

ターボチャージャ用遠心圧縮機内部流れの数値解析 (環状溝による流動特性改善)

坂口大作*・石田正弘*・植木弘信**

Numerical Study of the Internal Flow in a Centrifugal Compressor for Turbochargers (Improvement of Flow Characteristics by the Ring Groove Arrangement)

by

Daisaku SAKAGUCHI*, Masahiro ISHIDA* and Hironobu UEKI**

In turbochargers for diesel engines, a high pressure ratio and a wide operating range are required to achieve extremely low exhaust emissions. In the present study, the ring groove arrangement was adopted to enhance a operating flow range in a centrifugal compressor for automobile turbochargers. The upstream groove was located at the casing wall of the suction pipe and the downstream groove was located at the shroud casing wall near the leading edge of the splitter blades, where both grooves were connected by an annular bypass. According to the numerical results by using ANSYS-CFX, it becomes clear that the ring groove arrangement is effective for suppression of separation at the leading-edge of main blade even in small flow rates. The reverse flow zone on the shroud casing is sucked out from downstream groove and the flow incidence at the main blade leading edge is reduced successfully by about 5 degrees due to the increased incoming flow rate.

Key words : Numerical Simulation, Centrifugal Compressor, Range Enhancement, ANSYS-CFX

1. はじめに

ディーゼルエンジンは熱効率がよく、高速道路での燃料消費率が低いことが大きな特徴である。特に、都市間での高速遠距離移動が多用される欧州では、トラック・バスのみならず、乗用車においても主要なエンジンとして多く採用されている。ターボチャージャはディーゼルエンジンの吸気導入量を増大させる装置であり、エンジンの排気エネルギーによりタービンを回転させ、図 1 に示すような同軸上の遠心羽根車が回転することにより吸気圧力が高まる。より多くの酸素をエンジンに供給することで燃焼が改善し、有害排気物質を低減^(1,2)することができる。但し、遠心圧縮機の特長として、より多くの空気を圧縮するために高圧力比化した場合、流路内での圧力勾配が大きくなって壁



Fig.1 Centrifugal compressor with ring groove arrangement

平成 21 年 12 月 18 日受理

* 生産科学研究科 (Graduate School of Science and Technology)

** 機械システム工学科 (Department of Mechanical Systems of Engineering)

面では逆流域を形成し、ひいてはサージという脈動現象を生じてしまう。機器の破損を招くサージは必ず避けなければならない。高圧力比化および運転流量範囲の拡大を同時に達成する必要がある。

壁面の逆流を抑制することを目的として、壁面形状を変更したり別流路を加えたりする手法をケーシングトリートメントと呼ぶ。複雑な流れ場を巧みに誘導する形状の提案には、内部流れの詳細な理解が必要である。古くは実験的に形状の提案⁽³⁾がなされてきたが、近年は数値解析^(4~7)により効果的な形状が追求されつつある。筆者ら⁽⁸⁾も、遠心送風機に循環流タイプのケーシングトリートメントを施し、実験および数値解析の両面から効果的な形状を追求してきた。

本研究では、遠心送風機と比較して圧力比の高い自動車用小型ターボチャージャを対象とし、ケーシングトリートメントによるサージ抑制効果を3次元粘性数値解析により追求した。入口吸込み管壁面のの上流側溝および羽根車入口喉部の下流側溝を環状通路で連結し、下流側溝より低エネルギー流体を吸出して上流側溝より主流に戻すという循環流を形成させることにより、シュラウド壁面の逆流を抑制し、さらに前縁剥離を抑制することを試みた。また、遠心送風機の場合と比較した際の循環流の効果の違いについて検討した。

2. 数値解析方法

図2は計算対象とした遠心圧縮機子午面断面図を示す。羽根車は入口半径 $r_1=19.2\text{mm}$ 、出口半径 $r_2=25.5\text{mm}$ 、羽根出口高さ $b_2=4.5\text{mm}$ 、羽根出口バックワード角 $\beta_{b2}=35\text{deg}$ の主羽根6枚、中間羽根6枚、計12枚の後向き羽根を有する半開放型遠心羽根車である。シュラウド隙間は 0.3mm 、羽根車回転速度は $120,000\text{rpm}$ (羽根車入口先端マッハ数 $Mt=0.695$) として内部流動を計算した。羽根車出口下流には半径比2.0の羽根なしディフューザを備え、スクロールケーシングは計算を単純化する目的で計算対象から除外した。シュラウド壁面には、羽根車入口上流に幅 5mm の上流環状溝を置、羽根車入口直後に幅 2mm の下流側環状溝を設け、両者を通路高さ 5mm の環状通路にて連結した。なお、下流側環状溝位置は、羽根車入口喉部近傍である中間羽根前縁上流とし、翼端漏れ渦^(9,10)による中間羽根との干渉低減を狙っている。

図3に計算格子を示す。羽根車形状は *ANSYS Blade Modeler(BladeGen)* により決定し、計算格子は *ANSYS TurboGrid* により作成した。主羽根および中間羽根それぞれ1枚ずつを含む流路について、H型の構造格子を約120万ノード配置した。特に、3次元的に複雑な形

状を持つ翼周りは0型のグリッドを配置して格子ひずみを抑制し、羽根車先端隙間には16ノードを置いた。

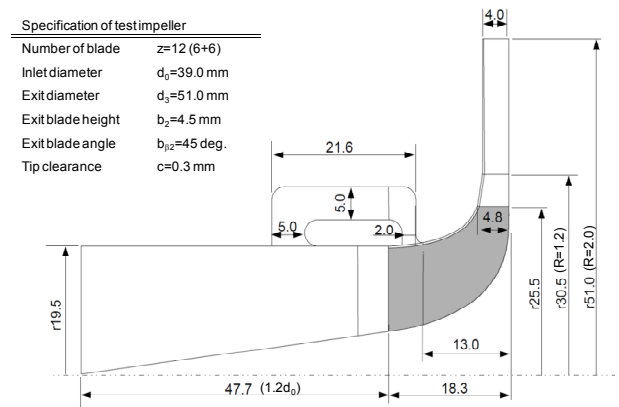


Fig.2 Meridional section of the target compressor

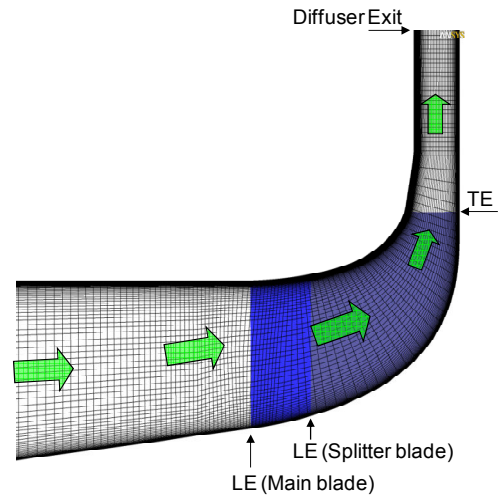


Fig.3 Computational mesh for the main passage

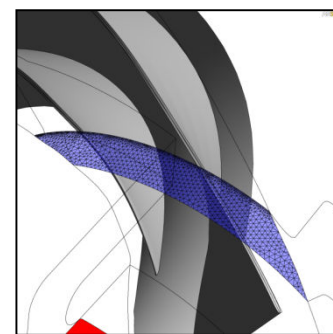


Fig.4 Node connection of the interface region

ナビエ・ストークスのソルバーとして *ANSYS-CFX* を使い、乱流モデルには *k- ω based SST (Shear Stress Transport)* モデルを採用した。壁関数と組み合わせる標準 *k- ϵ* モデルと比較して、低レイノルズ数

型の乱流モデルである SST は剥離抑制効果が少なく、壁面近傍における境界層の解像度がよく ($y^+ \leq 2$) できるという利点がある。

環状通路部分は、形状の複雑さを考慮して非構造格子とし、ICEM CFD for CFXにより羽根 1 ピッチに相当する 3 次元形状および計算格子を非構造格子により作成し、環状通路部のノード総数は約 6 万 6 千点とした。特に、図 4 に示す主流部および環状溝部の接続部には、形状が複雑かつ狭い空間があり、格子を集中して配置した。なお、主流部の構造格子および環状部の非構造格子の接続には GGI(General Grid Interface)を適用しており、ノード毎の対応を考慮する必要はない。

Table.1 Boundary conditions for numerical simulation

Solver	ANSYS-CFX 11
Node Number(main)	1,170,849 (Hex)
Node Number(Groove)	66,266 (Tetra)
Turbulence Model	SST
Fluid	air ideal gas
Rotational Speed	120,000 rpm (Mt=0.695)
B.C. for Outlet	mass flow rate
B.C. for Inlet	Tt, Pt

表 1 に数値解析における境界条件をまとめた。計算における作動流体は標準空気であり、ディフューザ出口に質量流量、吸込み管上流の境界には全温度、全圧を標準大気圧条件として設定した。なお本論文では、吐出質量 G は以下の式によって求められる入口吸込み管におけるチョーク流量 G^* によって無次元化した。

$$G^* = \frac{p_0 \cdot A_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \cdot \sqrt{\kappa} \cdot \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}} \quad (1)$$

但し、

- p_0 : 吸込み管上流における静圧 (Pa)
- T_0 : 吸込み管上流における温度 (K)
- A_0 : 吸込み管断面積 (m^2)
- R : ガス定数 ($J/kg \cdot K$)
- κ : 比熱比

3. 解析結果および考察

図 5 は基準ケーシングの場合について求めた逆流域 (緑色部) であり、3 次的に生じる逆流を子午面に投影して表示した。(a) に示す無衝突流入流量近傍の $G/G^* = 0.467$ の場合、逆流は生じていない。(b) に示す低流量域の $G/G^* = 0.382$ の場合、シュラウド壁面上に

は低エネルギー流体の集積の基づく逆流域を生じ、逆流域の先端は主羽根前縁まで到達している。また、主羽根の負圧面側には前縁剥離を生じている。サージの発生を抑制し、運転流量範囲を拡大するためには、これら 2 箇所において発生する逆流域を同時に抑制する必要がある。

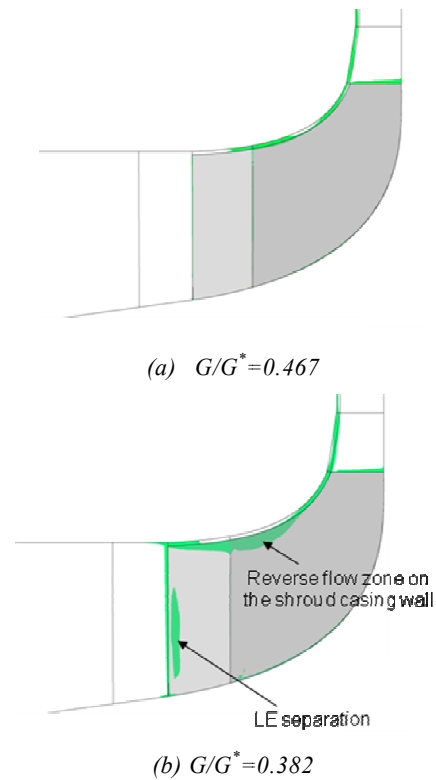


Fig.5 Projection of the reverse flow zone at the meridional section (w/o groove)

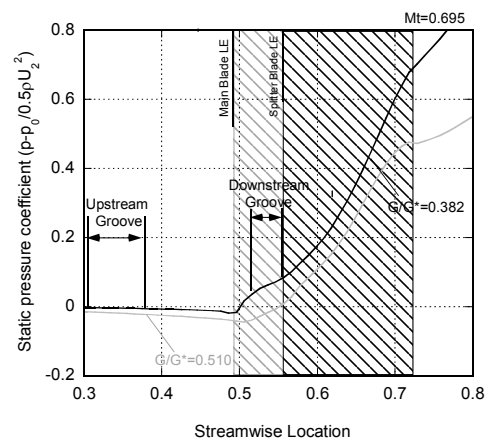


Fig.6 Static pressure distribution from inlet to outlet

図 6 は吸込み管入口からディフューザ出口にかけての静圧分布を示す。羽根車へ流入した流体は、相対速度の減速および遠心力の作用により静圧が上昇する。

灰色の実線で示す $G/G^*=0.510$ の場合より, 黒色の実線で示す $G/G^*=0.382$ の場合の方が静圧の上昇率が大きく, 低流量域では相対速度の減速が大きいことに基づいている. 低流量域では, 静圧上昇率が高くなるので, 中間羽根の前縁位置において, すでに吸込み管での静圧より高くなる. 本研究で提案する環状溝は図 6 の矢印で示す位置に取り付けてあり, 低流量域では上流側溝および下流側溝で静圧差を生じ, 環状通路内では圧力の高い下流側溝から圧力の低い上流側溝へと流れる循環流が形成される.

図 7(a)は環状溝を取り付けた場合の逆流域分布を示す. 図 5(b)で示した基準ケーシングの場合に見られたシュラウド側の逆流域は下流側溝から吸い出され, シュラウド壁面には逆流域が僅かに存在するだけである. 図 7(b)は羽根車流路を 3 次元的に表示しており, 羽根車負圧面側の前縁剥離が抑制できている.

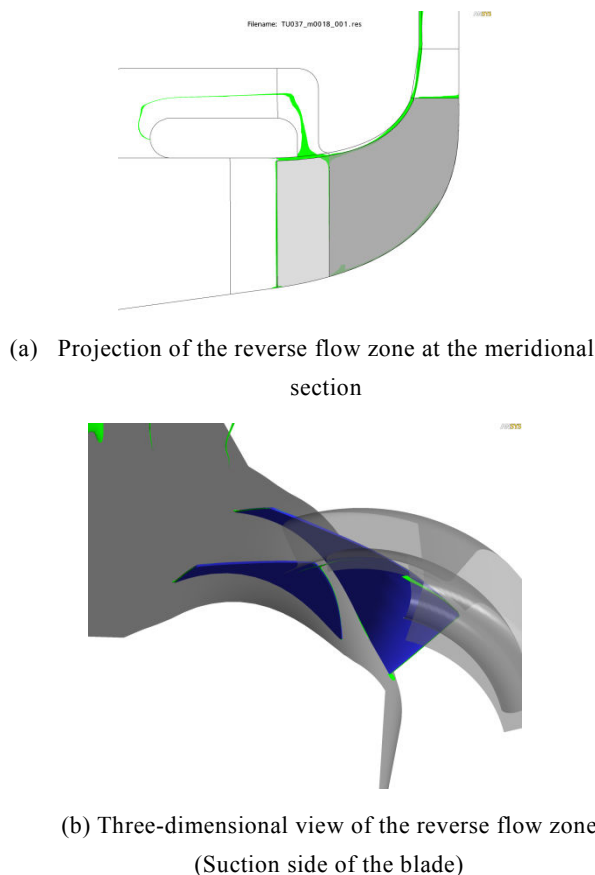


Fig.7 Reverse flow zone in the case with the ring groove arrangement ($G/G^*=0.382$)

図 8 は圧縮機特性であり, 左軸は羽根車出口の全圧 P_{t2} を入口吸込み管の全圧 P_{t0} で無次元化し, 横軸は吐出流量である. 流量が減少すると全圧比は増加するが,

灰色の実線で示す基準ケーシングの場合, $G/G^*=0.3$ 近傍では全圧比の増加率が悪くなる右上がり不安定特性を示している. 基準ケーシングの場合, 図 5 に示したように, シュラウド壁面や羽根負圧面で逆流を生じ, 有効通路面積が減少することにより全圧比が低下する. 黒実線で示す環状溝を取り付けた場合, 右上がり不安定特性はなくなり, 安定した流れ場が形成されている. 図 8 右軸には循環流量 G_{IR} を吐出流量で無次元化し, 循環流量比として表示した. 高流量側では循環流量比が負の値を示し, 環状通路内の流れが上流側溝から下流側溝へ流れ, 主流がバイパスしていることを示している. 主流の一部がバイパスすることで, 羽根車入口におけるチョーク流量が改善する可能性があるが, 本解析では, 下流側溝からの強い吹き出しにより計算が不安定となって収束解が得られなかった. 高流量域における計算手法の確立は今後の課題である. 低流量側では下流側溝の静圧が高くなり, 下流側溝から上流側溝へ流れる循環流を形成し, 最大で主流の約 25%が下流側溝から吸い出されている.

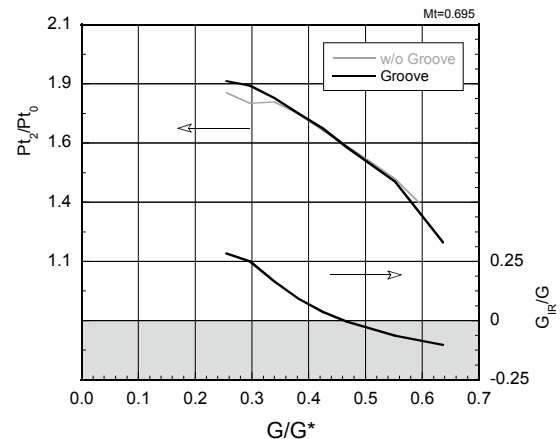


Fig.8 Total pressure ratio P_{t2}/P_{t0} and recirculation mass flow rate G_{IR}/G as a function of the discharged mass flow rate G/G^*

図 9 は羽根車前縁 5mm 上流における速度のハブ・シュラウド分布であり, 流量は低流量域の $G/G^*=0.382$ の場合を示す. 子午面分速度 V_m および絶対周分速度 V_u を羽根車出口周速度 U_2 で無次元化している. 灰色の実線で示す基準ケーシングの場合には, 予旋回なしで流入する条件を与えており, 子午面分速度 V_m はスパン方向に均一な速度分布を示している. 一方, 黒実線で示す環状溝付の場合には, 80% スパンより小さい側で子午面分速度 V_m が増加し, 羽根先端側では減少している.

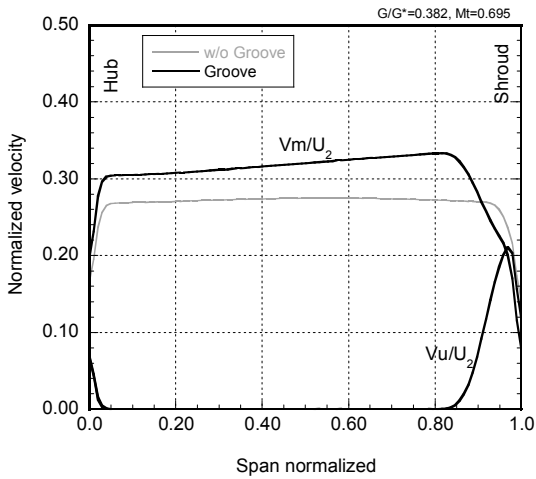


Fig.9 Velocity distribution between hub and shroud at impeller inlet ($G/G^*=0.382$)

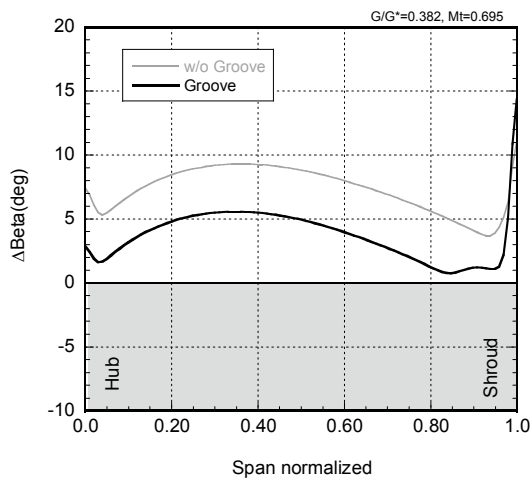


Fig.10 Flow incidence distribution between hub and shroud ($G/G^*=0.382$)

また、羽根先端側のみで絶対周分速度 Vu が局所的に大きくなっていることから、強い旋回成分を持った循環流が羽根先端側へ局所的に流入していること、そのため主流は半径内側へ偏流し、ブロック効果により子午面分速度 Vm が増加していることを示している。遠心送風機の場合⁽⁸⁾には、循環流の持つ旋回成分は大きくなく、ブロック効果は確認できなかった。羽根車回転数が高い圧縮機場合には、循環流の持つ旋回成分がブロック効果を持つことが遠心送風機の場合と大きく異なる点である。

図 10 に示す入射角分布は、図 9 の速度分布および羽根車入口速度三角形により相対流れ角を算出し、羽根入口角との差として求めた。灰色の実線で示す基準ケ

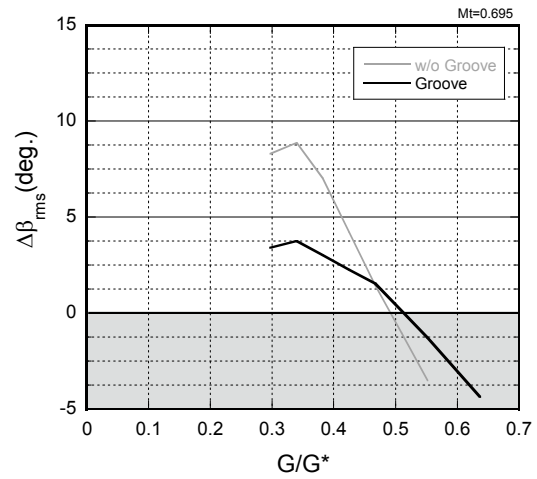


Fig.11 Comparison of flow incidence at root mean square radius $\Delta\beta_{rms}$

ーシングの場合、スパン全域に亘って大きな入射角を示すが、黒実線で示す環状溝を取り付けた場合には、スパン全域に亘って約 $5deg$ 入射角が低減されている。入射角低減効果は、80%スパンより小さい側で子午面分速度 Vm が増加したブロック効果によるもの、80%スパンより羽根先端側では循環流の持つ大きな旋回成分による予旋回効果によるものの2つが組み合わさって低い入射角を実現している。

図 11 は入射角の代表として二乗平均半径位置における値を選び、流量による変化を求めた。灰色の実線で示す基準ケーシングの場合には、流量減少とともに入射角が急激に増大する。黒実線で示す環状溝を取り付けた場合には、入射角の流量変化は緩やかな勾配を示し、前縁剥離を生じにくい安定した流れ場が形成され、運転流量範囲が拡大できることを示している。

6. まとめ

自動車用小型ターボチャージャの遠心圧縮機において、運転流量範囲を拡大するために入口吸込み管壁面上流側溝および羽根車入口喉部の下流側溝を環状通路で連結したケーシングトリートメントを提案した。流れ場を3次元粘性数値解析により求め、以下のことを明らかにした。

1. 低流量域では、下流側溝の静圧が上流側溝の静圧より高くなり、環状通路内を下流から上流へ流れる循環流が形成される。
2. 下流側溝からはシュラウド壁面上の低エネルギー流体が吸い出され、逆流域を低減でき、右上がり不

安定特性が改善される。

3. 上流側溝から吹き出した流れは、強い旋回成分を持っており、ブロッキング効果により主流がハブ側へ偏流する。
 4. 循環流によるブロッキング効果および予旋回効果により入射角はスパン全域に亘って低減できる。
 5. 環状溝により入射角の流量変化は緩やかになり、前縁剥離を生じにくい安定した流れ場が形成される。
- 9) 山田和豊 : 軸流圧縮機動翼列における翼先端漏れ流れの関連した流動現象, 日本ガスタービン学会誌, Vo.36, No.5, pp.358-364, 2008.
 - 10) K.Iwakiri, etc. : Unsteady and Three-Dimensional Flow Phenomena in a Transonic Centrifugal Compressor Impeller at Rotating Stall, Proceedings of ASME Turbo Expo 2009 : Power for Land, Sea and Air, GT2009-59516, pp.1-12, 2009.

謝辞 : 本研究の数値解析は生産科学研究科電算機システムを用いた。システム導入にご尽力下さった方々および生産科学研究科電算機運営委員の方々に謝意を表します。

参考文献

- 1) 青柳稔, 池谷信行 : 自動車用高過給ターボ技術, エンジンテクノロジー, Vol.8, No.1, pp.36-40, 2006.
- 2) 内田登 : 将来の商用車ディーゼルエンジンに求められるターボ過給機の特性, 日本ガスタービン学会誌, Vol.33, No.4, pp.295-300, 2005.
- 3) F.B. Fisher : Application of Map Width Enhancement Devices to Turbocharger Compressor Stages, SAE 880794, pp.121-128, 1988.
- 4) 内田博, ほか2名, : 遠心圧縮機のサージ限界流量低減法に関する研究, 日本ガスタービン学会誌, Vo.34, No.4, pp.285-290, 2006.
- 5) M.T.Barton, etc. : Numerical Optimization of a Vaned Shroud Design for Increased Operability Margin in Modern Centrifugal Compressors, Transaction of the ASME, Journal of Turbomachinery, October Vol.128, pp.627-631, 2006.
- 6) H-P. Dickmann, etc. : Unsteady Flow in a Turbocharger Centrifugal Compressor : Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Simulation and Numerical and Experimental Analysis of Impeller Blade Vibration, Trans. of the ASME, Journal of the Turbomachinery, July, Vol.128, pp.455-465, 2006
- 7) H.Tamaki, etc. : Aerodynamic Design to Increase Pressure Ratio of Centrifugal Compressors for Turbochargers, Proceedings of ASME Turbo Expo 2009 : Power for Land, Sea and Air, GT2009-59160, pp.1-14, 2009.
- 8) 石田正弘, 坂口大作 : 入口環状溝による遠心羽根車の不安定性改善, 日本ガスタービン学会誌,