

数値的アプローチによるターボラグの原理解析

Numerical Analysis of Turbocharger Response Delay Mechanism

松本 貴希*
Takaki MATSUMOTO

朴 辰洛*
Shinrak PARK

織田 信之*
Nobuyuki ODA

要 旨

近年、低燃費自動車の社会的な要求が高まってきており、この要求に対する技術的な回答の一つとして、過給ダウンサイジングエンジンが注目されている。しかし、低燃費化に有利な排気ターボチャージャを用いた過給は一般的にターボラグと呼ばれるエンジン性能の低下を伴う過給応答遅れ特性を持つため、この技術の適応拡大には課題が残る。本研究では、ターボチャージャ付エンジンにおける過給応答遅れに着目し、この詳細な発生メカニズムを、数値的なアプローチを用いることで解析した。その結果、ターボラグとは過渡損失である軸慣性損失と吸気容積充填損失を一次要因として生じる遅れと、さらに一次要因を起点としたタービン作動ガス量の低下とタービン効率の低下の二次要因による遅れの複合的な要因によって発生する過給圧の応答遅れであるという結論を得た。

ABSTRACT

Social demands for increased automotive fuel efficiency are today increasing. Turbocharged downsized engines have attracted attention as one technological means of responding to these demands. Boosting technology using a turbocharger is effective in increasing fuel efficiency, but these turbochargers also display a response delay characteristic known as turbo lag, which may cause engine performance to decline. This issue impedes the broader application of this technology. The research discussed in this paper focused on turbo lag, and adopted a numerical approach to analyzing the detailed mechanism of this phenomenon. The study concluded that turbo lag is a delay in the boost pressure response that originates from a combination of factors. The primary factor in turbo lag is a delay that is due to a physical property of the turbocharger system; the secondary factor is a decreased turbine effective energy caused by a shift of operating point, resulting from the primary factors.

1. まえがき

近年、地球温暖化問題から端を発したCO₂削減問題や急騰した石油価格を背景に自動車の低燃費化に対する社会的なニーズが高まってきている。さらに、日本国内における2015年燃費規制や欧州におけるCO₂排出量規制、また、米国における新 CAFE 規制など、国単位でのCO₂排出量削減に向けた燃費法規制を整備する動きが急速に広がりつつある^{(1)・(3)}。このような状況下において、自動車の低燃費化は、排気ガスのクリーン化と共に自動車メーカーに課せられた社会的な責務となっている。

現在、低燃費化の具体的な手法として、エンジンのハイブリッド化と過給ダウンサイジング化が多く注目を受けている。特に、過給ダウンサイジング技術はハイブリッドに対して燃費の改善率は低いものの、軽量、コンパクトで比較的安価であることから、メーカーの持つ車両ラインアップの

燃費を底上げする技術として注目度が高く、中長期的な技術適応拡大が見込まれている⁽⁴⁾。

また、過給ダウンサイジングエンジンの中でも、ターボチャージャを用いた過給は、排気エネルギーを回生利用した過給がおこなえるため、システム効率が高く低燃費化の目的に適した過給技術である。一方でターボチャージャによる過給にはターボラグと呼ばれる過給応答遅れに起因するエンジン性能の低下が広い運転領域において発生することが知られている。特に排気エネルギーが相対的に小さい低速度域の過給応答性が十分でなく、実用上の使用頻度が高いこの領域での応答遅れは、ドライバビリティ、燃費、エミッションに対して性能低下を生じさせる要因となる。今後、過給ダウンサイジングエンジンが従来の自然吸気エンジン(Natural Aspiration エンジン：以下 NA エンジン)に代わって低燃費化時代の主役に躍り出るためには、過給応答性の改善が大きな鍵になってくると考えられる。

*四輪R&Dセンター

これまで、過給応答性を改善するため多くの試みがなされ、いくつかの手法に関する論文が発表されてきたが^{(5)・(8)}、ターボラグの発生原理の核心に触れた記述は少ない。これは、ターボチャージャが非線形要素を多く含み、また、回帰的な動作をすることから、実機を用いた現象解析が困難であったことに起因する。本稿では、ターボチャージャの物理モデルを構築し、数値的なアプローチを用いることで、過渡運転時におけるターボチャージャの詳細な挙動とターボラグの発生メカニズムを解析した。

2. 過給ダウンサイジングエンジンにおける過給応答遅れの影響

2.1. 過給ダウンサイジングエンジンの燃費効果と動向

過給ダウンサイジングによる低燃費効果を示すために、現在市販されている代表的な過給ダウンサイジングエンジンとNAエンジンを抽出し、定格出力に対する排気量(Fig. 1)とNEDC⁽⁹⁾モードにおける燃費(Fig. 2)を比較した。まず、エンジン排気量を比較すると、過給エンジンは、NAエンジンに比べ、より小さい排気量で同等の定格出力を達成している。例えば、定格出力150 kWで比較すると、NAエンジンが約 2.8 L の排気量を必要としているのに対し、過給エンジンは約 2.0 L と約 29%小さい排気量で同等の

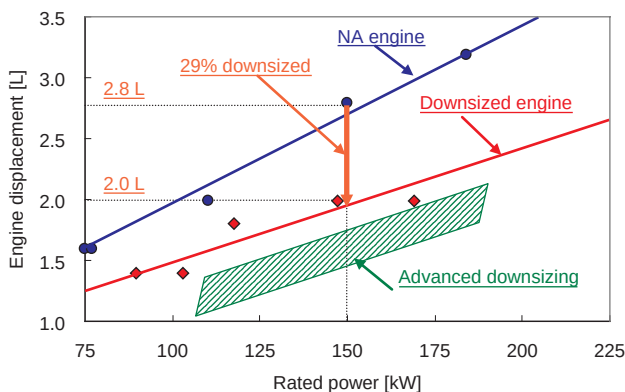


Fig. 1 Comparison of engine displacement

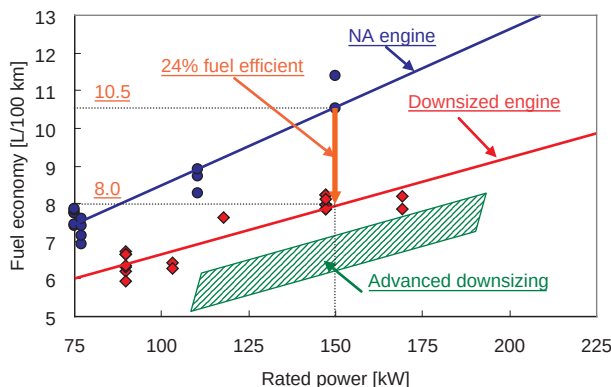


Fig. 2 Comparison of fuel consumption rate of turbocharged engine and NA engine

定格出力が得られている。一方、燃費に着目すると、同様に150 kW断面では、過給ダウンサイジングエンジンを用いた車両の燃費が、約24%優れていることが確認できる。これは、過給による出力密度の向上により、NAエンジンに対して小排気量のエンジンが採用できたことで機械損失とポンプ損失が低減されたことに起因していると考えられる。また、これより、過給ダウンサイジングによる低燃費効果は排気量の縮小割合(ダウンサイジング率)に依存することが推測される。ここで、再度Fig. 1に着目すると、現在市販されている過給エンジンのダウンサイジング率はおおむね25%—30%であることがわかる。一方、さらなる低燃費効果をねらいダウンサイジング率を50%程度まで高めたエンジンが近年提案されてきており、高過給、高出力密度化による高ダウンサイジング率エンジンの開発がトレンドとなってきている⁽¹⁰⁾。

2.2. 過給応答性によるダウンサイジング率の制約

高過給化と高出力密度化によるダウンサイジング率の向上が低燃費化の鍵であり、開発トレンドとなってきているが、過給エンジンは設定過給圧の変更により比較的容易に出力密度を向上できることから、出力密度の向上には大きな課題を伴わない。しかし、過給エンジンの過渡応答性に着目すると、高過給化によるダウンサイジング率の向上はドライバビリティによる制約を受ける。Fig. 3に可変ベーン機構付きシングルターボチャージャを持つ直列4気筒エンジンにおける過給圧応答時間をコンター図で示す。このコンター図は、各エンジン回転数で無負荷状態から全負荷までステップ状に負荷を移行させた時の過給圧が設定過給圧まで到達するのに要する時間を示している。この結果から、エンジン回転数が低い場合ほど過給圧の応答が遅いことがわかり、例えば、エンジン回転数1500rpmでは、無負荷状態から全負荷の目標過給圧(曲線A)までの到達時間が1.5秒程度を要している。ここで、さらにダウンサイジング率を30%程度向上した場合を想定して、目標過給圧を曲線(B)

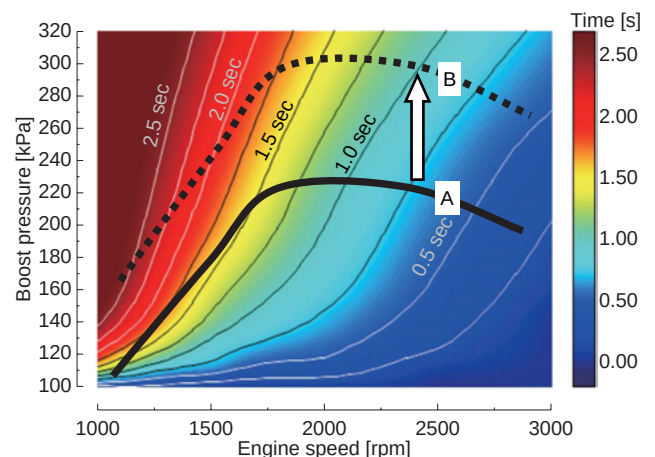


Fig. 3 Boost response time

まで上げた場合は、同じ 1500rpm では目標過給圧到達時間が 2 秒程度となり、約 33% 過給圧の応答性が低下することがわかる。したがって、高過給化によるダウンサイジング率の向上には過給応答性改善が重要な課題となる。

3. ターボチャージャの数値モデル化

3.1. 数値モデル化の必要性

一般的に、ターボチャージャ付エンジンはエンジン、タービンおよびコンプレッサが機械または流体エネルギーを介して回帰的に構成され、運転時には各構成要素間でエネルギー的なバランスを保ちながら動作する。そのため、測定可能な物理量が限定された実機解析においては応答遅れ時間などの代表的な物理量の評価はおこなえるものの、回帰的な各影響因子間でのエネルギーの授受や相互作用などの挙動を把握することは困難である。これらの解析を実施し、過給応答遅れの詳細なメカニズムを解明するには数値モデルの適用が有効であると考えられる。

3.2. ターボチャージャの数値モデル概要

Fig. 4 にターボチャージャ付エンジンのシステム構成図を示す。システムは大きく分けて、コンプレッサ、エンジン、タービンの三つの要素と、各要素をつなぐ、配管、エアクリーナ、インタークーラ、EGRバルブ、アフタトリートメント部品で構成されている。数値モデルの作成にあたり、ターボチャージャについては式(1)～式(3)で表わされる物理モデルを作成し、吸気・排気の各要素については式(4)のように流量係数を用いたモデルで構成される。また、各要素間については、エネルギー保存則と質量保存則を満たすようにモデルを構成した。

次に、本題であるターボチャージャの数値的な取扱いについて述べる。ターボチャージャの支配方程式は、式(1)で表すことができる。

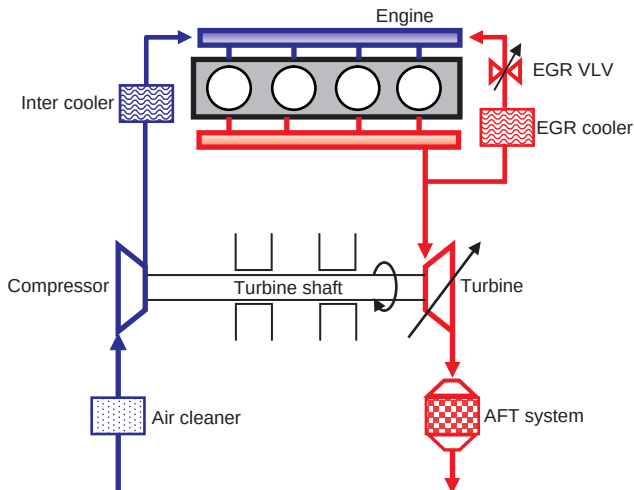


Fig. 4 Schematic diagram of turbocharger system

$$\frac{dN_{TC}}{dt} = \frac{60}{2\pi I_{TC} N_{TC}} (P_T - P_C - P_f) \quad (1)$$

P_T : Turbine effective work [W]

P_C : Compressor output work [W]

P_f : Mechanical loss [W]

N_{TC} : Shaft speed [rpm]

I_{TC} : Moment of Inertia [kg·m²]

ここで、タービン回収仕事(P_T)とコンプレッサによる過給仕事(P_C)は、入口、出口境界条件と単体定常試験結果から求まる流量、圧力比特性と効率特性から、それぞれ、式(2)、式(3)によって求めることができる。

$$P_T = m_T \eta_T c_p T_3 \left(1 - \pi_t^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right) \quad (2)$$

m_T : Working gas mass flow rate [kg/s]

η_T : Turbine efficiency [–]

c_p : Constant pressure specific heat [J/kg/K]

T_3 : Working gas temperature [K]

π_t : Expansion ratio [–]

γ : Specific heat ratio [–]

$$P_C = \frac{1}{\eta_c} m_c c_p T_1 \left(\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (3)$$

m_c : Air mass flow rate [kg/s]

η_c : Compressor efficiency [–]

T_1 : Inlet air temperature [K]

π_c : Pressure ratio [–]

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (4)$$

Q : Volumetric flow rate [m³/sec]

C_d : Flow coefficient [–]

A : Cross section area [m²]

Δp : Pressure drop [kPa]

ρ : Density [kg/m³]

また、単体定常試験により求められるタービンとコンプレッサの流体的特性は、一般的に測定装置の制約により過渡解析に必要な条件範囲を網羅していないことから、本研究では、独自の線形化アルゴリズムを利用して、それぞれの特性をパラメータ化している。

また、数値モデルのプラットフォームには Math Works 社の MATLAB SimuLink を利用しており (Fig. 5)、Fig. 4 で示したターボチャージャ付エンジンのシステム構成を反映した。

3.3. 数値モデルの検証

作成した数値モデルの検証をおこなうため、可変ベーン機構付きシングルターボチャージャを持つ直列4気筒 2.2L エンジンの数値モデルを作成し、数値モデルにより予測されたターボチャージャの挙動を実車の挙動と比較した。

Fig. 6 および Fig. 7 に FTP75⁽¹⁾ 走行時における過給圧とターボチャージャ回転数の実測値と予測値の比較結果を示す。双方の結果とも、作成した数値モデルより得られた予測値は実測値を比較的高い精度で再現できていることが確認できる。また、Fig. 6 に注目すると、実車において過給圧が目標過給圧に対して遅れる現象が確認できるが、数値モ

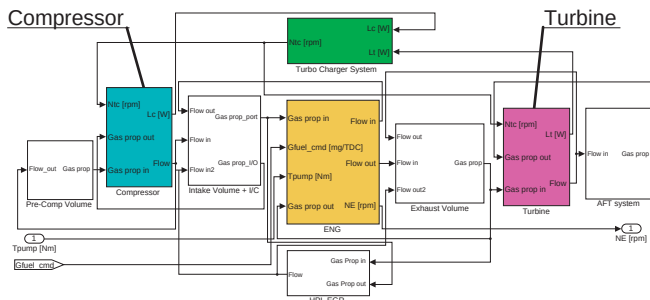


Fig. 5 Schematic diagram of Simulink model

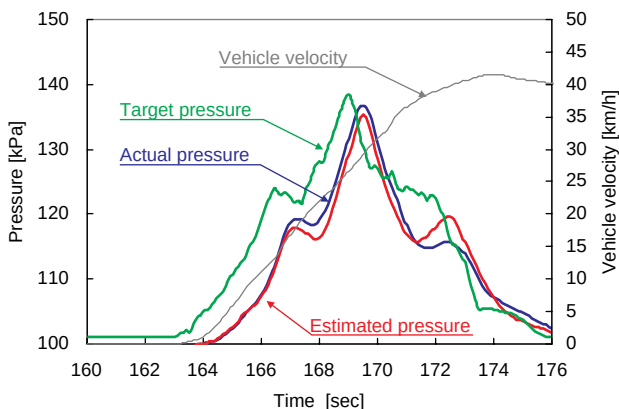


Fig. 6 Comparison of actual and estimated intake manifold pressure at FTP75

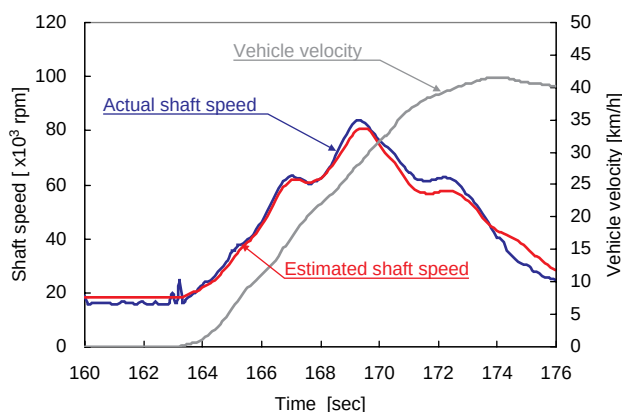


Fig. 7 Comparison of actual and estimated turbine shaft speed at FTP75

デルによって推定された過給圧はこの現象をうまく再現できている。本研究では、この数値モデルを用いることで過給圧の応答遅れの原理解析を実施した。

4. 数値モデルを用いたターボラグ原理解析

本章では構築したターボチャージャの数値モデルを用いて過渡運転時における過給圧の応答遅れ(ターボラグ)の発生原理を解析する。解析には、精度確認の取れた、可変ベーン機構付ターボチャージャを装備するディーゼルエンジンの数値モデルを用い、特にターボチャージャの過渡応答性の影響が大きい低エンジン回転数領域における解析をおこなった。

4.1. 過給応答遅れの推定結果

Fig. 8 および Fig. 9 にエンジン回転数が 1750 rpm の状態で、アクセル開度を 10% から 80% までステップ状に増加させたときの過給圧とターボチャージャ軸回転数の時間推移を示す。Fig. 8 に表したように、アクセル開度の増加に対し目標過給圧もステップ状に変化しているが、実際の過給圧はこの変化に追従しておらず、1.37 秒の遅れを伴って目標過給圧に到達している。同様にターボチャー

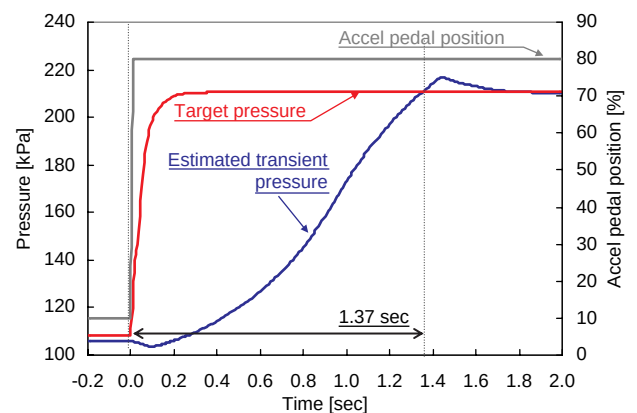


Fig. 8 Estimated intake manifold pressure response under step load condition at 1750 rpm

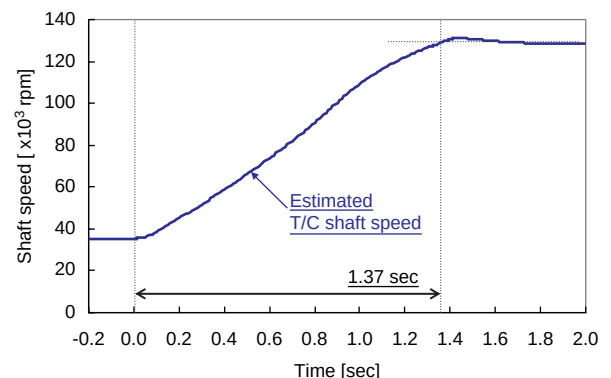


Fig. 9 Estimated shaft speed response under step load condition at 1750 rpm

ジャ軸回転数も 1.37 秒の遅れを持って定常値へ推移することがわかる。

4.2. 過渡運転時におけるエネルギー収支

ターボチャージャは排気エネルギーを吸気圧縮エネルギーに変換する一種のエネルギー変換器であるから、この遅れ挙動を解析するには、ターボチャージャ各部でのエネルギー収支を観測すると都合が良い。Fig. 10に前節と同じ条件で過渡運転をおこなった際のターボチャージャ各部における仕事と各損失を数値モデルより推定した結果を示す。

Fig. 10より、過渡運転時には複数の要因により定常時に比べ有効過給仕事が増加していることがわかる。過渡から定常への遷移時間のほぼ中間地点であるアクセル開度変化から 0.6 秒後断面で評価すると、定常時に比べ過渡時には有効過給仕事が増加していることがわかる。一般的に過給応答遅れの要因として挙げられる軸慣性損失と吸気容積充填損失の二つの「過渡損失」による有効過給仕事の低下はそれぞれ、14.3%、12.3%となっており、この二つの損失だけでは、有効過給仕事低下の全容を説明することはできない。過渡時における有効過給仕事の低下に最も大きく寄与しているのはタービン回収仕事の低下で、約 64.4%の有効過給仕事低下の要因となっており、過渡時におけるタービンの挙動が過給圧の過渡応答性に大きな影響を与えていることがわかった。

4.3. タービン回収仕事低下のメカニズム

過渡時におけるタービン回収仕事の低下の要因は熱力学的な関係より導出されるタービン回収仕事の式(2)を用いると六つの要因が挙げられる。この内、定圧比熱と比熱比は想定される温度範囲では大きな変化を示さないから、過渡時におけるタービン回収仕事の低下要因はタービン作動ガス量、タービン効率、タービン膨張比、タービン流入ガス温度の四つの要因に絞ることができる。ここでは、定常運転時と過渡運転時で、この四つの物理量がアクセル開度変更後0.6秒断面でどのように変化しているかを比較し、タービン回収仕事の低下のメカニズムを探った。

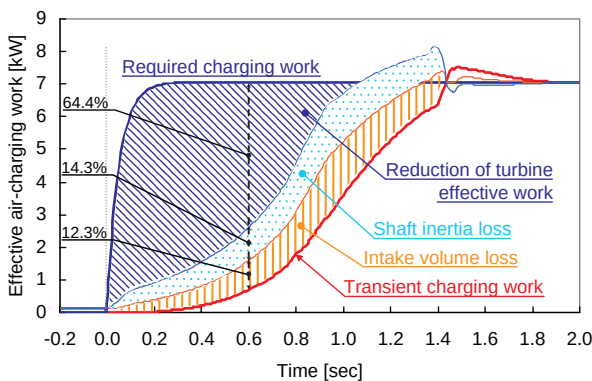


Fig. 10 Analysis of energy distribution in turbocharger system

Table 1 Variation of turbine work-related parameters under transient condition

		Steady state	Transient	Variation [%]
Mass flow rate	[kg/s]	0.0992	0.059	-41
Turbine efficiency	[%]	70.0	42.1	-39.9
Expansion ratio	[-]	1.98	2.04	+3
Inlet gas temperature	[K]	899	981	+9

Table 1 で示すように、過渡運転時には定常運転時に比べ、タービン作動ガス量とタービン効率に大きな低下が生じていることがわかる。

まず、タービン作動ガス量に注目すると、過渡時には、タービン作動ガス量は定常時に比べて 41%程度値が落ち込んでいることがわかる。タービン作動ガス量の低下は、すなわちエンジン吸気量の低下であり、過給圧の応答遅れによるエンジン充填効率の低下が原因であることが容易に推測されるが、さらに過給圧の応答遅れの要因にさかのぼると、一巡してタービン作動ガス量の低下に戻ってきてしまう。これは、Fig. 11で示すように、タービン作動ガス供給源(エンジン)、排気エネルギー回収器(タービン)、吸気圧縮器(コンプレッサ)の間で回帰的にエネルギーが循環することに起因する。このようなシステムでは、エネルギーフローの一部でエネルギーの低下が発生すると回帰的に影響が伝播し、系全体に流れるエネルギー量が低下する。

次に、過渡運転時におけるタービン効率の低下に着目する。過渡運転時には定常時に比べて、0.6秒後断面で39.9%の効率低下が認められた。また、Fig. 12に示すタービン効率の時間推移を解析すると、タービン効率は加速開始時に急激に落ち込み定常状態に近づくにつれて効率が回復していく様子が見て取れる。

この現象を解析するためには、タービンの流体力学的な性質について考察する必要がある。Fig. 13 に示すように、等修正回転数におけるタービン効率は膨張比に対して山型

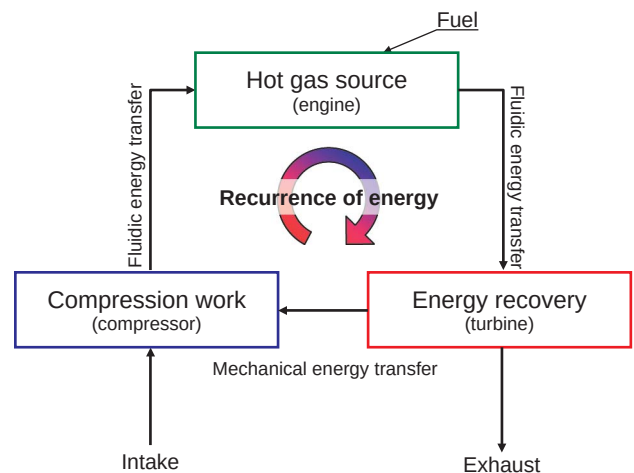


Fig. 11 Schematic diagram of recurrent energy flow in turbocharger system

の特性を持っている。これは、Fig. 14に示すように、タービンの幾何学的な形状から、タービン翼に対して作動ガスの最適な流入角(設計流入角)が存在するため、タービン翼の周速に対して、作動ガスの等価流入速度を示す全エンタルピ速度 C [式(5)] が速すぎても、遅すぎてもタービンの効率は低下する。

$$C = \sqrt{2c_p T_3 \left(1 - \pi_t^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right)} \quad (5)$$

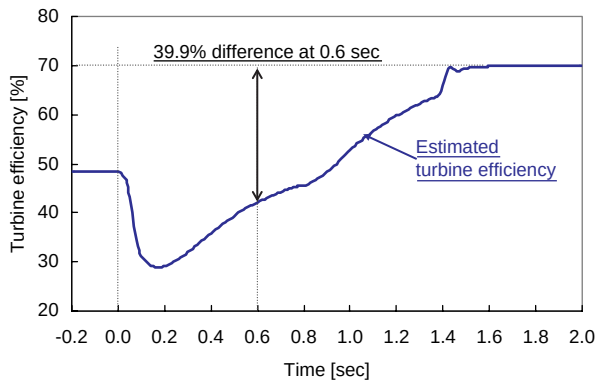


Fig. 12 Behavior of turbine efficiency under transient condition

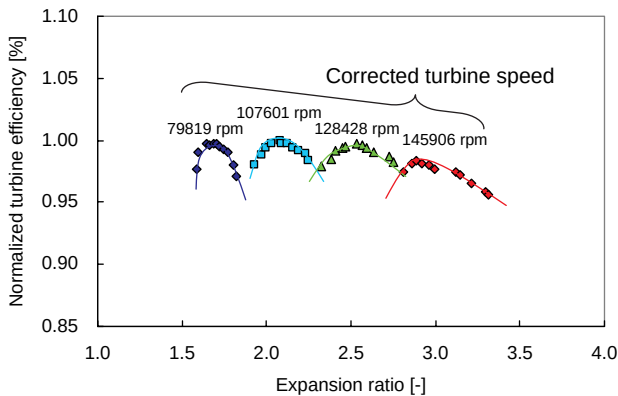


Fig. 13 Expansion ratio-dependency of turbine efficiency

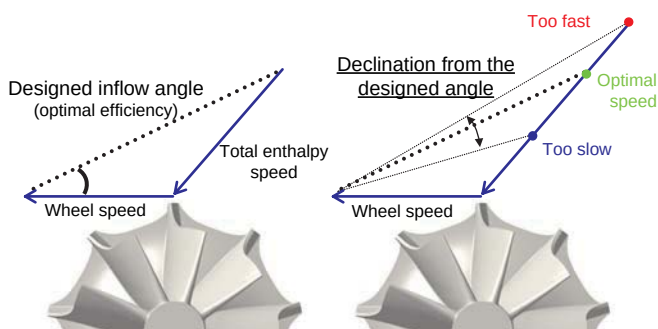


Fig. 14 Relationship between turbine efficiency and speed triangle

一般的に、タービン周速を流入ガスの全エンタルピ速度で割った値を Blade Speed Ratio (BSR)⁽¹²⁾ と呼び、Fig. 15で示すように BSR を用いるとタービン効率をタービン回転数に対して正規化することができる。ここで、過渡運転時のタービン BSR の時間推移 (Fig. 16) を見ると加速開始時に BSR は極小値を取り、定常状態に収束するにつれて BSR は 1 に近づいていくことがわかる。

これは、エンジン運転負荷増大時に排気圧力は可変ベーン機構により比較的早く上昇するため、タービン作動ガスの全エンタルピ速度は急速に増加するが、タービン翼の周速はタービン軸慣性量の影響により徐々に上昇することから (Fig. 9)、過渡的にタービン翼周速に対する全エンタルピ速度が大きくなる。すなわち、過渡運転時には BSR は減少し、タービンは効率の低い領域で作動することを意味している。Fig. 16 からアクセル開度変更後 0.6 秒後の断面でのタービン BSR は 0.764 で、Fig. 15 からその BSR でのタービン効率は約 40% 低下することが読み取れる。この値は過渡時のタービン効率の低下と一致することから、この現象はタービン作動点 (BSR) の変化から説明できることがわかる。

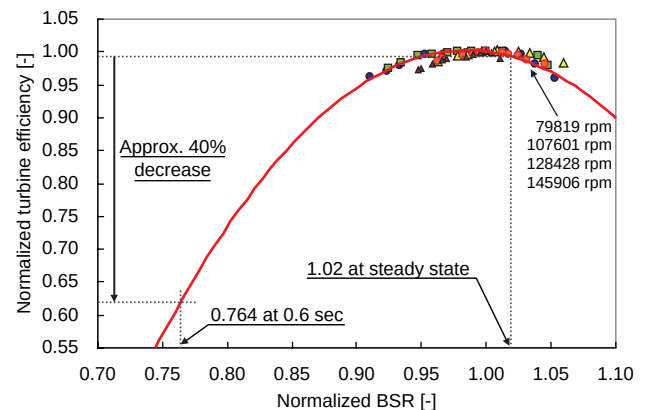


Fig. 15 Normalization of turbine efficiency in relation to turbine speed

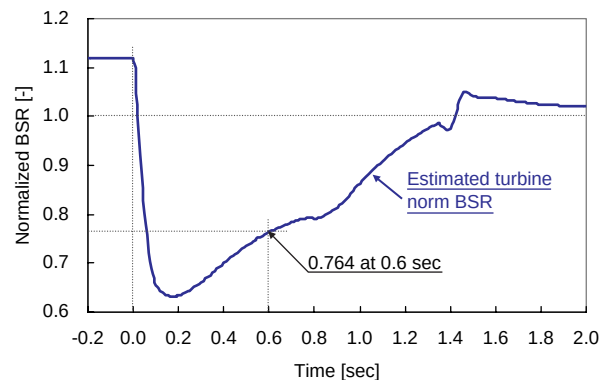


Fig. 16 Behavior of turbine BSR under transient condition

5. 遅れ要因の相互作用

前述したように、一般的なターボチャージャ付エンジンではエンジン、タービン、コンプレッサが機械、または、流体エネルギーを介して回帰的に結合されており、ターボチャージャはこの回帰モデルのエネルギーバランス点で作動している。これまで、過給応答遅れの要因として「過渡損失」、「タービン作動ガス量の低下」、「タービン効率の低下」の三つの要因を挙げた。これらの要因は単独で影響を及ぼすだけでなく、相互に影響が伝播する。したがって、過給遅れの全容を把握するためには、これらの相互関係を明らかにする必要がある。本章では、遅れ要因の相互作用の一例を挙げると共に、過給圧応答遅れ要因とその因果関係を関係図にまとめる。

5.1. タービン効率低下による作動ガス量低下の誘起

まず、「タービン効率の低下」による過給圧の上昇遅れ現象の経緯をたどる。Fig. 17に示すように、ターボチャージャの過渡運転時には、急速な排気圧力の立ち上がりにより、タービンBSRが落ち込み、タービン効率、およびタービン回収エネルギーの低下が発生し、最終的に過給圧の上昇遅れに至る。ここで、過給圧の上昇遅れは、エンジン吸気量と「タービン作動ガス量の低下」につながる。つまり、「タービン効率の低下」は結果的に、もう一つの遅れ要因である「タービン作動ガス量の低下」を誘起していることがわかる。

5.2. 過給圧応答の遅れ要因と要因関係図

ここでは、二つの結合した回帰モデルを持つ重回帰モデルを用いて、これまでに得られた過給応答遅れの要因と各要因の因果関係を説明する。

Fig. 18 にターボチャージャの応答遅れに関する重回帰モデルを示す。このモデルは遅れの起点となる「過渡損失」モデルと「タービン作動ガス量の低下」、「タービン効率の低下」の二つの回帰モデルによって構成される。図中には、過給応答遅れに関連したターボチャージャ内部の物理現象とその因果関係を矢印でつないで示す。

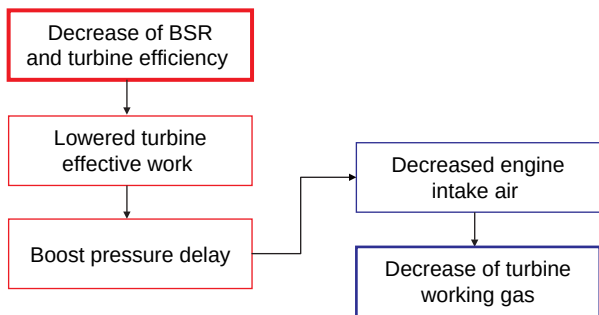


Fig. 17 Propagation of delay factors

モデルの説明は、エンジンが定常状態から高負荷状態に移行し、過給応答遅れが生じている状態から遅れが解消するまでの状態を想定し順を追って説明する。

まず、定常状態では、過給圧の遅れは発生していない。この状態から加速状態に移行すると、初めに「過渡損失」である軸慣性損失と吸気容積充填損失が発生する(図中A)。これを原因として、ターボチャージャ軸回転数の立ち上がり遅れが発生し、タービンの流体力学的な性質により「タービン効率の低下」が発生する(図中B)。また同時に、吸気容積充填損失により過給圧の立ち上がりが遅れ「タービン作動ガス量の低下」が発生する(図中C)。これらの遅れ要因は、図に示したようにそれぞれ回帰的な動作をする。ここで、それぞれの影響はタービン回収仕事の低下を引き起こすから(図中D)、これら二つの遅れ要因は「タービン回収仕事の低下」の項を介してエネルギー的に結合されているのがわかる。

加速開始時には、軸回転数、過給圧共に定常値から大きく離れた値となるので、各遅れ要因は影響を及ぼし系全体に流れるエネルギー量が低下する。それによって、大きな過給応答遅れが発生するが、時間の経過と共に、積分要素である軸回転数と過給圧は上昇して行き、最終的には定常の値に収束し、これらの要因を起点に発生していた「タービンの作動ガス量の低下」と「タービン効率の低下」の遅れ要因は解消するため、ターボチャージャの運転状態は定常作動点に到達する。

以上のように、過給圧応答遅れの要因には、ターボチャージャの軸慣性量と吸気系容積による物理的な遅れ要素に起因した遅れと、これらの一次要因による遅れを起点として引き起こされるターボチャージャの作動点変化により、タービン効率とタービン作動ガスが低下する二次的な要因がある。また、二次的要因である「タービン効率の低下」と「タービン作動ガス量の低下」は「タービン回収エネルギー」の項を介して相互に影響が伝播することがわかった。

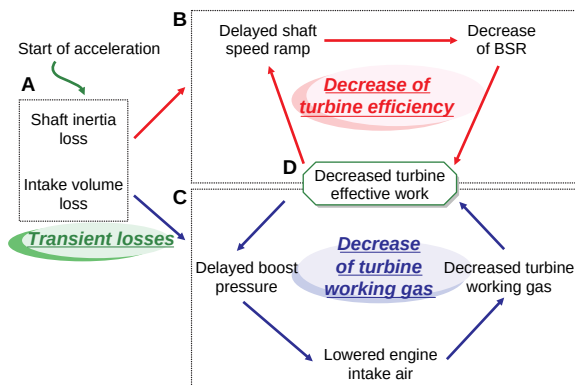


Fig. 18 Multiple recurrence model of turbocharger delay mechanism

6. まとめ

本研究において、ターボチャージャの過給応答遅れの原理解析を実施するため、ターボチャージャの数値モデルを構築した。また、構築した数値モデルは実車の過給応答特性を良好に再現できていることを確認した。

数値モデルを用いた過給応答遅れの原理解析を実施し、以下の解析結果を得た。

- (1) 過給応答遅れの主要因は、「過渡損失」、「タービン作動ガス量の低下」、「タービン効率の低下」の三つの要因により引き起こされている。
- (2) 「タービン作動ガス量の低下」と「タービン効率の低下」の二つの要因は回帰的な挙動を示す。
- (3) 遅れの三つの要因はエネルギー的に結合されており、相互に影響を及ぼし合う。

以上の数値解析結果を踏まえて、ターボラグとは、「過渡損失」である軸慣性損失と吸気容積充填損失を一次要因として生じる遅れと、さらに一次要因を起点とした「タービン作動ガス量の低下」と「タービン効率の低下」の二次要因による遅れの複合的な要因によって発生する過給圧の応答遅れであるという結論を得た。

参考文献

- (1) http://www.mlit.go.jp/kisha/kisha07/09/090702_.html, 2007/7/2
- (2) http://ec.europa.eu/environment/air/transport/co2/co2_home.htm, 2008/12/23
- (3) <http://www.nhtsa.dot.gov/portal/site/nhtsa/menuitem.d0b5a45b55bfbe582f57529cdba046a0/>, 2009/6/9
- (4) Heywood, J. B., Kasseris, E., P.: Comparative Analysis of Automotive Powertrain Choices for the Next 25 Years, SAE Paper, 2007-01-1605(2007)
- (5) Steidten, T., Rauscher, M., Muenz, S.: Measures to improve the transient behavior of turbochargers, ATK2008, p. 427-444(2008)
- (6) Reigner, J., Zahlmann, S., Eiser, A., Fitzen, M., Kaeufler, P., Vehreschild, K., Wolf, R.: The AUDI 3.0L TFSI - The boosting system from a design and thermodynamic perspective, ATK2008, p. 255-283(2008)
- (7) Barker, L., Meek, D., Martin, J.: The SuperGen Electro-Mechanical Boosting System: Concept and Experience with the First Prototypes, ATK2008, p. 343-358(2008)
- (8) Mattes, W., Steinparzer, F., Nefischer, P., Prashak, N.: New BMW 4-Cylinder Diesel Engine with Dual Stage Turbocharging, 16th Aachen colloquium(2007)
- (9) [http://eur-lex.europa.eu/Result.do?](http://eur-lex.europa.eu/Result.do?direct=yes&lang=en&where=EUROVOC:000867&whereihm=EUROVOC:testing)

[direct=yes&lang=en&where=EUROVOC:000867&whereihm=EUROVOC:testing](http://eur-lex.europa.eu/Result.do?direct=yes&lang=en&where=EUROVOC:000867&whereihm=EUROVOC:testing), 2009/6/9

- (10) Fraser, N., Blaxill, H., Lumsden, G., Bassett, M.: Challenges for Increased Efficiency through Gasoline Engine Downsizing, SAE Paper, 2009-01-1053(2009)
- (11) <http://www.epa.gov/oms/sftp.htm#cycles>, 2009/6/9
- (12) Baines, N. C.: Fundamentals of Turbocharging, Concepts NREC, p. 94-95(2005)

■ 著 者 ■



松本 貴希



朴 辰洛



織田 信之