 流量係数 [-]
$\psi$	: 圧力係数 [-]
・添字	
2	: 羽根車出口
d	: 設計点
m	: 子午面方向
i	: インデューサ
t	: インデューサ チップ部
+	: 圧力面上の値
-	: 負圧面上の値

## 参考文献

- 1) Japikse, D., "Overview of Industrial and Rocket Turbopump Inducer Design", Proceedings of International Symposium on Cavitation, (2001), (CAV2001).
- 2) Sutton, M., "Improving the Cavitation Performance of Centrifugal Pumps with Helical Inducers", (1964), BHRA Paper TN814
- 3) Dixon, S. L., "Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery, 3rd Edition", (1978), Pergamon Press, England.
- 4) Acosta, A. J., "An Experimental Study of Cavitating Inducers", (1958), Second Symposium on Naval Hydrodynamics.
- 5) Bakir, F., Kouidri, S., Noguera, R., Rey, R., "Design and Analysis of Axial Inducers Performances", (1998), FEDSM98-5118.
- 6) Zangeneh, M., "A Compressible Three Dimensional Blade Design Method for Radial and Mixed Flow Turbo-machinery Blades", Int. J Numerical Methods in Fluids, Vol. 13, (1991), pp. 599-624.
- 7) Zangeneh, M., Goto, A., and Takemura, T., "Suppression of Secondary Flows in a Mixed Flow Pump Impeller by Application of 3-D Inverse Design Method: Part 1 - Design and Numerical Validation," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, (1996), pp. 536-543.



- 8) Goto, A., Zangeneh, M., and Takemura, T., "Suppression of Secondary Flows in a Mixed Flow Pump Impeller by Application of 3-D Inverse Design Method: Part 2-Experimental Validation," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, (1996), pp. 544-551.
- 9) Goto, A., and Zangeneh, M., "Hydrodynamic Design of Pump Diffuser Using Inverse Design Method and CFD," ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, (1998), FEDSM98-4854.
- 10) Watanabe, H., and Harada, H., "Suppression of Secondary Flows in Turbine Nozzle with Controlled Stacking Shape and Exit Circulation by 3D Inverse Design Method," (1999), ASME Paper 99-GT-72.
- 11) Ashihara, K., and Goto, A., "Effects of Blade Loading on Pump Inducer Performance and Flow Fields," (2002), FEDSM2002-31201.
- 12) Ashihara, K., Goto, A., Kamijo, K., Yamada, H., Uchiumi, M., "Improvements of Inducer Inlet Backflow Characteristics Using 3-D Inverse Design Method," (2002), AIAA 2002-4158.
- 13) 茂木, 小川, 小口, "極低温ポンプ 試験設備", エバラ時報, (2007), No.214.
- 14) 吉田ら, 他4名, "多段インデューサの意匠", ターボ機械, Vol.34, No.5, (2006).

