

# ターボ過給機関の吸気性能の改善に関する研究

A Study on Improvement in Volumetric Efficiency of Turbocharged Diesel Engines

岡 林 章 宏\*・遠 藤 敏 彦\*・田 代 伸 一\*・吉 識 晴 夫\*  
Akihiro OKABAYASHI, Toshihiko ENDOH, Shin-ichi TASHIRO and Haruo YOSHIKI

## 1. は じ め に

車両用ターボ過給機関には低速トルクの不足という欠点がある。これを解消する手段としては次のようなものが考えられる。

- ①低速重視のマッチング  
例 排気バイパス弁
- ②ブロー・タービンの適応範囲の拡大  
例 羽根無しディフューザー、動翼にバックワード角をつける、可変ジオメトリー
- ③慣性過給の併用  
例 複合過給方式

この複合過給方式はCserらが発案したもので、吸気管でヘルムホルツの共鳴器を構成し、目標とする回転数で管内の圧力振動を共振させて一種の過給状態を作り出し、吸気性能の向上すなわちトルク特性の改善を計るものである。

本研究ではこの複合過給方式の設計指針を得るために、実験により従来の形状との比較を行い、その有効性を調べると共に、計算時間の短縮が期待できる2段階Lax-Wendroff法の一つのMacCormack法を用いてエンジン管路系内の流れを予測した。

## 2. 複合過給方式について

図1に示すように吸気管（共鳴管）とそれに続くベッセル（共鳴体積）がヘルムホルツの共鳴器となり、その固有振動数は音響理論から

$$f = a / (2\pi) \sqrt{S / V l} \quad (1)$$

ただし、 $a$ は音速、 $V$ は共鳴体積（吸気ポートも含む）、 $l$ は共鳴管長さ、 $S$ は共鳴管断面積である。

この方式は気筒を群で取り扱うため通常の慣性過給に比べて吸気管をコンパクトにしやすく、また、低速域にマッチングさせやすいという利点がある。

## 3. 実 験 装 置

実験は直列6気筒ディーゼル機関（排気量5785cc、圧縮比15.9）とターボ過給機（ローター外径 $\phi 74$ 、動翼枚数11、2分割スクロール、羽根無しノズル）に従来の吸気管または複合過給方式吸気管（前述の式による固有振動数は47Hzで、これは1880rpmに相当）を取り付け、直流電動機で駆動して行った。圧力測定には半導体圧力変換器とマンノメーター、温度測定にはI-C熱電対、流量測定には排気管の下流に設けた丸型ノズル流量計をそれぞれ用いた。

## 4. 数 値 計 算

吸排気管路系およびシリンダ内、過給機内の流れの予測をするにあたり次のような仮定をした。

- ①管路内非定常一次元流れとする
- ②伝熱は無視する。
- ③分岐・合流部での各管端の圧力は等しい
- ④圧縮機、シリンダは容積とし、その内部では流速は零とする（減衰容量、吸気ポートを除く共鳴体積も同様）
- ⑤各境界においては準定常の関係が成立する

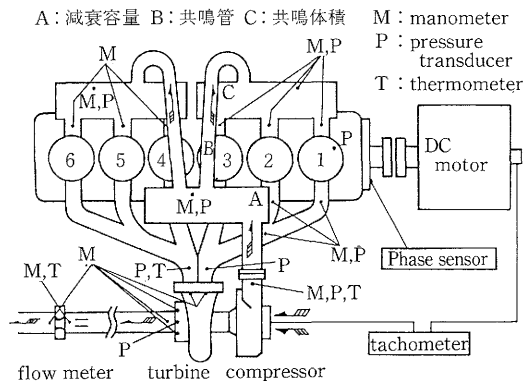


図1 実験装置概要

\*東京大学生産技術研究所 第2部

研 究 速 報  
 一次元座標を  $x$ , 時間を  $t$  とするとこの系を支配する方程式は以下のとおりである,

$$\partial U / \partial t + \partial F / \partial x = B \quad (2)$$

ただし,

$$U = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho v \\ \rho v^2 / 2 + p / (\kappa - 1) \end{pmatrix} \quad (3)$$

$$F = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho v^2 + p \\ \rho v^3 / 2 + \kappa p v / (\kappa - 1) \end{pmatrix} \quad (4)$$

$$B = \begin{pmatrix} -\rho v d(\ln S) / dx \\ \rho (f_b - f_f) - \rho v^2 d(\ln S) / dx \\ \rho v f_b - \{ \rho v^3 / 2 + \kappa p v / (\kappa - 1) \} d(\ln S) / dx \end{pmatrix} \quad (5)$$

ここで,  $\rho$  は密度,  $v$  は流速,  $p$  は圧力,  $\kappa$  は比熱比,  $S$  は管の断面積,  $f_f$  は流路摩擦損失,  $f_b$  は流体に働く物体力をそれぞれ示す。

MacCormack法は予測値修正法の一つで, 第1段階に前進(または後退), 第2段階に後退(または前進)差分を適用するものである。今回は第1段階に前進, 第2段階に後退差分を用いた。

第1段階

$$\overline{U}^{n+1}_i = U^n_i - \Delta t / \Delta x (F^n_{i+1} - F^n_i) + \Delta t B^n_i \quad (6)$$

第2段階

$$U^{n+1}_i = 1/2 \{ U^n_i + \overline{U}^{n+1}_i - \Delta t / dx (F^{n+1}_i - F^{n+1}_{i-1}) + \Delta t B^n_i \} \quad (7)$$

MacCormack法では流速がゼロまたは音速になる点で中立安定になって不安定化することがあり, そのような場合には高次の人工粘性項を付加したりする措置が取られるが, 今回はその必要はなかった。

特性曲線法は次のようにして導出される。行列  $A$  を  $F$  の  $U$  に対するヤコビ行列とし, 局所的に定数と見なせば,

$$(I \partial / \partial t + A \partial / \partial x) U = B \quad (8)$$

ただし,  $I$  は単位行列である。行列  $A$  はその固有値  $v+a$ ,  $v-a$ ,  $v$  を対角成分とする行列  $\Lambda$  と固有ベクトルからなる行列  $L$  の積に分解できる。これを上式に代入し, 左から  $L^{-1}$  をかけると

$$(I \partial / \partial t + \Lambda \partial / \partial x) L^{-1} U = L^{-1} B \quad (9)$$

以上から次のように3つの特性曲線に沿う3つの常微分方程式系が得られる。

$\alpha$ -特性曲線  $dx/dt = v+a$

$$dp_\alpha + padv_\alpha = -\rho a \{ avd(\ln S) / dx - (f_b - f_f) - (\kappa - 1) v / af_f \} dt \quad (10)$$

$\beta$ -特性曲線  $dx/dt = v-a$

$$dp_\beta - padv_\beta = -\rho a \{ avd(\ln S) / dx + (f_b - f_f) - (\kappa - 1) v / af_f \} dt \quad (11)$$

流跡特性曲線  $dx/dt = v$

$$dp_s - a^2 dp_s = (\kappa - 1) \rho v f_f dt \quad (12)$$

これらを差分化し連立することで新しい時刻の状態量が決定される。

計算には, 管内にMacCormack法, 境界部分に特性曲線法を用いたが, 境界では3本の特性曲線が存在することはできないので, 等圧の仮定, エネルギの保存, 質量の保存等の境界に適した条件を用いた。比較のために, 特性曲線法のみによる計算も行った。

なお, この計算に必要な入力データは, 大気, 圧縮機出口, タービン出口のおおのの圧力, 温度, そしてエンジンとタービンの回転数である。

### 5. 実験結果および考察

図2に示すように複合過給方式では理論共振点に近い速度域(1700rpm近傍)で流量が通常の吸気管に較べて約5%増加した。このとき, 共鳴体積内の圧力はちょうど各シリンダーの吸気バルブが閉じる瞬間に最大となり, 理想的である。実際のエンジンでは, 流量の増加分だけ多くの燃料を供給でき, 排気エネルギーの増加によりタービン仕事が増えて圧縮機の吐出圧が上昇するため, さらに吸気量の増加が期待できる。

これに反して, 高速域(2000rpm近傍)では逆に流量は減少してしまった。これは図3からわかるように共鳴体積内の圧力が吸気バルブが最も開いている間は低く, 吸気バルブが閉じた後に最大に達していることによると考えられる。また, 高速域では流速が速くなるので, 壁面摩擦による損失も無視できなくなる。しかし, 通常, 高速域では過給圧が高くなり過ぎないように排気バイパス弁を用いて制御するほどなので特に問題はないと思われる。

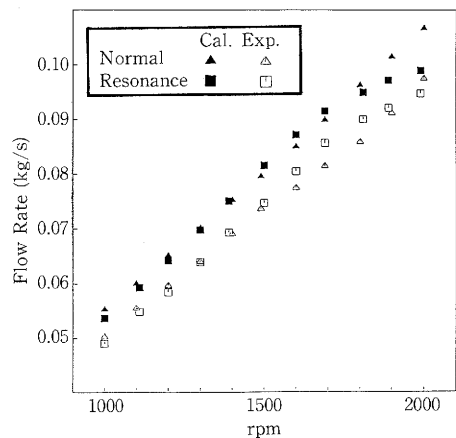
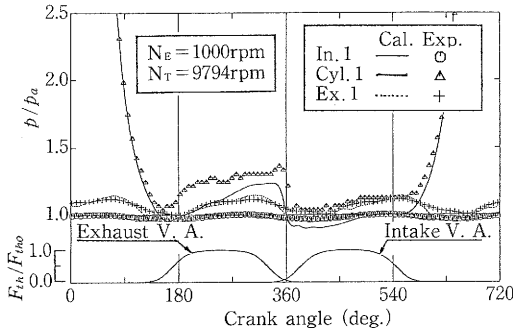
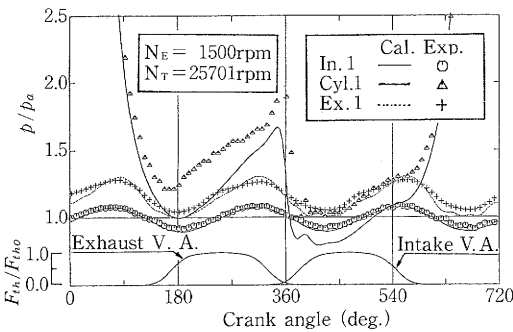


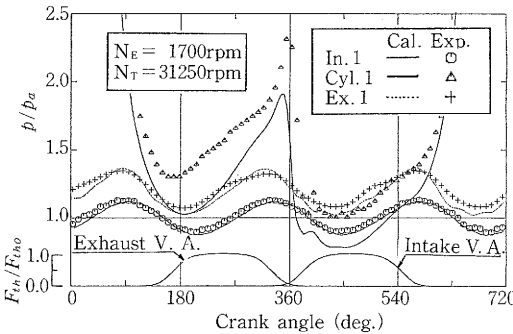
図2 流量特性



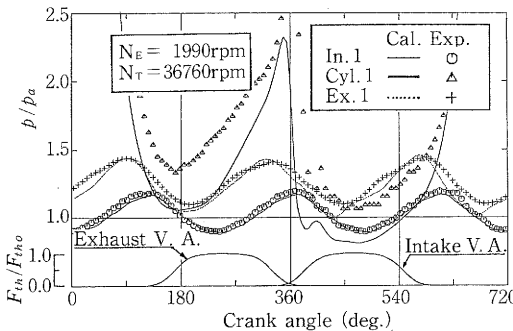
①エンジン回転数1000rpm, タービン回転数9794rpm



②エンジン回転数1500rpm, タービン回転数25701rpm



③エンジン回転数1700rpm, タービン回転数31250rpm



④エンジン回転数1990rpm, タービン回転数36760rpm

図 3 シリンダ前後の圧力波形と筒内圧

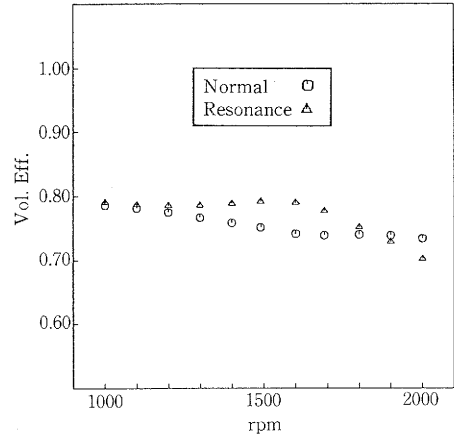


図 4 体積効率

表 1 計算法による流量の違い

位 置	特性曲線法	MacCormack法
圧縮機出口	0.07150 kg/s	0.07168 kg/s
共鳴管入口×2	0.07148	0.07169
共鳴管出口×2	0.07147	0.07169
吸気ポート入口×6	0.07152	0.07170
排気ポート出口×6	0.07157	0.07180
スクロール入口×2	0.07155	0.07181
スクロール出口×2	0.07105	0.07162
ノズル入口	0.07082	0.07138
ノズル出口	0.07078	0.07134
ロータ入口	0.07078	0.07134
ロータ出口	0.07027	0.07070

6. 数値計算の結果および考察

図 2 に流量, 図 4 に体積効率の計算結果を示す. 管の曲がりや断面積の急激な変化による損失等を考慮していないことから計算による流量は大きめの値になったが, 実機の傾向を良く再現できた. また, 図 3 の圧力変化についても, 圧縮機出口で実験値より低いほうにずれたことと, 筒内圧が温度の影響からドリフトした以外は, ほぼ全体的な傾向を表現できた.

一般に特性曲線法は流量の保存則が成り立ちにくいといわれるが, 表 1 に示すように MacCormack 法と較べてほとんどかわりなかった. しかし, 両者ともタービンのスクロール, ロータ内のような断面積変化がある部分では若干流量の保存性が損なわれる.

また, 計算はどちらも 7 周期ぐらいで収束するが, それに要する時間は 1300rpm の場合で, 1 周期当り MacCormack 法は約 2 分, 特性曲線法は約 6 分であった. この計算時間は回転数が低いほど長くなる.

研 究 速 報

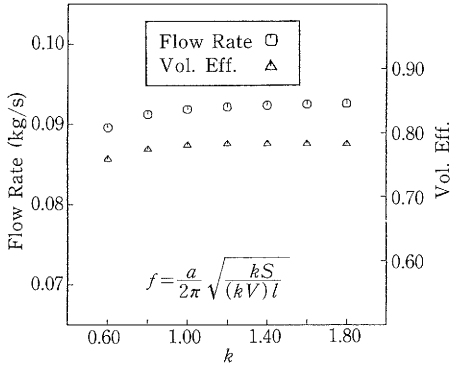


図5 形状比較①

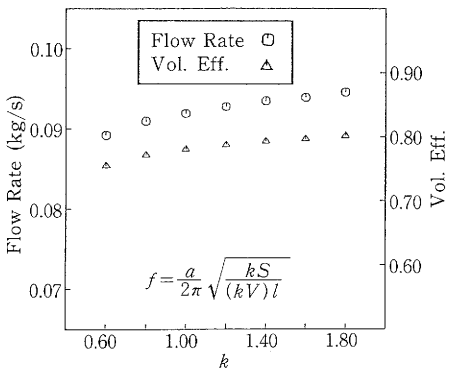


図6 形状比較②

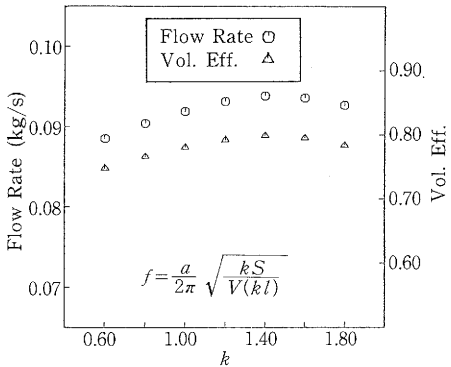


図7 形状比較③

7. 吸気管の形状の違いについて

固有振動数を求める式をみてもわかるように、同じ固有振動数をもつような吸気管は多数考えられ、そのうちどれが最適かは判断できない。そこでエンジン回転数1700rpm、タービン回転数31250rpmの条件に対して、共

鳴管断面積、長さ、共鳴体積を固有振動数が変わらないように変化させた次のような場合を想定して計算を行った。

- ①共鳴管断面積と共鳴体積を0.6~1.8倍する (図5)。ただし、吸気ポート部は断面積で容積を変化させる。
  - ②共鳴管断面積と共鳴体積を0.6~1.8倍する (図6)。ただし、吸気ポート部は長さで容積を変化させる。
  - ③共鳴管断面積と共鳴管長さを0.6~1.8倍する (図7)。
- これらより、吸気性能に最も影響を及ぼすのは共鳴管の形状であり、共鳴体積の一部となる吸気ポート部の容積を増やす場合は、エンジンルームのスペースや吸気ポートの断面積などのかねあいもあるが、その長さを延長することによるほうが効果的であることがわかる。また、先にも述べたように、共鳴体積内の圧力変化はその振幅の大きさよりも位相が重要である。吸気バルブが閉じる瞬間に圧力が最大になるという共鳴体積内の圧力変化としては理想的な状態にあるときでも、減衰容量内の圧力の位相を共鳴管長さを調節することで2つの共鳴体積内の圧力が最大になるちょうど中間で最大になるようにすれば、さらに吸入量を増やすことが可能になる。

8. 結 論

- ①複合過給方式により吸気性能の改善が可能であることを示した。また今回は吸気管のみの変更であったが、この方式はシリンダーの間欠的な吸入に依存しているため弁開閉時期にも影響を受けると考えられ、吸気系を総合的に見直すことでさらなる効果が期待できる。
  - ②一般に言われるように特性曲線法が流量の保存性について劣っているという批判は不適当なものだが、MacCormack法を用いることで特性曲線法に較べてはるかに短時間でシミュレーションが行える。
- 最後に、本研究の一部は文部省科学研究費（一般研究C、課題番号62550123）により実施したことを記し、感謝の意を表す。  
(1989年3月28日受理)

参 考 文 献

- 1) Brands, M.C., "Helmholtz Tuned Induction System for Turbocharged Diesel Engines," SAE 790069
- 2) 山根 健ら「共鳴過給システムの研究」, 日産技報, 1985
- 3) 猿橋 秀男ら「可変吸気システムの研究」, トヨタ技術, 35-1 (昭和60-6)
- 4) 伊藤 毅「音響工学原論」
- 5) 日本機化学会編「流れの数値シミュレーション」