

## ラジアルタービン内部流れの三次元数値解析

### Numerical Analysis of Flow in Radial Turbine Rotor

小松 智哉<sup>1)</sup> 中野 剛太<sup>1)</sup> 辻田 星歩<sup>1)</sup>  
Tomoya Komatsu, Gota Nakano, Hoshio Tsujita

<sup>1)</sup>法政大学工学部機械工学科

For the further improvement of the aerodynamic performance of the radial turbine, the detailed investigations for the behavior of the internal flow are required. However, it is very difficult to measure the internal flow by the experimental technique, because the radial turbine is relatively small, and rotates at the high speed. Therefore, the CFD technique is considered to be the effective tool to reveal the internal flow within the rotating radial turbine.

In the present study, the flow within the radial turbine was analyzed by the commercial CFD code. The computed results clarified the influences of the 3-dimensional complex flow on the loss generation within the rotating radial turbine.

**Keyword** : Radial Turbine, Turbine, Numerical Analysis

#### 1. 緒論

ラジアル型のタービンは軸流型のものに比べて低流量域で高い効率を有する。また単段で高い膨張比が得られるため構造も比較的簡単であることから、車両用ターボチャージャーや小型のガスタービンなどにおいて幅広く用いられている。ラジアルタービンの空気力学的性能を向上させるためには、その内部流れの挙動の詳細を正確に把握することが必要不可欠である。しかしラジアルタービンは一般的に小型でさらに高速で回転するため、実験的手法により内部流れを詳細に測定することは非常に困難である。また、ラジアルタービンの内部流れを対象とした数値解析例<sup>[1]</sup>もラジアルコンプレッサのものと比較して非常に少ない。

本研究では、ラジアルタービンの内部流れを汎用のCFDコードにより解析し、その挙動の詳細を明らかにした。

原稿受付 2008年2月29日

発行 2008年3月31日

法政大学情報メディア教育研究センター

#### 2. 供試羽根車

表1にタービンの仕様を、図1にタービン羽根車の形状を示す。

表1 羽根車の設計仕様

羽根枚数(枚)	9
タービン入口直径(mm)	64.40
タービン出口直径(mm)	58.24
入口羽根高さ(mm)	11.06
出口羽根高さ(mm)	22.12
ノズル入口直径(mm)	90.00

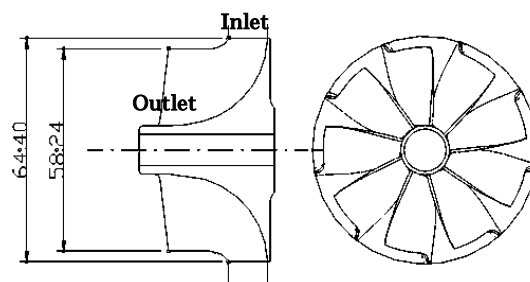


図1 羽根車形状

3. 数値解析法

3.1 計算方法

本研究では汎用のCFDコードSTAR-CDを用いて解析を行った。流れ場の支配方程式にはレイノルズ方程式を、全体の計算アルゴリズムにSIMPISO法を用いた。計算精度に影響を与える対流項の評価には二次精度の風上差分法(LUD)を、また、乱流モデルには高レイノルズ数型k-εモデルを用い、壁面境界条件には壁法則を適用した。

3.2 解析条件

本解析で設定した境界条件を表2に示す。入口境界条件として、絶対速度の流入角、全温および全圧を、また、出口境界条件としては大気圧を与えた。図2に解析に用いた計算格子を示す。計算格子は羽根車の9枚の翼で形成されるタービン翼間流路の1つに対して生成した。格子点数は、流れ方向に124点、翼ピッチ方向にはタービン翼間上流部のノズル内で40点、翼間内部で32点、翼間下流の出口領域で40点、翼スパン方向には24点であり、そのときの総格子点数は107,712点である。本研究においてはシュラウドケーシング壁面の羽根車に対する相対運動は考慮するがシュラウドケーシングクリアランスは無しとして、圧縮性定常流れを仮定して数値解析を行った。図3には後に計算結果を表示する翼間面のスパン方向位置を示す。

表2 境界条件

タービン入口温度(K)	393
回転数(rpm)	85000
流入角(deg)	70
タービン出口全圧(kPa)	101.3
膨張比 t(-)	2.00
質量流量係数(kg/s√K/kg/m <sup>2</sup> ) × 10 <sup>-4</sup>	3.30

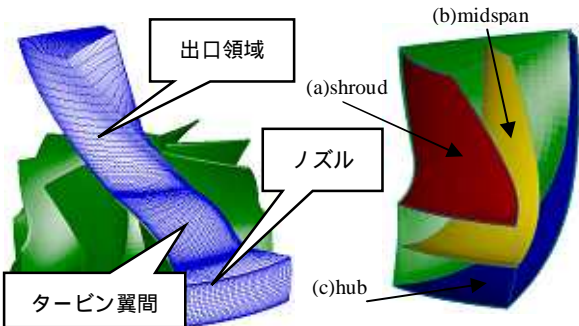


図2 計算格子

図3 計算結果表示断面

4. 計算結果および考察

4.1 流入角

図4にタービン羽根車入口でのピッチ方向平均絶対流入角αおよび相対流入角βのスパン方向分布を示す。ここで、αおよびβはそれぞれ絶対および相対速度ベクトルの半径方向となす角度により定義される。また、図中のHはノズル流路高さ、Yはハブを原点とする流路高さ方向の距離である。図5と図6に翼間シュラウド面、ミッドスパン面およびハブ面における相対速度Wの分布とそのベクトルを重ねた図および静圧係数C<sub>ps</sub>分布図をそれぞれ示す。静圧係数C<sub>ps</sub>は次式により定義される。

$$C_{ps} = P_s / P_{in} \quad (1)$$

ここで、P<sub>s</sub>は静圧、P<sub>in</sub>は入口平均全圧である。

図4から入口境界条件としてノズル入口断面で70°に様に設定した絶対流入角が、タービン羽根車入口においてはシュラウド側で低下している。この原因としては、子午面流路形状はタービン入口付近において半径方向から軸方向へ小さな曲率半径で転向するが(図1)、その曲率中心側のシュラウド側の静圧がハブ側より低くなり、その低圧領域へ向ってノズル内のシュラウド側の流れが加速され半径方向速度成分を増したためと考えられる。これらの現象は図5と図6のタービン入口付近の相対速度分布と静圧係数分布をハブ、ミッドスパンおよびシュラウド間で比較することにより確認できる。また、図4において両壁面付近で絶対流入角αが特に小さくなっている。これは、ノズル内ではタービン入口へ向って流路断面積が減少するため、高運動エネルギーの主流に応じた順圧力勾配が支配的となるが、壁面付近の境界層流体は運動エネルギーが低いため、その順圧力勾配により半径方向へ転向されたと考えられる<sup>[2]</sup>。相対流入角βについては、全てのスパン方向位置で負の値を示していることが分かる。

4.2 損失生成

図7に翼間シュラウド面における全圧損失係数C<sub>pt</sub>分布を示す。C<sub>pt</sub>は次式により定義される。

$$C_{pt} = (P_{in} - P_t) / P_{in} \quad (2)$$

ここで、P<sub>t</sub>は全圧である。図8にはタービン翼負圧面付近の子午面内の相対速度Wの分布とそのベクトルを重ねた図を示す。

図7の全圧損失係数分布から、高損失領域がシュ

ラウド面側負圧面上に存在しており，同位置にはく離領域が形成されていることがわかる(図5)．前述のようにタービン翼前縁への相対流入角は負の値を示しているため，このはく離領域の発生は流入角の影響によるものではないと考えられる．一方，図8の負圧面付近の子午面内の相対速度ベクトルから，流路が半径方向から軸方向へ変わる曲率中心側のシュラウド面でその転向に伴いはく離が生じているのが確認できる．したがって，シュラウド側負圧面上の高損失領域の発生はタービン羽根車の子午面形状に起因するものと考えられる．図7の圧力面側の前縁近傍においてもわずかな高損失領域が確認できるが，この原因はタービン前縁への負の流入角に伴うはく離によるものと考えられる．

5. 結論

本解析より以下の結論を得た．

- (1)本解析結果から小型ラジアルタービンの流れの挙動が明らかになった．
- (2)タービン羽根車入口での絶対流入角は，タービンの子午面形状に起因するシュラウド面側の静圧の低下により，ノズル内のシュラウド側の流れが加速されるためにシュラウド側で低下する．
- (3)子午面形状に起因するシュラウド側負圧面上ではく離の発生が，タービン羽根車内での損失生成に強い影響を与える．

参考文献

[1]土屋直木，吉識晴夫，“ラジアルタービン内流れの三次元数値解析(第1報，動翼内に字流れに与える翼端隙間の影響について)”，日本機械学会論文集(B編)65巻，1999-7

[2]玉木秀明，海野大，“ラジアルタービン可変ノズル下流における流れ場”，石川島播磨技報 Vol.47，2007-3

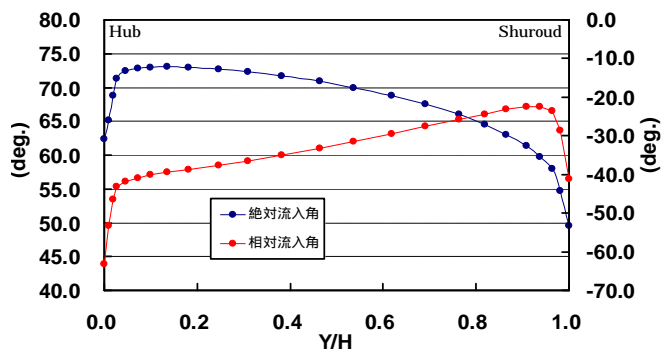
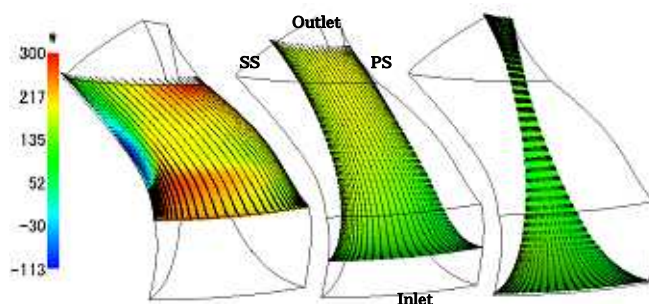
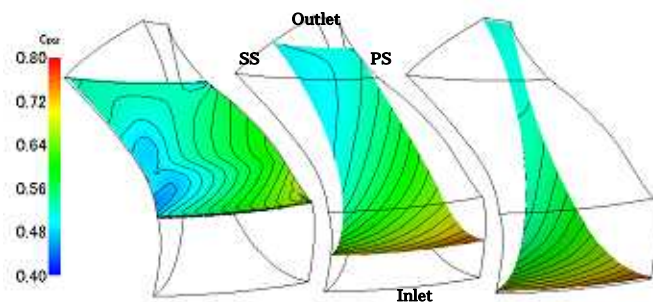


図4 平均流れ角



(a)シュラウド面側(b)ミッドスパン面(c)ハブ面側  
図5 主流方向速度分布と速度ベクトル



(a)シュラウド面側(b)ミッドスパン面(c)ハブ面側  
図6 静圧係数分布

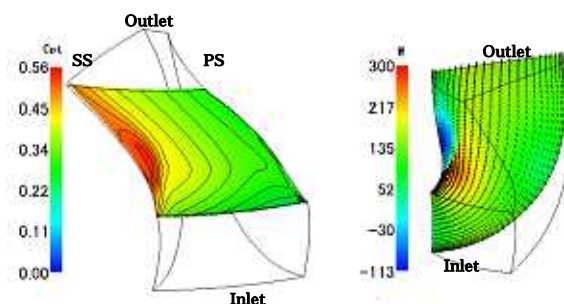


図7 全圧損失係数分布 図8 相対速度ベクトル