法政大学学術機関リポジトリ HOSEI UNIVERSITY REPOSITORY

PDF issue: 2025-07-15

ラジアルタービン羽根車上流の流れ場の数値 解析 : スクロール形状とノズルベーンの影 響

SAKAI, Yuki / 坂井, 優希

(出版者 / Publisher)
法政大学大学院理工学研究科
(雑誌名 / Journal or Publication Title)
法政大学大学院紀要.理工学研究科編
(巻 / Volume)
63
(開始ページ / Start Page)
1
(終了ページ / End Page)
6
(発行年 / Year)
2022-03-24
(URL)

https://doi.org/10.15002/00025273

ラジアルタービン羽根車上流の流れ場の数値解析 -スクロール形状とノズルベーンの影響-

NUMERICAL ANALYSIS OF FLOW FIELD UPSTREAM OF RADIAL TURBINE ROTOR -INFLUENCES OF SCROLL SHAPE AND NOZZLE VANE-

坂井優希 Yuki SAKAI 指導教員 辻田星歩 教授

法政大学大学院理工学研究科機械工学専攻修士課程

In this study, the influences of the scroll shape and nozzle vane on the flow behavior at the inlet of turbine rotor of turbocharger with the variable geometry system were investigated by using commercial CFD code. The computations were performed for the simplified model which is composed of the inlet duct, the scroll, the vaned nozzle and the exhaust pipe without the turbine rotor. The computed results clarified that the tongue and the overhang shapes of the scroll deteriorated the circumferential uniformities of the physical quantities such as the flow angle and the total pressure loss at the nozzle inlet. However, the nozzle vane installed in the nozzle passage improved the circumferential uniformity at the nozzle outlet by its straightening effect. Moreover, it increased the total pressure loss at the nozzle outlet due to the circumferential nonuniformity at the nozzle inlet.

Key Words : Radial Turbine, Overhang Shape, Nozzle Vane, CFD

1. 緒論

近年,温室効果ガスや窒素酸化物による地球温暖化や大 気汚染の問題が深刻化しており,これらの原因の一つに自 動車の排気ガスの増加がある.このため,世界各国では排 気ガス規制が強化されており,その対応策として自動車エ ンジンのダウンサイジングが進んでいる.しかしながら, ダウンサイジングにはトルクや出力の低下が伴うため,そ れらを補うためにターボチャージャの搭載が拡大してい る.

ターボチャージャはエンジンからの排気ガスを利用し てタービンを駆動し,同軸上の圧縮機を回転させることで エンジンへの吸入空気を圧縮する機能を持つ.これにより, エンジンの出力増大を可能としている.一般的にタービン 側には,単段で高い膨張比が得られ,さらに低流量域にお いて効率が良いラジアルタービンが採用されている.ラジ アルタービンはターボチャージャの性能を左右する主要 構成要素であり,その空気力学的性能のさらなる向上を図 るには,羽根車内だけでなく,その上流や下流における流 れの挙動を解明することが必要不可欠である[1].

ラジアルタービンを対象に羽根車以外の流れ場に着目 した研究として、羽根車の上流に位置するノズル出口流れ 場の周方向分布に着目した実験的研究[2]がある.それによ ると、スクロール形状が流れ場の非一様性を増加させる一 方で、ノズルベーンによってそれが緩和されることが報告 されている.本研究では、この実験で示されたスクロール 形状とノズルベーンが引き起こす各々の現象のメカニズ ムの詳細を明らかにするために、汎用 CFD コードによる 数値解析を実施した.

2. 数值解析法

(1) 解析対象

本研究では車両用ターボチャージャ RHV4 (IHI 製)の 試験用スケールアップモデルのラジアルタービン側を解 析対象とした.図1に示すラジアルタービンの可変ノズル 機構 (Variable Geometry System: VGS)は、エンジン回転数 の変化に応じたノズルベーン開度の調整を行い、流量とタ ービン駆動力を制御することによって、最適なタービン出 力を実現するものである.ノズル領域には11枚のノズル ベーンが装着され、そのベーン間の一部にはノズルクリア ランスピンが3箇所配置されている(図1).スクロール はオーバーハング形状を有しており、ノズル上流側の Shroud 壁面がスクロール流路側へ突き出た構造となって いる.

本研究の CFD 解析では、タービン羽根車を除くスクロ ールおよびノズル、排気管により構成されたモデルを対象 とした.これは実験的研究[2]で対象としたモデルと同様で ある.この場合、エンジンより送られる排気ガスがスクロ ール内を通り旋回成分を与えられた後、半径方向からノズ ル内に流入する.ノズル内の流れは可変ノズル機構により 最適な流速に調整され,その後,軸方向へ転向され排気管 を通って大気に放出される.また,ベーン開度は固定とし, ベーン間隙やクリアランスピンは無しとした.

(2)解析モデルと計算格子

図2に解析モデルの全体図を、図3にスクロールおよび ノズル領域の拡大図を示す.解析モデルのスクロール入口 側には、円形状からスクロール入口流路断面形状に変化す る「異形断面接続管」を接続している.さらにその上流側 には、スクロールへ流入する流れの境界層を十分に発達さ せるために「入口助走区間」を設けている.スクロール出 口側には、出口境界において旋回流に伴う逆流域が存続し ないように「排気管」を接続している(図2).また、タ ービン羽根車が取り除かれた領域には、羽根車と同じ Hub 壁側子午面形状を有する非回転体の静止流路を装着して いる(図3).図3の赤色枠で囲う領域は、第4章での考 察で参照するスクロール角部である.なお、ベーン前縁角 度 i_N[deg.]は 70.21 deg.とした.

表1には計算格子に関する情報を示す.計算格子は非構造格子により形成し,要素数は約3500万である.壁面からの第一格子点は,各点での無次元距離 Y⁺[-]が低 Re 数型の乱流モデルの適用条件である1.0以下になるようにすべて配置されている.

(3)解析条件

表 2 に解析条件を示す.本研究では,株式会社 CD-adapco の汎用 CFD コードの「STAR-CCM+ ver.11.02.010」を用い, 流路内部の流れ場を定常非圧縮性流れと仮定して解析を 行った.全体の計算アルゴリズムには SIMPLE 法を,対流 項の評価には二次精度の風上差分法を,乱流モデルには低 *Re* 数型 SST *k-w* モデルを用いた.また,遷移モデルには *y-Ree* 遷移モデルを用いた.なお,本研究における収束判定 基準は質量残差が 1.0×10⁴ 程度とした.

(4)境界条件

表3に境界条件を示す. 流量はターボチャージャ実機の 中流量域での作動状態を想定して設定し,入口境界断面に それに垂直な速度成分として表3 に示す流速を一様に与 えた. 出口境界には解析の基準圧力である 101.3 kPa を出 口境界面中央に与えた.



Fig.1 Variable Geometry System



Fig.2 Calculation domain



Fig.3 Scroll and nozzle section

Table 1	Computational	orid
I ubic I	Computational	SILC

	-		
Points		[-]	16,220,617
Cells		[-]	35,428,752
Baundary	Height of first grid point	[mm]	0.002~0.01
layer	Layers	[-]	20
-	Growth rate	[-]	1.2

Table 2 Calculation conditions

Software	STAR-CCM+ ver.11.02.010		
Flow field	Steady incompressible		
Computational algorithm	SIMPLE method		
Evaluation method of	Upwind difference scheme		
convective term	(Second order accuracy)		
Traductor a mandal	Low Reynolds number SST		
Turbuience model	k - ω model		
Transition model	γ -Re _{θ} transition model		
Air density	1.205 kg/m ³ (Constant)		

Table 3 Boundary conditions

Inlet	Mass flow rate	[kg/h]	140.3
	Flow velocity	[m/s]	15.55 (Uniform)
	Turbulanco		(Omorni)
	length scale	[mm]	2.5
	Turbulence	[%]	5
	intensity	[,•]	5
Outlet	Pressure	[kPa]	101.3
			(Reference)

3. データ処理方法

(1) 周方向座標

図 4 に解析結果の表示に用いる周方向座標 θ[deg.]およ びノズルベーン番号の定義を示す. 図中の r は半径方向を 示し, θ は舌部の対向側を原点 0 deg.とし羽根車の回転方 向を正として定義した周方向座標を示している.

(2) 表示断面と流れ角

図 5 にノズル入口および出口の結果表示断面と流れ角 ayw[deg.]の定義を示す.ノズル入口表示断面は静止流路中 心から半径 55.3 mm の円筒面,ノズル出口表示断面は半径 30.6 mm の円筒面である.図中の LE および TE はベーン の前縁および後縁を, PS および SS はベーンの圧力面およ び負圧面を示す.

(3) 全圧損失係数

結果の評価に用いた全圧損失係数 *C_{pt}*[-]の定義は式(1)に 示す通りである.

$$C_{pt} = \frac{P_{in} - P_T}{P_{in}} \tag{1}$$

ここで, *P*_{in}[Pa]はタービンスクロール入口全圧, *P*_f[Pa]は任意の位置での全圧である.

(4) 渦度

結果の評価に用いた渦度ベクトルの大きさ Q[/s]の定義 は式(2)に示す通りである.

$$\Omega = |\operatorname{rot} \boldsymbol{V}| \tag{2}$$

ここで、**V**[m/s]は任意の位置での流体の速度ベクトルである.



Fig.4 Circumferential coordinate



Fig.5 Definitions of flow angle

4. 結果および考察

(1) ベーンの整流効果

図6にはShroud 壁近傍とMidspan, Hub 壁近傍における 流れ角 *a*_{yN}, 図7には全圧損失係数*C*_{pt}の周方向分布を示 す.各グラフの横軸は周方向座標 *θ* を,縦軸は各物理量を 示し,青色線はノズル入口,赤色線はノズル出口の結果を 示す.また,図6中の緑色破線はベーン前縁角度 *i*_{yN}(=70.21 deg.)を示し,この線よりノズル入口の流れ角 *a*_{yN}が上回る 場合は圧力面衝突流入,下回る場合は負圧面衝突流入を起 こしている領域となる.また,図8にはMidspanにおける ノズル平面上の全圧損失係数*C*_{pt}分布に速度ベクトルを重 ねた図を,図9には舌部対向側のスクロール内における流 線と限界流線の結果を,図10には*θ*=315 deg.における子 午面上の全圧損失係数*C*_{pt}分布に速度ベクトルを重ねた図 を示す.







(c) Hub Fig.7 Circumferential distribution of total pressure loss



Fig.8 Total pressure loss distribution and velocity vectors on plane at midspan



Fig.9 Streamlines and limiting streamlines



Fig.10 Total pressure loss distribution and velocity vectors on meridional plane at 315 deg.

a)ノズル入口の流れ場

始めにノズル入口での Shroud 壁近傍, Midspan 付近, Hub 壁近傍のすべてのスパン方向位置で共通する現象に 着目する. 流れ角 *a_y*N においては (図 6) ベーンの影響に よる変動波形が見られるが,その波形のピーク値は *θ*=180 deg.付近で局所的な低下を示している. これは,すべての スパン方向位置で確認でき,また,この周方向位置がスク ロール舌部付近であること,さらに図 8 の橙色枠で囲う Midspan 付近でのノズル平面速度ベクトルが舌部付近で半 径方向内向きに偏向されていることから,舌部形状に起因 する現象であることが分かる.

また,全圧損失係数 C_{pt} においては(図7) θ =180 deg.付 近で局所的に増加している.この現象についても流れ角 α_{yN} と同様に舌部形状の影響と考えられ,図8の橙色枠で 囲う Midspan 付近での全圧損失係数 C_{pt} の分布に着目する と,舌部のウェークの高損失流体がノズルに流入している ことが分かる.

以上の結果から、スクロールの舌部形状がノズル入口で の流れ角や全圧損失の周方向分布を非一様化させる主な 原因であることが分かる.

つぎにノズル入口での各スパン方向位置で異なる現象 に着目する. Shroud 壁近傍の全圧損失係数 Cmにおいて(図 7(a)),変動波形のピーク値は *θ*=330 deg.付近から *θ*=0 deg. を通る θ=60 deg.付近にかけて高くなっていることが分か る.この現象はノズル入口側で生じていることからスクロ ール形状に起因していると考えられる. さらにスパン方向 の Shroud 壁付近でのみ局所的に生じていることから、特 にオーバーハング形状に注目して原因の考察を行う.スク ロール内における限界流線の結果からは(図9), 橙色枠 で囲う θ=270 deg.付近でスクロール角部に黄色破線で示す はく離線が確認でき、子午面速度ベクトルと全圧損失係数 Cpt の分布からは(図10), 橙色枠で囲うスクロール角部 に青色矢印で示す渦の存在が確認できる. この渦はスクロ ール入口から流路が湾曲を開始する位置付近から発生し ていることから, 流路の曲がりによって生じる流路渦の発 達に起因するものと考えられる.この流路渦はスクロール 湾曲部に流入した流れの主流に作用する遠心力に釣合う 曲率中心方向の圧力勾配が,スクロール壁面上の境界層流 体にも作用することにより生じる. さらにこの流路渦は図 10 の緑色矢印で示す通りスクロール壁面上の境界層流体 をスクロール壁面に沿ってその曲率中心側の内壁に向か って移送しスクロール角部に高損失流体を蓄積すると同 時に,その蓄積域内に流路渦とは逆回転の青色矢印で示す 随伴渦を生じたと考えられる.この高損失流体である随伴 渦は θ=270 deg.より下流側から発生しており, θ=330 deg.付 近からノズル内の Shroud 壁近傍へ流入している(図9). そのため, θ=330 deg.より下流側の範囲での Shroud 壁近傍 の全圧損失係数 Cpt が高い値を示していると考えられる (⊠ 7 (a)) .

また、Shroud 壁近傍の流れ角 a_{yN} において(図 6 (a)), 変動波形のピーク値は θ =330 deg.付近から θ =0 deg.を通る θ =60 deg.付近にかけて局所的に低くなっていることが分 かる.この領域は Shroud 壁近傍の全圧損失係数 C_{pr} が高い 領域と一致している.したがって、高損失流体が流入する 位置においてはノズル内の順圧力勾配の影響により流れ が半径方向へ向けられ、その結果流れ角 a_{yN} が減少すると 考えられる.

以上の結果から,スクロールのオーバーハング形状がノ ズル入口での流れ角や全圧損失のスパン方向や周方向分 布を非一様化させる主な原因であることが分かる.

b)ノズル出口の流れ場

前述のようにノズル入口では流れ場の周方向分布の非 一様性が確認されたが、ここではノズル出口での分布挙動 に着目する. Midspan 付近でのノズル平面速度ベクトルの 向きから(図8), 舌部に近いノズル入口の θ=180 deg.付 近から流入する流れは周方向座標 θ が 90 deg.進んだ θ=270 deg.付近でノズル出口から流出していることが分かる. そ こで, 流れ角 a_{yN}においてノズル出口の θ=270 deg.付近の 結果に着目すると(図6(b)),ノズル入口で見られた舌部 形状が原因の減少のピークがノズル出口では見られない. これは Shroud 壁近傍や Hub 壁近傍でも同様である(図6 (a), (c)). さらに, 流れ角 *a*_{vN}の Shroud 壁近傍の結果にお いては(図 6 (a)), ノズル入口の 0=330 deg.付近から 0=0 deg.を通る θ=60 deg.付近にかけて見られたスクロールのオ ーバーハング形状が原因の流れ角の減少が, ノズル出口に おいて 90 deg.進んだ θ=60 deg.付近から θ=150 deg.付近で は見られない. これらの現象は、ノズル平面速度ベクトル の向きからも分かる通り(図8),ベーンの整流効果が表 れたものと考えられる.同様にノズル出口の全圧損失係数 Cpt においても,変動波形は見られるが,ベーンの整流効果 による一様化が確認できる(図7,図8).以上の結果か ら,ノズル入口における流れ角や全圧損失の周方向分布の 非一様性は、ノズル出口においてはベーンの整流効果によ って抑えられることが分かる.

(2) ベーン内の損失生成

図 11 には V6 ベーンの Shroud 壁側で発生する馬蹄形渦 の様子を、図 12 には Shroud 壁近傍におけるノズル平面上 の渦度ベクトルの大きさ Ω の分布を示す.なお、図 11 (b) には Shroud 壁近傍におけるノズル平面上の全圧損失係数 *Cpt*分布を重ねて示す.図 11 に一例として示したノズル入 口におけるベーン前縁負圧面側に分岐点を有する馬蹄形 渦は、Shroud 壁近傍の θ=330 deg.付近から θ=0 deg.を通る θ=150 deg.付近にかけて強くなっていることが渦度ベクト ルの大きさ Ω から分かる (図 12).この周方向域では先 に述べたスクロール角部の高損失の随伴渦が流入してお り、流れが半径方向に偏向することによりベーンに対して 負圧面衝突流入を起こしている (図 6 (a)).したがって、 ノズル Shroud 壁側からの高損失流体の流入に伴う境界層 の発達と負圧面衝突流入が、ベーン負圧面側の馬蹄形渦の 生成を誘起していると考えられる.

また, 圧力面側の馬蹄形渦は(図11(b))ベーン圧力面から離脱していることが分かる. その結果, 隣接ベーンからの負圧面側馬蹄形渦と干渉し, ベーン間に高損失領域を 生成している(図11(b)).

以上の結果から,ベーンの存在に伴う馬蹄形渦の形成に より,ノズル内の全圧損失がスパン方向および周方向に非 一様に増加していることが分かる.

スクロールおよびノズル内における子午面速度ベクト ルと全圧損失係数 Cptの分布に着目すると(図10),スク



(a) Pitch-wise view



(b) Spanwise view Fig.11 Horseshoe vortex at shroud side of V6



Fig.12 Vorticity vector magnitude distribution on plane near shroud



Fig.13 Limiting streamlines on hub and V4

ロールのオーバーハング形状に起因するノズル入口 Shroud 壁近傍での流れのはく離が黄色枠で囲う領域に確 認できる.このはく離によるブロッケージ効果により,主 流を Hub 壁側へ偏らせていることが黄色矢印で示すノズ ル入口での速度ベクトルの向きから分かる.

図 13 に Hub 壁面および V4 ベーン壁面の限界流線の結 果を示す.ベーン負圧面上の限界流線に着目すると(図 13), ベーン後縁付近において,緑色矢印で示すノズル Hub 壁面 から Midspan 側へ向かう流れの巻き上がり(縮流)が確認 できる.巻き上がりの強さは Shroud 壁側に比べ Hub 壁側 の方が強いことが分かるが,これはブロッケージ効果によ る主流の Hub 壁側への偏りによる翼負荷の増加が Hub 壁 側における翼間圧力勾配の増大を招き,黄色矢印で示す Hub 壁近傍の横断流が強くなったことに起因していると 考えられる(図 13).このベーン後縁付近の巻き上がりが 全圧損失を増大させていることが,Midspan 付近での全圧 損失係数 Cptの分布から分かる(図 8).

以上の結果から、スクロールのオーバーハング形状に起 因する Hub 壁側への流れの偏りが、ベーン負圧面上で Hub 壁面から Midspan へ向かう流れの巻き上がりを増強し、こ れがノズル出口流れ場の全圧損失の増大を引き起こす原 因の一つであると考えられる.

5. 結論

本研究により以下の結論を得た.

- スクロールの舌部は、流れ角を減少させると共にそこから発生するウェークによって全圧損失の増加を引き起こし、ノズル入口でのそれらの周方向分布を非一様化させる.
- スクロールのオーバーハング形状は、舌部の対向部 付近から下流側の周方向域において、スクロール角 部から Shroud 壁に沿ってノズル内に流入する高損失 流体を誘起し、ノズル入口での流れ角や全圧損失の スパン方向および周方向分布を非一様化させる.
- 3. ノズルベーンは、その整流効果によって、ノズル入口 での流れ角や全圧損失の周方向分布の非一様性をノ ズル出口で抑制する.
- ノズルベーン内では、ノズル入口での流れ角や全圧 損失のスパン方向および周方向の非一様性により、 馬蹄形渦やノズル壁面上の横断流が発達し、全圧損 失の増加が引き起こされる。

参考文献

- 井上智裕、小林祐二、松山良満,酒井康隆:RHV4 可変 容量型(STEP4)ターボチャージャの開発、石川島播磨技 報, Vol.51, No.3, pp.48-53, 2011
- 2)畑中健太郎:ラジアルタービンの VGS ノズル内の流れ に関する研究-スクロール形状とノズルベーンの影響-, 法政大学大学院紀要,理工学・工学研究科編, Vol.60, pp.1-6, 2019