

研究報告

可変ノズル(VN)付斜流タービン

石野 実, 別所昭信

Mixed-flow Variable Nozzle Turbine

Minoru Ishino, Akinobu Bessho

要 旨

自動車用ターボチャージャの広作動域化, 高効率化をねらい, 新方式の可変ノズル付斜流タービンを開発した。開発した可変ノズルはタービンホイールに合わせた斜流式で, 可動ベーンの間固定ベーンを配したHalf-vaneタイプの可変ノズル(HVNと呼ぶ)であり, オリジナル形状となっている。固定ベーンを配したことにより, 可動ベーンのクリアランスを小さくできると共に可動ベーンのスティックを防止できる。タービンを燃焼ガスで駆動しハウジングの熱変形によるスティック

が無い事を確認した。また固定ベーン存在により可動ベーンの駆動トルクが低減できることをアクチュエータの軸力計測により明らかにした。開発タービンの流量特性およびタービン効率を評価するため空力性能試験を実施し, タービンホイールおよび可動ベーン形状の改良が効率の向上に効果があること示した。評価した結果, 新しく開発した可変ノズル付タービンは広い作動範囲と高効率な特性を持つことを確認した。

キーワード

過給機, 可変ノズル, 斜流タービン, 構造, 性能

Abstract

A new type of variable nozzle turbine with a mixed-flow turbine rotor has been developed with the aim of satisfying a wide operating range and high efficiency of an automotive turbocharger. The developed variable nozzle is slanted in a radial direction to match the mixed flow turbine rotor and consists of alternate variable vanes and fixed vanes. The fixed vanes enable the clearance between the variable vanes and the housing wall to be minimized and prevent the variable vanes from sticking to the housing. It was shown that there was no sticking of the vanes due to thermal deformation on the condition that turbine was driven

by combustion gas. It was shown that the existence of fixed vanes diminished the driven torque of the variable vanes based on the results of measurements of the axial force in the rod between the actuator and the variable vanes. In order to estimate the flow rates and the efficiencies of the developed turbines, aerodynamic performance tests were conducted. The improvements in turbine rotor shape and variable vane shape produced greater efficiencies. Consequently, the newly-developed variable nozzle turbine offers the characteristics of wide operating range and high efficiency.

Keywords

Turbocharger, Variable nozzle, Mixed-flow turbine, Structure, Performance

1. はじめに

自動車用ディ-ゼルエンジンの排気特性、燃費改善にはターボ過給が必要不可欠となっている。当所においてはターボチャージャの高過給、高効率、広作動域化をねらい新しい技術アイテムを導入した可変機構ターボチャージャの開発を行っている。

Fig. 1は、タービンの広作動域化と高効率化をねらって開発した新方式の可変ノズル (Variable Nozzle) タービンである。従来型VNタービンは、半径方向からガスが流入するラジアルタービンホイールの入口に可動ベーンを配置した構造となっている。これに対し、開発したタービンはガスが斜め方向から流入する斜流式タービンホイールを採用し、これに合わせ可変ノズルも斜流式とした。さらに可動ベーンの間固定ベーンを配したHalf-vaneタイプの可変ノズル (HVNと呼ぶ) であり、オリジナル形状となっている。従来型VNタービンの可動ベーンの回転中心はベーン入口と出口の中間部にあるのに対し、開発の可動ベーンはベーン出口付近に回転中心がある。さらにノズルベーンが摺動する面が球面となっている特徴を持つ。

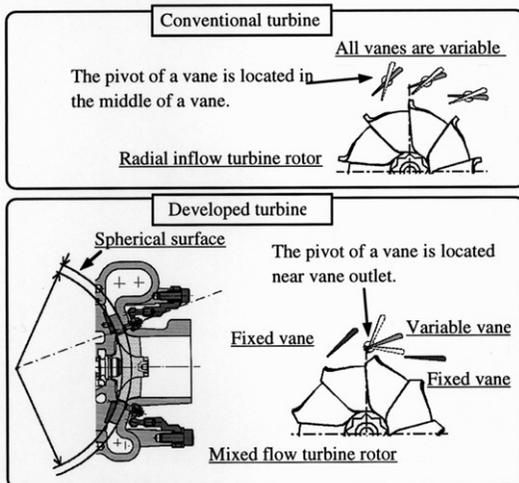


Fig. 1 Features of developed variable nozzle turbine.

本編では新方式可変ノズル付タービンの機能を解説し、その性能評価結果を紹介する。

2. 新方式可変ノズル (HVN)

2.1 構造とその効果

開発した新方式可変ノズル形状をFig. 2に示す。タービンホイール入口と可変ノズル出口の距離を近づけるため斜流タービンホイールに合わせて可変ノズルも斜流式とし、さらに可動ベーンの回転中心をベーン出口に設けた。これによりノズルからのガス流れが有効に作用することをねらった。また可動ベーンの摺動面を球面にすることにより斜流式の可動ベーン角度が変化しても、ベーンとハウジング間のクリアランス CL_{vn} が一定に保たれる。この結果、クリアランスを流れる漏れ量を最小に抑え、斜流式タービンの効率低下を防止できる。

可動ベーンの間配した固定ベーンにより、ハウジングの熱変形による可動ベーンのスティックを防止できる。可動ベーンの翼高さは固定ベーンより小さく、可動ベーンとハウジングの間隙 CL_{vn} は0.1mmとした。ベーン出口のスロート面積 Av_n はベーン角度により変化し、この Av_n を可動ベーンで制御することによりタービンの流量特性、効率特性が変化する。

2.2 VNの駆動トルク

開発の可動ベーンの回転中心はベーン出口にあ

CL_{vn} : Clearance between a variable vane and housing (= $CL_h + CL_s$)
 Av_n : The sum total of throat area of nozzle vanes

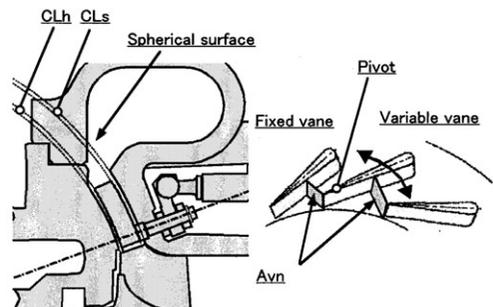


Fig. 2 Variable and fixed nozzle vanes.

ることから、可動ベーンに加わるモーメントがベーン角度により大きく変化する。そのためFig. 3に示した方法で可動ベーンの駆動トルクを測定した。可動ベーンはすべて一つのリンクとかみ合っており、そのリンクをパルスモータで駆動する構造となっている。リンクとモータをつなぐφ4連結棒の軸中央を削り、厚さ1.6mmの板形状にし、表面にひずみゲージを貼付した。軸のひずみ量から軸力を計測し、可変ノズルの開度との関係を調べた。なお2軸0°/90°交叉のゲージを軸両面に接着しブリッジを組むことにより、曲げひずみを消去し、圧縮および引張りのひずみのみ測定できるようにした。試験条件は以下のとおり。

- * VN開度：大，中，小の3ケース
- * ターボ回転数：8万，12万，14万rpm
- * タービン入口温度：323K（空気駆動）

Fig. 4に測定した連結棒の軸力とタービン膨張比との関係を示す。VN開度が大きい場合、どの回転数においてもVNが開く方向に力が発生する。回転数の上昇に伴い、開く力が大きくなり14万rpm、膨張比2.04で23Nの軸力が発生した。VN開度が小の場合は、VNが閉じる方向に力が発生する。回転数の上昇に伴い、閉じる力が大きくなり14万rpm、膨張比3.12で37Nの軸力が発生した。VN開度が中の場合、VN開度が流れに合ってくる

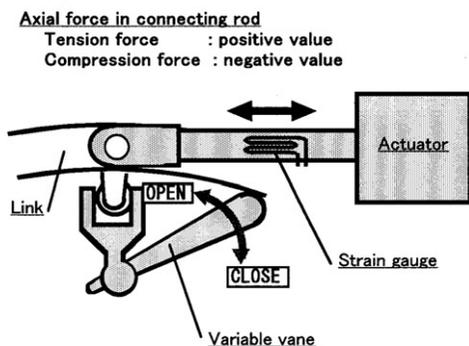


Fig. 3 Method of measuring the axial force in connecting rod between variable vanes and an actuator.

ため、大と小の開度に比べて軸力は小さい。14万rpmでは軸力がほぼ0となる。エンジン搭載時のタービン膨張比は、最大2.5になると推定される。このときVNアクチュエータに働く最大軸力は、VN開度が小において約30Nとなる。一方、全ベーン可変方式の従来VNターボでは、膨張比2.0の条件ですでに35Nの軸力が働くことから、開発した新方式VN（固定ベーン + 可変ベーン）が駆動トルクの低減に有効であると言える。

3. 斜流タービンホイールの開発

可変ノズルが付かないノーマルターボでは、最近ラジアルタービンに変わって斜流タービンホイールが採用されてきている。斜流タービンは同じ容量に対してラジアルタービンより小さくできることから慣性モーメント低減に有利である。また入口から出口にかけての流路がゆるやかで損失が低減される長所を持つ。そのため当所開発の可変ノズル付タービンにもこれを採用した。開発当初はラジアルタービンのタービンホイールと同じく、入口径より小さい入口ハブ径を有したが、その後ホイール入口に流入するガスがハブ部をスムーズに流れるようにハブ部を入口径まで拡大した改良を実施した。Fig. 5に改良前後のホイール形状を示す。

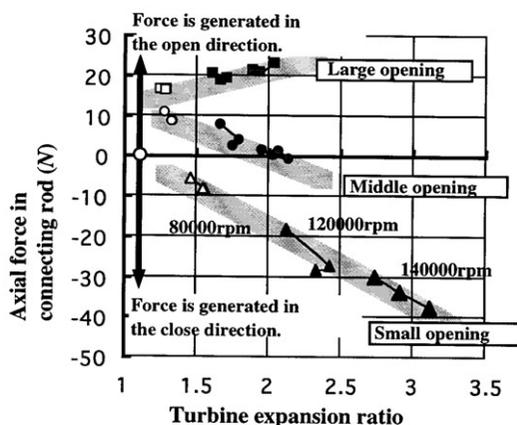


Fig. 4 Measured axial force in connecting rod vs. Turbine expansion ratio.

このホイールの改良に合わせて可動ベーン形状も変更した (Fig. 5)。開発当初、可動ベーンと回転軸接合部の強度を確保するため、可動ベーンは出口部 (回転中心) で翼厚が厚いひし形の形状となっていた。その後の評価試験でベーンと軸の接合部強度が十分あることを確認できたため、空力性能の向上をねらって可動ベーンの翼厚が出口に向かって薄くなるクサビ型形状に改良した。

4. 性能評価

4.1 試験方法

開発したタービンの空力性能評価は、Fig. 6に示すターボチャージャ単体性能試験装置で実施した。タービンは燃焼ガス (タービン入口温度TIT = 873K) または加熱空気 (TIT = 318K) で駆動し、タービンおよびコンプレッサの流量、入口出口の温度ならびに圧力、ターボ回転を計測した。タービンおよびコンプレッサの流量はそれぞれオリフィスおよびベルマウスノズル流量計で計測した。温度、圧力、回転数はそれぞれ熱電対、半導体圧力センサ、電磁ピックアップで測定した。測定データからタービンの流量特性、効率特性を求め、開発タービンの空力性能を評価した。またターボ軸受部に供給される潤滑油の流量、供給温度、出口温度も同時に計測し、軸受部機械損失の推定に利用した。

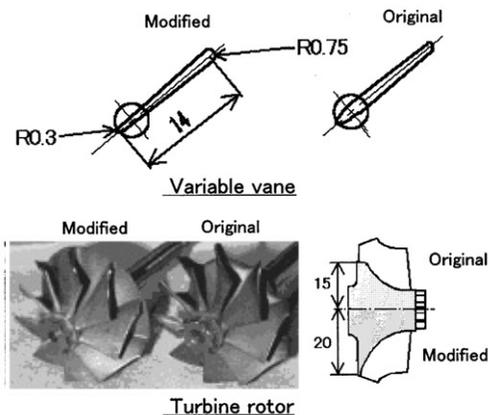


Fig. 5 Comparison of original and modified shapes in a vane of variable nozzle and turbine rotor.

4.2 単体性能結果

改良タービンの流量特性およびタービン効率を Fig. 7およびFig. 8に示す。可変ノズルのスロート面積比 $Avn / (Avn)_{max}$ は1.0, 0.76, 0.42, 0.26の4種類について示した。タービンの流量はほぼスロート面積の割合で変化しており、開発タービンは最大流量の30%から100%の広い範囲をカバーする流量特性を有している。Fig. 8に示す効率は機械損失を含んだタービン効率 $\eta_t \eta_m$ である。タービン効率 η_t はタービン入口と出口の温度、圧力で定義されるが、このうちタービン出口温度の計測誤差が大きいため、タービン効率は通常機械効率を含んだ形で評価している。Fig. 8において、可変ノズルスロート面積比0.76のとき最も効率が高くなっている。この面積比のとき可動ベーンの角度は固定ベーンの角度とほぼ等しい。スロート面積がこれより大きくても小さくても効率は低下する。

同一スロート面積の効率は膨張比の増加に伴い向上している。この特性がタービン効率 η_t の特性と言えるか判断するためには、機械効率を分離する必要がある。

そこで、ターボチャージャの潤滑油温度変化から機械損失を見積り、タービン効率 $\eta_t \eta_m$ の分離を試みた。

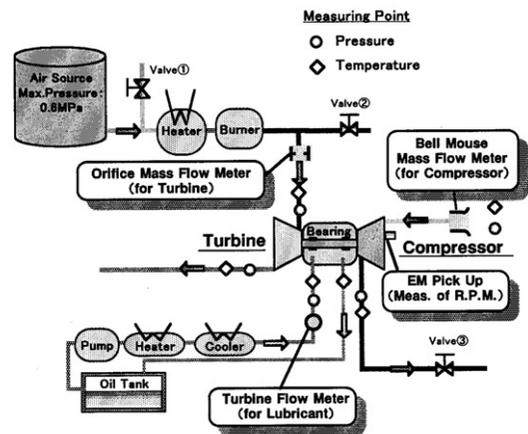


Fig. 6 Experimental apparatus for turbocharger performance test.

4.3 タービン効率の評価

潤滑油の供給温度，出口温度ならびに油量から，潤滑油がターボ軸受部で得られた熱量 Q_{oil} を求め，ターボ回転数 N との関係調べた。タービン入口温度 (TIT) が 873K ならびに 318K の条件下における， Q_{oil} の測定結果を Fig. 9 に示す。なお潤滑油の供給温度は 338K 一定とした。

潤滑油の受熱量 Q_{oil} は，回転軸の粘性摩擦で発生した摩擦熱量 L_m (= 機械損失) と，タービンハウジングからの出入り伝熱量 Q_{tr} の和と考えられる。この内タービンハウジングからの伝熱量 Q_{tr}

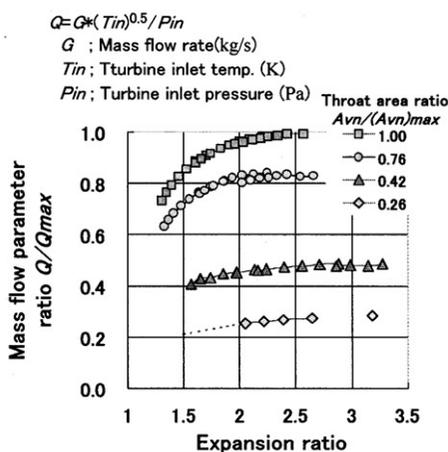


Fig. 7 Mass flow rate characteristic of the developed turbine.

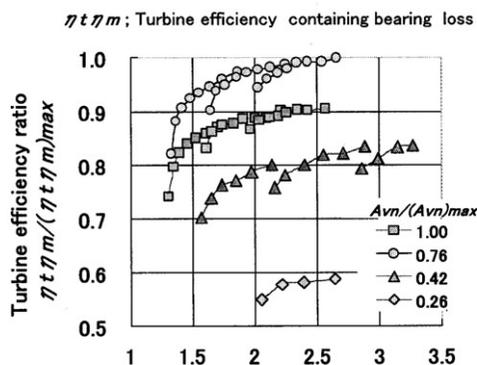


Fig. 8 Turbine efficiency containing bearing loss of the developed turbine.

はタービン入口温度と潤滑油温度の温度差にほぼ比例すると考えられる。TIT = 873K の場合は高温のタービンハウジングから低温の軸受部に向かって熱が大量に伝わるため，潤滑油の受熱量は非常に高くなる。一方 TIT = 318K の場合は潤滑油供給温度 338K より TIT が低いので潤滑油の熱量が逆に軸受部からタービン側に伝わって逃げる。その結果，潤滑油の受熱量は TIT = 873K に比べてかなり低くなったと考えられる。TIT 一定の条件においては，タービンハウジングと軸受部間を伝わる熱量もターボ回転によらず一定と考えられる。したがって，潤滑油の受熱量 Q_{oil} から TIT = 873K および 318K の Q_{tr} (= 一定値) を差し引いた残りが，ターボ回転に伴って増加する機械損失 L_m となる。Fig. 9 より L_m を求めターボ回転 N との関係をもとめた結果，次式を得た。

$$L_m \propto N^{1.77} \quad (1)$$

機械損失が式(1)で求められれば，Fig. 8 で示した効率から機械効率が分離されたタービン効率 η_t を得られる。Fig. 10 に改良タービンと改良する前のタービンのタービン効率を示す。タービンホイールおよび可変ベーン形状の改良によりタービン効率が最大 3% 向上し，改良の効果を確認できた。またタービン効率は膨張比の増加に伴い増加しており，開発したタービンが高膨張比に適合した特性を持っていることを実験で確認した。

Fig. 11 は，開発した新方式 VN ターボと従来型

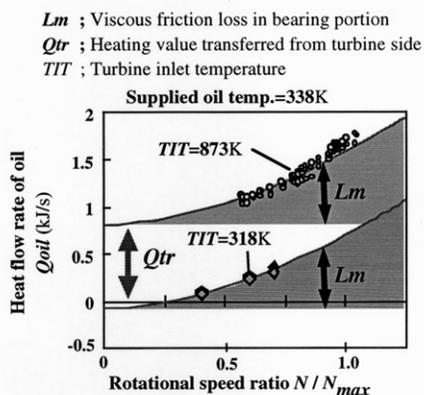


Fig. 9 Evaluation of bearing loss by measurement of heating value change in lubricating oil.

VNターボの効率 η_t, η_m をエンジン作動条件（コンプレッサ流量＝タービン流量）で比較した結果である。エンジン全負荷運転時を想定し、コンプレッサの過給圧比を最大2.5でVNを制御している。その結果エンジンの低速から中速にかけて開発タービンが高い効率を示した。またTIT = 873Kの単体試験においてクリアランス0.1mmの可変ベーンがスティックすることなく動作することを確認し、可動ベーンの中に配した固定ベーンの効果を確認できた。

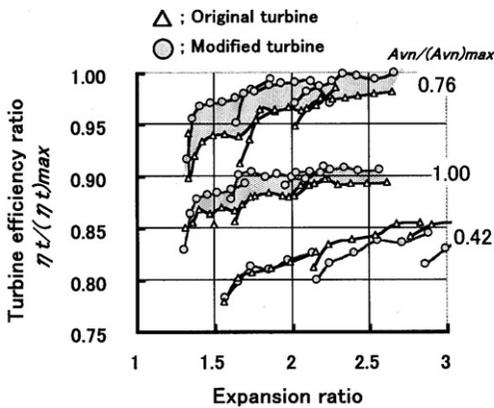


Fig. 10 Differences in turbine efficiency between original and modified turbine.

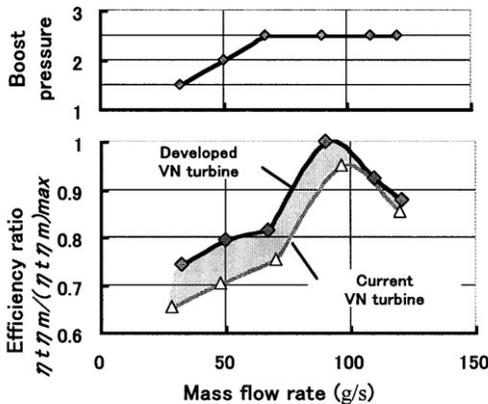


Fig. 11 Turbine efficiency under the condition of boost pressure requested by automotive engine.

5. まとめ

新方式の可変ノズル付斜流タービンを開発、性能評価を実施し、以下の結果を得た。

(1)タービンホイールのハブ形状ならびに可動ベーンの翼形状を改良した結果、効率が最大3%向上した。作動範囲が広く高効率な可変ノズル式タービンが開発できた。

(2)可動ベーンの中に固定ベーンを配した新方式の可変ノズルは、可動ベーンのクリアランスを最小（0.1mm）に保ちながら、高温ガス駆動時においても可動ベーンのスティックを防止することを確認できた。

(3)新方式の可変ノズルが可動ベーンの駆動トルク低減に効果があることを確認できた。

参考文献

- 1) Minegishi, H., et al. : "Development of Small Mixed Flow Turbine for Automotive Turbochargers", ASME Pap., 95-GT-53(1995)
- 2) Karamanis, N., et al. : " Detailed Flow Measurements at the Exit of A Mixed Flow Turbine under Steady Flow Conditions", ASME Pap., 99-GT-342(1999)
- 3) Hawley, J. G., et al. : "Comparison of Variable Geometry Turbocharging (VGT) over Conventional Wastegated Machines to Achieve Lower Emissions", IMechE Autotech Conf. Pap., No.C524/070/97 (1997)

(2000年4月18日原稿受付)

著者紹介



石野実 Minoru Ishino

生年：1959年。

所属：エンジン機能制御研究室。

分野：自動車用ターボチャージャの研究開発。

学会等：日本ガスタービン学会会員。



別所昭信 Akinobu Bessho

生年：1961年。

所属：エンジン機能制御研究室。

分野：自動車用ターボチャージャの研究開発。

学会等：日本ガスタービン学会会員。