

ターボ過給ディーゼルエンジンの性能予測における熱損失の影響

The Effect of Heat Loss to Performance Prediction of a Turbo-charged Diesel Engine

顧 茸 蓄*・西村勝彦*・吉識晴夫*

Ronglei GU, Katsuhiko NISHIMURA and Haruo YOSHIKI

1. ま え が き

化石燃料を使う内燃機関の中では、ディーゼルエンジンの熱効率是最も高い。それにしても、燃料の持っている有効エネルギーの約2/3を大気環境中に捨てており、そのエネルギーを有効に利用できれば、熱効率の更なる向上、排ガスの低減という効果を生じ、省エネルギーと良好な都市環境保全などの社会的要請を満たすことができる。その目的を達成するために、排気のエネルギーを有効に利用するターボ過給機が注目されている。

ターボ過給ディーゼルエンジンは容積型のディーゼルエンジンと速度型の排気タービンを組み合わせた複合機関であるため、お互いの適切なマッチングを考慮することが不可欠である。これまでの研究はモータリングの場合で、実験結果を用い、過給機を含むエンジン吸排気系の一次元モデル化の妥当性を検証した¹⁾。それを基にターボ過給ディーゼルエンジンの性能予測プログラムも構築した²⁾。しかし、モータリングの場合、管路及びシリンダの壁面では温度が低いので、近似的に断熱とみなすことが多い。実際の場合では壁面への熱損失が必ず存在するので、その影響を詳しく検討する必要がある。本研究はそれを目標として、吸排気管路に対してはチルトン・コルバーンのアナログを用い、シリンダに対しては Annand と Woschni の実験式を用い³⁾、ターボ過給ディーゼルエンジンのマッチング計算を行った。手元にコンプレッサ特性線図(マップ)がない場合を考えて、マップに頼らずコンプレッサの特性を数値的に解析した。その結果、エンジン性能の予測精度が改善された。

2. 主 な 記 号

v : 流速, x : 一次元流路座標, t : 時間, F : 流路断面積,

*東京大学生産技術研究所 第2部

d : 流路直径, p : 圧力, ρ : 密度, T : 絶対温度, λ : 管摩擦係数, f_b : 体積力, f_f : 管路摩擦力, q : 熱損失量, h : 熱伝達率, V_p : ピストン平均速度, D : シリンダ内径, η_m : 機械効率, N : 回転数, L : 出力, m : 質量流量, c_p : 定圧比熱, κ : 比熱比, IMEP: 図示平均有効圧力, BMEP: 正味平均有効圧力, Pr : プラントル数, Nu : ヌッセルト数, Re : レイノルズ数, γ : 熱伝導率, μ : 粘性係数, A : シリンダ内側表面積

添え字

T: タービン, C: コンプレッサ, f: 燃料, w: 壁面, i: 空間ステップ, n: 時間ステップ, atm: 大気

3. 対 象 機 関

数値計算法の妥当性を検証するため、図1に示す直列6気筒ディーゼルエンジンを対象に計算を行った。このエンジンの点火順序は1-5-3-6-2-4である。ターボ過給機は混流式1段ラジアルタービンと1段遠心式圧縮機の組み合わせである。タービンスクロールは軸方向2分割、タービンノズルはベーンレスである。比較に用いたモータリング実験(Case 1m, 2m)は、当研究室の岡林⁴⁾が行い、ファイアリング実験(Case 3f, 4f)は、いすゞ自動車株式

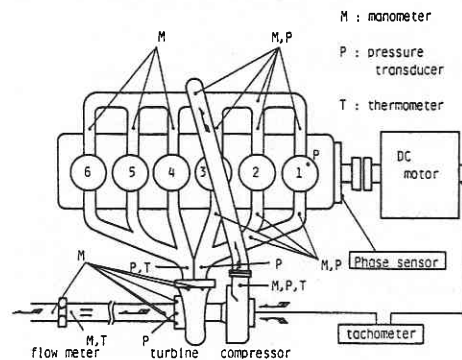


図1 対象機関モデル概要

会社が行った。

4. 数 値 計 算

4.1 基礎方程式

排気タービンを含むエンジン流路系を一次元と仮定した基礎方程式は質量保存, 運動量保存, エネルギー保存より下記となる:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial x} = B \quad (1)$$

ここで,

$$U = \begin{pmatrix} \rho \\ m \\ e \end{pmatrix}, \quad E = \begin{pmatrix} m \\ mv + p \\ hv \end{pmatrix}, \quad B = \begin{pmatrix} -\frac{m}{F} \frac{dF}{dx} \\ -\frac{mv}{F} \frac{dF}{dx} + \rho(f_b - f_f) \\ -\frac{hv}{F} \frac{dF}{dx} + \rho(vf_f + q) \end{pmatrix}$$

$$m = \rho v, \quad e = \frac{\rho v^2}{2} + \frac{p}{k-1}, \quad h = e + p$$

4.2 計算方法

式 (1) を解くため, 2 段階の Lax-Wendroff スキームの修正版, MacCormack スキームを用いる。

第 1 段階は予測段階であり, 後退差分を用いる。

$$U_i^{n+1/2} = U_i^n - \left(\frac{\Delta t}{\Delta x} \right) (E_i^n - E_{i-1}^n) + \Delta t B_i^n \quad (2)$$

第 2 段階は修正段階であり, 前進差分を用いる。

$$U_i^{n+1} = \frac{U_i^{n+1/2} + U_i^n}{2} - \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta t}{\Delta x} \right) (E_{i+1}^{n+1/2} - E_i^{n+1/2}) + \frac{\Delta t}{2} B_i^{n+1/2} \quad (3)$$

境界では, 特性曲線法を用いる。基礎方程式から, 3 本の特性曲線が得られる。境界部分では 3 つの特性曲線が同時に存在しないので, 必要な数の物理的に妥当な境界条件を加えて境界における状態量を決定していく¹⁾。シリンダ内部では, 質量保存の式と熱力学の第一法則から状態変化を求める。燃焼により加えられた熱量は Watson の熱発生率の予測モデルで計算される。

4.3 熱損失の計算法

単位質量当たり単位時間内に流体と管路内側壁の間に発生した熱損失は

$$q_w = \frac{4 \cdot h}{d} \frac{(\bar{T}_w - T)}{\rho} \quad (4)$$

である。その中, 熱伝達率 h はチルトン・コルバーンのアナログによって決まる。

$$h = \lambda \cdot \rho \cdot c_p \cdot v / 8 / \text{Pr}^{2/3} \quad (5)$$

ここで, 空気のプラントル数 Pr を近似的に 0.7 とする。

冷却によるシリンダ壁への熱損失は Annand と Woschni の実験式で計算される。

Annand によると, シリンダ内部では

$$Nu = a \cdot \text{Re}^b \quad (6)$$

ここで, $Nu = h \cdot D / \gamma$, $\text{Re} = \rho \cdot u \cdot D / \mu$ である。さらに, Annand は実験によって $\gamma \propto T^{0.748}$ 及び $\mu \propto T^{0.62}$ の関係式を導いた。定数 a と b 及び代表速度 u を決めれば, 熱伝達率 h を求めることができる。

Woschni は実験から

$$a = 0.045, \quad b = 0.786, \quad u = 5.5 V_p$$

とした。そして, シリンダ内側壁面への熱伝達率 h は

$$h \propto p^{0.786} T^{-0.525} V_p^{0.786} D^{-0.214} \quad (7)$$

になり, 単位時間内にシリンダ壁への熱損失は

$$Q = h \cdot (T - \bar{T}_w) \cdot A \quad (8)$$

である。

4.4 コンプレッサ特性の数値解析

コンプレッサ特性線図が手元にない場合を考えて, コンプレッサの幾何寸法から特性を数値的に解析する方法も開発した。コンプレッサ流路をコンプレッサ入口, 動翼内, 羽根無しディフューザ, スクロールなどの空間に分ける。一つの空間に対して, 完全流体で翼数が無限大の場合から空間の理論圧力ヘッドを求め, それから翼数の影響や流路の形状損失や摩擦損失などによる圧力ヘッドの損失分を引いて実際の圧力ヘッドを求める。それによって空間出口の圧力と温度を計算できる。空間出口の密度を独立変数として, 出口の状態方程式を満たすまで収束計算を繰り返して行う。

4.5 マッチング計算

ターボ過給機のマッチングは, 次の条件とした:

$$N_C = N_T, \quad L_C = \eta_m L_T, \quad m_C + m_f = m_T \quad (9)$$

上述の条件を満たすまで計算を繰り返して行う。

5. 計 算 条 件

計算条件には, 大気条件と以下の実験データが必要である。

表 1 計算入力データ

Case	エンジン回転数 (rpm)	タービン出口圧力 (MPa)	タービン出口温度 (K)	燃費率 (g/cycle)
1m	2000	0.1087	303.9	0
2m	1800	0.1070	300.2	0
3f	1800	0.1005	495.1	0.01995
4f	1800	0.1018	573.6	0.03215

上述の計算方法及び計算条件から, 流れがすべて静止している状態から計算を始める。

6. 計算結果及び考察

各圧力波形図の中に, 横軸のクランク角はシリンダ 1 の

研究速報

燃料噴射時の上死点に達した時をクランク角ゼロとし、一サイクルは720度である。縦軸の圧力比は大気圧力により無次元化された値である。壁面断熱というのは吸、排気管路及びシリンダ壁への熱損失を考えない時のデータ系列であり、壁面非断熱というのは上述の熱損失を考える時のデータ系列である。マップ不使用というのはコンプレッサ特性線図を使わず、その特性を数値的に解析して、マッチングを行った計算結果である。吸、排気バルブ開口面積は最大開口面積による相対値である。

6.1 モータリングの圧力波形

図2ではCase 1mのシリンダ1内圧力波形の計算結果を、岡林によるモータリングの実験結果と共に示す。熱損失を考慮しなくても、圧力波形、位相、振幅のいずれも、実験結果と非常に精度良く一致している。熱損失を考慮しても、圧力の大きさの計算結果に差があまりない。

6.2 ファイアリングの圧力、速度波形

ファイアリングの場合、流路系すべての領域での圧力波形は熱損失を考慮することによって、壁面断熱とする時の計算結果に比べて、著しく低くなる。

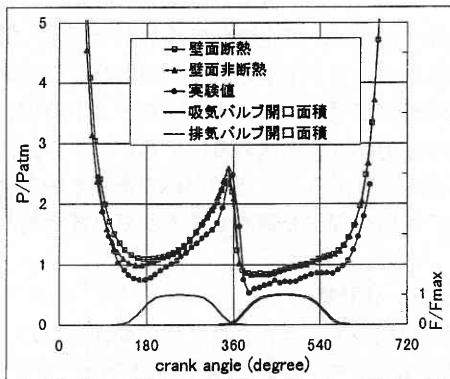


図2 Case 1m シリンダ1内圧力波形

図3ではCase 4fのコンプレッサ出口の圧力波形を示す。壁面断熱の計算結果に比べて、圧力の大きさは、熱損失を考慮することによって、約2割程度低くなった。それによってコンプレッサの圧縮比は実験結果に近い値を予測できる(表2, 3を参照)。Case 3fの場合も同様である。吸気ダクト、吸気マニホールドなどでの圧力波形も熱損失を考慮することによって同様に改善された。

図4ではCase 4fのシリンダ6内圧力波形(ピーク部分)を示す。壁面断熱とする時の計算結果に比べて、熱損失を考慮すると、燃料噴射時期の圧力は大幅に低くなり、その後の拡散燃焼による圧力上昇の幅も小さくなる。エンジンシステムの中で最も大きな熱損失は冷却によるシリンダ壁への熱伝達である。それによってエンジンの出力は壁面

断熱とする時の計算結果に比べて、約15%減少した。予混合燃焼と拡散燃焼によるシリンダ内圧力上昇の区別も図4で明確に表現している。

図5ではCase 4fのシリンダ1内圧力波形とそのシリンダの吸気バルブ直前及び排気バルブ直後の圧力波形を示す。いずれも熱損失を考慮する時の計算結果である。排気バルブが開き始め時のブローダウン現象、排気行程中のピストンの上昇に伴う押し出し、排気バルブと吸気バルブが同時に開いている時の掃気効果、吸気行程中の吸い込み現象などをはっきり現している。圧縮行程が始まると、吸気バルブをまだ完全に閉じてないので、シリンダ内圧力が吸気バルブでの圧力より高くなり、多少の逆流が生ずる。その時吸気バルブの開口面積が小さいので、エンジンの体積効率に対する影響はほぼ無視できる。本研究の計算モデルでシリンダ吸排気行程の物理的な現象を正確に表現できていると思われる。

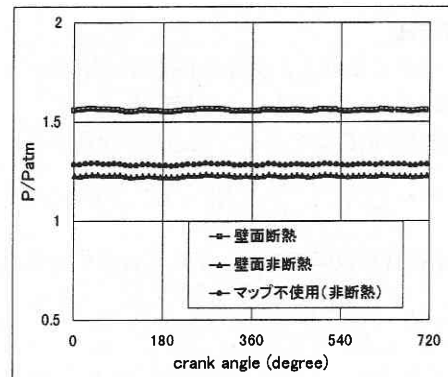


図3 Case 4f コンプレッサ出口圧力波形

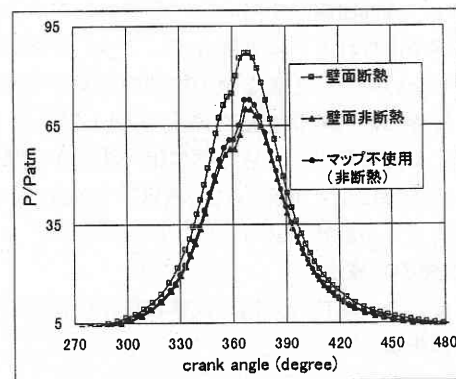


図4 Case 4f シリンダ6内圧力波形

6.3 コンプレッサ特性

コンプレッサ特性線図(マップ)不使用の場合で各部の圧力波形がマップを使用する時の計算結果に比べて少しく大きくなり、各部の圧力大きさの差は5%以下であり、圧力

波形の形状と位相及び振幅はほとんど一致している。そのコンプレッサ特性の数値解析結果と特性線図との比較を図6で示す。8万rpmまでの回転数範囲内では計算結果が特性線図と良く一致している。コンプレッサ効率に関しては本計算法の解析結果が特性線図と比べて全般的に6%程度高くなり、漏れ損失や円盤摩擦損失などを無視することが原因だと思う。

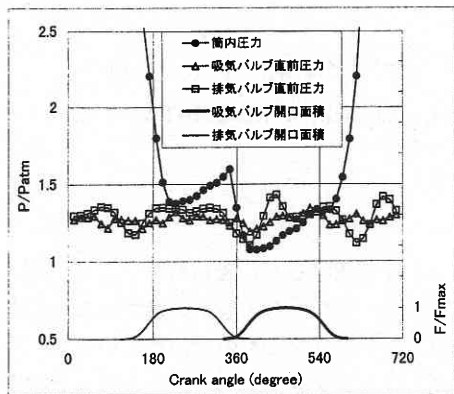


図5 Case 4f シリンダ1内及びその吸排気バルブ前後の圧力波形

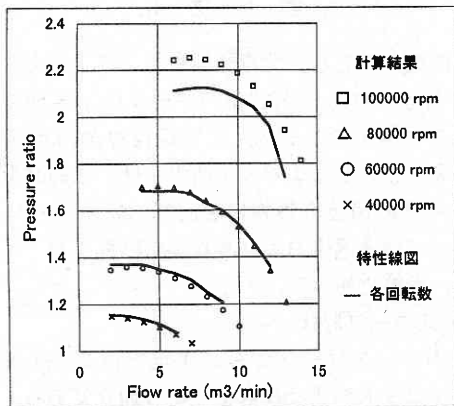


図6 コンプレッサ特性の数値解析結果と特性線図との比較

6.4 時間平均値の比較

表2, 3で示すように、実験値に比べて、熱損失を考慮しない時、空気流量の誤差はそれぞれ約15%と20%だったが、熱損失を考慮すると、Case 3fでは約4%に減少し、Case 4fではほとんど差がない。マップ不使用の場合では約8%と4%に変わった。熱損失を考慮すると図示平均有効圧力の減少は約14~16%である。マップを使う時と使わない時のIMEPの相対誤差は約0.5%である。実験値はBMEPである。コンプレッサ出口温度及び圧縮比も実験値とよく一致している。タービン回転数が熱損失を考慮すると実験値の付近で収束する傾向も示している。モータリングの場合では熱損失の影響が小さいので、流量評価は若干

良くなったが、実験値に比べて依然過大である。コンプレッサ圧縮比及び出口温度の評価はわずかに減少した。タービン回転数の収束値の変動も小さい。熱損失を加えることによって各時間平均値の変動が小さくなり、収束計算回数は減少した。

表2 Case 3fの各時間平均値の比較

Condition	壁面断熱	壁面非断熱	マップ不使用	実験値
IMEP (Pa)	476389	399969	402368	252000*
吐出温度 Te(K)	325.56	312.6	315.99	308.5
圧縮比	1.3156	1.1632	1.2164	1.149
空気流量(kg/s)	0.1166	0.1057	0.11	0.1016
タービン回転数	58000	44627	51937	44891

表3 Case 4fの各時間平均値の比較

Condition	壁面断熱	壁面非断熱	マップ不使用	実験値
IMEP (Pa)	773063	665555	668637	442000*
吐出温度 Te(K)	347.12	318.21	323.59	319.6
圧縮比	1.5587	1.2281	1.2873	1.2617
空気流量(kg/s)	0.1299	0.1083	0.1126	0.1083
タービン回転数	72699	50068	58133	56160

*: BMEP

7. む す び

ターボ過給ディーゼルエンジンのマッチング計算を行う時、モータリングの場合では熱損失を無視できるが、ファイリングの場合では熱損失を考慮することによって、性能予測計算の精度が向上する。コンプレッサ特性線図の外挿領域で特性を正確に表現できていないという欠点をコンプレッサの数値モデルで数値的な解析によって解消した。タービンを含むエンジン吸排気流路の一次元モデル化の妥当性をモータリングとファイリングの実験データを用いて改めて検証した。タービン及びコンプレッサ特性線図が入手できない場合には、それらの特性線図を用いない本計算法はターボ過給ディーゼルエンジンの開発設計や性能評価に有効である。(1997年4月11日受理)

参 考 文 献

- 1) N. Mizumachi, H. Yoshiki, T. Endoh: A study on performance of radial turbine under unsteady flow conditions, Report of the Institute of Industrial Science, the University of Tokyo, Vol. 28 No. 1, 1979
- 2) 小林兄治ほか：ターボ過給ディーゼルエンジンの性能予測に関する研究：機講論, No. 940-30, 203-205, 1994
- 3) R. S. Benson, etc. The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines, Volume II, Clarendon Press, Oxford, 1986
- 4) 岡林章宏ほか：ターボ過給機関の吸気性能の改善に関する研究：生産研究, Vol. 46, No. 2, 1989