

エンジンのガス流れに関する 簡易シミュレーションモデルの開発

Development of a Simple Model for Simulation of Engine Gas flow

小 林 浩*
Hiroshi KOBAYASHI

山 口 聡*
Satoshi YAMAGUCHI

片 倉 文 寛*
Fumitomo KATAKURA

要 旨

システム設計検討ツールおよび ECU 開発としての HILS (Hardware In the Loop System)適用のため、実時間での演算と再利用性の高いエンジンモデルの開発を行ってきた。

このモデルは、エンジンを流れるガスについてエネルギーと質量の保存則の適用とガス成分を考慮したエンジン部品単位の簡易モデルによって構成することを特徴とする。

ラピッドプロトタイプシステムにモデルを搭載し実車両を走行させながらの比較検証を行った結果、エンジンの吸入空気量や吸排気管内の圧力および温度を概して模擬できるレベルであることを確認した。

ABSTRACT

An engine model allowing real-time computation and having a high degree of reusability was developed for application as a system designing tool and as a hardware in the loop system (HILS) for electronic control unit (ECU) development.

A distinctive feature of this model is that it is composed of simple models of engine parts. These parts are units in which the gases that flow through the engine are modeled by application of the law of energy and mass conservation in light of the components of the gases in each unit.

The model was installed in a rapid prototype system and used to conduct comparison with an actual vehicle while it was in operation. The results of the comparison confirmed that the engine air inlet mass and the pressure and temperature in the inlet and exhaust pipes were generally at levels predictable by the model.

1. はじめに

お客様に品質が良くタイムリーで価格が安い製品を提供するため、自動車会社は開発効率を一層高める必要性に迫られている。

そのため試作数を減らすべく設計段階で部品の精密モデルを作成しシミュレーションによって性能予測を行うことが一般的になりつつある。最近では CAD と CAE を融合し、モデルデータ作成の省力化や設計フローへシミュレーションを組み込むことによって設計品質を高める動きもある⁽¹⁾。このような部品単位での CAE 活用が一般的になりつつある一方、部品を組み合わせたシステム全体での性能予測に対する要求も高まっている。

一方、ECU 開発では HILS と言われるコンピュータに仮

想なシステムを構築し、制御プログラムの開発および検証を行うシステムも脚光を浴びつつある。

また、このようなシステム設計と ECU 開発の現場においては異なったモデルや環境でシミュレーションが実施されているのが一般的であるが、設計段階で構築されたシステムを試作車の完成を待たずに仮想システムという形で ECU 開発現場に受け渡すことができれば、同じ並行開発によって開発効率を上げることが可能である。

本研究は、エンジンシステムにおけるガス流れに注目し、例えばターボチャージャマッチングといった性能予測および ECU 開発としての HILS の両方へ適用できるシミュレーションモデルを提案するものである。本稿ではそのためのモデルのコンセプト、アルゴリズムについての検討およびモデルと実車両での比較検証結果について報告する。

*栃木研究所

2. モデルのコンセプト

システム性能予測と HILS への適用という目的から、モデルに対して次のような要求があると考えた。

- ①実時間演算
- ②再利用性

実時間演算は HILS への適用を考えた場合、必須条件である。そのためコンピュータの性能が向上してきたとは言え計算負荷の重い分布定数系の厳密モデルでは計算に時間がかかり現実的でなく、集中定数系による近似モデルを扱うのが一般的である。本研究で扱うエンジンのガス流れは、脈動や干渉といった厳密モデルでしか表せない現象が存在するが、一方で集中定数による近似モデルでも十分な成果を挙げることができることが分かっている⁽²⁾。本研究においても計算速度を優先する集中定数系モデルを前提とし、分布定数系で表される現象は補正值として表すことにした。

一方、作成したモデルを再度利用できるようにすることは、他のシステムを検討するために改めてモデルを作成する負担を軽減することができ、開発効率を高める上で有用である。このような再利用性のためには部品単位のモデル化とモデル間の接続に制約を与えない入出力パラメータを考慮することが重要であると考え、本研究では部品間を流れるガスにエネルギーと質量の保存則を適用し、モデル間の共通な入出力としてエネルギーを算出するガスの質量流量、ガス成分比、温度と質量流量の算出にかかわる圧力とした。

ガス成分は高橋ら⁽³⁾が述べているように、EGRガスによる燃焼への影響を考慮した場合に必要である。特に直噴ガソリンエンジンやディーゼルエンジンに見られる希薄燃焼では余剰空気を含んだ排気ガスが EGR バルブを介して再びシリンダへ吸入されるため、影響はさらに大きくなる。本研究では各成分の流量を計算するとともに、成分の質量割合によって変化するガス比熱を逐次計算し、その比熱の影響を受ける圧力と温度の計算へ反映した。

次章以降でモデルの詳細と実車両との比較検証結果について説明する。

3. モデルの計算アルゴリズム

3.1. 全体概要

エンジンの構成部品であるターボチャージャ、インタークーラ、吸排気管、EGRバルブ、スロットルバルブ、シリンダについて、ガスの流れに注目したモデルを作成した。つまり、EGRバルブの機械的部分などについて今回は考慮していない。吸気管と排気管、EGRバルブとスロットルバルブおよびターボチャージャノズルはそれぞれガス流れの機能としては同等であると考え、基本的に同一モデルを用いた。データ量や計算負荷削減のため、可能な限り物理式を用

い、計算ステップは時間ベースとした。
次に各モデルについて説明する。

3.2. ガスモデル

3.2.1. エネルギーと質量の保存則の適用

エンジンを流れるガスは、ターボチャージャによる圧縮と膨張、インタークーラでの冷却、シリンダでの燃焼そして EGR によるガス混合によって圧力、温度、ガス成分がさまざまに変化する。そして、その変化は気体状態方程式(式(1))で表す複数パラメータの従属的な関係によって成り立っている。

$$pv = mRT \quad (1)$$

p : 圧力 v : 容積 m : 質量
 R : ガス定数 T : 温度

このようにエンジン部品機能によってさまざまに変化するガスの状態は、エネルギー保存則と質量保存則の考え方を適用することで、例えばインタークーラでの冷却は物質交換が無い場合熱エネルギーの減少として捕らえることができ、また EGR におけるガス混合は物質交換であるから空気と EGR ガスがそれぞれ持つエネルギーと質量の加算として考えることができる。このようにガスを取り巻くさまざまな現象をエネルギーと質量の単純な加減演算で表すことで、温度や圧力といった測定可能な物理量に換算することが容易になる。

3.2.2. ガス成分

ガス成分によって変化する比熱は、成分とその質量割合によって決定することになる。特に EGR バルブでは排気ガスの還流量を常に調整するものであるから、空気と排気ガスの混合割合とともに比熱も常に変化することになる。そのためモデル計算においても吸気管内のガス比熱は常に計算する必要がある。

排気ガスのうち燃焼によって発生したガスは、 CO_2 (二酸化炭素)と H_2O (水)のみを取り扱い NO_x (窒素酸化物)、 CO (一酸化炭素)、 HC (炭化水素)は通常燃焼では微量であるとして除外した。また空気(N_2 , O_2)と燃料(C_nH_m)が理想空燃比で反応した後の CO_2 、 N_2 (窒素)および H_2O をまとめて燃焼ガスと定義し、モデルで扱うガスはこの燃焼ガスと空気の2種類のみとした。燃焼ガスの成分は常に一定と仮定し、その比熱を定数として取り扱う(式(2))。

$$C_{cmb} = K_{CO_2} \cdot CO_2 + K_{H_2O} \cdot H_2O + K_{N_2} \cdot N_2 \quad (2)$$

C_{cmb} : 燃焼ガス比熱
 CO_2 : 二酸化炭素分子量
 H_2O : 水分子量
 N_2 : 窒素分子量
 K_{CO_2} , K_{H_2O} , K_{N_2} : 定数

このように、エンジン内を流れるガスを空気と燃焼ガスの2つの成分のみとして取り扱うことで、常に変化する比熱の計算負荷を下げる事ができる(式(3))。

$$c_{mix} = c_{air} \cdot (1-\lambda) + c_{cmb} \cdot \lambda \quad (3)$$

c_{mix} : 空気と燃焼ガスの混合ガス比熱

c_{air} : 空気比熱

c_{cmb} : 燃焼ガス比熱

λ : ガス成分比

3.3. ターボチャージャ

ターボチャージャは空気を圧縮するコンプレッサ部と排気ガスエネルギーを回収し回転エネルギーに変換するタービン部に分けて考える。また、コンプレッサとタービンの膨張および圧縮仕事から受けるタービン軸トルクのバランスからターボチャージャ軸の回転数を決定する。

3.3.1. コンプレッサモデル

コンプレッサモデルは、コンプレッサ上下流の各圧力、上流ガス温度、軸回転数からコンプレッサ上下流の各ガス流量、成分比、下流ガス温度および圧縮に必要な軸トルクを算出する。上流ガス流量は、Fig. 1 の (a) に示すような上下流の圧縮比とタービン回転数による3次元特性テーブルから算出する。特性テーブルで算出したガス流量は上流側での体積流量であるため上流ガス温度および圧力より質量流量に変換する。また、コンプレッサは機能的に物質交換が無く上下流の各ガス流量および成分比は同じであるとした(式(4)、(5))。

$$G_{C_{in}} = G_{C_{out}} = f(N_{tb}^*, \lambda_{C_{in}}, T_{C_{in}}, P_{C_{in}}, P_{C_{out}}) \quad (4)$$

$$\lambda_{C_{out}} = \lambda_{C_{in}} \quad (5)$$

$G_{C_{in}}$: コンプレッサ上流ガス流量

$G_{C_{out}}$: コンプレッサ下流ガス流量

N_{tb}^* : タービン回転数

$\lambda_{C_{in}}$: コンプレッサ上流ガス成分比

$\lambda_{C_{out}}$: コンプレッサ下流ガス成分比

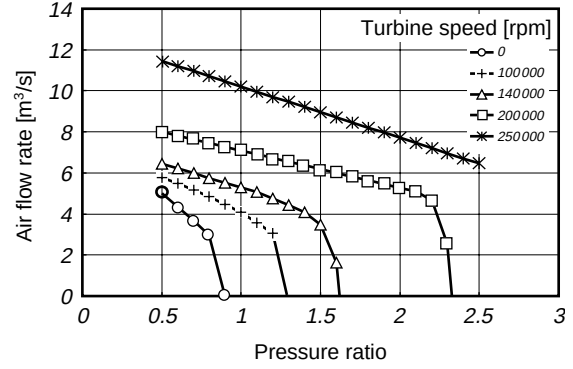
$T_{C_{in}}$: コンプレッサ上流ガス温度

$P_{C_{in}}$: コンプレッサ上流圧力

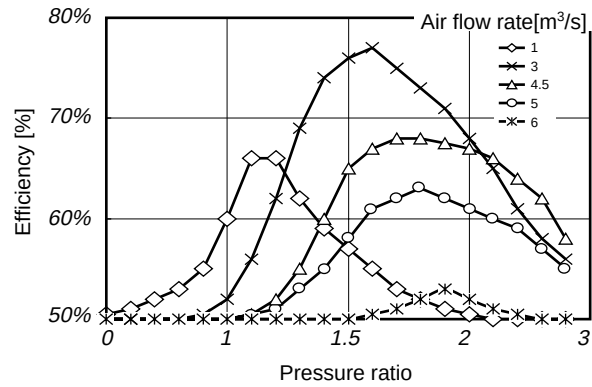
$P_{C_{out}}$: コンプレッサ下流圧力

なお(式(4))に示す*印はモデル内部で扱うパラメータを表し、これ以降外部入出力パラメータとの区別に用いる。

下流ガス温度は圧縮されることで上昇するが、理想的な断熱圧縮に対し実際は温度が高くなる傾向を示す。これを表す無次元量として Fig. 1 の (b) に示すような上下流の圧縮比と (a) で算出するガス流量によって求められるコンプレッサの断熱効率特性を用い、コンプレッサ下流温度を算出する(式(6))。



(a) Air flow rate



(b) Efficiency

Fig. 1 Turbine Characteristic 3D Table

$$T_{C_{out}} = f(\eta_{tb}^*, \lambda_{C_{in}}, T_{C_{in}}, P_{C_{in}}, P_{C_{out}}) \quad (6)$$

$T_{C_{out}}$: コンプレッサ下流ガス温度

η_{tb}^* : コンプレッサ断熱効率

$\lambda_{C_{in}}$: コンプレッサ流入ガス成分比

ガスを圧縮するために用いた機械エネルギーはエネルギーの保存則にもとづき、コンプレッサ上下流のガスエネルギー差に等しいと考え、これから圧縮に必要な軸トルクを算出する(式(7))。上下流の各エネルギーは、式(4)、(5)、(6)で用いた温度、ガス成分、通過ガス流量から求める。

$$M_C^* = f(N_{tb}^*, h_C^*) \quad (7)$$

M_C^* : 圧縮に必要な軸トルク

h_C^* : コンプレッサ上下流のガスエネルギー差

3.3.2. タービン

タービンモデルは可変ノズルを装備したものを想定し、タービン上下流の各圧力、上流ガス温度、軸回転数およびノズル開度からタービン上流ガス流量、下流ガス温度および膨張によって得た軸トルクを算出する。

タービン上下流ガス流量はコンプレッサと同様に特性テーブルより算出する方法もあるが、データ量削減を考え

てベルヌーイの原理にもとづく物理式を適用した。また、コンプレッサと同様に上下流ガスの流量および成分比は同じであるとした(式(7)、(8))。

$$G_{tb_in} = G_{tb_out} = f(A_{tb}, \lambda_{tb_in}, T_{tb_in}, P_{tb_in}, P_{tb_out}) \quad (7)$$

$$\lambda_{tb_in} = \lambda_{tb_out} \quad (8)$$

G_{tb_in} : タービン上流ガス流量

G_{tb_out} : タービン下流ガス流量

A_{tb} : タービンノズル開口面積

λ_{tb_in} : タービン上流ガス成分比

λ_{tb_out} : タービン下流ガス成分比

T_{tb_in} : タービン上流ガス温度

P_{tb_in} : タービン上流圧

P_{tb_out} : タービン下流圧

下流ガス温度は、コンプレッサと同様にタービンの断熱効率を用いて算出する(式(9))。

$$T_{tb_out} = f(\eta_{tb}^*, \lambda_{tb_in}, T_{tb_in}, P_{tb_in}, P_{tb_out}) \quad (9)$$

T_{tb_out} : タービン下流ガス温度

η_{tb}^* : タービン断熱効率

タービンを回転させるための機械エネルギーはタービン上下流のガスエネルギーの差と等しいと考え、これからタービン回転に必要なとする軸トルクを算出する(式(10))。

$$M_{tb}^* = f(N_{tb}^*, h_{tb}^*) \quad (10)$$

M_{tb}^* : 膨張によって得た軸トルク

h_{tb}^* : タービン上下流のガスエネルギー差

3.3.3. 回転数計算

タービン回転数はコンプレッサとタービンで求めた軸トルクの差および回転軸での摩擦トルクから算出する(式(11))。

$$N_{tb}^* = K_N^* \cdot \int (M_{tb}^* - M_C^* - M_f^*) dt \quad (11)$$

M_f^* : タービン軸摩擦トルク

K_N^* : 定数

3.4. インタークーラ

インタークーラは上流ガス流量から算出する冷却効率、上流ガス温度および外気温度から下流ガス温度を算出する(式(12))。

$$T_{IC_out} = f(\eta_{IC}^*(G_{IC_in}), T_{IC_in}, T_a) \quad (12)$$

T_{IC_out} : インタークーラ下流ガス温度

η_{IC}^* : 冷却効率

G_{IC_in} : インタークーラ上流ガス流量

T_{IC_in} : インタークーラ上流ガス温度

T_a : 外気温度

インタークーラでは物質交換が無いことから、下流ガス流量および成分比は上流と等しいとする。また圧力損失を無視できるとして上下流の各圧力には変化が無いとした。

3.5. スロットルバルブ、EGR

スロットルバルブ・EGR モデルともターボチャージャの可変ノズルと同様に、ベルヌーイの原理を用いて上下流の各ガス流量を算出する。

3.6. 吸排気管

吸気管および排気管は両方ともガスが流出入する定容室として考える。管内の圧力と温度は、流出入するガスエネルギーと質量バランスから算出する(式(13-1)(13-2))。

$$P_{ch} = f(V_{ch}, \lambda_{ch_in}, \lambda_{ch_out}, G_{ch_in}, G_{ch_out}, T_{ch_in}, T_{ch}) \quad (13-1)$$

$$T_{ch} = f(V_{ch}, \lambda_{ch_in}, \lambda_{ch_out}, G_{ch_in}, G_{ch_out}, P_{ch}) \quad (13-2)$$

P_{ch} : 管内圧力

V_{ch} : 管内容積

λ_{ch_in} : 管内流入ガス成分比

λ_{ch_out} : 管内流出ガス成分比

G_{ch_in} : 管内流入ガス流量

G_{ch_out} : 管内流出ガス流量

T_{ch_in} : 管内流入ガス温度

T_{ch} : 管内温度

流出するガス成分比は、定容室で滞留した空気と燃焼ガスが完全に混合したものとした。

3.7. シリンダ

シリンダモデルは、シリンダ流入ガスの圧力、温度および成分比、燃料流量、さらにエンジン回転数よりシリンダ流入ガス流量、排気ガス流量、温度および成分比を算出する。

3.7.1. 流入ガス

シリンダモデルは気筒数やピストンの往復運動による間欠的なガス流動は考慮せず、時間ベースの定常流として表す。流入ガス流量は吸気体積効率、吸入ガス圧力、温度およびシリンダの排気量から算出する(式(14))。

$$G_{cyl_in} = f(V_{cyl}^*, \eta_{v_cyl}^*, Ne, \lambda_{cyl_in}, T_{cyl_in}, P_{cyl_in}) \quad (14)$$

G_{cyl_in} : シリンダ吸入ガス流量

V_{cyl}^* : 排気量

$\eta_{v_cyl}^*$: シリンダ吸入体積効率

Ne : エンジン回転数

λ_{cyl_in} : シリンダ流入ガス成分比

T_{cyl_in} : シリンダ流入ガス温度

P_{cyl_in} : シリンダ流入ガス圧力

3.7.2. 排気ガス

排気ガスはシリンダ流入ガス流量と燃料流量の合算と

して算出する(式(15)).

$$G_{cyl_out} = G_{cyl_in} + G_{fuel} \quad (15)$$

G_{cyl_out} : 排気ガス質量流量率

G_{fuel} : 燃料噴射質量流量率

排気ガスエネルギーは吸入ガスエネルギーと燃焼エネルギーの一部が排出されると考える。燃焼による熱エネルギーは発生した水が蒸気のままであると仮定し、単位重量あたりに燃料が発生するエネルギーとして低発熱量を用いる。排気損失率と定義した流入エネルギーと排気ガスエネルギーの割合から、排気温度を算出する(式(16)).

$$T_{cyl_out} = f(\eta_{ex_cyl}^*, \lambda_{cyl_in}, G_{cyl_in}, G_{fuel}, T_{cyl_in}) \quad (16)$$

T_{cyl_out} : 排気ガス温度

$\eta_{ex_cyl}^*$: 排気損失率

λ_{cyl_in} : シリンダ流入ガス成分比

G_{cyl_in} : シリンダ流入ガス流量

G_{fuel} : 燃料流量

T_{cyl_in} : シリンダ流入ガス温度

燃料流量と理想空燃比から完全燃焼に求められる空気最低必要量に対し、吸入ガス中に含まれる空気量が下回った場合は、燃料の一部がそのまま排出されるとする。

4. 実機との比較検証

4.1. 比較用実機エンジンシステム

今回使用した実機エンジンはターボチャージャ、EGRを搭載したものをを用いた。Fig. 2は部品単位で作成したモデルを接続し、実機エンジンと同じシステム構成としたブロック図を示す。

4.2. 実機との比較検証環境

実機との比較検証は、車両にモデルを搭載し、実車走行させながらモデル計算と実機計測値との比較をリアルタイ

ムに行う方法を用いた。走行させながらの検証は、さまざまな走行条件での比較を即座に行う利点がある。

Fig. 3 に検証で用いたシステムを紹介する。パーソナルコンピュータ(以下PC)においてブロックダイアグラムで記述したエンジンモデルを作成しラピッドプロトタイプシステム(以下RPS)の実行形式に変換した後、RPSにダウンロードし実行する。一方エンジンECUからエンジン回転数、EGRバルブ開度などのモデル入力データと吸入空気量などの実機比較用データをRPSに渡す。さらに排気圧力および温度といった ECU で計測しないデータは、信号処理装置を通して RPS が持つ AD コンバータに入力する。RPS で取り込んだ実機比較データは、モデル計算した値とともにPCでリアルタイムに観測することができる。

今回使用した RPS にはモトローラ社の PowerPC (100MHz)が搭載され、浮動小数点での計算が可能である。モデルの計算負荷は上記システムにおいてモデル計算時間は約 2msec で、計算周期を 10msec とした。

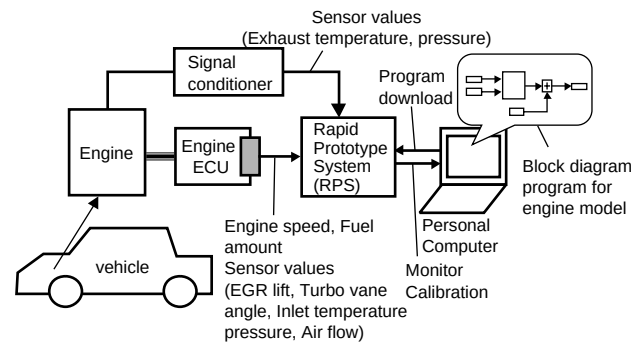


Fig. 3 Model verification system

4.3. 比較検証結果

Fig. 4 に検証結果の例を示す。車両の運転は任意に加減速を繰り返したものである。モデルの精度検証として、吸入空気量と吸排気管内の圧力および温度の挙動について比較した。

Fig. 4 の (a) ではエンジン回転数、EGR バルブ開度およびターボチャージャノズル開度の挙動を示す。これらの値は ECU によって計測され、モデル計算の入力となったものである。(b) は (a) と同じ時間軸で、吸入空気量について実機とモデル計算値の挙動を比較したものである。また吸排気管において (c) は圧力を、(d) は温度をそれぞれ比較したものである。

検証の結果、高負荷から負荷が低下する時や排気温度の誤差が目立つものの、簡易モデルでありながらエンジン各部のガス挙動を概して模擬できるレベルであると考えられる。誤差の原因はターボチャージャ特性精度、吸排気管の放熱とその動的な特性を考慮していないことおよび計測精度に起因しており今後改善していく予定である。

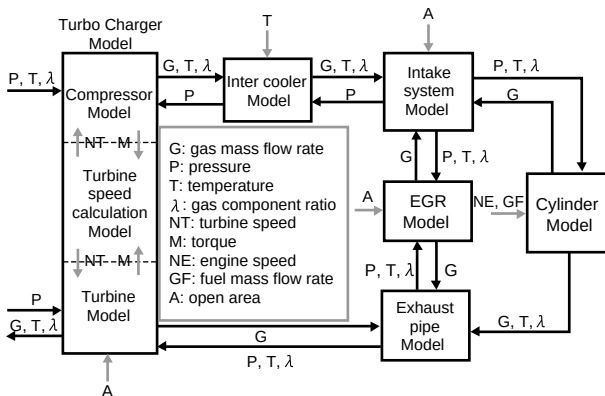
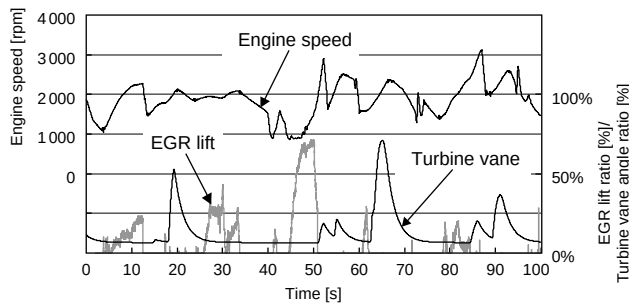
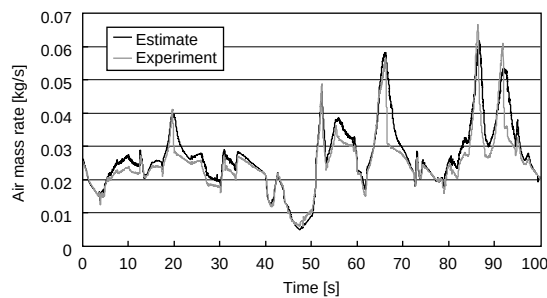


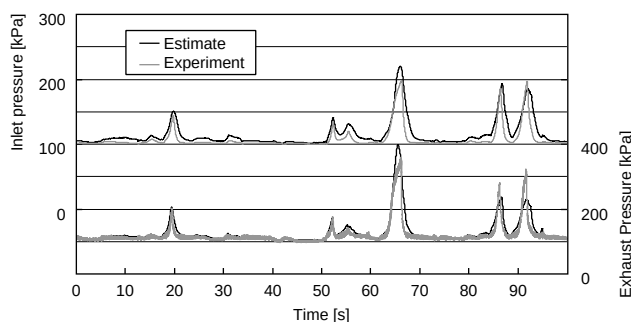
Fig. 2 Engine model block diagram



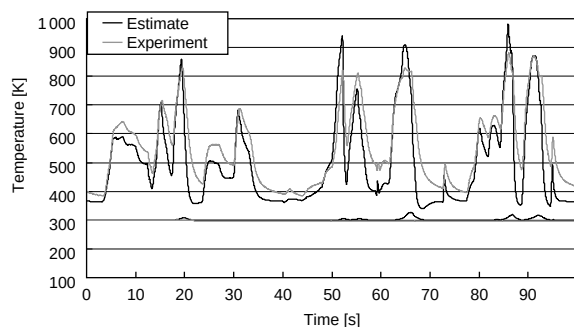
(a) Dynamic behavior of actual engine and actuator



(b) Air mass rate of engine intake



(c) Dynamic behavior of inlet and exhaust pressure



(d) Dynamic behavior of inlet and exhaust temperature

5. まとめ

エンジンにおけるガス流れについて、システム性能予測と HILS への適用を考え実時間演算及び再利用性をコンセプトとしたモデルを作成した。実時間演算では集中定数によるモデル化を前提として作成した。再利用性では部品単位のモデル化に加え、各モデルに共通入出力パラメータを設定することでモデル間接続への制約が解消し、別システムに対するモデルの再利用性が高まったと考える。これは、エネルギーと質量保存則を適用することで達成できた。

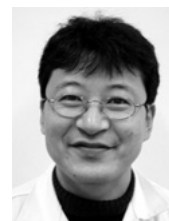
これらのコンセプトにもとづいたモデルの精度について、車両にモデルを搭載し実時間演算で比較検証した結果、実機計測や計算の手法および精度で改良の余地は残されているが、簡易モデルでありながらガスの各部挙動を概して模擬できることを確認した。高い精度を必要としなければ概略的なシステム検討および HILS への適用としては見通しが立ったと考える。

今後精度が要求されるシステム検討ツールへの適用のためさらにモデル精度を向上するとともに、ガス流れやエンジン以外の部分へも同じコンセプトのもとにモデルを展開していき、開発現場に貢献できるものとしていきたい。

参考文献

- (1) 沢田龍作：シミュレーション技術と CAD システムの融合，自動車技術，Vol.55, No.6, p.14-18 (2001)
- (2) Itoyama, H. et al.: A Study of an EGR Control System for Diesel Engines Based on an Intake/Exhaust System Model, SAE TECHNICAL PAPER SERIES, 970621
- (3) 高橋信補ほか：エンジン制御系設計・評価のための排気ガス再循環モデル，計測自動制御学会論文集，Vol.35, No.2, p.230-237 (1999)

■ 著 者 ■



小林 浩



山口 聡



片倉 文寛

Fig. 4 Test comparison