

新方式ハイブリッドシステム搭載
長距離貨物トラックの燃料消費率改善
に関する研究

2018年5月

奥井 伸宜

目次

第1章 緒論	1
1.1. 研究の背景	1
1.2. 従来ハイブリッド化技術の長距離貨物トラックへの適用課題	5
1.3. 課題解決に向けたアプローチ	6
1.4. 本研究の目的	9
1.4.1. 目的達成のための具体的項目	9
1.4.2. 新方式ハイブリッドシステムの新規性・独創性	9
1.4.3. 新方式ハイブリッドシステムの実用化の見通し	10
1.5. 論文構成	11
参考文献	12
第2章 長距離貨物トラックの燃料消費率改善に対する電動化のアプローチ	14
2.1. 車両の電動化の動向	14
2.2. 長距離貨物トラックの電動化適用検討	17
2.2.1. 長距離貨物トラック用走行モデル	17
2.2.2. 電動化適用検討	20
2.3. 長距離貨物トラックのハイブリッド化	21
2.3.1. 課題	21
2.3.2. 従来の研究	24
2.3.3. 燃料消費率改善の目標値	25
2.4. まとめ	27
参考文献	27
第3章 新方式ハイブリッドシステムのコンセプト	29
3.1. 設定条件	29
3.1.1. ベース車両	29
3.1.2. 走行モード	30

3.2. 燃料消費率改善コンセプト	31
3.2.1. 概要	31
3.2.2. 方策	32
3.3. 搭載技術アイテム	34
3.3.1. 小排気量エンジン（ダウンサイジング）	34
3.3.2. 電動過給機システム	36
3.3.3. 車軸駆動用電動モータ	37
3.3.4. 最終減速比	38
3.3.5. ハイブリッド制御	39
3.4. まとめ	39
参考文献	40
第4章 新方式ハイブリッドシステム用電動過給機の設計	41
4.1. 電動過給装置の基礎評価	41
4.1.1. ターボシステムの適用検討	41
4.1.2. 電動2ステージターボシステムの構成	43
4.1.3. 実験装置および実験条件	45
4.1.4. 実験-1（電動2ステージターボシステム）	48
(1) 吸気管改造前後でのエンジン全負荷トルク試験	48
(2) 全負荷トルクと電動過給機消費電力の関係	49
(3) 全負荷トルク性能試験	50
(4) 過渡応答試験	51
(5) モード走行試験	54
4.1.5. 実験-2（電動2ステージターボシステム+EGR制御）	56
(1) 過渡応答トルク試験	57
(2) 定常試験	57
(3) モード走行試験	59
4.2. 新方式ハイブリッドシステム用電動過給機用コンプレッサの検討	62
4.2.1. シミュレーションモデルおよび検討条件	62
4.2.2. シミュレーション結果	64

4.2.3. 電動過給機に要求されるコンプレッサ性能	66
4.3. 新方式ハイブリッドシステム用エンジンの全負荷トルク性能曲線（計算）	66
4.4. まとめ	67
参考文献	68
第5章 新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの 燃料消費率改善効果（計算検討）	70
5.1. 計算装置および計算条件	70
5.1.1. 計算装置	70
(1) エンジンモデル	72
(2) 電動機モデル	75
(3) 蓄電装置モデル	77
(4) 車両・駆動系モデル	78
5.1.2. 計算条件	86
5.2. 新方式ハイブリッドシステムの制御方法の概要	88
5.3. エンジン最適効率曲線の活用	89
5.3.1. ハイブリッド車両モデルの構築	89
(1) 供試車両	89
(2) 実車両の走行試験結果	90
(3) 仮想車両の構築	91
(4) 仮想車両の検証	92
5.3.2. 実験条件	93
(1) 走行パターン	93
(2) 車両条件	93
(3) ハイブリッド制御方法	95
5.3.3. 実験結果	97
5.4. 新方式ハイブリッドシステムのモデル構築	99
5.4.1. 車両条件	99
5.4.2. 新方式ハイブリッド制御方法	100
5.4.3. モデル構築	104

(1) 新方式ハイブリッド制御モデル	104
(2) 電動過給機モデル	105
(3) 駆動用バッテリー収支モデル	106
5.5. 燃料消費率改善効果の検証	106
5.5.1. 実験条件	106
5.5.2. 実験結果	107
(1) 運転状況	107
(2) エンジン動作分布状況	109
(3) バッテリーエネルギーバランスの推移	111
(4) 燃料消費率改善効果	112
5.6. まとめ	114
参考文献	115
第6章 新方式ハイブリッドシステム用電動過給機の実機評価	116
6.1. 試作電動過給機について	116
6.2. 電動過給機および吸気バイパス路切り替えシステムの搭載設計	122
6.2.1. 搭載設計方針	122
6.2.2. 搭載設計	122
6.2.3. 電動過給機の供試エンジンへの搭載	123
6.3. 吸気バイパス路切り替えシステムの仕様検討および実験検証	125
6.3.1. 吸気バイパス路切り替えシステムの仕様	125
6.3.2. 過渡制御ロジックの構築	127
6.4. 電動過給機システム搭載供試エンジンの性能評価実験	129
6.4.1. 実験項目	129
6.4.2. 実験方法	129
6.5. 定常性能測定結果	131
6.5.1. 動力性能	131
6.5.2. 排出ガス性能	136
6.6. 過渡性能測定結果	136
6.7. エンジン搭載時の電動過給機性能の測定結果	139

6.7.1. コンプレッサ性能	139
6.7.2. 駆動モータ運転特性	140
6.7.3. 長時間連続運転特性	143
6.8. まとめ	146
参考文献	147
第7章 新方式ハイブリッドシステム評価用台上試験システムの構築	148
7.1. システム構築	148
7.1.1. ハイブリッド・パワートレイン台上試験システムについて	149
7.1.2. ハイブリッド・パワートレイン台上試験システムの構成	150
(1) 台上試験システムの構成および制御フロー	150
(2) シミュレーションモデル	151
7.1.3. 台上試験システムの機器構成	152
(1) エンジンベンチ	154
(2) 電動モータベンチ	155
(3) 操作室	157
7.2. ドライバモデルの構築	158
7.2.1. 実験装置および実験車両	159
(1) 実験装置	159
(2) 実験車両	159
7.2.2. ドライバモデル	160
(1) 従来ドライバモデル	160
(2) 提案ドライバモデル	161
7.2.3. ドライバモデルの導入効果	163
(1) 仮想ディーゼルトラック	163
(2) 仮想ハイブリッドトラック	166
7.3. まとめ	167
参考文献	167

第8章 新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの 燃料消費率改善効果（実機検証）	169
8.1. 新方式大型ハイブリッドトラックの実機検証	169
8.1.1. 新方式ハイブリッド・パワートレイン特性	169
8.1.2. 新方式ハイブリッド・パワートレインの制御方法	170
8.1.3. 実験装置	171
8.1.4. 新方式大型ハイブリッドトラックの各種条件	172
(1) 車両条件	172
(2) 実験条件	173
8.2. 新方式大型ハイブリッドトラックの実験結果	173
8.2.1. 運転状況	173
8.2.2. エンジン動作分布	175
8.2.3. 燃料消費率改善効果	176
8.2.4. ハイブリッドシステム搭載性	176
8.2.5. 排出ガス特性	177
8.3. まとめ	181
参考文献	181
第9章 結論	183
9.1. 研究成果のまとめ	183
9.2. 将来に向けた課題の整理	186
9.3. 今後の所感	187
付録 A. 提案ドライバモデルによる実車両運転検証	188
主な使用記号	196
本論文に関する公表論文	199
謝辞	202

第1章 緒論

1.1. 研究の背景

地球温暖化による気候変動が大きな社会問題となっており、自動車から排出される二酸化炭素量の増加が要因の一つに挙げられる。図 1-1 に世界の温室効果ガス排出量の推移を示す⁽¹⁻¹⁾が、増加の一途を辿っている。特に、自動車販売台数の多い中国やインドにおける温室効果ガス排出量の増加率が顕著である。この背景を受け、表 1-1 に示す通り、インドを含めフランス、イギリス等は、将来、内燃機関を搭載する自動車の販売を禁止する動きもある⁽¹⁻²⁾。

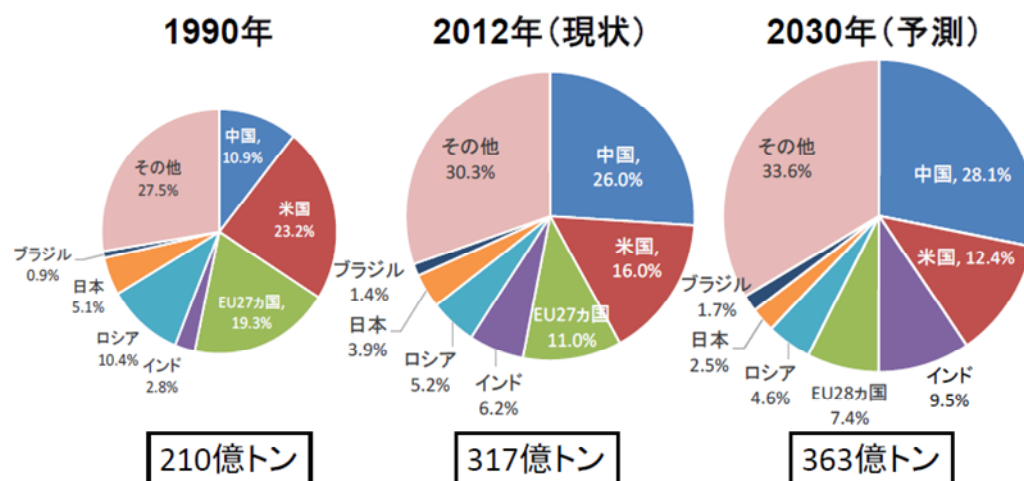


Fig.1-1 Change of Global Greenhouse Gas Emissions ⁽¹⁻¹⁾

Table 1-1 Worldwide Movement of Automobile Selling Restrictions at Each Country ⁽¹⁻²⁾

国名	規制開始年	ガソリン車・ディーゼル車	プラグインハイブリッド車	2016年度の 新車販売台数
アメリカ(CARB Statesのみ)	2018年以降	規制	規制なし	7,105,162
中国	2019年以降	規制	規制	24,420,700
ノルウェー	2025	販売禁止	販売禁止	154,603
オランダ	2025	販売禁止	販売禁止	382,825
スウェーデン	2030	販売禁止	販売禁止	372,296
インド	2030	販売禁止	販売禁止	2,062,252
ドイツ	2030	販売禁止	販売禁止	3,351,607
フランス	2040	販売禁止	販売禁止	2,015,186
イギリス	2040	販売禁止	販売禁止	2,692,786

日本における二酸化炭素の総排出量の推移⁽¹⁻³⁾を図 1-2 に示す。2014 年の総排出量は 12 億 6500 万トンで、1990 年度比で 9.5%の増加を示しているが、2005 年度比では 3.1%減少している。総排出量の約 5 分の 1 を占める運輸部門は、2001 年をピークに減少傾向に転じており、2005 年度比で 9.5%の減少となっている。

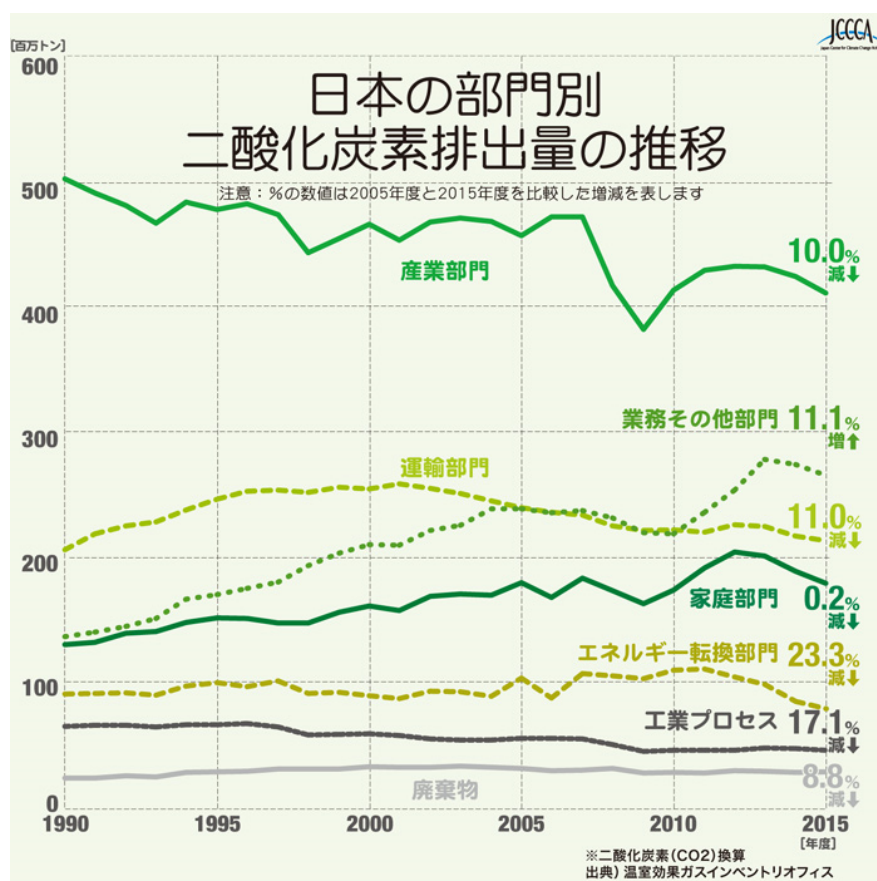


Fig.1-2 Change of CO₂ Emissions in Japan (Segmental Breakdown)⁽¹⁻³⁾

減少傾向に転じた要因の一つに、図 1-3 に示す通り、日本市場においてはハイブリッド車を主とする次世代自動車の普及が挙げられる⁽¹⁻⁴⁾。この背景の一つに、2009 年より次世代自動車に対して税軽減措置、補助金等が導入され、従来エンジン車から次世代自動車への買い替えが促進されたことが挙げられる。

ここで、ハイブリッド自動車の特徴としては、走行中の減速エネルギーを電動モータで回生し、バッテリーに充電したエネルギーを次の加速時に駆動力アシストとして再利用できること、電動モータで駆動や発電を自在に変更することで、エンジンの燃料消費率が優れる高効率動作点で運転できることや走行中にエンジンが停止できることが挙げられる。

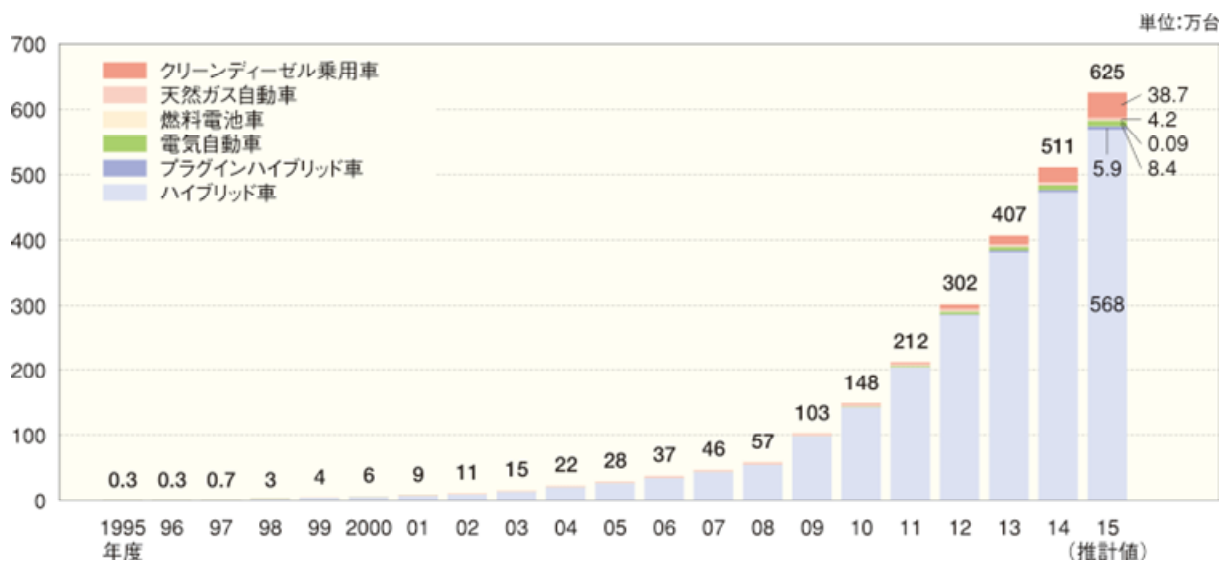


Fig.1-3 Trend of Next-Generation Vehicle Sales at Japanese Market ⁽¹⁻⁴⁾

図 1-4 は、経済産業省の次世代自動車戦略研究会がまとめた「車両別電動化適合性」である⁽¹⁻⁵⁾。横軸に走行距離、縦軸に車両総重量を示し、各種車両クラスと電動化との関係性を表す。発進や停止の頻度が多い市街地走行を主とする乗用車、小型トラックおよび路線バスは、ハイブリッド化の適用による燃料消費率改善が見込め、実際に市場で普及している。

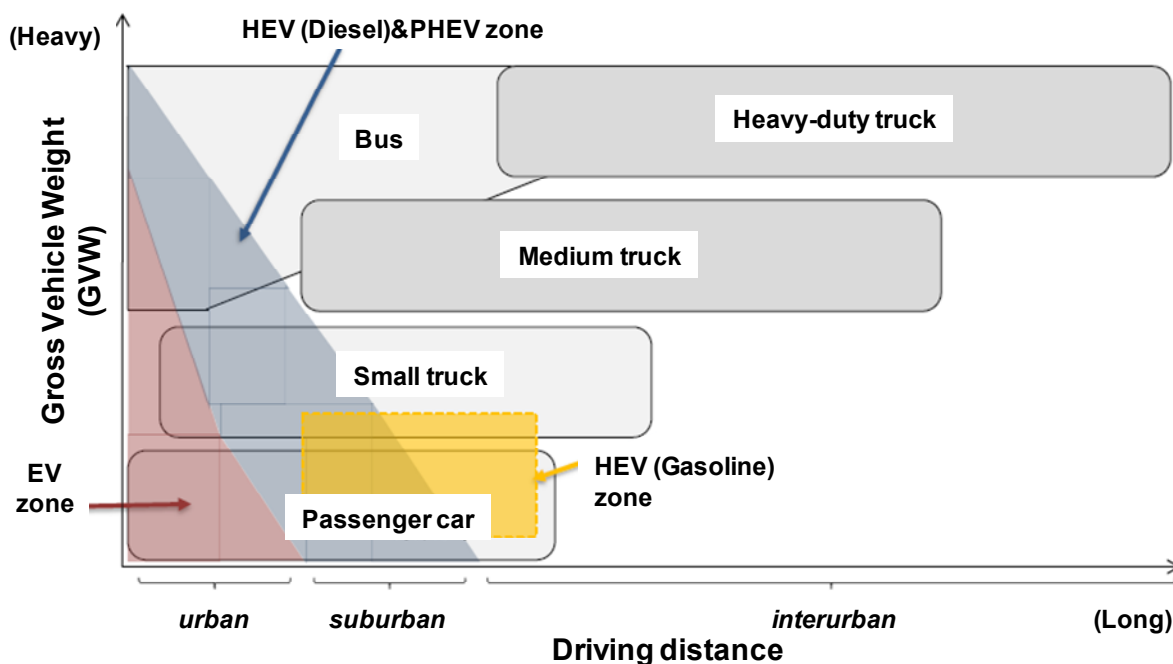


Fig.1-4 Fitness of Electrical Vehicles ⁽¹⁻⁵⁾

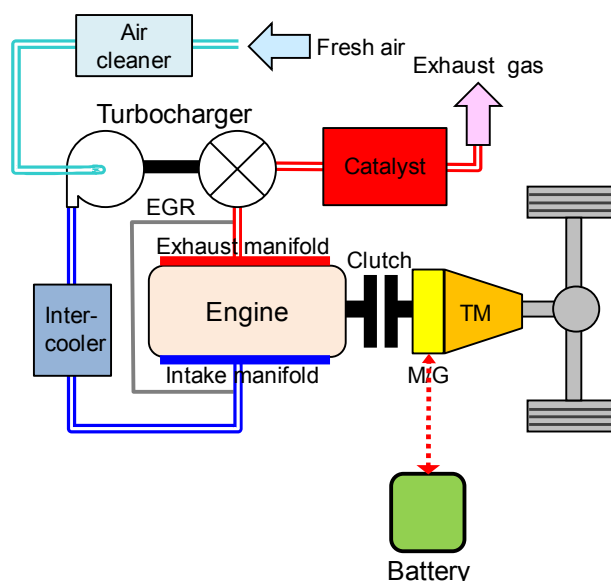


Fig.1-5 Conventional Hybrid System (Parallel Type)

現在市販されている小型トラックで主流となるハイブリッドシステムを図 1-5 に示す。エンジンと車軸駆動用電動モータがインライン上に設置されているパラレルハイブリッド方式である^(1-6,7,8)。車軸駆動用電動モータによる走行トルクの増大を見越して、従来エンジン車よりもダウンサイジング（小排気量化）したエンジンを搭載し、最終減速比を最適化し、エンジン効率の悪い低負荷域におけるエンジン運転を少なくし、燃料消費率の向上を図っている。

次に、高速道路を主に走行する中型トラックおよび大型トラック（長距離貨物トラック）の電動化適合性に着目する。図 1-4 より電動化の適用は困難とされている。この理由としては、これら車両は都市間輸送を主用途とし、比較的平均車速が高く、加減速頻度が少ない運転条件で走行することが多い。そのため、ブレーキによる減速エネルギーの回生機会が少なく、ハイブリッド化しても燃料消費率向上効果が得られにくいからである。また、仮に長距離貨物トラックをハイブリッド化した場合、ダウンサイジングエンジンで不足する走行トルクを車軸駆動用電動モータで補う必要があることから、高速走行時には大容量の駆動用バッテリーが必要となる。つまり、ハイブリッドシステムが巨大化することとなり、車両へのシステム搭載性や車両コスト等の実用性の面で、多くの課題が発生する。これら理由により、現時点で実用化された量産型の長距離貨物ハイブリッドトラックは存在していない。

一方、運輸部門の省エネルギー化を進めるために長距離貨物トラックの総数を削減し、貨物列車で肩代わりする案も考えられるが、旅客列車と線路を共有する状況では貨物列車の輸送量を今以上に増やすことは困難と考えられ、現実的ではない⁽¹⁻⁹⁾。

以上の背景より、運輸部門の中でおよそ 1/3 程度のエネルギーを消費している長距離貨物トラック⁽¹⁻¹⁰⁾の燃料消費率向上を図る新たな電動化技術を発案する必要がある。

1.2. 従来ハイブリッド化技術の長距離貨物トラックへの適用課題

一般に、自動車が一定速度で走行している場合には、高速であってもエンジンに要求される仕事率はそれほど大きくなく、比較的排気量の小さなエンジンにおいても走行可能である。一方、車両が加速する状況、特に追い越し加速等の急峻なトルク増大要求が必要とされる過渡状況下における走行が課題となる。一例に、同じ最大トルクを得ることができる大排気量自然吸気エンジンと小排気量ターボチャージャ（過給機）付エンジンの全負荷特性を図 1-6 に示す⁽¹⁻¹¹⁾。排気エネルギーを活用するターボチャージャ付エンジンはエンジン低回転駆動時のトルク増大が不得意である。過渡応答運転時には過給機特有の作動遅れにより過給圧力が不足し、トルクの大幅な立ち遅れ（ターボラグ）が発生する（図 1-6：赤色太線の 2,000rpm まで）。そのターボラグを解消するために、市販の長距離貨物トラックのほとんどは、過給機が動作しにくいエンジン駆動状態からでも必要なトルクを満たすよう、大排気量（10 リットル以上）エンジンを搭載している（図 1-6：黒色線）。言い換えれば、大排気量エンジンを搭載している理由は高速巡行のためではなく、過渡運転時の過給圧力が上がらないエンジン低回転時から必要なトルクを出すためである。このように、全走行域を満足させるためにエンジンサイズが決められていることから、高速巡行時の燃料消費率を大幅に改善させることは困難な状況である。

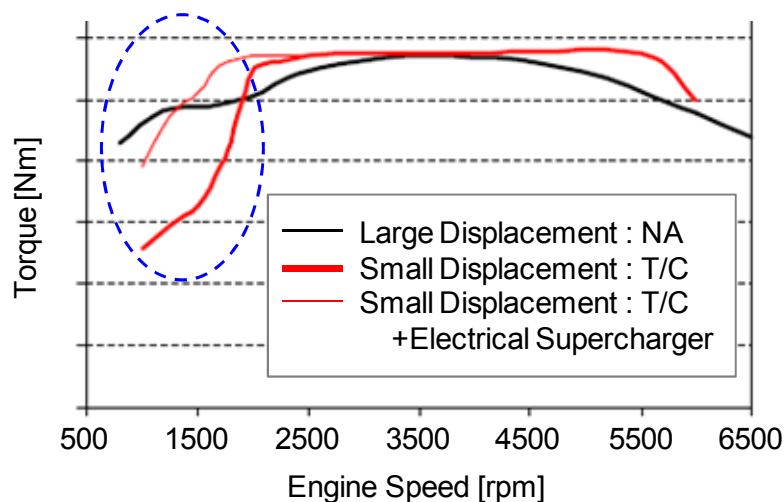


Fig.1-6 Benefit Performance of Electrical Supercharger ⁽¹⁻¹¹⁾

一般的に、車両のハイブリッド化に伴い、エンジンはダウンサイジング（小排気量化）される⁽¹⁻¹²⁾。ここで、ターボチャージャ付ダウンサイジングエンジンを搭載した長距離貨物ハイブリッドトラックを想定する。エンジン低回転駆動時に急峻な過渡トルクが必要となった場合、前述した通り、ターボチャージャ付エンジンは過給装置による過給圧力応答が間に合わないため、大幅なトルクの立ち遅れ（ターボラグ）を発生する。つまり、エンジントルクが不足するため、その期間は車軸駆動用電動モータの駆動に頼ることとなる。このことから、大容量の車軸駆動用電動モータと大容量の駆動用バッテリーの搭載が必要となる。しかし、長距離貨物トラックのハイブリッド化は、①高速走行時は発進停止頻度がほぼないため、減速エネルギーの回生（充電）効果が十分でない、②荷物搭載量の確保のため、駆動用バッテリーの容量に搭載制限がある、などの理由から、車軸駆動用電動モータによる駆動アシスト量と駆動時間が制約される。そのため、走行中に駆動用バッテリーの供給電力量が不足し、車軸駆動用電動モータによるトルクアシスト効果が得られず、要求を満たす走行が行えない。また、必要な電気エネルギーを確保するためエンジンによる発電が常に必要となり、走行時の燃料消費率の改善が見込めないなどの課題がある。

以上の理由により、既存のハイブリッド化技術を搭載した長距離貨物トラックは、パワートレインの大幅な重量増による積載搭載量の減少、大容量バッテリーの搭載による車両価格の高騰等が原因で、長距離貨物トラックとしての実用性が損なわれ、市場に投入しても受け入れられにくい状況である。

1.3. 課題解決に向けたアプローチ

過給装置の応答性が改善できれば、長距離貨物トラック搭載エンジンの排気量がさらに小さく（ダウンサイジング化）でき、高速走行時の燃料消費率の向上を可能とする効率的な新たなハイブリッドシステムが構築可能となる。

過渡応答性の解決手段の一つに過給機の電動化が考えられる。電動過給機（eSC：electric Supercharger）は排気エネルギー状態に左右されることなく過給機を駆動できるため、従来ターボチャージャが不得意としていたエンジン低回転駆動時におけるトルク改善も図れる^(1-11, 13)。これにより、急峻な大トルクの要求に応じて任意のタイミングで電動過給機を作動させることで、ダウンサイジングエンジンによる低速トルクの立ち上がりが改善でき、走行性能を損なうことなくエンジン熱効率の高い領域で運転が可能となる<図 1-6（赤色細線）>。

現在まで電動過給機技術が各種トラックに適用されていない理由として、過給機製造メー

カが開発対象を費用対効果の高い乗用車とし、電源を従来の 12V や今後登場する 48V のバッテリーに限定しており^(1-14, 15, 16, 17)、長距離貨物ハイブリッドトラックの要件を満たす過給機出力および高出力密度型バッテリー（リチウムイオンバッテリー）に対応できる電圧が確保できないことが挙げられる。さらに、試作品の多くはターボチャージャに電動モータを取り付けている⁽¹⁻¹⁵⁾ことから、電動モータが排出ガスによる熱害を受けやすい。熱害によりモータ効率が低下し、過給応答性が悪化する等の要因を含め、耐久性や信頼性が確保できない。また、試作されている電動過給機は、主に車両運動性能（加速性能）の向上を目的としている⁽¹⁻¹⁴⁾。走行中の全運転域において電動過給機を駆動させることから、エンジンオルタネータによる発電（バッテリー充電）が常に必要となり、燃料消費率の改善が見込めないこと等が挙げられる。

これら技術的な課題や使い方を克服することで、電動過給機は長距離貨物トラックの燃料消費率向上につながる有望な技術になると考える。具体的には、既存にない高電圧高応答電動過給機を開発し長距離貨物ハイブリッドトラックに組み合わせることで、大幅なエンジンダウンサイジング化が図れ、市街地から高速まで全域に渡って燃料消費率の改善が可能となる。同時に、過渡走行時の排出ガス性能の改善も図れると考えられる。例えば、過渡走行時に電動過給機を稼働させると、エンジン筒内に導入する空気量が増加し、スモーク排出量が低減できる。また、空気量の増加により、排出ガス再循環（EGR）率が増加できるため、窒素酸化物（NOx）排出量が低減できると考えられる。

ここで、本研究で提案する新方式ハイブリッドシステムの概略図を図 1-7 に示す。小・中型ハイブリッドトラックで採用されているパラレル方式をベースとする。このシステムは、図 1-5 に示す従来のパラレルハイブリッドシステムに対し、さらにダウンサイズ（小排気量化）したエンジンと、ブレーキエネルギー回生等により得た電気エネルギーで駆動される電動過給機を組み合わせ、高効率なハイブリッドシステムを構築することを狙いとする。つまり、車両の電動化（ハイブリッド化）だけでなく内燃機関システムの電動化に着目し、それらを組み合わせた新たな電動化技術および新たなハイブリッド制御ロジックを構築する。

その際、電動過給機の制御方法については、下記を想定している。

・ 高速走行中に一定速度で巡航する場面

電動過給機の駆動は停止させ、給気はコントロールフラップを設置したバイパス路を通過し、直接エンジン筒内に送る。

・ 高速走行中にトルク増大要求が必要な場面

過給応答性を確保するためコントロールフラップを閉じ、高電圧高応答電動過給機を

稼働させ、給気をエンジン筒内に送る。トルク増大要求が必要な間は電動過給機でトルクアシストを行う。トルク増大要求が終了した後は、バイパスバルブを開き、電動過給機の駆動を停止させ、従来通りにターボチャージャのみで運転させる。

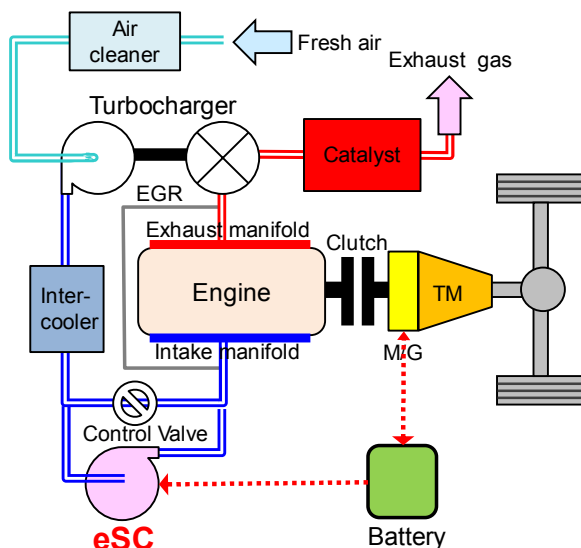


Fig.1-7 New Type of Hybrid System

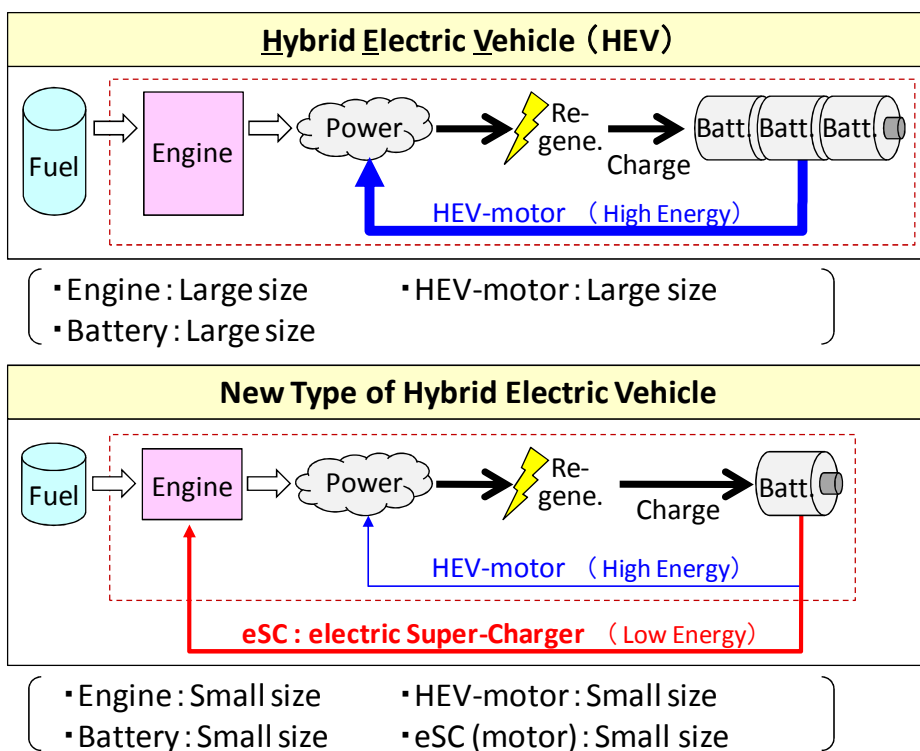


Fig.1-8 Conbentional Hybrid System and New Type of Hybrtid System

ここで、電動過給機を駆動する際に必要となる電力は、走行時の回生エネルギーやエンジン発電で賄うこととする。図 1-8 下段に示すように、新方式ハイブリッドシステムは、高速走行時に過渡的にトルクが必要となった場合には、走行時に得られる少ない回生エネルギーを、小電力駆動が可能な電動過給機で使用し、内燃機関のトルクを向上させ、車軸駆動用電動モータを補助的に使用する。また、十分な減速エネルギーが回収可能な市街地走行においては、電動過給機に加え、車軸駆動用電動モータを積極的に活用する。図 1-8 上段に示す従来ハイブリッドシステム搭載の長距離貨物トラック^(1-6, 7, 8)に比べ駆動用バッテリーの搭載量が少なくでき、エンジンのダウンサイジング効果も併せると、車両の大幅な軽量化（積荷搭載量が確保）と低コスト化が図れ、長距離貨物ハイブリッドトラックの普及に対し即効性があると考えられる。

1.4. 本研究の目的

1.4.1. 目的達成のための具体的項目

高電圧駆動型電動過給機を組み合わせた新方式ハイブリッドシステムを構築し、当該システムを用いた長距離貨物ハイブリッドトラックの燃料消費率を既存の長距離貨物トラックに比べ 20%程度向上させることを目指した（詳細は、第 3 章で述べる）。本評価時の走行条件は、以下とする。

- ✓ 走行モードは、車両総重量 3,500kg 超の車両の燃料消費率試験に用いられる都市間走行モードとする。（走行モードの詳細は、第 3 章で述べる。）
- ✓ 積載条件は、全積（25,000kg）とする。

1.4.2. 新方式ハイブリッドシステムの新規性・独創性

本研究において、電動過給機による内燃機関システムの電動化技術と車軸駆動用電動モータによる従来のハイブリッド化技術を組み合わせ、それらを協調運転させる新たなハイブリッド制御システムを構築する。

①電動過給機

各過給機製造メーカーは研究開発段階であり、市場にはまだ存在していない。また、開発対象が乗用車向けであり、駆動電源を従来の 12V (48V) のバッテリーに限定している。このため、既存の電動過給機を本研究で対象とする大型ディーゼルエンジンを搭載する長距離貨物ハイブリッドトラックに採用した場合、電動過給機に求められる過給機出力およびリチウムイオン電池等の高電圧に対応できないと考えられる。そこで、独自コンセプトによる電動過給機

を新規に開発し、長距離貨物トラックのハイブリッドシステムに適合させる必要がある。

《要求項目》

- ・電動過給機用モータは、排気ガスによる熱害を防ぐため、コンプレッサ機能とする。
- ・ハイブリッド車両への搭載を前提とし、車軸駆動用電動モータが使用する高電圧バッテリーと共用するため、電動過給機は高電圧駆動型とする。

②新方式ハイブリッドシステムの制御システム

従来ハイブリッドシステムに対し、回生したブレーキエネルギーを大電流が必要な車軸駆動用電動モータと小電力で作動する電動過給機に最適に振り分け、小排気量エンジンの高効率運転を可能とすることで燃料消費率を大幅に改善する新たなハイブリッドシステムを構築する。この際、各要素技術の効果的な運転方法と、システム全体としての改善効果を高めるためのエネルギーマネジメントを考慮する必要がある。

《要求項目》

- ・車軸駆動用電動モータは、インライン上に設置するパラレルハイブリッドシステムとする。
- ・減速エネルギー回生から得られる電気エネルギーを貯蔵するため、駆動用バッテリーはリチウムイオンバッテリーを想定とする。
- ・駆動用バッテリーに蓄えられた電気エネルギーは、運転状況に応じて最適な効率が得られるよう電動過給機あるいは車軸駆動用電動モータへ供給する。
- ・高効率領域でエンジンを運転させるため、必要に応じてエンジンによる発電も行う。

1.4.3. 新方式ハイブリッドシステムの実用化の見通し

本技術は、高速道路を走行する長距離貨物トラックの燃料消費率、排出ガスの改善効果の他にも、下記効果も考えられ、実用化に結び付く可能性が高い。

- ①既存エンジンをベースとするため、エンジン新規設計が最小限に留まる。
- ②過渡的にトルクが必要な場合のみ車軸駆動用電動モータを稼働させるため、駆動用バッテリー使用電力量が小さくできる。

以上のことから、エンジンサイズや駆動用バッテリー搭載量が小さくできるため車両重量が軽くなり、さらなる燃料消費率改善が可能となる。また、長距離貨物トラックにとって重要な積荷搭載量が確保できるだけでなく、車両導入時のコストが抑えられるなどのメリットにより、普及に対し即効性があると考えられる。

また、電動過給機を高電圧駆動させることから、将来的には、高電圧バッテリーを使用する

すべてのハイブリッド車にも水平展開が可能である。既存のハイブリッド化技術を搭載したトラックや乗用車は、高速走行時の燃料消費率改善が不得意なため、この技術の活用により運輸部門すべてからのエネルギー削減が可能になるものと考えられる。

1.5. 論文構成

本論文は9つの章から構成されており、以後の各章の概要は以下の通りである。

第1章では、本研究に取り組む動機として、人類の移動および暮らしを支える内燃機関車を取り巻く環境変化と車両の電動化の流れについて説明した。その中でも車両の電動化の適用が遅れている長距離貨物トラックの燃料消費率改善に向け、取り組むべき課題について整理した。それを受けて、本研究は車両の電動化（ハイブリッド化）だけでなく内燃機関システムの電動化に着目し、研究を行う必要性、重要性について示した。

第2章では、長距離貨物トラックの燃料消費率改善に対する電動化のアプローチを示す。具体的には、現在市販化されている乗用車クラスの電動化技術（ハイブリッド化技術）、および長距離貨物トラックの電動化に対する従来の研究について要約し、電動化技術に関する知見を整理する。それを受けて、本研究で取り組む長距離貨物トラックの燃料消費率改善に適する電動化技術について記述する。

第3章では、長距離貨物ハイブリッドトラックに織り込む技術アイテムについて検討を行い、それら技術を組み合わせた新方式ハイブリッドシステムについて紹介する。それを受け、電動過給機を組み合わせた新方式ハイブリッドシステムを搭載した長距離貨物ハイブリッドトラックの燃料消費率の改善目標を設定する。

第4章では、新方式ハイブリッドシステムのキー技術となる電動過給機に着目する。はじめに、電動過給機搭載エンジンの燃料消費率および排出ガス特性の知見を得るため、乗用車用ガソリンエンジン向けに試作された電動過給機を大型ディーゼルエンジンに転用し、その単体評価実験を行う。次に、得られた知見を基に、検討中の新方式ハイブリッドシステムに搭載する大型ディーゼルエンジン向けの電動過給機用コンプレッサの検討を行う。

第5章では、電動過給機によるエンジン低回転時のトルク増加と車軸駆動用電動モータによるトルク増加を組み合わせた新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの燃料消費率の改善効果を机上で検討し、得られた知見をまとめる。その際、日本や欧州において、ハイブリッドトラックの燃費および排出ガス試験に用いられる HILS (Hardware In the Loop Simulator) 手法を用い、本研究で導入する新方式ハイブリッドシステムの制御ロジックを構

築する。

第6章では、前章の机上計算結果を受け、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラック用の電動過給機を試作する。その電動過給機を搭載したエンジン単体の実機評価を行い、定常や過渡運転時の燃料消費率および排出ガス特性等を調べる。

第7章では、実ハイブリッドシステムを用いた新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの燃料消費率の検証作業を進めるに当たり、必要となる評価装置を独自に開発し構築する。具体的には、本研究で対象とする車両の試作は行わないが、車両モデルおよびハイブリッド制御モデルからなる HILS と電動過給機付実機エンジンを組み合わせた仮想車両を「ハイブリッド・パワートレイン台上試験システム」上に構築する。その際、より実用的な走行に近づけるため、人間の運転操作を HILS 上に再現させ、かつ簡便に運用できるドライバモデルを新たに構築する。

第8章では、「ハイブリッド・パワートレイン台上試験システム」上に、仮想の新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックを構築し、新方式ハイブリッドシステムの有効性や燃料消費率等の検証を、実機システムを用いて確認する。具体的には、車両の電動化だけでなく内燃機関システムの電動化を組み合わせた新方式ハイブリッドシステムを搭載する長距離貨物ハイブリッドトラックの燃料消費率改善効果や車両搭載性についてまとめる。加えて、排出ガス特性についての知見も整理する。

最後に第9章では、本研究で得られた研究成果をまとめるとともに、将来に向けた課題の整理と今後の展望について述べ、本論文を閉じる。

参考文献

- (1-1) 環境省, “温室効果ガス排出量の現状等について”, 第1回合同専門家会合資料 (2015).
- (1-2) 日経 Automotive, “2040年のクルマ徹底予測”, 日経 BP 社, No.2, pp.48-53 (2018).
- (1-3) JCCCA 全国地球温暖化防止活動推進センター, “地球温暖化情報 (日本の動向)”
<http://www.jccca.org/trend_japan/state/>
- (1-4) 日本自動車工業会, “次世代自動車 (乗用車) の国内販売台数の推移”
<http://www.jama.or.jp/eco/earth/earth_03_g01.html>
- (1-5) 経済産業省 次世代自動車戦略研究会, “次世代自動車戦略 2010”, pp.17 (2010).
- (1-6) 日野自動車株式会社, “日野デュトロ ハイブリッド”

- <<https://www.hino.co.jp/dutro/ecology/index.html>>
- (1-7) 三菱ふそうトラック・バス株式会社, “キャンター エコ ハイブリッド”
<<http://www.mitsubishi-fuso.com/content/fuso/jp/lineup/truck/eco-hybrid/product.html>>
- (1-8) いすゞ自動車株式会社, “エルフ ハイブリッド”
<<http://www.isuzu.co.jp/product/elf/hybrid/index.html>>
- (1-9) 日本自動車工業会, “運輸部門の温暖化対策へ向けた現状と展望”, pp.18-24 (2012).
- (1-10) 温室効果ガスインベントリオフィス, “日本国温室効果ガスインベントリ報告書”.
- (1-11) S. M. Shahed, C. Middlemass, C. Balis, “Design & Development of e-Turbo™ for SUV and Light Truck Applications”, Diesel Engine Emissions Reduction Conference (2003).
- (1-12) 為乗浩司, “車両電動化のグローバル動向と車載バッテリー技術の取り組み”, 自動車技術会講習会 (補足資料), No.16-17, pp.48-54 (2018).
- (1-13) 安乗一, 山下幸生, “超高速モータ付き電動スーパーチャージャの開発”, 自動車技術, Vol.65, No.11, pp.102-103 (2011).
- (1-14) 日経 Automotive, “走るソフトウェア (過給は可変か電動か) ”, 日経 BP 社, No.9, pp.68-74 (2017).
- (1-15) IHI 車両過給機セクター, “電動アシストターボ”, IHI 技報, Vol.51, No.1, pp.14-15 (2011).
- (1-16) 山下幸生, 茨木誠一, 住田邦夫, 恵比寿幹, 安乗一, 荻田浩司, “自動車用エンジンのダウンサイジングに貢献する電動スーパーチャージャの開発”, 三菱重工技報, Vol.47, No.4, p.12-17 (2010).
- (1-17) S.Munz, M.Schier, H.P.Schmalzl, Th.Bertolini, “eBooster”, BorgWarner Turbo Systems
<www.turbos.bwauto.com>

第2章 長距離貨物トラックの燃料消費率改善に対する電動化のアプローチ

2.1. 車両の電動化の動向

図 2-1 は、内燃機関車両が走行する際のエネルギー損失部位とその比率を示したものである⁽²⁻¹⁾。車両効率の向上には、①投入されたエネルギーの約 62%を占めるエンジンロス（エンジン熱効率、機械損失およびポンプ損失等）の改善、②投入されたエネルギーの約 17%を占めるアイドルロスの改善、③投入されたエネルギーの約 18%を占める伝達系等の改善が必要である。これらの一部は、車両の電動化により改善することが可能である。①はエンジンに車軸駆動用電動モータを組み合わせ充電やアシストを行うことで、エンジンを高効率な運転点で制御する技術、②についてはアイドルストップ技術、そして③は車軸駆動用電動モータによる制動時のエネルギー回生技術が活用できる。

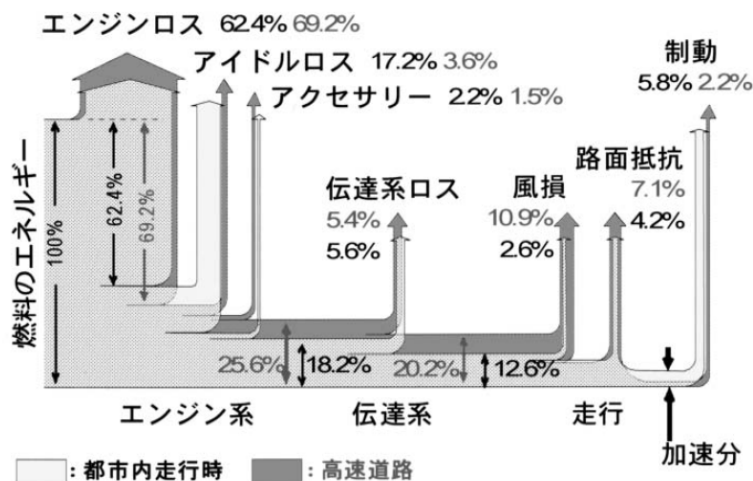


Fig.2-1 Proportion of Energy Loss ⁽²⁻¹⁾

車両の電動化については、図 2-2 に示すパラレル方式、シリーズ方式、シリーズ・パラレル方式、レンジエクステンダ方式のハイブリッド化技術に加え、全電気駆動方式（EV）が挙げられる⁽²⁻²⁾。各方式の特徴を以下に記す。

パラレル方式：エンジンと変速機の上に電動モータを配置し、車軸を駆動する。小型の電

動モータを搭載し、回生とアシストを行う。

シリーズ方式：エンジン動力をすべて電気に変換して、電動モータで車軸を駆動する。大型（大容量）の電動モータや発電機が必要となる。

シリーズ・パラレル方式：エンジン動力を機械（パラレル方式）と電気（シリーズ方式）で伝達する。電動モータや発電機は、シリーズ方式より小型化が可能である。

レンジエクステンダ方式 (Re-EV)：電気自動車の航続距離延長を目的としており、小型発電用エンジンを搭載する。エンジン出力が小さい分、小型軽量化が可能である。

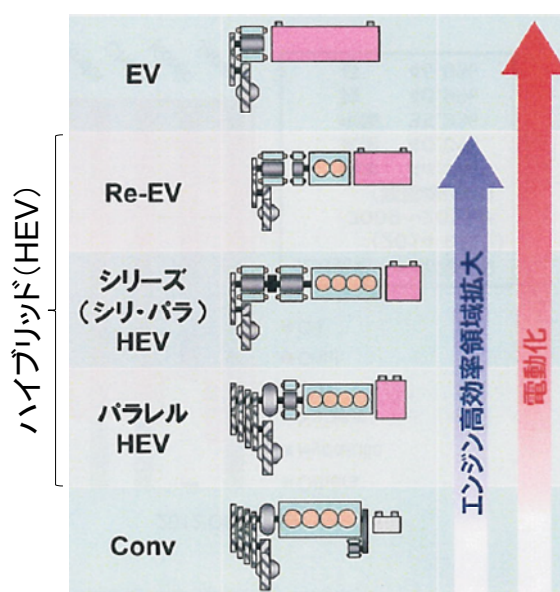


Fig.2-2 Vehicle Electrical Technology (2-2)

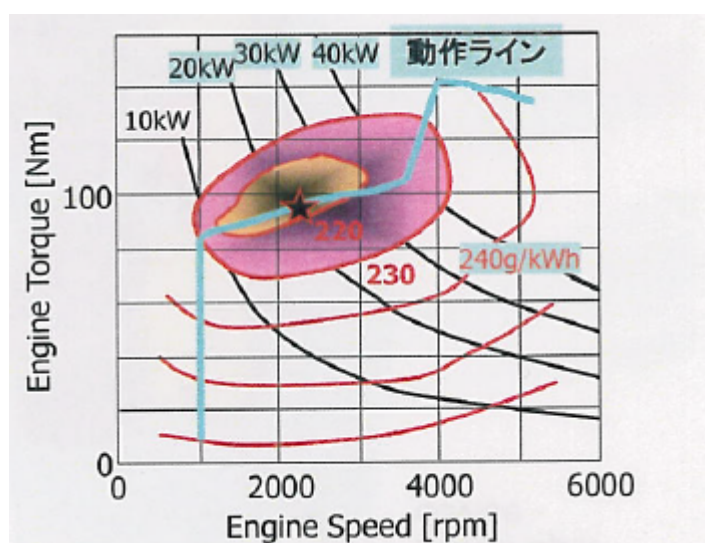


Fig.2-3 Engine Operation at Highly Efficiency Area (2-3)

いずれのハイブリッド方式においても、内燃機関の改良で高熱効率領域を拡大し、熱効率が悪い部分は電動モータを使用して充電やアシストを制御することで、図 2-3 に示す一例のとおり、効率の良いエンジン動作ラインや動作領域で運転させることができ、燃料消費率改善が図れる⁽²⁻³⁾。

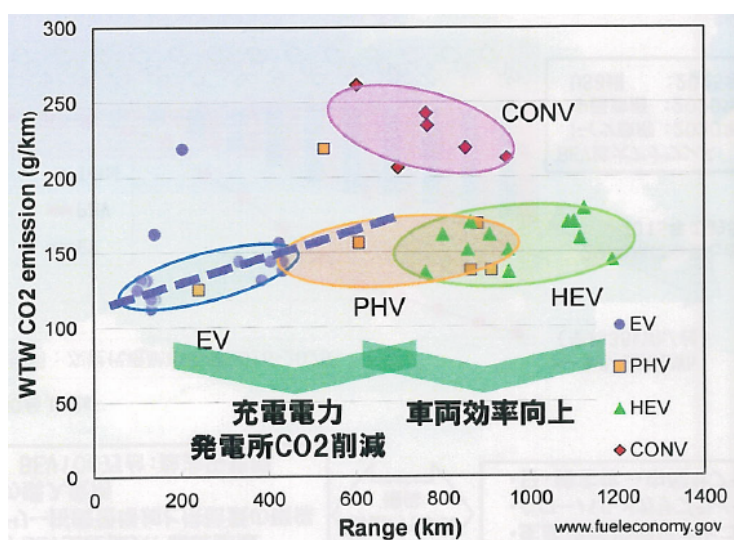


Fig.2-4 Cruising Distance and CO₂ Emission at Well to Wheel ⁽²⁻²⁾

次に電気自動車に関しては、2017年よりEV化の流れが加速している。走行中の二酸化炭素排出量がゼロで環境性能に優れ、税制面で優遇されることに加え、リチウムイオンバッテリーの価格の低下により車両価格が低下し、消費者の購入意欲が増大したことも挙げられる。2016年末に米国で発売されたGMのChevrolet Bolt EVが採用したバッテリーセル価格は150ドル/kWhとされ、2020年代には100ドル/kWh、2025年以降に100ドル/kWhを下回ることが予測されており⁽²⁻⁴⁾、将来において電気自動車のさらなる普及拡大につながるとされている。

一方、電気自動車への外部電源によるバッテリー充電時に発電所から発生するCO₂を考慮(Well to Wheel)すると、必ずしも環境に優れるとは言い難い。図2-4には、CO₂排出量と航続距離を各車両でまとめた図を示す⁽²⁻²⁾。バッテリー搭載量が多い電気自動車やプラグインハイブリッド自動車の環境性能は、発電時のCO₂原単位に依存することとなる。このため、電気自動車の優位性を確保するには、発電時のCO₂排出量削減とバッテリー搭載による車両重量増加により悪化している車両効率の改善の取り組みが欠かせない。現状、Well to WheelのCO₂排出量の観点で電気自動車優位となる航続距離を確認すると、その距離は約400kmが上限とされ、それ以上の距離はエンジンを搭載するプラグインハイブリッド車両やハイブリッド

車両が有利とされている。

2.2. 長距離貨物トラックの電動化適用検討

本研究で対象とする車両は、高速道路を移動する長距離貨物トラックを想定している。そこで、簡易な車両走行モデルを作成し、一日約 800km を走行する長距離貨物トラックの電動化について検討した。

2.2.1. 長距離貨物トラック用走行モデル

車両走行時のエネルギー収支を把握するため、車両の前後方向直進運動のみを考慮し、車両のピッチング運動およびローリング運動を省略した一輪モデルを作成した。

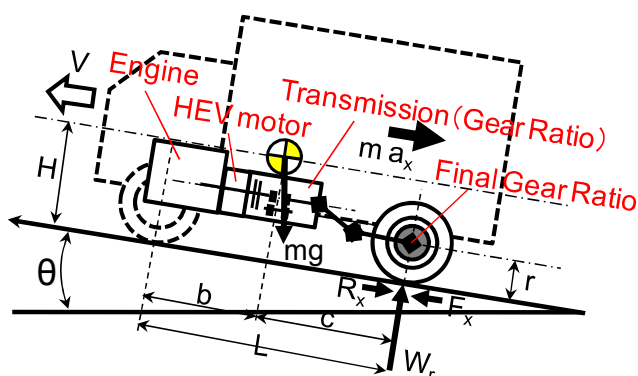


Fig.2-5 Vehicle Model (Diesel Truck)

図 2-5 に示すように、坂道登り方向を正とし、車両が勾配角 θ [rad] を登っているとき、車両に作用する力 F_x [N] は、式 (2-1) で表される。

$$F_x = m a_x + R_x \quad (2-1)$$

ただし、

$$\text{走行抵抗}(R_x) = R_r + R_{Air} + R_a + R_s \quad (2-2)$$

$$\cdot \text{転がり抵抗 [N]} : R_r = \mu_r m g \cos\theta \quad (2-3)$$

$$\cdot \text{空気抵抗 [N]} : R_{Air} = \rho C_d A V^2 / 2 \quad (2-4)$$

$$\cdot \text{加速抵抗 (駆動機構回転部分) [N]} : R_a = \Delta m a_x \quad (2-5)$$

$$\cdot \text{勾配抵抗 [N]} : R_s = m g \sin\theta \quad (2-6)$$

一方、トランスミッション前のエンジン部、電動モータ部で発生するトルク T_e [Nm] は、式 (2-7) で表現できる。

$$T_e = F_x \cdot r / i_{mn} / i_f \quad (2-7)$$

ここで、

m : 車両質量 [kg]、 V : 車両速度 [m/s]

μ_r : ころがり抵抗係数 [-]

Δm : 駆動機構の回転部分の慣性相当質量 [kg]

ρ : 空気密度 [kg/m³]、 a_x : 車両の前後加速度 [m/s²]

Cd : 空気抵抗係数 [-]、 g : 重力加速度 [m/s²]

A : 前面投影面積 [m²]

r : タイヤ半径 [m]、 i_f : 最終減速比

i_{mn} : 変速機のギア比 (ギア : n=1st、2nd、3rd、・・・)

なお、伝達効率、ころがり抵抗係数等に関しては、国土交通省作成の「ディーゼル重量車 (トラック、バス) 用車速変換プログラム」⁽²⁻⁵⁾で用いられる値を使用した。本検討においては、変速時のクラッチ接合による滑り損失は無視している。

本車両モデルの検証には、表 2-1 に示す 7 段ギアを備えた車両総重量 (GVW : Gross Vehicle Weight) 25,000kg のディーゼルトラックを選定し、車両半積載状態 (試験時車両重量 17,000kg : 車体 10,000kg + 積荷 (半積載) 7,000kg) で計算を行った。実際に供試車両をシャシダイナモメータ上で燃料消費率および排出ガス試験に用いられる JE05 モード (詳細は、3 章で述べる) を走行した際の車速、シフトパターン、トランスミッション直後の仕事率の測定結果を、計算結果と比較し図 2-6 に示す。

JE05 モードの一部分を示すが、本車両モデルの仕事率は実車の測定値を再現できている。変速時の仕事率には差異がわずかに認められるが、これはクラッチ滑りの有無による影響と考えられる。

Table 2-1 Vehicle Specification (Diesel Track)

Vehicle weight	16,995 kg
Transmission	7MT(11.472,6.854,3.753 2.275,1.623,1.256,1.000)
Final gear ratio	2.312
Tire size	265/70 R19.5

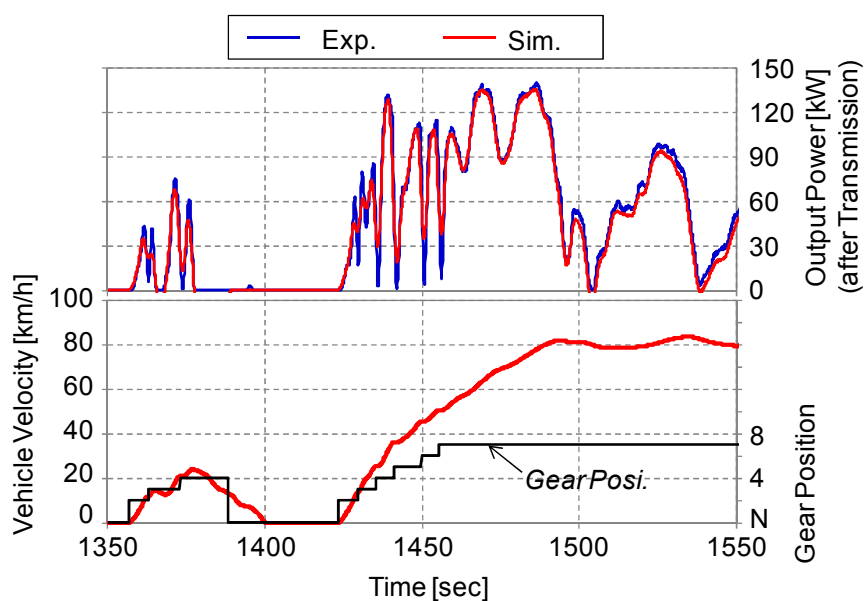


Fig.2-6 Validation of Vehicle Model (Diesel Truck)

次に、作成したディーゼルトラックの車両モデルを基に、電気自動車モデルに改良を行った。具体的には、変速機のギア比を固定した。

作成した電気自動車モデルの検証を行った。表 2-2 に示す非接触給電装置搭載ハイブリッドバスを対象とした。このバスは、プラグイン方式のハイブリッドバスである。図 2-7 に示すように実際の運行ルートで営業運転を行ったバスで、営業運行中は電気駆動で走行する。その電気走行時のデータを用いて、作成した電気自動車モデルを検証した。

図 2-8 に営業運行時のルートの一部区間における電力消費を比較するが、本車両モデルで実車の走行性能が再現できていることが分かった。

Table 2-2 Vehicle Specification (Plug-in Hybrid Bus)

Vehicle weight	12,130 kg
Max. load weight	3,465 kg
Passengers	63
Height × Width	3.285 × 2.490 m
Tire size	275/70 R22.5



Fig.2-7 Driving Root (Plug-in Hybrid Bus : EV Drive Mode)

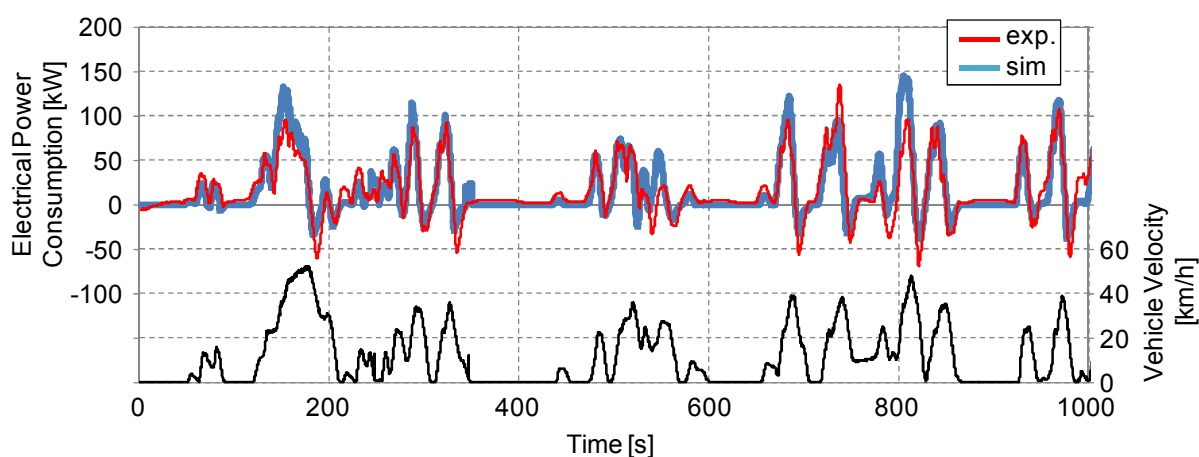


Fig.2-8 Validation of Vehicle Model (Plug-in Hybrid Bus : EV Drive Mode)

2.2.2. 電動化適用検討

作成した二つのモデル（ディーゼルトラックと電気自動車）を用いて、長距離貨物トラックの電動化適用を検討した。車両総重量 25,000kg の半積載状態（試験時車両重量：17,000kg）の車両条件のもと、都市間モードを走行し、燃料消費率および電力消費率を算出した。その各消費率を用いて航続距離 800km を確保するためには、

- ・ディーゼルトラック：約 170kg の燃料（軽油）搭載が必要
- ・電気トラック：約 10,000kg の電池搭載が必要（電費=1km/kWh 相当）

となった。ここで電気トラックに注目すると、走行に必要な約 10,000kg 相当の電池を余分に搭載するスペースがなく、車両として成立しないことが分かった。

以上の簡易計算より、長距離貨物トラックを全電気駆動方式（EV）で走行させることは不可能であり、現実的にはハイブリッド化が必要となる。

2.3. 長距離貨物トラックのハイブリッド化

2.3.1. 課題

長距離貨物トラックについては、2.2 で述べたとおり、ハイブリッド化の適用が望まれることが分かった。しかし、図 2-9 に示す通り、パラレル方式を採用する市販中型ハイブリッドトラック（車両総重量：8,000kg）が実路を走行する際、高速道路走行時は、従来ディーゼルトラックに比べて燃料消費率が悪化するとの報告結果が示されている^(2-6, 7)。

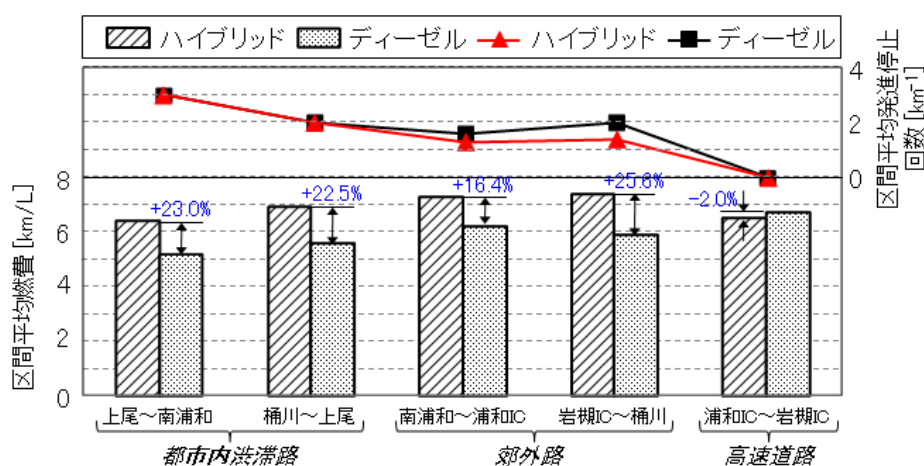


Fig.2-9 Field Survey of Driving Performances for Hybrid Truck (GWV=8,000kg) ^(2-6, 7)

Table 2-3 External View and Specification of Small-Duty Hybrid Truck



Vehicle weight	3,080 kg	
Max. load weight	2,000 kg	
Height × Width	2.290 × 2.180 m	
Tire radius	0.3607 m	
Gear ratio	1st	5.979
	2nd	3.434
	3rd	1.862
	4th	1.297
	5th	1.000
	6th	0.759
Final gear ratio	4.555	

その原因を把握するため、表 2-3 に示す市販の小型ハイブリッドトラック（車両総重量 5,000kg）を用いて、実路走行時の走行エネルギーおよび回生エネルギーの関係を調査した。

走行パターンは、認証試験時に用いられるシャシダイナモメータによる JE05 モード走行に加え、実路（市街地、郊外、高速）にて行った。実路の走行ルートを図 2-10(a)に示す。交通安全環境研究所_事務所（東京都）から JR 三鷹駅までを「市街地（三鷹）」、交通安全環境研究所_事務所から関越自動車道の練馬 IC までを「市街地（都内）」、練馬 IC から花園 IC までを「高速」、花園 IC から交通安全環境研究所_熊谷試験場（埼玉県）までを「郊外」とした。

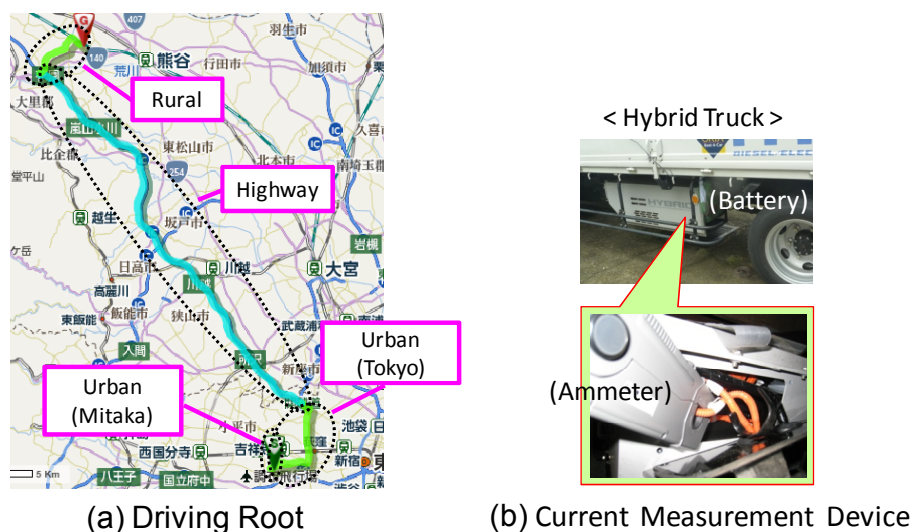


Fig.2-10 Driving Root & Measurement Device

評価指標は、走行中の車両状態を、図 2-11 に示すように「走行エネルギー収支比（Rate of Driving Energy）」および「電気エネルギー収支比（Rate of Battery Energy）」で表現した。

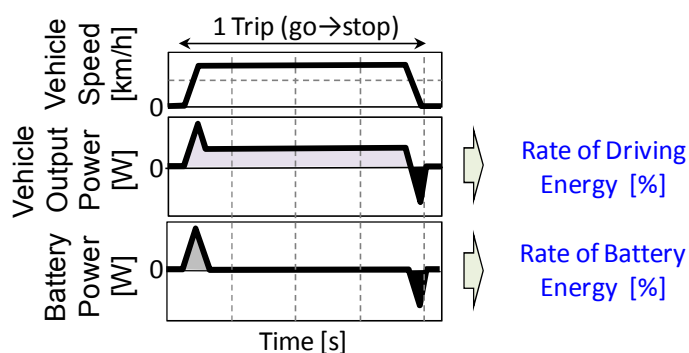


Fig.2-11 Image of Evaluation Index for Small-Duty Hybrid Truck

各エネルギー収支比を、式 (2-8) および式 (2-9) に示す。

$$\text{Rate of Driving Energy [\%]} = \frac{\{m \cdot a + R\} [\text{Minus}]}{\{m \cdot a + R\} [\text{Plus}]} \quad (2-8)$$

$$\text{Rate of Battery Energy [\%]} = \frac{P [\text{Regenerating}]}{P [\text{Motoring}]} \quad (2-9)$$

ここで、

m : 車両質量 [kg]、 a : 車両の前後加速度 [m/s^2]、 R : 走行抵抗 [N]

P : 駆動用バッテリー出力 [W]

走行エネルギー収支比とは、車両が走行する際に必要となる1トリップ毎の正または負の車両出力（運動エネルギーの式より算出）の比である。加速時や一定走行時に必要なエネルギーが減速時の回生エネルギーで補えた際は100%を示し、加速時や一定走行時に必要なエネルギーが大きいかまたは回生エネルギーが小さい場合は0%に近づく。一方、電気エネルギー収支比は、供試ハイブリッドトラックが搭載するバッテリーに設置した電流計（図2-10 (b) 参照）より取得した走行時のバッテリー電力の放電と充電の比である。放電と充電が等しい場合100%となり、100%よりも大きい場合は充電が多く、100%より小さい場合は放電が多いことを示す。

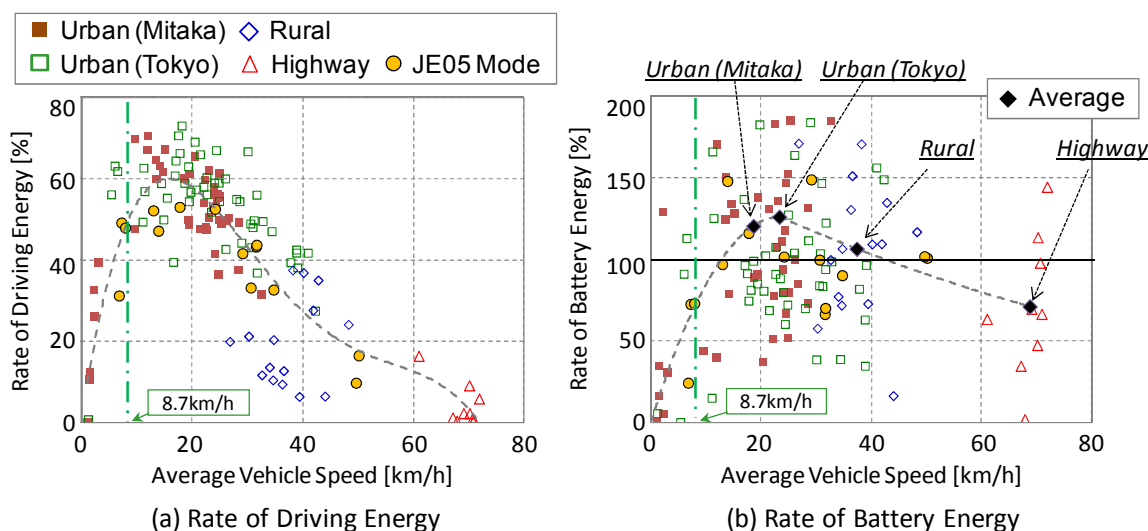


Fig.2-12 Rate of Driving Energy and Battery Energy at Driving Real Road

図 2-12 に、供試ハイブリッドトラックで走行した際の走行エネルギー収支比と電気エネルギー収支比を平均車速に対しそれぞれ示す。各走行区間における各プロットは、車両走行中の発進から停止までの 1 トリップ毎の解析結果である。実路走行時の走行エネルギー収支比に着目すると、発進後、平均車速 20km/h 付近で走行エネルギー収支比のピーク（約 60%）を迎え、車速が高速となるにつれ走行エネルギー収支比が減少し、70km/h で収支比がゼロとなった。JE05 モード走行時においても同様の関係が得られた。高速走行時に着目すると、電気エネルギー収支比の多くは 100%を下回り、走行エネルギー収支比は 5%程度である。つまり、走行時の減速機会が少ないため、回生エネルギーによる駆動バッテリーへの充電が困難な状態を示した。

2.3.2. 従来の研究

上記理由の通り、ハイブリッドトラックは、車両の発進停止が繰り返し行われる市街地および郊外路を走行する小型・中型クラスに限られており、長距離貨物トラックのハイブリッド化に関しては、車両としての実現性（各種性能や車両価格等）が劣ると考えられる。実際、長距離貨物ハイブリッドトラックは研究レベルに留まっており、市販された車両は未だない。

以下で、トラック、バス製造メーカーおよび研究機関が着手している長距離貨物トラックのハイブリッド化技術について紹介する。

① 日野自動車⁽²⁻⁸⁾

高速道路を主に走行する長距離貨物ハイブリッドトラック（車両総重量 25,000kg 級）に搭載するシステムを試作し、燃料消費率改善を図っている。搭載するハイブリッドシステムは、100kW 出力の車軸駆動用電動モータと 30kWh 容量のリチウムイオン電池であり、トランスミッションとリアアクスル間に車軸駆動用電動モータを設置し、高速走行時に効率の良いエンジン領域を使用できるように制御を行っている。実路走行の結果、従来の長距離貨物トラック（搭載エンジン 13L 相当）に比べ、ハイブリッド化で 12%、エンジン（搭載エンジン 9L 相当）の高効率化で 7.5%、エンジン排熱回収の搭載で 7.5%であり、計 27%の燃料消費率改善効果を確認している。ただし、高速走行時の走行状態や市街地、郊外との割合が不明、上記技術の切り分けが難しい等から、ハイブリッドシステム搭載による効果がどの程度得られているかが不明である。

② 三菱ふそうトラック・バス^(2-9, 10)

長距離貨物ハイブリッドトラック（車両総重量 25,000kg 級）の燃料消費率改善を目指した研究開発が進められている。試作した長距離貨物ハイブリッドトラックは、エンジンやギア比は従来の長距離貨物トラックと同等の仕様で、そこに試作したハイブリッドシステムを追

加したものである。この試作車両で東名高速道路を実際に走行した結果、約 10%の燃料消費率改善効果を得た。しかし、搭載している駆動用バッテリーや車軸駆動用電動モータの仕様は明らかにされておらず、ハイブリッド制御に関しては上り坂でモータアシスト制御を行い、下り坂で回生制御を行うとのことであったが、詳細な制御方法については不明である。

③ Oak Ridge National Laboratory ⁽²⁻¹¹⁾

排気量 15L のディーゼルエンジン (ISX 475、Cummins 製) を搭載したクラス 8 トラック (車両総重量 35,000kg 級) の車両モデルを用いて、高速道路 (HHDDT65 (Heavy Heavy-Duty Diesel Truck cycle) サイクル、FDHDT (Freeway Dominant Heavy Duty Truck) サイクル) 走行時の燃料消費率を、シミュレーションを用いて検討した。供試車両のパワートレイン構成は、従来の長距離貨物トラック、パラレル方式およびシリーズ方式の長距離貨物ハイブリッドトラックである。計算結果として、シリーズ方式の長距離貨物ハイブリッドトラックの燃料消費率は、従来の長距離貨物トラックよりも悪化する結果であった。また、パラレル方式の長距離貨物ハイブリッドトラックは、従来の長距離貨物トラックに比べ、燃焼消費率が 5~7%の改善であった。この原因としては、高速道路走行時の回生エネルギーの取得が困難なこと、車軸駆動用電動モータや駆動用バッテリーが大型化し、車両重量が増加することが挙げられる。この結果を受け、長距離貨物トラックの大幅な燃料消費率改善には、空力抵抗と転がり抵抗を低減する必要があることが示された。

④ National Renewable Energy Laboratory ⁽²⁻¹²⁾

クラス 7 トラック (車両総重量 32,000kg 級) で市販されている従来の長距離貨物トラックと長距離貨物ハイブリッドトラックの燃料消費率を、シャシダイナモメータを使用し調査した。CARB HHDDT (California Air Resources Board Heavy Heavy-Duty Diesel Truck) の駆動サイクルで約 4%悪化した結果が示された。この原因は、HHDDT サイクルが定常状態の高速走行となるため、駆動用バッテリーに回生する機会がほぼないことが原因として挙げられた。

2.3.3. 燃料消費率改善の目標値

上記の通り、現在研究開発されているハイブリッド化技術の多くは、図 2-13 (a) に示すような車軸 (駆動軸) アシスト型である。しかし、この方式を搭載する長距離貨物ハイブリッドトラックは、高速道路走行時に減速エネルギーが回生できないことが原因で、ハイブリッド化による燃料消費率改善効果が得られにくいことが確認された。そこで車軸アシスト型に代わる新たなハイブリッド化技術の提案が必要である。

そこで、図 2-13 (b) に示すように、駆動軸から回生した電力を「補機類」に、具体的には、エンジン仕事をアシストする電動過給機で使用する。このコンセプトは 1 章で詳細に述べた通りで、電動過給機と車軸駆動用電動モータを組み合わせることで、高速走行中に回生した少ないエネルギーを有効に使うことができ、燃料消費率の改善が可能になると考える。

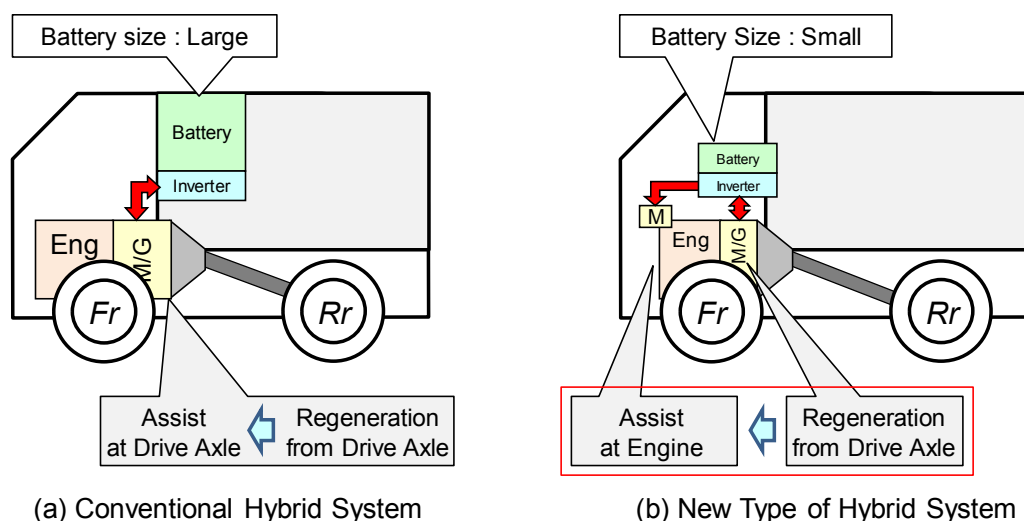


Fig.2-13 Technical Approach to Problem-Solving

最後に、電動過給機と車軸駆動用電動モータを採用した車両における燃料消費率改善効果を推定した。表 2-4 に文献から得られた燃料消費率改善技術とその改善効果を整理した^(2-13, 14, 15, 16, 17)。エンジンダウンサイジング化により 6%程度の改善、電動過給機との組み合わせで最大 10%の改善が見込める。他に、エンジンの高効率化により 5.5%の改善、各補機類の電動化で 5%以上の改善が見込め、これら技術効果により合計で 26%程度の改善が可能と考えられる。

Table 2-4 Improvement Effect of Fuel Economy by Adopting High-Efficiency Engine and Electrical Auxiliary Machine ^(2-13, 14, 15, 16, 17)

Item	Improvement of Fuel Efficiency [%]
Downsizing	6 ~
Electrical Supercharger	5 ~ 10
Electrical Intake/Exhaust Valve + High Expansion Ratio Engine	5.5
Electrical Accessories	Power-steering: 3~5% Air-conditioner: 1~2% Water-pump: 2%

本研究では、エンジンのダウンサイジング化、電動過給機を組み合わせた技術を対象とすることから、従来の長距離貨物トラックに比べ約 20%の燃料消費率改善を目指すこととした。

2.4. まとめ

長距離貨物トラックの燃料消費率改善に対する電動化のアプローチを示した。具体的には、現在市販化されている乗用車クラスの電動化技術（ハイブリッド化技術）、および長距離貨物トラックの電動化に対する従来の研究について要約し、電動化技術に関する知見を整理した。それを受けて、本研究で取り組む長距離貨物トラックの燃料消費率改善に適する電動化技術について記述した。得られた知見を以下にまとめる。

- ① エンジン車両の燃料消費率を改善するためには、エンジンの熱効率が悪い領域は車軸駆動用電動モータを使用して充電やアシストを制御し、効率の良いエンジン動作ラインや動作領域で運転させることである。
- ② Well to Wheel の CO₂ 排出量の観点より、航続距離が 400km までは電気自動車に優位性があるが、それ以上の距離はエンジンを搭載するプラグインハイブリッド車両やハイブリッド車両が有利である。
- ③ 高速道路を主に走行する長距離貨物ハイブリッドトラックは、走行時に減速エネルギーによる駆動用バッテリーへの充電が困難であるため、従来ハイブリッド化技術に小電力駆動が可能な電動過給機を組み合わせることが有望である。

参考文献

- (2-1) 清水健一, “ハイブリッド車の技術動向と展望”, 季報エネルギー総合工学, 第 30 巻, 第 1 号, pp.37-47 (2007).

- (2-2) 為乗浩司, “車両電動化のグローバル動向と車載バッテリー技術の取り組み”, 自動車技術会講習会 (補足資料), No.16-17, pp.48-54 (2018).
- (2-3) 阿部眞一, “HEV, PHEV システム設計の最新動向”, 自動車技術会講習会 (補足資料), No.16-17, pp.1-12 (2018).
- (2-4) 日経 Automotive, “2040年のクルマ徹底予測”, 日経 BP 社, No.2, pp.54-57 (2018).
- (2-5) 国土交通省, “燃料消費率試験 (重量車) ”, TRIAS99-007-01.
- (2-6) Y. Takada, S. Ueki, A. Saito, “Study on Fuel Economy and NOx Emissions of Medium Duty Hybrid Truck in Real Traffic Conditions”, SAE Technical Paper, 2004-01-1086 (2004).
- (2-7) Y. Takada, S. Ueki, A. Saito, “Investigation into Fuel Economy and NOx Emissions of Light Duty Hybrid Truck in Real Traffic Conditions”, SAE Technical Paper, 2005-01-0265 (2005).
- (2-8) 町田耕一, 安井博文, 益田哲, 中島大, 濱口孝一, 飯窪将太郎, 古川卓俊, 佐藤信也, 津曲英行, 川田吉弘, “大型トラック用 HEV システムの研究”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.147-13, No.20135797, pp.11-14 (2013).
- (2-9) 高橋英行, 古宅史和, 佐川晋也, 赤尾圭一, 石井源一郎, “大型 HEV トラックの高速走行における燃費改善可能性の検討”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.147-13, No.20135889, pp.15-18 (2013).
- (2-10) 高橋英行, 山田純一, 田邊圭樹, 近藤暢宏, 北清琢也, 石井源一郎, “重量車 HEV システムの最適エネルギーマネジメント構築に向けた燃費改善ポテンシャルの基礎解析”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.117-14, No.20145855, pp.15-18 (2014).
- (2-11) Z. Gao, C. Finney, C. Daw, T. J. LaClair, D. Smith, “Comparative Study of Hybrid Powertrains on Fuel Saving, Emissions, and Component Energy Loss in HD Trucks”, SAE Journal Paper, 2014-01-2326 (2014).
- (2-12) J. Burton, K. Walkowicz, P. Sindler, A. Duran, “In-Use and Vehicle Dynamometer Evaluation and Comparison of Class 7 Hybrid Electric and Conventional Diesel Delivery Trucks”, SAE Journal Paper, 2013-01-2468 (2013).
- (2-13) 日経 Automotive, “燃費のための過給エンジン”, 日経 BP 社, No.9, pp.38-55 (2010).
- (2-14) U. Hopmann, M. C. Algrain, “Diesel Engine Electric Turbo Compound Technology”, SAE Technical Paper, 2003-01-2294 (2003).
- (2-15) F. Millo, F. Mallamo, E. Pautasso, G. G. Mego, “The Potential of Electric Exhaust Gas Turbocharging for HD Diesel Engines”, SAE Technical Paper, 2006-01-0437 (2006).

- (2-16) 北畠亮, 港明彦, 犬飼直樹, 島崎直基, “多気筒カムレスエンジンを用いた燃費・排出ガスの同時低減”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.105-10, No.20105638, pp.17-22 (2010).
- (2-17) 石井潤市, 岡田隆, 小関満, 大須賀稔, 宮崎英樹, 谷越浩一郎, “自動車における CO2 削減技術”, 日立評論, Vol.90, No.5, pp.34-39 (2008).

第3章 新方式ハイブリッドシステムのコンセプト

高電圧駆動型電動過給機を組み合わせた新方式ハイブリッドシステムを構築し、当該システムを用いた車両総重量 25,000kg の長距離貨物トラックの燃料消費率を、既存の長距離貨物トラックに比べ 20% 程度向上させることを目標とした。

3.1. 設定条件

3.1.1. ベース車両

本研究で想定する車両は、「高効率エンジン+多段ミッション（12 段）による燃料消費率代表車型」の一般輸送用途の量産カーゴ車をベース車両として選定した。車両諸元を表 3-1 に、車両外観（イメージ）を図 3-1 に示す。

Table 3-1 Test Vehicle Specification

Gross vehicle weight	25,000 kg
Engine	11L (279kW/380ps)
Transmission	12 gear (AMT)
Final gear ratio	3.181



Fig.3-1 External View of Test Vehicle (Image)

3.1.2. 走行モード

日本では、車両総重量 3,500kg 超の車両の燃料消費率を評価する走行モードとして、都市内走行モードと都市間走行モードが規定されている⁽³⁻¹⁾。そして、この燃料消費率の基準は両モードを走行利用割合で合算したコンバインドモードで評価する。本検討では、トラック、バス等の使用実態を反映している「都市内走行モード (JE05 モード)」、「都市間走行モード (高速モード)」および「コンバインドモード」を、評価用モードとして使用した。

①都市内走行モード (JE05 モード)

渋滞路や都市内高速の走行を含む都市内走行を模擬した走行モードで、平均車速が 27.3km/h、走行時間が 1830 秒である。図 3-2 に走行モードを示す。

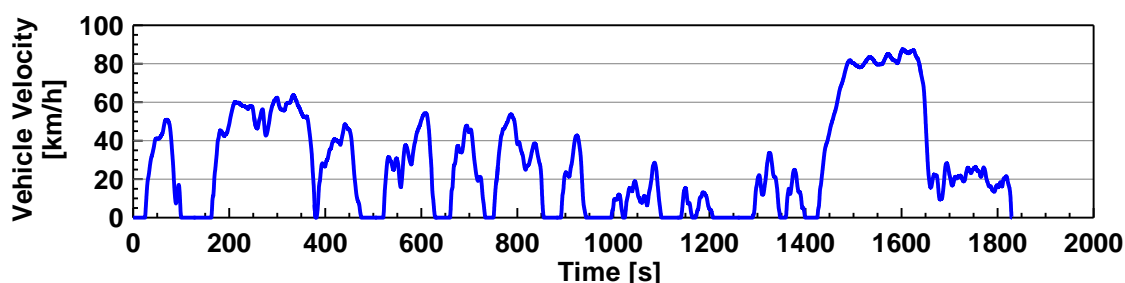


Fig.3-2 In-City Mode (JE05)

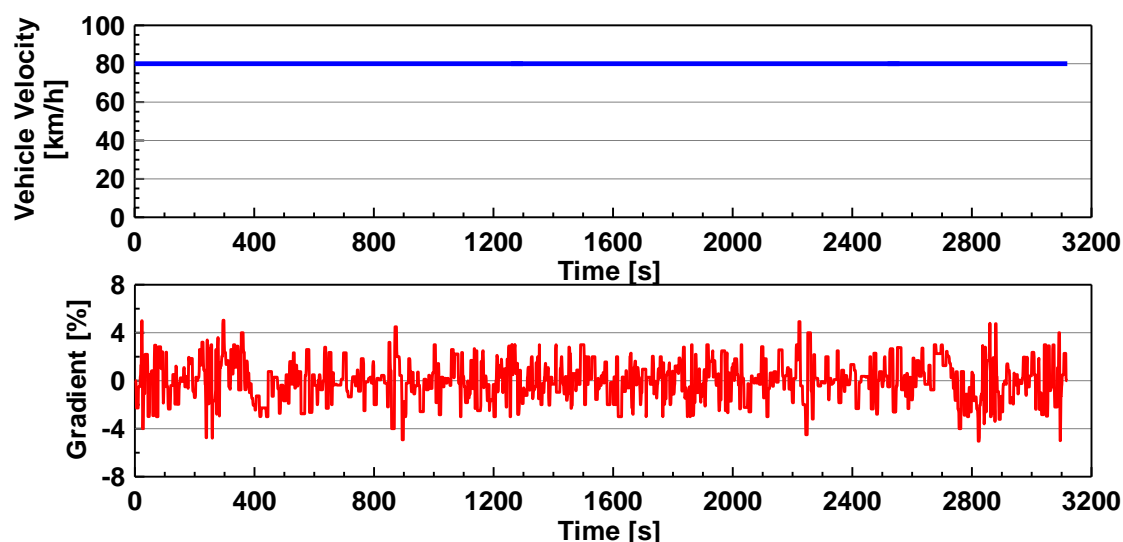


Fig.3-3 Intercity Mode

②都市間走行モード（高速モード）

長距離貨物トラックの走行割合が最も多い東名高速道路の縦断勾配（上り坂、下り坂）を模擬したモードで、80km/h 一定速で走行する。走行時間は3100秒である。図3-3に走行モードを示す。

3.2. 燃料消費率改善コンセプト

3.2.1. 概要

本研究で対象とするハイブリッドシステムの概要を図3-4に示す。パラレルハイブリッド方式を採用し、エンジン、クラッチ、車軸駆動用電動モータ、トランスミッション、ディファレンシャルギアをインライン上に設置する。

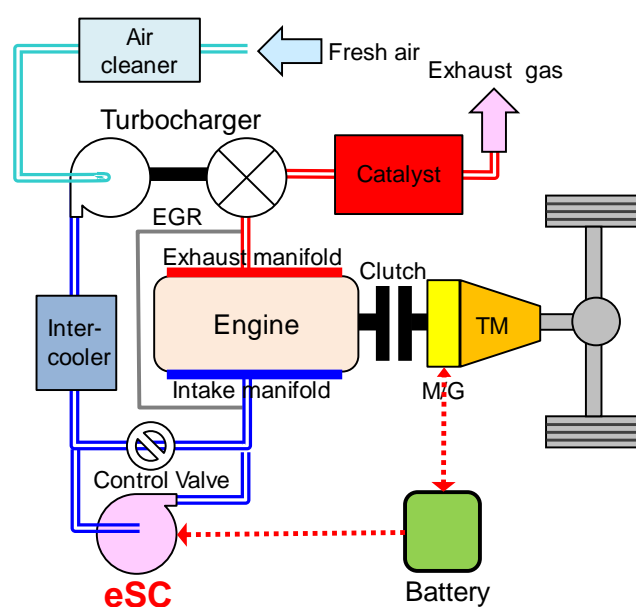


Fig.3-4 New Type of Hybrid System

エンジンは、本体の正味熱効率向上を狙いとして高トルク化したダウンサイズエンジン（小排気量エンジン）を選定した。このエンジン本体のみで長距離貨物トラック（車両総重量25,000kg）を運転させるためには、エンジン低回転使用時および過渡運転時（主として発進・加速時）に、大幅な動力性能不足（トルク不足）が発生する。そこで、車軸駆動用電動モータに対して大幅に少ない電気エネルギーで、エンジン回転とは独立して所要の空気量（過給圧力）が確保できる電動過給機を組み合わせ、不足するトルクの解決を図る。すなわち、高速

走行中に減速エネルギーの回生により駆動用バッテリーへ蓄えられた電気エネルギーを活用して、電動過給機を作動させることで十分な空気量を得て、ダウンサイズエンジンの低速トルクを補完し、大排気量エンジン並みの実用トルクを得ることを狙いとする。

また、車軸駆動用電動モータと電動過給機への走行トルクの配分に関しては、バッテリーエネルギーを有効に使用できるように両者の電力量を常時監視し、最適化を図る制御を取り入れた。

3.2.2. 方策

以下に示す方策により、長距離貨物トラックの燃料消費率の改善を目指す。

- エンジンのダウンサイズ (図 3-5 の①)

比較対象車両が搭載する排気量 11L エンジン (DE11) から、排気量 5L エンジン (DE5) にダウンサイズすることで、機械損失の大幅な低減を図る。

- 電動過給機の採用 (図 3-5 の②)

DE5 のエンジン低回転時のトルクを電動過給機で増大させ、排気量 7L (DE7) 相当のトルクを確保する。

- 車軸駆動用電動モータによるアシスト (ハイブリッド化) (図 3-5 の③)

排気量 5L (DE5) にダウンサイズしたことによる走行トルク不足分を、車軸駆動用電動モータでアシストすることで、DE11 並みの駆動力を確保する。

- 電動過給機および車軸駆動用電動モータの駆動エネルギーの供給 (図 3-5 の②、③)

電動過給機および車軸駆動用電動モータの駆動エネルギーは、ブレーキ時に回生される電気エネルギーを活用する。駆動エネルギーが不足した際には、エンジン発電による電気エネルギーを活用する。

- アイドリングストップ機能の付加 (図 3-5 の④)

従来のハイブリッド化技術の一つであるアイドリングストップを働かせ、車両停車時の燃料消費を削減する。

- 最終減速比の最適化 (図 3-6 の⑤)

エンジン運転点を低回転側に集中させ、エンジン低回転域に発生する高効率点で運転する。

- 車軸駆動用電動モータと電動過給機を用いたハイブリッド制御の最適化 (図 3-6 の⑥)

エンジンの高効率点で運転できるように電動過給機を稼働させ、同時に車軸駆動用電動モータを使ってアシストと発電を行う。

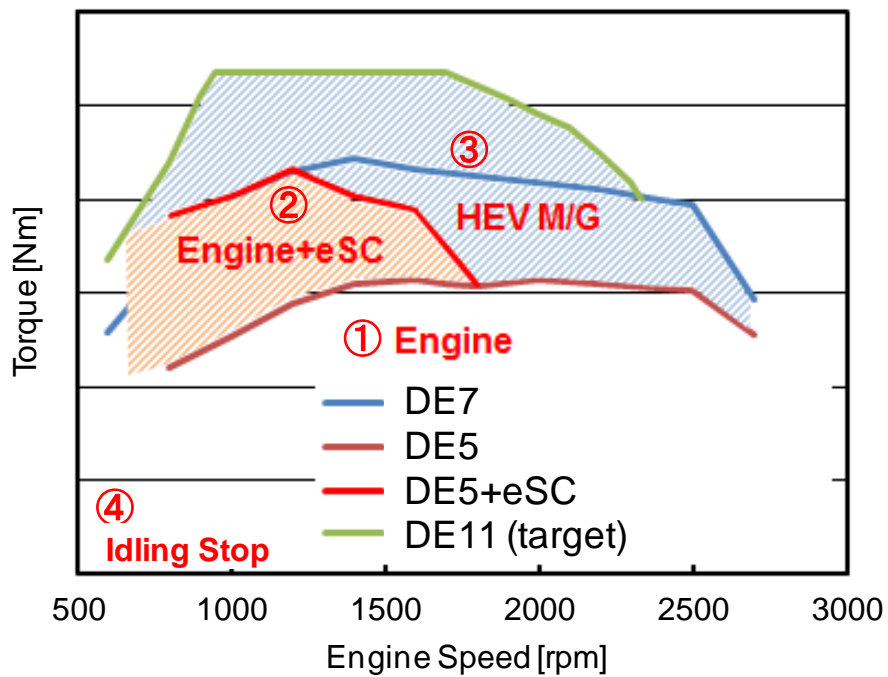


Fig.3-5 Approach of Improvement of Fuel Efficiency

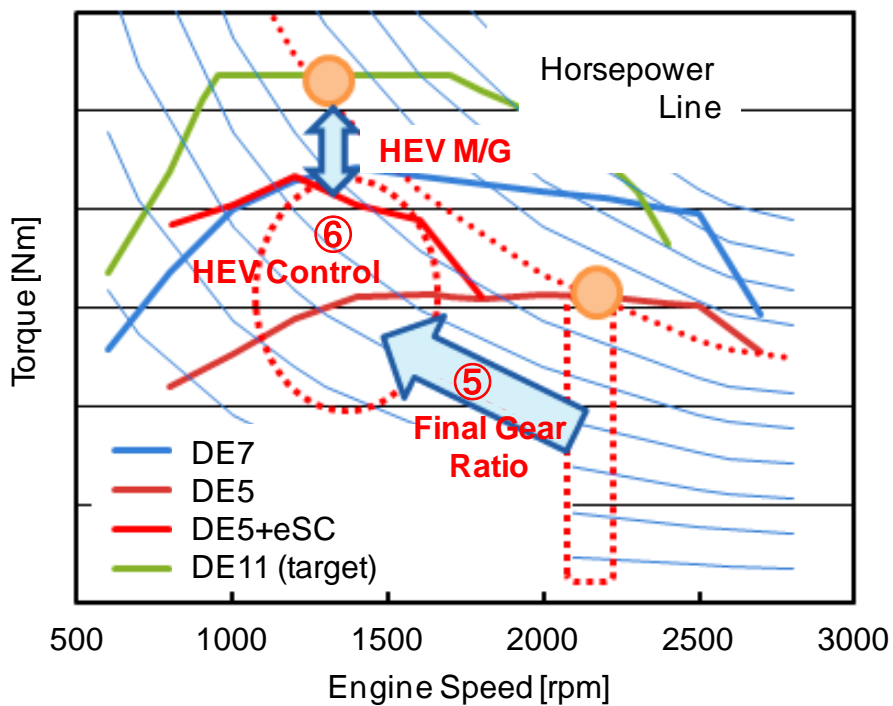


Fig.3-6 Target Torque of New Type of Hybrid System

3.3. 搭載技術アイテム

3.3.1. 小排気量エンジン（ダウンサイジング）

新方式ハイブリッドシステムに搭載するエンジンは、小排気量化（ダウンサイジング）を前提とする。そこで、下記①、②を考慮した際に適用可能なエンジンを検討した。

- ①日本市場の環境に適合したエンジン燃効率が高いディーゼルエンジンであること
- ②実績のある実在量産ディーゼルエンジンであること

これらの要件に適合するエンジンとして、表 3-2 に示す排気量 4.7L の小排気量エンジン（DE5、UD トラックス製）を選定した^(3-2, 3)。エンジンの外観図を図 3-7 に、エンジン性能曲線を図 3-8 に示す⁽³⁻³⁾。最高出力 158kW/2500rpm、最高トルク 628Nm/1400rpm を発生する。排出ガス処理装置等の搭載により、平成 22 年排出ガス規制（ポスト新長期）に適合している。今回比較対象とする従来長距離貨物トラックは、排気量 11L の大排気量エンジン（DE11、UD トラックス製）を搭載している。

Table 3-2 Engine Specification^(3-2, 3)

	DE11	DE7	DE5
Type	4 cycle / Direct Injection / Intercooler turbocharger		
Cylinder	6	6	4
Bore × Stroke	123 × 152 mm	110 × 123 mm	110 × 123 mm
Compression ratio	16.0	17.5	17.5
Displacement	10,836 cc	7,013 cc	4,675 cc
Max. Torque	1,716 Nm / 1,200 rpm	883 Nm / 1,400 rpm	628 Nm / 1,400 rpm
Max. Power	279 kW / 1,800 rpm	206 kW / 2,500 rpm	158 kW / 2,500 rpm



Fig.3-7 External View of Engine (Left Side : DE11, Right Side : DE5)⁽³⁻³⁾

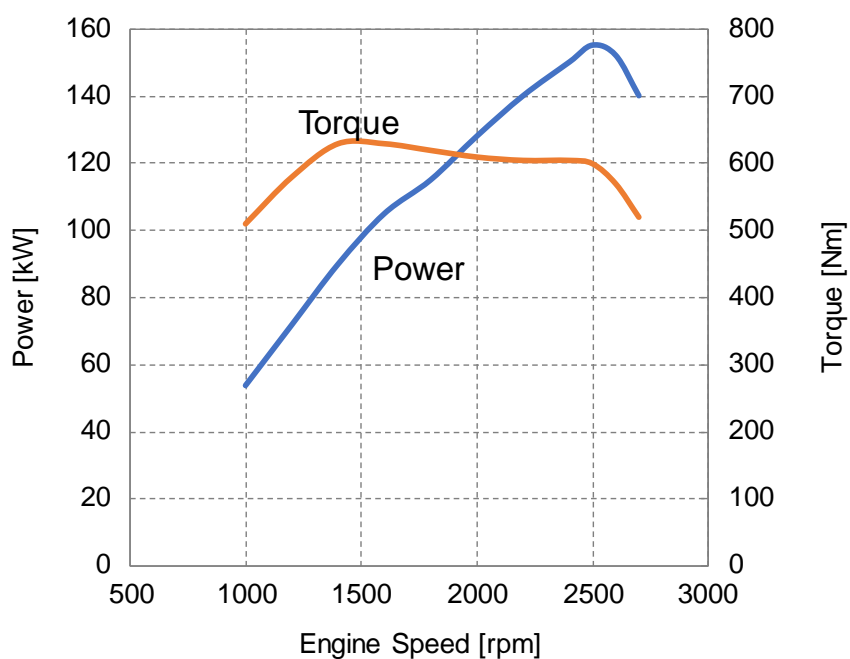


Fig.3-8 Torque and Power of Test Engine (DE5) ⁽³⁻³⁾

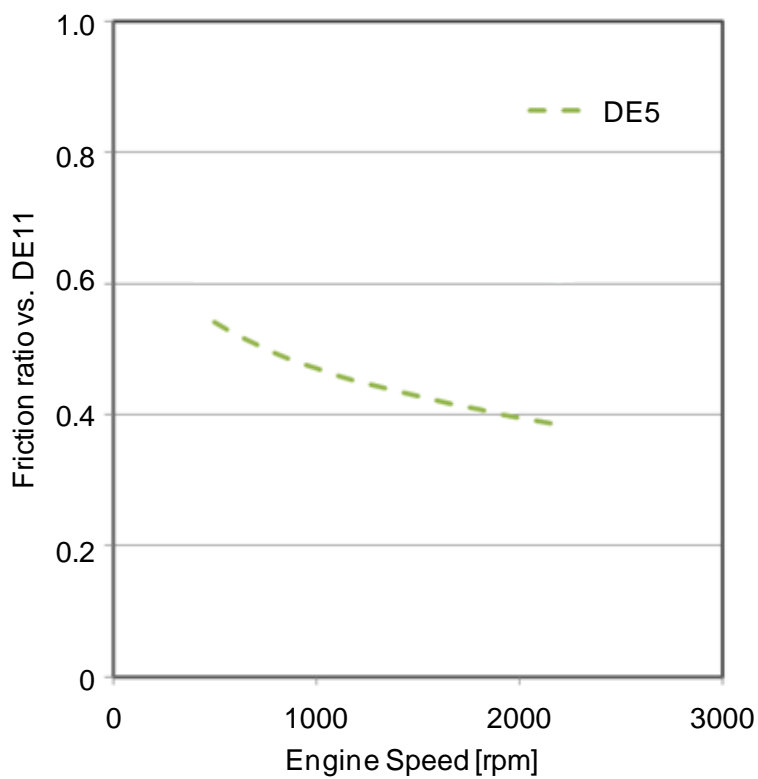


Fig.3-9 Comparison of Engine Friction (Baseline : DE11=1.0)

一般に、エンジンのダウンサイズ化により機械損失の大幅な低減が図れる。図 3-9 に示すように、対象車両搭載エンジンである DE11 に対し、DE5 では 0.4~0.55 (DE11 を 1.0 とした場合) となる。これに、電動過給機によりエンジン筒内圧力をさらに高めれば、相対的なフリクションの低減が図れ、正味熱効率の向上が可能となる。

3.3.2. 電動過給機システム

電動過給機の設置位置は、エンジン性能の改善がより望め、モータ等への熱害 (温度) にも対応できるよう、インタークーラ下流側とした。

小排気量エンジンを適用した際、従来ターボチャージャでは、特に低速・高負荷運転領域の過給応答性が不足すると考えられる。そこで、このような運転領域では、図 3-10 に示すように、バイパス路に設置するコントロールバルブを閉じると共に、電動過給機を作動させることで、従来ターボチャージャのコンプレッサ下流側の過給圧を高め、過渡的な応答性の改善を狙う^(3,4)。このような作動は、車両の発進時にエンジンを低回転・高負荷で運転する際に十分なトルクを得るために必要と考えられる。また、それ以外的高速運転領域においては、コントロールバルブを開くと共に、電動過給機を作動を停止させ、通常のエンジン同様の作動とする。

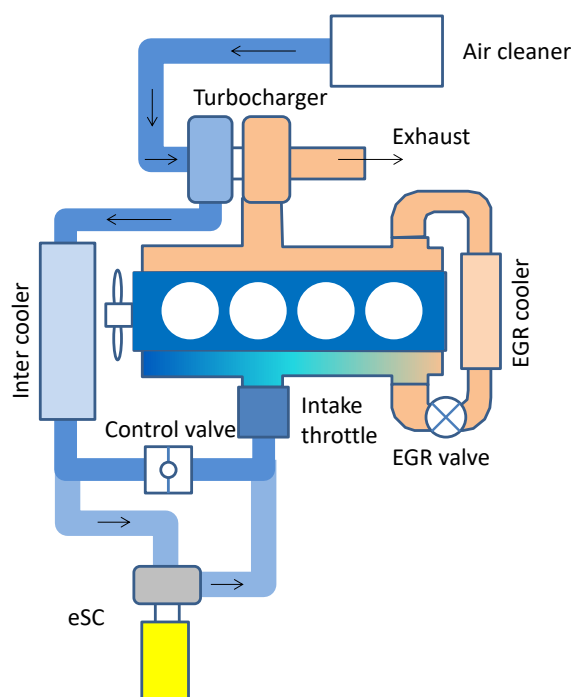


Fig.3-10 Layout of DE5 Mounted Electrical Supercharger
(Electrical Supercharge: Operating)

3.3.3. 車軸駆動用電動モータ

電動過給機を追加して低速トルクの確保を図ったとしても、単純なエンジンダウンサイズだけでは、エンジンの運転領域が高回転域の燃料消費率の悪い領域まで及ぶことから、十分な燃料消費率改善効果が得られない。そこで、車軸駆動用電動モータによる高負荷運転領域におけるパワーアシスト（ハイブリッド化）が燃料消費率改善に寄与できるものと考えた。

車軸駆動用電動モータの容量について簡単な机上検討を行った。図 3-11 に、電動過給機付 DE5 に車軸駆動用電動モータを組み合わせた場合に想定されるトルク特性を示す。電動過給機によるトルク増大については、文献を参考にし、低回転側のトルクが大幅に増大できると想定した⁽³⁻⁵⁾。対象車両並みの 280kW の出力を得るには、DE5 本来のトルクに、低回転域で電動過給機によるトルクアップを付加し、高負荷域で最大 120kW の車軸駆動用電動モータによるアシストを加える必要がある。ただし、電動過給機のトルク増加がさらに上昇した場合は、車軸駆動用電動モータの設定出力を低下することが可能になる。

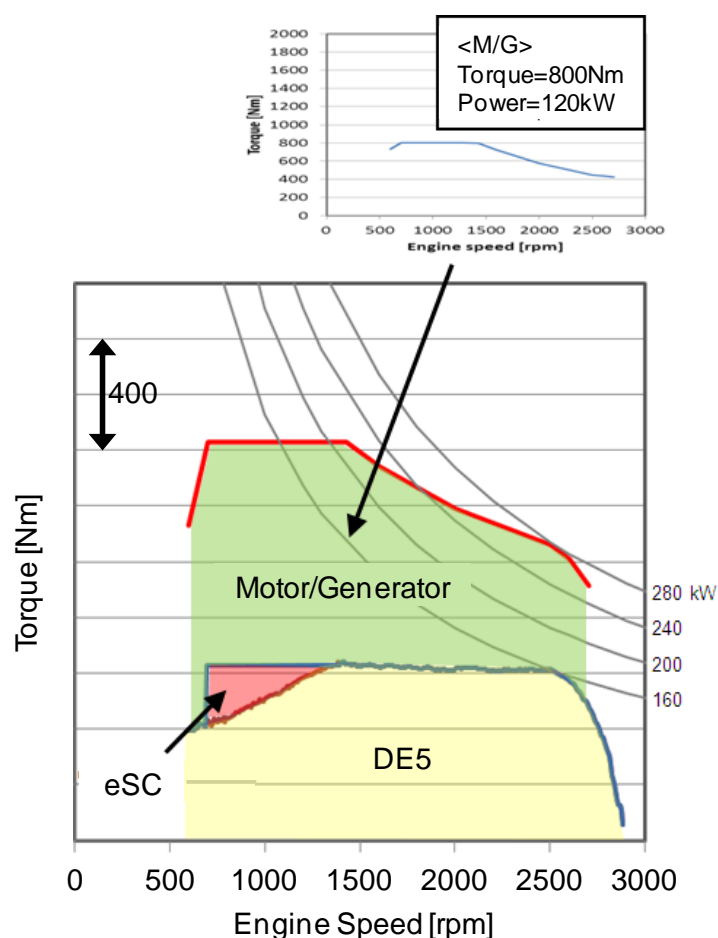


Fig.3-11 Torque Performance at Combination Electrical Supercharger and Motor (120kW)

3.3.4. 最終減速比

最終減速比を小さくするほどエンジンの使用回転域を狭めることができる。最少となる燃料消費率の領域をカバーできるように最終減速比を適合させれば、燃料消費率が改善できるものと考えた。一方で、最終減速比を小さくすれば、エンジンの低回転域に使用領域が集中し、十分な発進駆動力が得られなくなる。

そこで、図 3-11 で設定した「電動過給機付小排気量エンジン (DE5) +120kW 車軸駆動用電動モータ」のシステムで、最終減速比を変更した際のエンジン動作領域について簡単な机上検討を行った。対象とする電動過給機付 DE5 を搭載したトラックの半積載状態 (16,585kg) で JE05 モードを走行した際のエンジン動作領域を図 3-12 に示す。最終減速比を小さくするほど使用回転域が狭まることが確認され、最終減速比=3.888 における作動点は 1,300rpm 付近に集中している。最終減速比の選定においては、上記事項を考慮するとともに、駆動力が不足しないよう、バッテリーエネルギーを調整する必要がある。

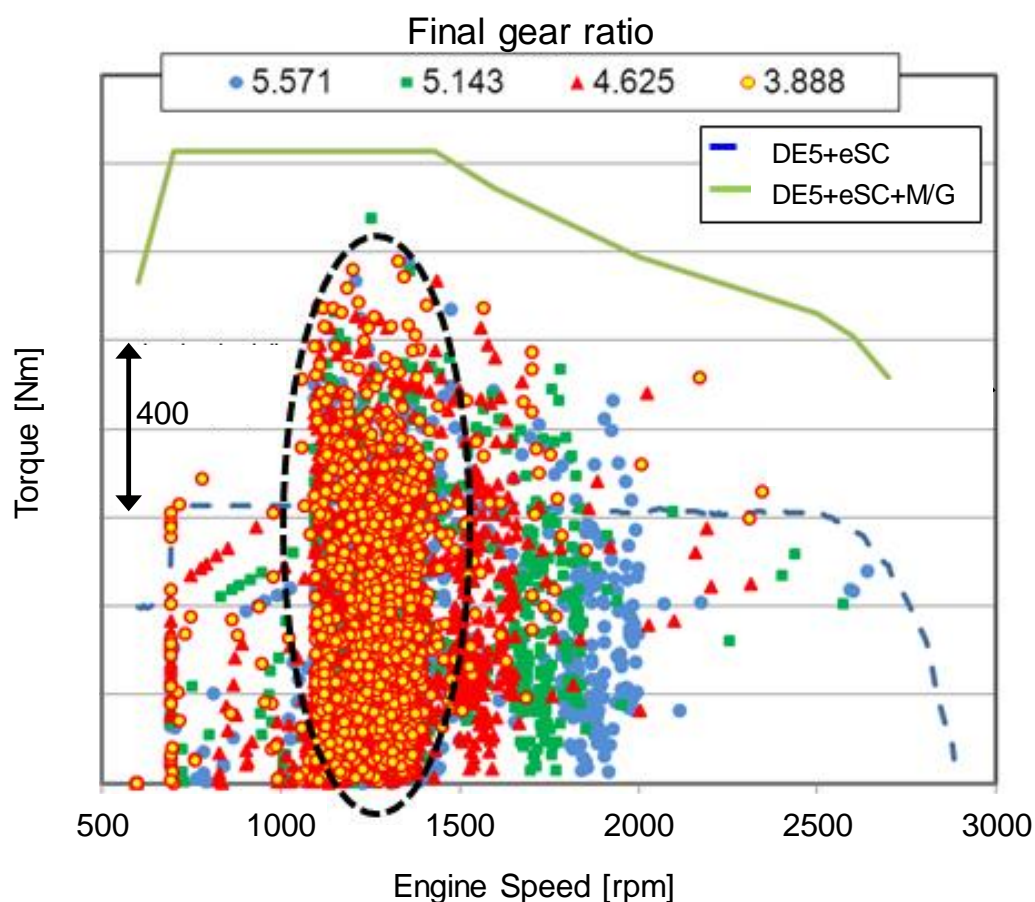


Fig.3-12 Effect of Final Gear Ratio (JE05, Half Load)

3.3.5. ハイブリッド制御

熱効率の良いエンジン運転領域（エンジン最適効率曲線上）を積極的に使用するために、その曲線上でエンジンが稼働するよう、図 3-13 に示すように車軸駆動用電動モータで充電およびアシストする制御^(3-6,7,8)を構築する。

さらに、従来ターボチャージャでエンジンが十分な過給圧力を得ることが難しい過渡運転領域においては、駆動用バッテリーより供給される電気エネルギーにより電動過給機を作動させ、十分な給気圧力のアシストを得ることで、小排気量エンジンの低回転数、高負荷領域でも十分なトルクを確保する。それ以外の運転状態では、電動過給機の駆動を休止させ、従来ターボチャージャのみの稼働とし、通常運転に適した過給圧力を得ることを想定している。

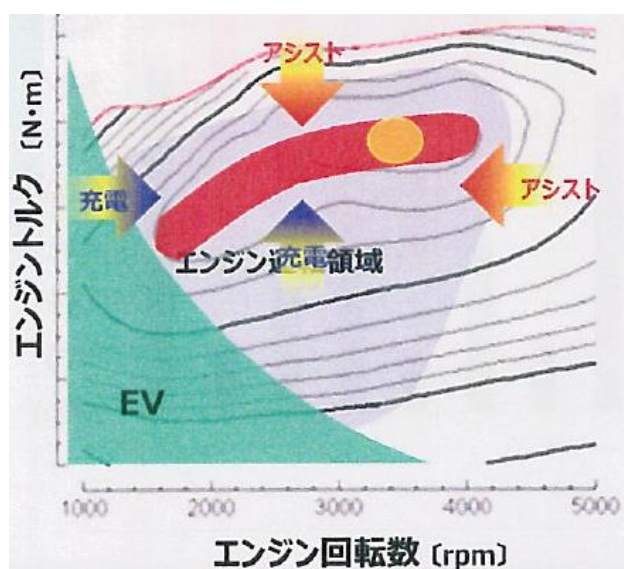


Fig.3-13 Operation of Best Fuel Consumption Curve⁽³⁻⁸⁾

3.4. まとめ

長距離貨物ハイブリッドトラックに織り込む技術アイテムについて検討を行い、それら技術を組み合わせた新方式ハイブリッドシステムについて紹介を行った。それを受け、電動過給機を組み合わせた新方式ハイブリッドシステムを搭載した長距離貨物ハイブリッドトラックの燃料消費率を、従来の長距離貨物トラックに比べ 20%程度向上させる目標を設定した。以下に、燃料消費率改善の方策を示す。

- ① エンジンのダウンサイズ（排気量 11L（DE11）から 5L（DE5）へ）。

- ② 電動過給機による DE5 のエンジン低回転時のトルク増大。
- ③ 車軸駆動用電動モータによるトルクアシスト（ハイブリッド化）。
- ④ 電動過給機および車軸駆動用電動モータの駆動には、ブレーキエネルギーの回生で得られた電気エネルギーを活用し、不足分については、エンジン発電による電気エネルギーを活用。
- ⑤ アイドリングストップ機能の付加。
- ⑥ 最終減速比の最適化。
- ⑦ エンジンの高効率領域でエンジンが稼働するよう、車軸駆動用電動モータによる充電およびアシスト制御。

参考文献

- (3-1) 総合資源エネルギー調査会，省エネルギー基準部会，重量車判断基準小委員会・重量車燃費基準検討会，“最終とりまとめ” (2005).
- (3-2) 自動車技術会，“第42回東京モーターショー2011への出展について～UDトラックス”
< <http://guide.jsae.or.jp/topics/14408/>>
- (3-3) UDトラックス，< <https://www.udtrucks.com/ja-jp/home>>
- (3-4) 日経 Automotive，“走るソフトウェア（過給は可変か電動か）”，日経 BP 社，No.9，pp.68-74 (2017).
- (3-5) 安秉一，山下幸生，“超高速モータ付き電動スーパーチャージャの開発”，自動車技術，Vol.65，No.11，pp.102-103 (2011).
- (3-6) O.Dingle, J.Ross, I.Trivic, N.Cavina, M.Rioli, “Model-Based Assessment of Hybrid Powertrain Solutions”, SAE Technical Paper, 2011-24-0070 (2011).
- (3-7) 須永義弘，“新開発 2 モータハイブリッドシステム用パワートレインシステム制御の開発”，自動車技術会学術講演会前刷集，20135873，pp.1-4 (2013).
- (3-8) 為乗浩司，“車両電動化のグローバル動向と車載バッテリー技術の取り組み”，自動車技術会講習会（補足資料），No.16-17，pp.48-54 (2018).

第4章 新方式ハイブリッドシステム用 電動過給機の設計

4.1. 電動過給装置の基礎評価

4.1.1. ターボシステムの適用検討

既存のエンジンに適用可能な各種過給システムの長所、短所を比較し、その損失評価を図4-1に、まとめた一覧表を表4-1に示す⁽⁴⁻¹⁾。

既存のディーゼルエンジンに対し、大幅な改良を加えることなく低速トルク向上と高出力化を両立させ、過渡応答性向上にも優れた過給システムとして「電動コンプレッサ+ターボチャージャ」および「可変2ステージターボチャージャ」の優位性が確認できる。

0 : VGターボがベース
 + : ベースに比べて有利
 - : ベースに比べて不利

過給方式	低速トルク (応答性)	定格出力	排出ガス	コスト	搭載性	技術課題
VGターボ 	0	0	0	0	0	0
可変コンプレッサ付き VGターボ 	+	0	0	-	0	--
機械式過給機(S/C) +ターボ 	+++	0	0	--	--	--
電動コンプレッサ +ターボ 	+++	+	+	--	-	--
可変2ステージ ターボ 	++	+	+	-	-	0

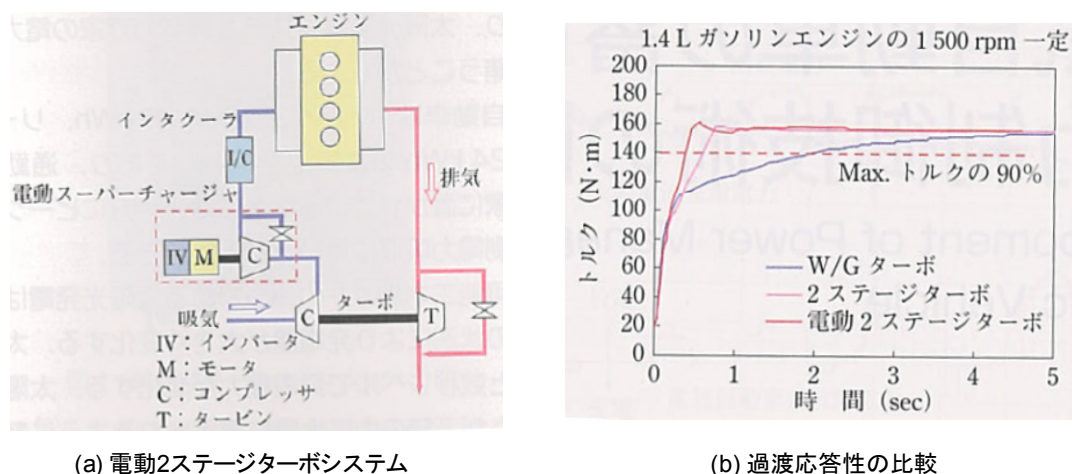
Fig.4-1 Assessment of Variable Turbo Charging System ⁽⁴⁻¹⁾

Table 4-1 Comparison of Variable Turbo Charging System (4-1)

過給システム	長所	短所
可変コンプレッサ付き VG ターボ	<ul style="list-style-type: none"> 低速トルクの増加 (コンプレッサワイドレンジ化) 	<ul style="list-style-type: none"> 耐久性確保が必要 制御が複雑
機械式過給機(S/C) +ターボ	<ul style="list-style-type: none"> 過渡応答性の向上 低速トルクの増加 	<ul style="list-style-type: none"> パッケージングが複雑 エンジンの改造が必要 制御が複雑
電動コンプレッサ +ターボ	<ul style="list-style-type: none"> 運転性/過渡特性の向上 低速トルクの増加 高出力化 	<ul style="list-style-type: none"> 高速モータ・インバータが必要 騒音問題 パッケージングが複雑 制御が複雑
可変 2 ステージターボ	<ul style="list-style-type: none"> 過渡応答性の向上 低速トルクの増加 高出力化 	<ul style="list-style-type: none"> パッケージングが複雑

今回検討する新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックには両者の利点を組み合わせ、高段圧の小型コンプレッサを電動化（電動コンプレッサ）し、低段圧のターボチャージャは従来のメカニカルターボチャージャとして組み合わせた「電動 2 ステージターボシステム」の適用を検討した。ここで、電動過給装置は大きく分けて電動ターボチャージャ^(4,2,3,4,5,6)と電動コンプレッサ^(4,7,8,9)に区別でき、電動ターボチャージャは排気ガスエネルギーが不足するエンジン低速時にターボチャージャをモータアシストし、一方、排気ガスを利用しない電動コンプレッサは、モータが発生する駆動トルクのみでコンプレッサを駆動させる。本検討システムに電動コンプレッサを選定した理由は、排気ガスの流れをターボチャージャのタービンが妨げることにより排気損失が発生すること、排気ガスの熱が電動モータに伝わりモータ作動効率を低下させることが懸念されるからである。

「電動 2 ステージターボシステム」の参考例として、国内の過給機製造メーカーが図 4-2 (a) のような 1.4L ガソリンエンジンに 12V 電源系による電動スーパーチャージャとターボチャージャを組み合わせた過渡応答試験を行っている^(4,10)。その結果を図 4-2 (b) に示す。電動 2 ステージターボシステムは、従来のウェイストゲート (W/G) 付ターボチャージャに比べ、目標トルクの 90%到達時間が 85%低減でき、高段圧、低段圧の二つのメカニカルなターボを使用した 2 ステージターボと比較しても 35%程度改善している。この様に、過給機に電動過給装置を組み合わせることで、排気ガスエネルギーによらず自由に高圧空気をエンジンに供給することができ、既存のメカニカルターボチャージャ付エンジンの弱点である過渡応答遅れ（ターボラグ）の改善が図れることが確認できる^(4,11,12,13,14,15)。この効果により大幅なエンジンダウンサイジングによる燃料消費率の向上が図れるものである。

Fig.4-2 Characteristic of Electrical 2stage Turbo Charging System ⁽⁴⁻⁸⁾

以上の結果は、小型ガソリン乗用車サイズに適用したものであり、本研究で対象とする長距離貨物トラックが搭載するディーゼルエンジンに対する電動過給機の適用効果の知見が十分でない。そのため、本節において新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックのキーテクノロジーである電動過給機をディーゼルエンジンに組み合わせた際の基本性能を調査した。

4.1.2. 電動2ステージターボシステムの構成

新方式ハイブリッドシステムの制御方法は、過渡応答時には電動過給機の過給効果により短時間でエンジン低速トルクを補い、巡航時に走行負荷の低い場合は電動過給機を休止させターボチャージャのみで運転するものである。今回用いた電動過給装置は、国内過給機製造メーカーが試作開発した「電動ターボチャージャ (e-Turbo)」を用いた。

供試電動ターボチャージャの仕様としては、乗用車用小型ガソリンエンジン (1.4~2.0L 程度) に適合するように電動モータ、タービンやコンプレッサの容量が設計されており、12V 補機バッテリーより電源供給を受けるものである。電源供給により、モータ 1.2kW 出力時に 140,000 回転のタービン回転数を発生する実力がある。

本実験において、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラック (図 3-4 参照) のレイアウトを一部再現するように、図 4-3 に示すようにエアクリーナと既存ターボチャージャとの間に過給機を配し、過給機のコンプレッサ部のみを吸気管に接続することで疑似的に電動コンプレッサの機能とした。ただし、今実験においては、バイパス路は設置していない。

電動過給機への供給電源は、車両用 12V バッテリーを模擬した定電圧電源装置 (PAT20-400T、菊水電子工業製) を用い、電圧を 12V に固定し電流を任意値に設定した。電動過給機の駆動

は、CANalyzer（ベクター・ジャパン製）の操作パネルから ON/OFF 信号として出力した。

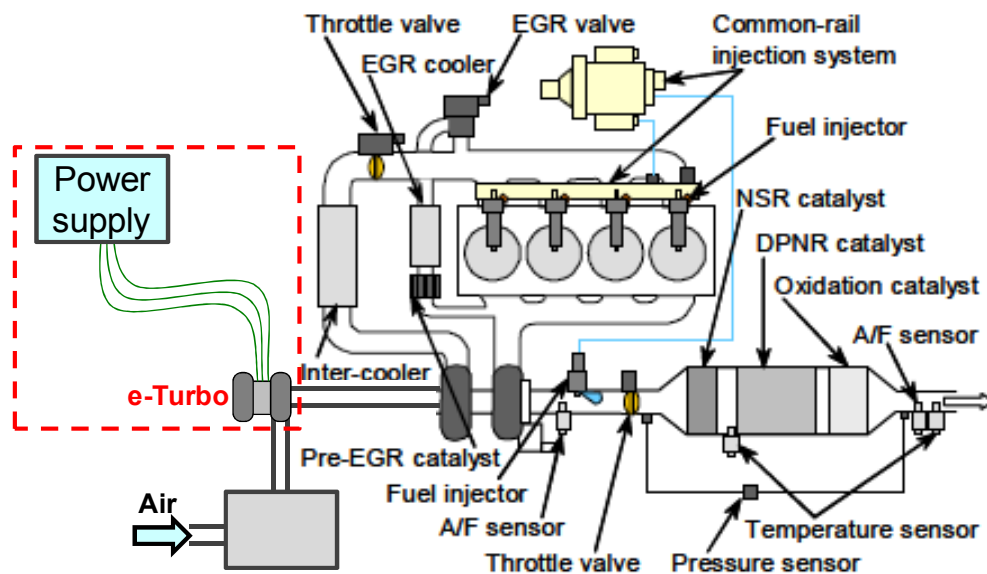


Fig.4-3 Layout of Electrical 2stage Turbo Charging System

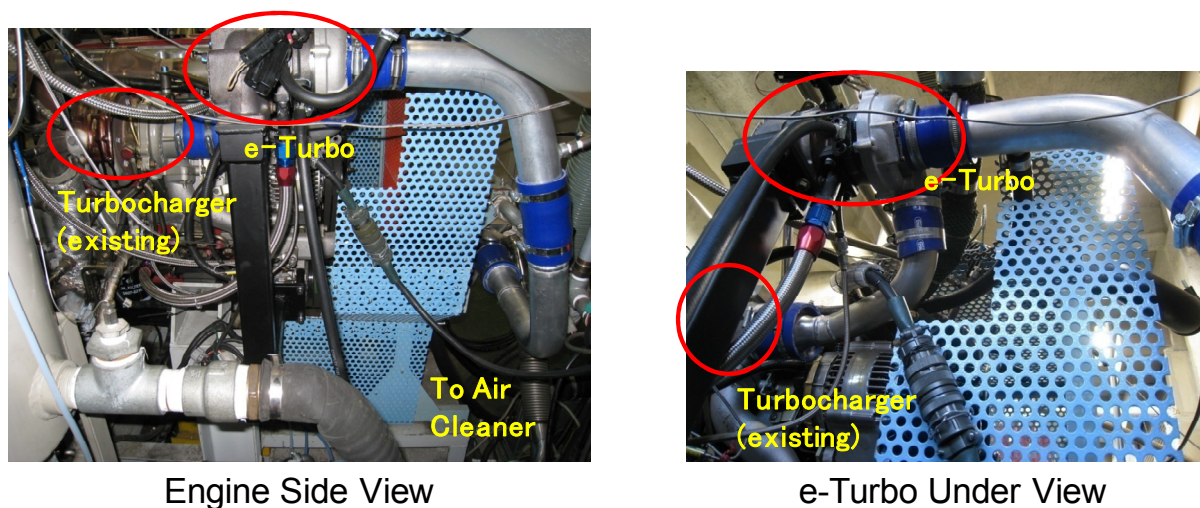


Fig.4-4 External View of Electrical 2stage Turbo Charging System

供試燃料は、低硫黄軽油（JIS2号、硫黄分10ppm以下）を使用した。

実際のエンジンに電動過給機を搭載した写真を図4-4に示す。電動過給機搭載に伴い既存吸気管レイアウトを大幅に改造した。図4-5に示す本供試エンジンのオリジナル吸気管径を撤去し新設した。その際、本電動過給機は小型ガソリンエンジン向けであるため、電動過給

機の口径はオリジナル吸気管径に比べて細い。そこで、新設吸気管は細いパイプを使用し、一部は大幅に絞っている。また、電動過給機との配置を考慮したため、吸気管長も長くなっている。今回は、コンプレッサ部分を迂回させるバイパス路は設けておらず、全運転領域でコンプレッサが連れ回る状態となっている。さらに、既存のターボチャージャと供試電動過給機の給気量のマッチングが行えておらず、エンジン性能や電動2ステージターボシステムの性能を最大限引き出せる状態ではない。

本研究では、電動過給機の基礎特性を把握し、その可能性を調べるのが目的であるため、以上の特性を持った試験装置でも十分に調査が行えるものと考えた。



Fig.4-5 Conventional Intake Pipe

4.1.3. 実験装置および実験条件

供試エンジンの外観を図4-6に、諸元を表4-2に示す。

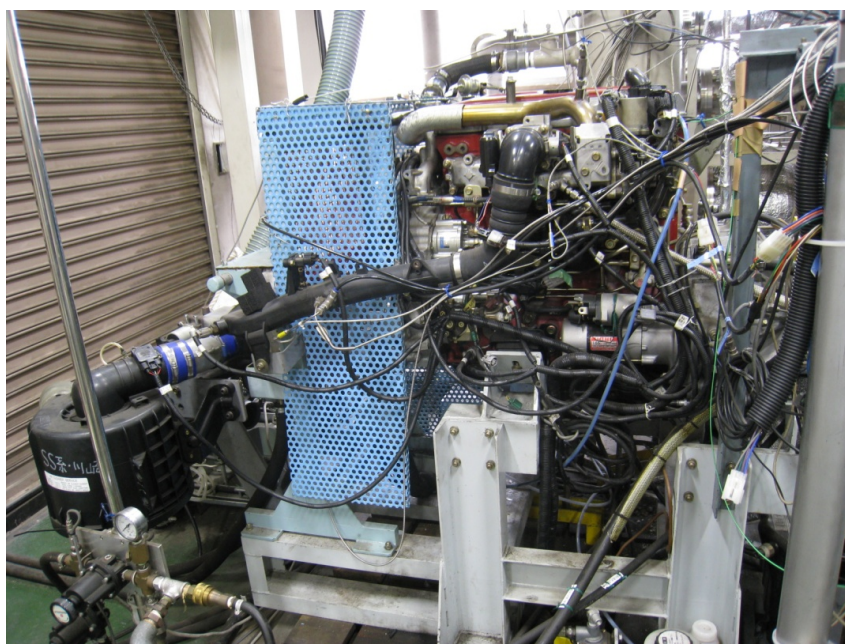


Fig.4-6 External View of Test Engine

Table 4-2 Specification of Test Engine

Engine Model	N04C-TA (HINO)
Type	4-cylinder Intercooler-turbo diesel engine
Fuel	JIS #2 gas oil
Injection system	Common-rail
Devices	Cooled EGR, DPNR
Bore × stroke	104 × 118 mm
Displacement	4,009 cc
Compression ratio	18.0
Max. power	110 kW / 3,000 rpm
Max. torque	392 Nm / 1,600 rpm

排気量 4L の直列 4 気筒ターボチャージャ付ディーゼルエンジンで、図 4-7 に示すように最高出力 110kW / 3,000rpm、最高トルク 392Nm / 1,600rpm を発生する。実際に、市販の小型トラックに搭載される新長期排出ガス規制対応エンジンである。ターボチャージャは、可変ノズルをタービンハウジングに備えた可変容量型ターボチャージャである。

排出ガス低減技術としては、クールド EGR、可変ノズルターボチャージャや NO_x 吸蔵還元触媒 (NSR) とディーゼルパーティキュレートフィルタ (DPF) 双方の機能を持つ DPNR (Diesel Particulate NO_x Reduction) システムを搭載している。

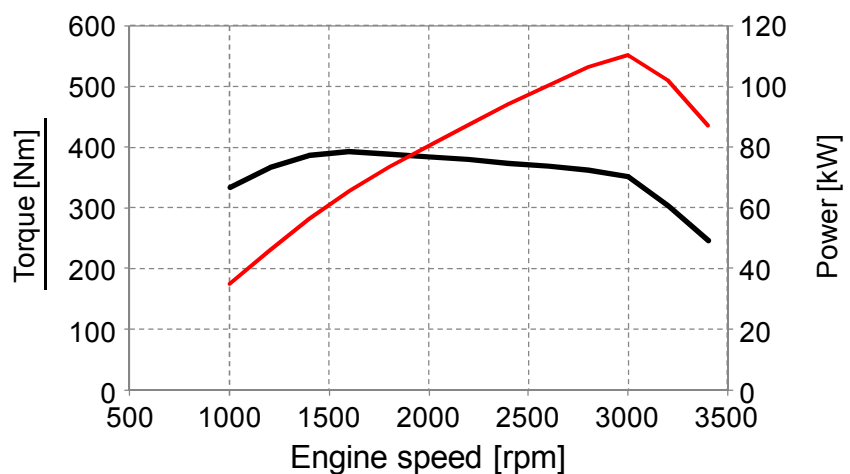


Fig.4-7 Torque and Power at Test Engine

本実験は、交通安全環境研究所のエンジンベンチを用いた。図 4-8 左側に示す動力計 (DC-95、明電舎製) は、吸収出力 155kW、駆動出力 110kW / 2,000-6,000rpm を発生する。

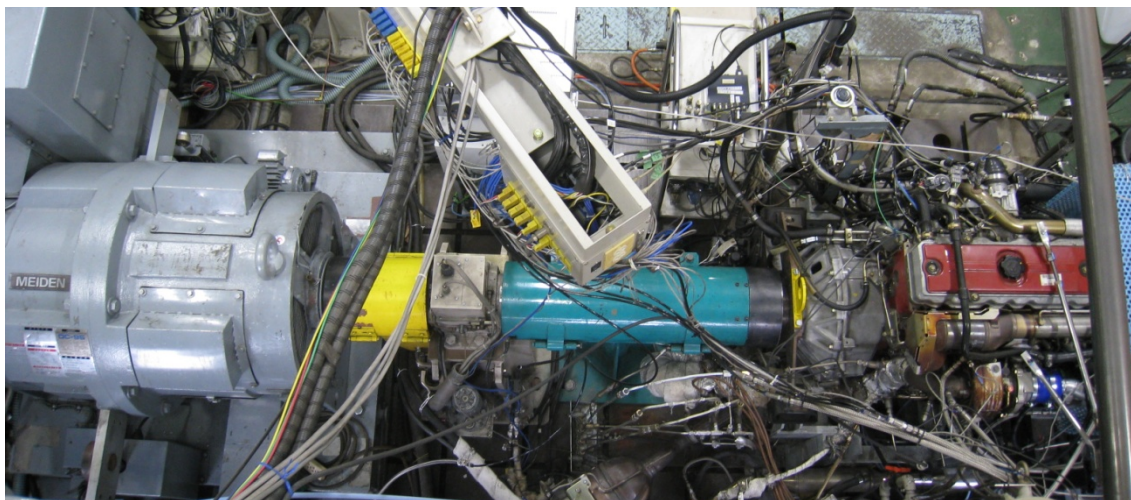


Fig.4-8 Engine Test Bed System (Left Side : Dynamometer, Right Side : Test Engine)



(a) Exhaust-gas Measurement System



(b) Opacimeter

Fig.4-9 Exhaust-Gas Measurement System

触媒前後の排出ガス (CO、CO₂、O₂、THC、NO_x) は、図 4-9 (a) に示す排出ガス計測装置 (MEXA-7100EGR、堀場製作所製) で、スモーク計測に関しては、過渡実験では図 4-9 (b) のオパシメータ (DISMOKE 4000、AVL 製)、定常実験ではスモークメータ (415S、AVL 製) を用いた。筒内圧計測には、筒内圧センサ (Type 6001、KISTLER 製) を用いた。

4.1.4. 実験-1（電動2ステージターボシステム）

本実験では、下記に示す3種類の評価を行った。

- ・全負荷トルク試験
- ・過渡応答試験
- ・JE05モード試験（一部山走行）

ただし、エンジン ECU は既製品の状態であり、燃料噴射量や噴射タイミング等の変更は行っていない。また、電動過給機が供試ディーゼルエンジンサイズに合っていないため、今回の実験は、この電動2ステージターボシステムで対応できる範囲で行った。

（1）吸気管改造前後でのエンジン全負荷トルク試験

電動2ステージターボシステムへの吸気管改造に伴い、改造によるエンジン全負荷トルクへの影響を調査した。

実験条件は、既存吸気管である改造前：T/C（既存ターボチャージャ）と、吸気管改造後：T/C+電動コンプレッサ（e-Booster）から成る電動2ステージターボシステムであるが、本実験においては電動過給機への供給電源 OFF 時の状態で実験を行った。

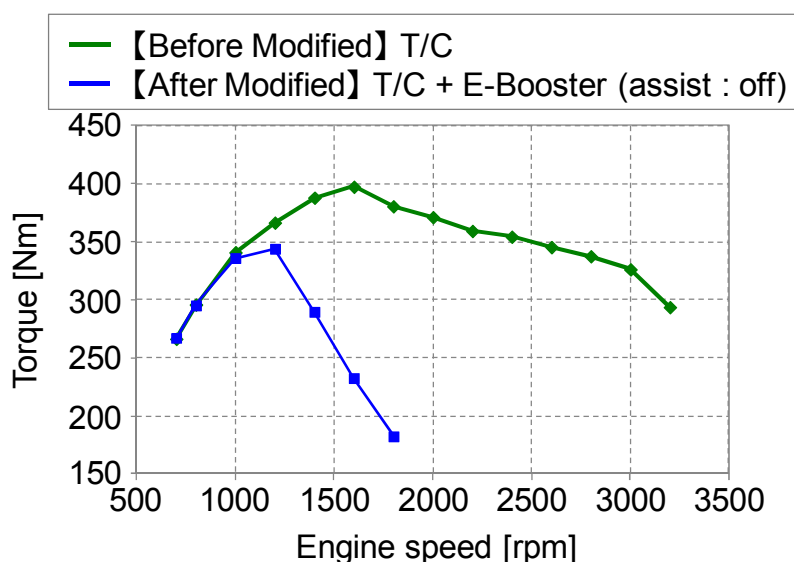


Fig.4-10 Full Load Torque Result before/after Modified Intake Pipe

実験結果を図 4-10 に示す。エンジン回転数 1,000rpm 以上においては、改造前後での発生トルク差が大きくなった。これは前述したように、吸気管を改造したことにより径が細く長くなったこと、電動過給機の駆動電源が OFF のため、コンプレッサが給気抵抗となることが原

因として挙げられる。このことから、エンジン高回転側においては、電動過給機を迂回させるバイパス路が必要となることが知見として得られた。一方、エンジン回転数 1,000rpm 以下においては吸気管改造前後に伴う発生トルク差がほぼないことが分かる。

以上より、本実験で電動過給機の基礎調査を行う際のエンジン回転数は 1,000rpm とした。

(2) 全負荷トルクと電動過給機消費電力の関係

吸気管改造後の状態でエンジン回転数 1,000rpm の全負荷トルク試験を、電動過給機の供給電力（電流）を変化させて行った。結果を図 4-11 に示す。電動過給機への供給電源 OFF 時にはトルク 321Nm を発生しており、その際、吸入空気によりコンプレッサが連れ回る状態となり、コンプレッサは 15,000rpm で回転している。次に、電動過給機への投入電流最低値の 30A から徐々に電流値を上げ、発生トルク値との関係を調査した。

消費電力 0.2kW（投入電流 30A）においては、コンプレッサが 27,000rpm まで上昇し、トルク 325Nm を発生した。消費電力 0.32kW（投入電流 40A）では、トルク 326.5Nm（コンプレッサ回転数 31,000rpm）、消費電力 0.55kW（投入電流 55A）では、トルク 329.5Nm（コンプレッサ回転数 36,000rpm）を発生した。このように、コンプレッサ回転数を上昇させることで全負荷トルクも増加し、全負荷トルクと電動過給機消費電力はほぼ比例関係を示した。

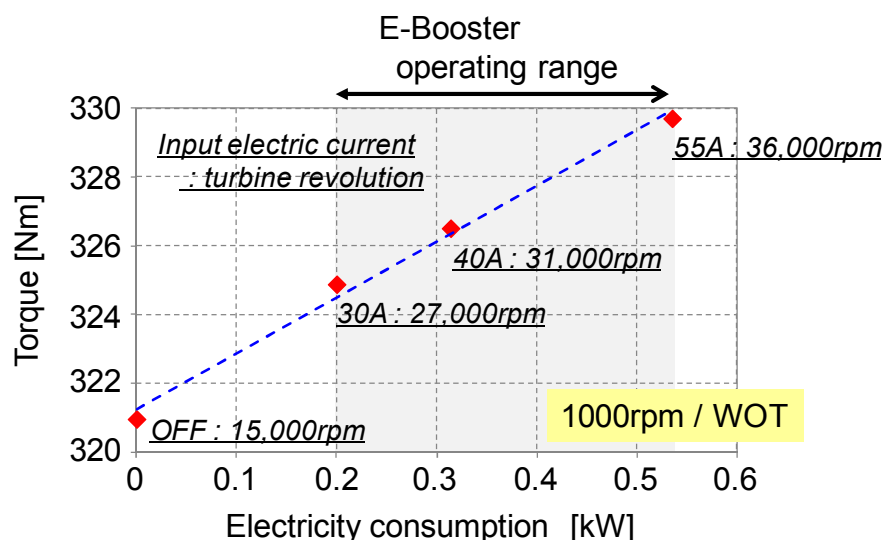


Fig.4-11 Full Load Torque vs. Electricity Consumption of eSC

しかし、供試電動ターボチャージャの実力は、消費電力 1.2kW 時にコンプレッサが 140,000rpm まで回転するが、本試験ではその回転数まで上昇できず、投入電流 55A が上限と

なった。これは上述したように、供試電動過給機のターボチャージャ側のタービンを無負荷状態で空回りさせ、コンプレッサ側のタービンのみを使用したことが原因と考えられる。

以上より、本実験においては、供試電動ターボチャージャが機能する上限投入電流の 55A で試験を行った。

(3) 全負荷トルク性能試験

電動2ステージターボチャージャシステムを用い、電動過給機への投入電流を55Aとして、再度全負荷トルク性能試験を行った。試験結果を図4-12に示すが、この時の実験条件としては、吸気管改造後の電動2ステージターボシステム (T/C+e-Booster) で電動過給機への供給電源 OFF 時および ON 時の状態で実験を行った。図中には、参考として既存吸気管である改造前の既存ターボチャージャ (T/C) の結果を併せて示している。

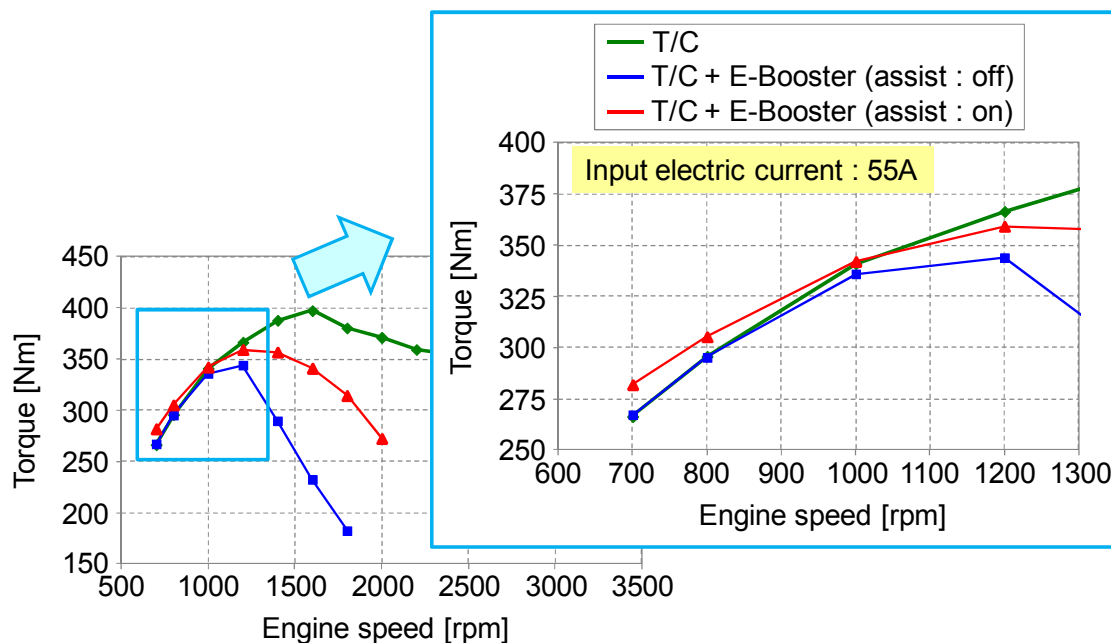


Fig.4-12 Full Load Torque of 2-Stage Turbocharger System with eSC

図4-12左下図から、電動過給機の電源投入により、電源OFF時に比べ電源ON時に発生するトルクが全域において増加する結果となった。特に、電源OFF時に給気抵抗となっていたため発生トルクが低下していた1,000rpm以上の領域で、全負荷トルクの回復状態の顕著さが確認できる。一方、図4-12右上図にエンジン低回転側での全負荷トルク性能結果を示すが、電動過給機の電源ON時には、従来ターボチャージャの全負荷トルク値よりも増加している。

今実験における燃料噴射量等は既存ECUのマップ制御を使っているが、電動過給機により

強制的に空気が入るために、マップの変更によりさらなるトルク向上が見込まれる。

(4) 過渡応答試験

電動過給機的主要な効果として、排出ガスエネルギーを使用しなくても強制的にエンジンシリンダ内に空気を送ることができる。つまり、エンジン停止時でも過給が可能となる。そこで、車両発進駆動時の過渡応答特性を調査した。

エンジン回転数 1,000rpm、エンジン発生トルク 0Nm の状態から 0.1 秒でアクセル開度を全開にし、「アシスト : off」は電動過給機の電源 OFF、「アシスト : on」は電動過給機の電源を ON とし投入電流 55A 一定とした条件で試験を行った。この時、アクセル開度全開前から電動過給機電源を ON とした。試験結果を図 4-13 に示す。図上段よりエンジンが発生するトルク、吸入空気流量、過給圧力、空気過剰率 (λ)、電動過給機消費電力について示す。

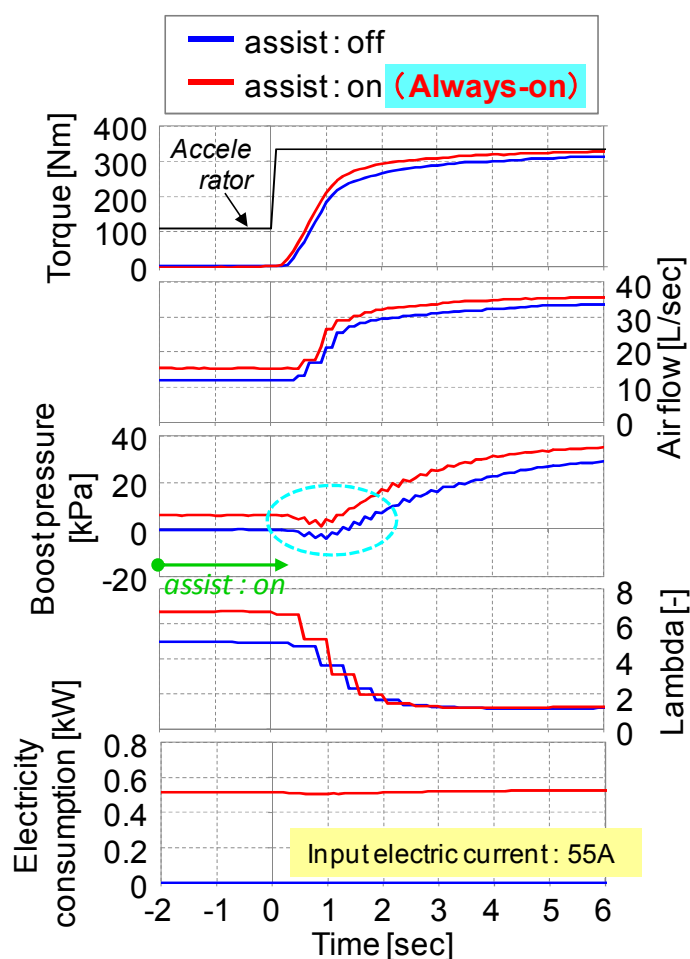


Fig.4-13 Transient Response of 2-Stage Turbocharger System with eSC
(eSC Assist On = Always On)

アクセル開度全開前から電動過給機電源を ON としたため、電動過給機が 0.55kW 消費しており、吸入空気流量や給気圧力が増加し空気過剰率も上昇している。アクセル全開時には「アシスト：off」に比べ、「アシスト：on」でのトルク発生（立ち上がり）が早まっている。この時、「アシスト：off」での給気圧力は一度負圧を発生するが、「アシスト：on」では常に正圧を保っており、このことで給気もアクセル全開とともにエンジンシリンダ内に導入されやすい状態となっていることが分かる。

次に、エンジン回転数 1,000rpm、エンジン発生トルク 0Nm の状態から 0.1 秒でアクセル開度を全開にし、「アシスト：off」は電動過給機の電源 OFF、「アシスト：on」はアクセル踏み増し時と同時に電動過給機の電源を ON (投入電流 55A で一定) とした条件で試験を行った。試験結果を図 4-14 に示す。図上段よりエンジンが発生するトルク、吸入空気流量、過給圧力、空気過剰率 (λ)、電動過給機消費電力について示す。

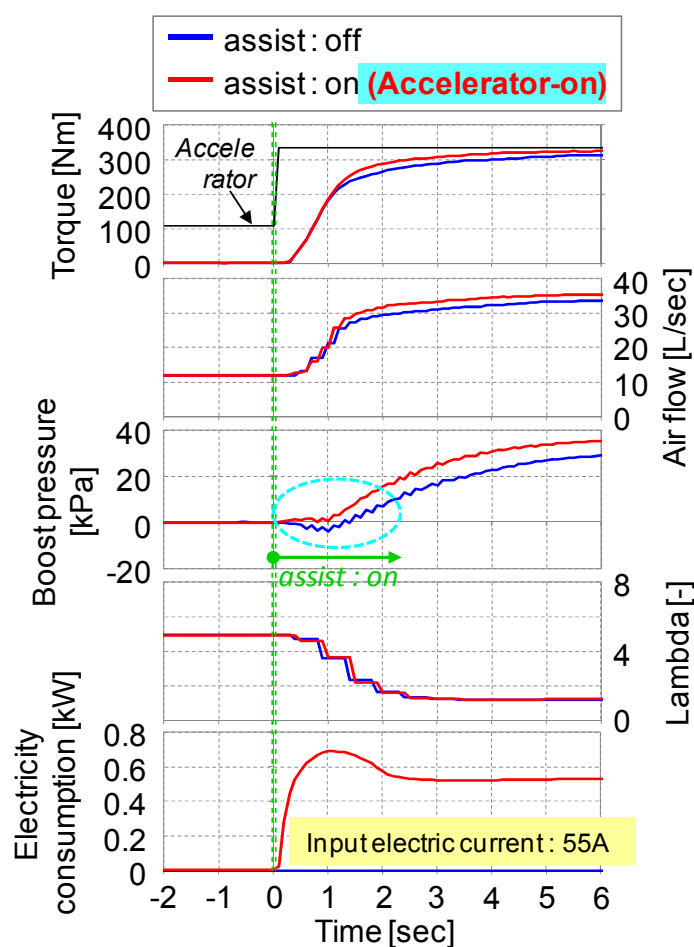


Fig.4-14 Transient Response of 2-Stage Turbocharger System with eSC
(eSC Assist On = Accelerator On)

アクセル踏み増し時から電動過給機電源を ON としたため、ON 直後に消費電力は 0.7kW となり、0.55kW 程度に収束することが確認できる。トルク発生（立ち上がり）状況を確認すると、「アシスト：off」と「アシスト：on」との差はほとんどないが、アクセル全開 1 秒後以降に発生するトルクが異なる。この 1 秒後の給気圧力に注目すると、「アシスト：off」では負圧を、「アシスト：on」では常に正圧を保ち、給入空気も増加することが確認できる。

以上より、過渡時にも空気を強制的にシリンダに送り込める電動過給の効果により、過渡応答トルクの立ち上がりが早まり、発生トルクも増大することが確認できた。特に、アクセル全開前に電動過給機を稼働させた状況で、その効果が顕著となった。

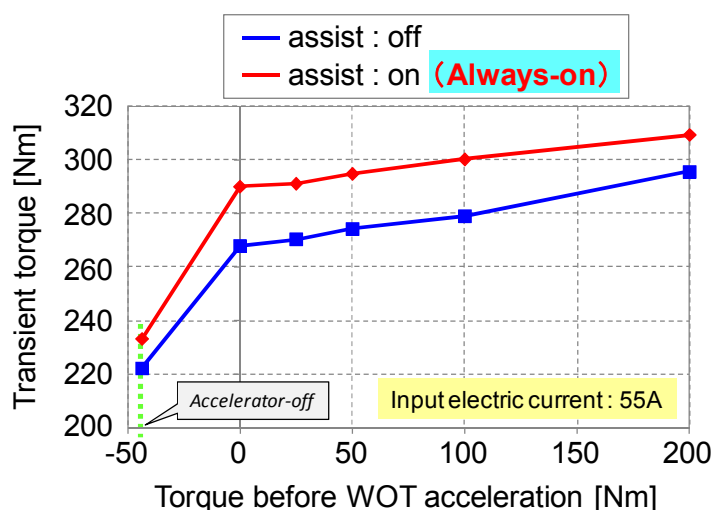


Fig.4-15 Transient Response at Acceleration Opening with/without eSC

電動過給機の効果の詳細に調査するために、アクセル全開後から 2 秒後に発生するトルクについて、電動過給機電源 OFF、ON 時の違いで整理した。電動過給機電源 ON 条件では、アクセル状況によらず常に電動過給機 ON 状態とした。その結果を図 4-15 に示す。横軸にはアクセル全開前のトルク値、縦軸にはアクセル全開後 2 秒後に発生するトルクを示す。

電動過給機電源 OFF、ON に関わらず、アクセル全開時のトルクは -45Nm 程度で、「アシスト：off」では、アクセル全開後 2 秒後のトルクが 222Nm となった。一方、電動過給機の電源 ON 時は、アクセル全開後 2 秒後のトルクが 235Nm となり、電動過給機の効果によりトルクが発生できることが分かった。同様に、アクセル全開前トルク 0、25、50、100、200Nm においても同様の電動過給機効果を確認でき、電動過給機電源 OFF 時に比べ 4.6~7.6%のトルク向上が得られた。

(5) モード走行試験

トラック、バスの燃料消費率を評価する走行モードである JE05 モードにて排出ガス計測を行った。本電動 2 ステージターボシステムの発生トルクを考慮し、図 4-16 に示すように、モード走行試験開始直後の一山目（20 秒から 110 秒の青点線内）における過給圧力や排出ガスの変化を調査した。

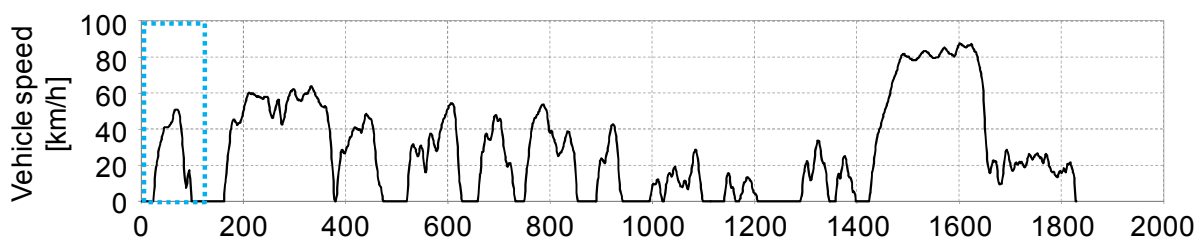


Fig.4-16 JE05 Mode

この時の車両条件としては、本供試エンジンを搭載している小型トラック（デュトロ、日野自動車製）を試験対象車とした。車両諸元を表 4-3 に示す。空車車両質量 2,870kg で、最大積載量 3,000kg を可能とする車両である。

Table 4-3 Test Vehicle Specification

Vehicle weight	2,870 kg	
Max. load weight	3,000 kg	
Height × Width	2.265 × 2.180 m	
Tire radius	0.3775 m	
Gear ratio	1st	5.979
	2nd	3.434
	3rd	1.862
	4th	1.297
	5th	1.000
	6th	0.774
Final gear ratio	4.625	

電動2ステージターボシステムの電源 OFF、ON に関わらず、車両諸元は同等として試験を行った。また、エンジン運転に伴う ECU 指令値は市販状態のままである。

供試車両でモード走行試験開始直後の一山目（20 秒から 110 秒）を走行した際の車速、シフト、エンジン回転数、アクセル開度、エンジントルクを図 4-17 に示す。図示した走行条件は、電動2ステージターボシステムの電源 OFF 時の状態である。

従来仕様の吸気管使用時のエンジンと全負荷トルク曲線が大きく異なるため、エンジン運転の追従性が懸念されたが、実際には指令値であるエンジン回転数とトルクを追従できた。

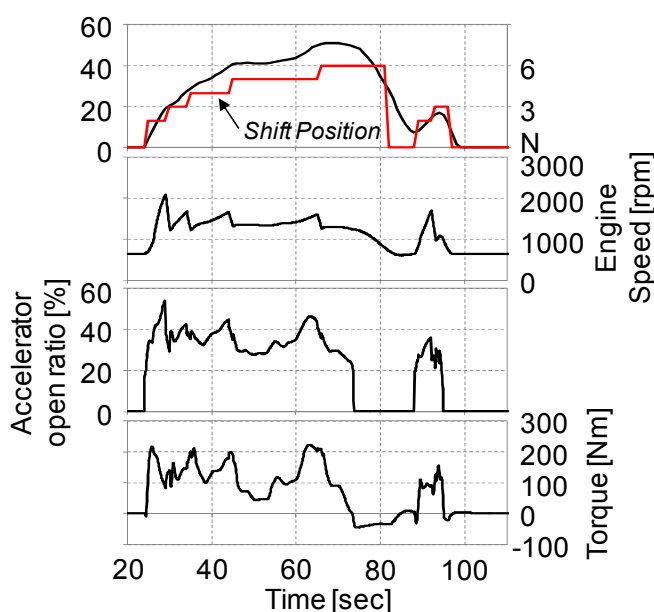


Fig.4-17 Operation Mode at Test Engine

電動2ステージターボシステムの電源 ON 時の条件としては、発進後のアクセル操作開始時から電源 ON で電流一定制御を行った。電源 OFF 時と比較し、図 4-18 に給気圧力や排出ガス結果を示す。図左側上段にはエンジン状態（エンジン回転数、吸入空気流量、過給圧力、燃料消費率、電動過給機の消費電力）を示し、図右側上段には排出ガス状態（エンジントルク、EGR 率、空気過剰率 (λ)、NO_x、スモーク）を示す。

電動過給機電源 ON 時では、投入電流 55A 一定制御を行っており、発進後には約 0.55kW を示している。吸入空気流量および給気圧力は電源 OFF 時比べ常に大きい値を示しており、従来ターボチャージャに比べ高過給となることが確認できる。一方、燃料消費率に関しては、当エンジンの制御指令が既製品の ECU であるため、燃料消費率に大きな増減は見られなかつ

た。次に、排出ガス結果に注目すると、EGR 率はほぼ同等であった。空気過剰率や NOx 排出量は若干であるが電動過給機 ON 時で増加傾向となった。一方、オパシメータで確認したスモークに関しては、電動過給機 ON 時には OFF 時に比べ約半減した。

以上より、モード走行を行った際の電動 2 ステージターボシステムの電源 ON 時の効果としては、吸入空気流量と給気圧力が増加し、スモーク値が半減する傾向が得られた。

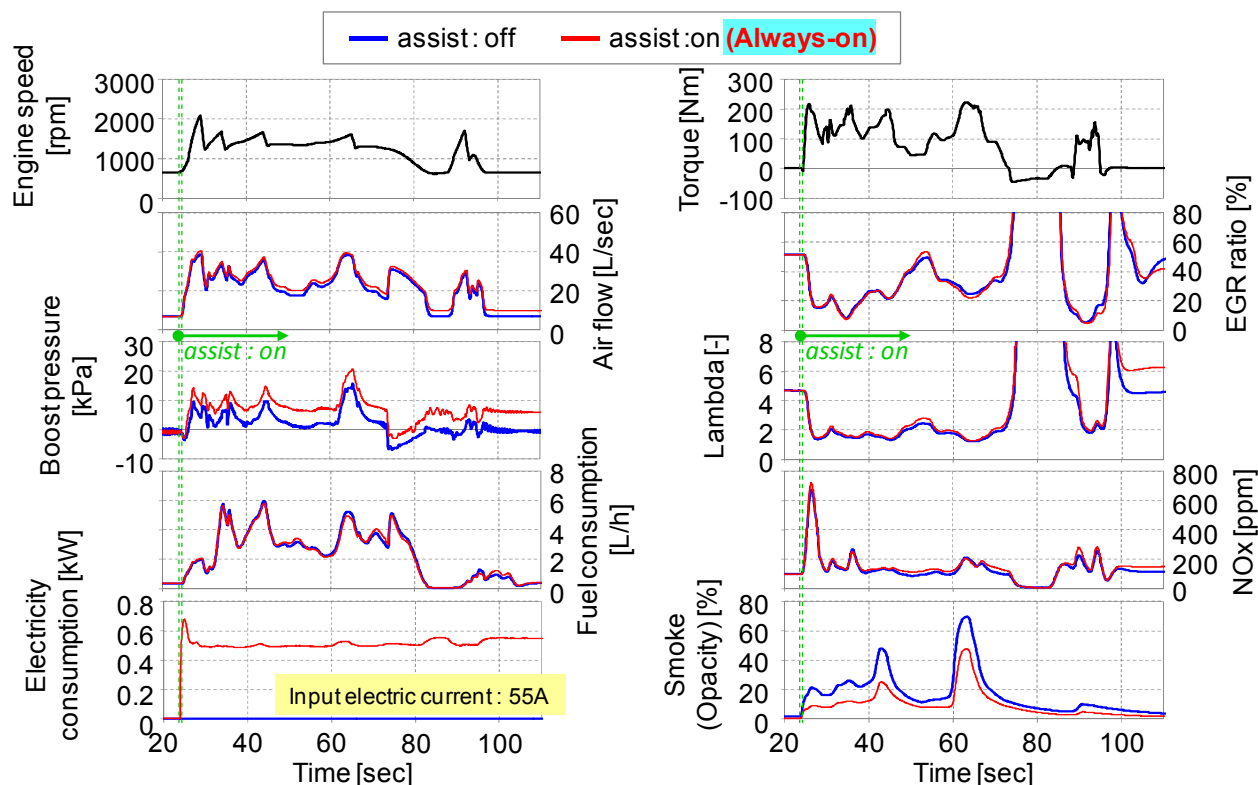


Fig.4-18 Engine Performance with/without eSC driving JE05

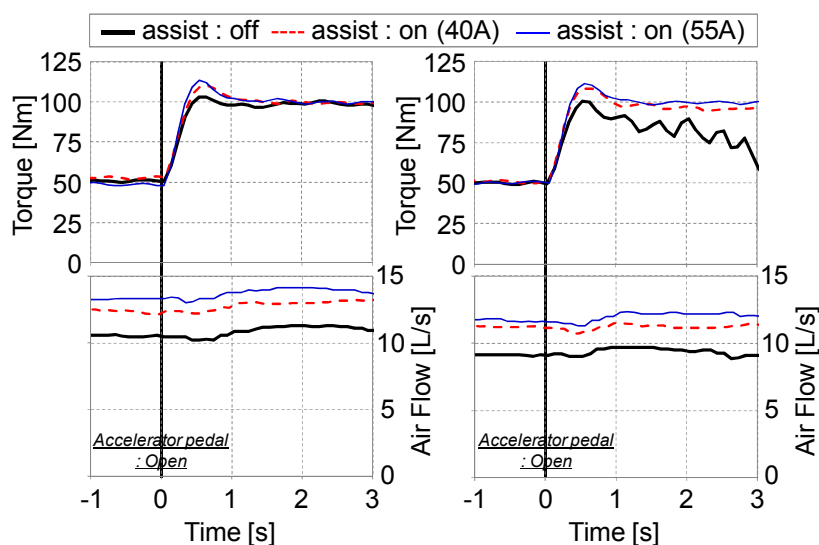
4.1.5. 実験-2 (電動 2 ステージターボシステム+EGR 制御)

電動過給機による高過給化が実現した際には、多量 EGR (Exhaust Gas Recirculation) を組み合わせたエンジン本体の燃料消費率改善技術が考えられる。その効果および効果代を、実機エンジンと電動過給機を用いて検討した。具体的には、電動過給機による高過給化と多量 EGR の組み合わせによるエンジン性能と排出ガス性能を調査するに当たり、エンジン完全暖機の状態で電動過給機のアシスト (電源) off、on 操作に加え、EGR バルブ開度の任意制御を行った。この時のエンジン制御は、市販 ECU および燃焼統合制御装置 (小山ガレージ製) を用い、EGR バルブ開度を任意に変更した。

(1) 過渡応答トルク試験

エンジン回転数 1,000rpm、エンジントルク 50Nm の状態から 0.1 秒後にトルク 100Nm が得られるようエンジン制御を行った。その過渡応答トルク性能結果を図 4-19 に示す。図上段より、エンジントルク、吸入空気流量を示す。図 4-19 (a) は EGR バルブ開度 30% 固定、図 4-19 (b) は EGR バルブ開度 40% 固定とした結果で、電動過給機によるアシスト on 時には、投入電流値を 40A と 55A に設定した。

EGR バルブ開度 30% 固定の結果に関しては、アシスト off、on に関わらず、過渡応答後の目標トルク値 100Nm を追従できた。一方、EGR バルブ開度 40% 固定では、アシスト off 時は過渡応答後の目標トルク値 100Nm を追従できず運転困難となるが、アシスト on 時は投入電流値を高めるほどより安定した運転が可能となる。これは、図下段の通り従来ターボチャージャーのみでは多量 EGR の導入により排出ガスエネルギーが低下し吸入空気流量が低下するが、電動過給機の稼働により吸入空気流量が増大できるからである。



(a) EGR Valve Opening: 30% (b) EGR Valve Opening: 40%

Fig.4-19 Transient test (1,000rpm, from 50Nm to 100Nm)

(2) 定常試験

エンジン 1,000rpm、負荷 100Nm における定常運転性能の結果を図 4-20 に示す。横軸は空気過剰率、図上段の縦軸はスモーク値、図下段の縦軸は燃料消費率である。実験条件として、アシスト off 時の EGR バルブ開度はノーマル ECU による制御、アシスト on (投入電流 55A 一定) 時の EGR バルブ開度は 30%~80% で任意に制御した。

同ースモーク排出値において、アシスト on 時では燃料消費率 3.1%の改善が見られた。このときの EGR バルブ開度は 60%に相当し、アシスト off 時の開度 (29%) に比べ EGR バルブ開度が約 2 倍開いたことになるが、ほぼ同一の空気過剰率で燃焼している。これは、電動過給機の稼働で新規給気量が増大できるからである。

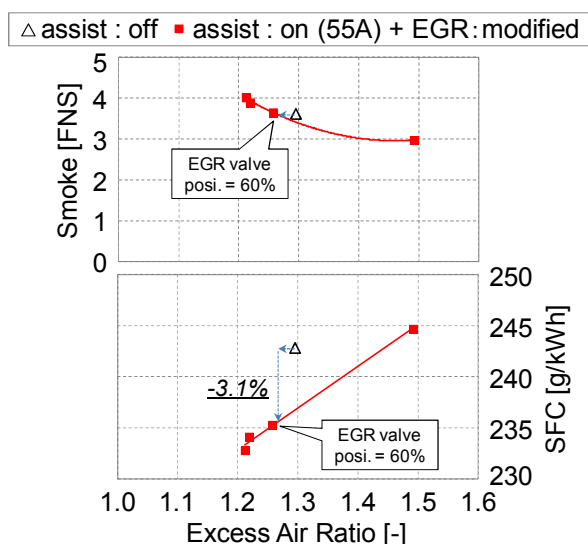


Fig.4-20 Emission Characteristics Operating High Boost + EGR (1,000rpm, 100Nm)

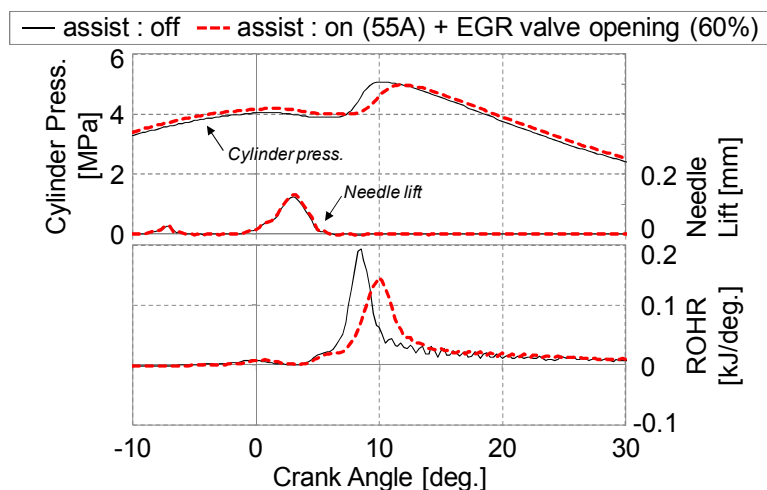


Fig.4-21 Cylinder Pressure and Rate of Heat Release (1,000rpm, 100Nm)

ここで、アシスト on+EGR バルブ 60%開度における筒内圧力、針弁リフト量、熱発生率を図 4-21 に示すが、アシスト off に比べ電動過給機のアシストにより上死点前の筒内圧力は高

くなり、EGRの影響でメイン噴射による燃焼開始は遅れ、熱発生ピーク値は低下した。これは、高過給化により燃焼室全体で空気過剰となり希薄燃焼が行われているものと考えられる。この希薄燃焼により、EGR量が増加してもエンジン性能の低下は少ないと考えられる。

(3) モード走行試験

JE05モードによる走行実験を行った。想定する実験車両は、本供試エンジンを搭載している最大積載量3,000kgの小型トラック（試験時車両重量：4,370kg）である。

ここで、電動過給機付エンジンにはバイパス路が設置されておらず、エンジン高回転域での運転は困難であると考えられることから、本実験に先立ち吸気管改造の前後でJE05モードを運転し調査を行った。吸気管改造後の運転は、アシストoffとしている。比較結果を図4-22に示す。時系列に対するエンジン回転数（図2段目）やエンジントルク（図4段目）の傾向は改造前後ではほぼ同等であるが、走行後70秒付近の高車速域で一部乖離が見られた。JE05試験モードの二山目以降は車速がさらに高まることから、本実験の走行は図4-22に示した走行開始直後のモード一山目（100秒まで）を設定した。

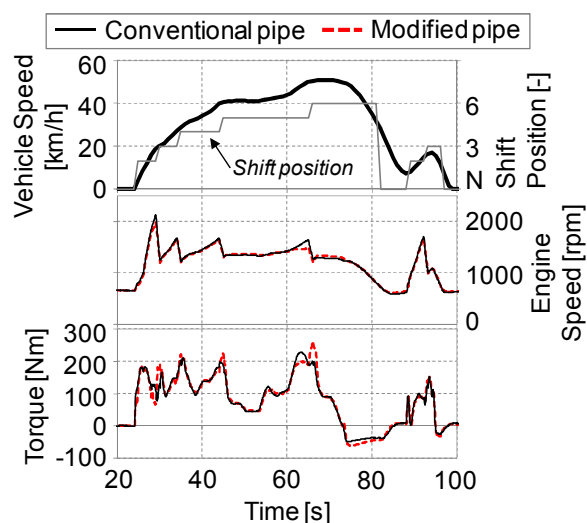


Fig.4-22 Engine Performance before/after Modified Intake Pipe (JE05)

次に、上記条件で高過給化と多量EGRを組み合わせた実験を行うが、この時のECU指令値は、アシストoffでは市販ECUの制御を、アシストon（アクセル状態によらず投入電流55A一定）ではEGRバルブ開度を任意開度で固定する制御を行った。結果を図4-23に示す。ここで、アシストon時はEGRバルブ開度を15%固定で制御指令を設定している。図左上段より、時系列に対するエンジン回転数、EGRバルブ開度、吸入空気流量、給気圧力、電動過給

機の消費電力を示し、図右上段より、エンジントルク、空気過剰率、NO_x 濃度、スモーク濃度、燃料消費量を示す。EGR バルブ開度に着目すると、アシスト off ではエンジ稼働状態の変化にともない EGR バルブ開度がノーマル ECU の指令により可変制御しており、アクセルを踏み込む発進時や変速時、または減速時には開度 0%を示している。一方、アシスト on での EGR バルブ開度は、15%固定で制御指令を出力しており、指令通りにバルブが制御していることが確認できる。その際のエンジン回転数やエンジントルクは、2 条件とも同等の傾向を示した。通常 EGR バルブ開度が 0%となる過渡応答時に、EGR バルブ開度を大きく開いても安定した運転が可能となる要因は、4.1.4 で示したように電動過給機のアシスト on の過給効果と考えられる。その効果を給気圧力と吸入空気流量で確認すると、給気圧力に関しては、アシスト on により過給圧力が全域で+5kPa 程度高まっており、常に正圧を発生していることが分かる。アシスト on での吸入空気流量も、給気アシストと EGR バルブ開度固定制御の影響により、30 秒～60 秒では約 25L/s とほぼ一定空気量を給気しており、アシスト off に比べより多くの空気を燃焼室内に吸入していることが分かる。

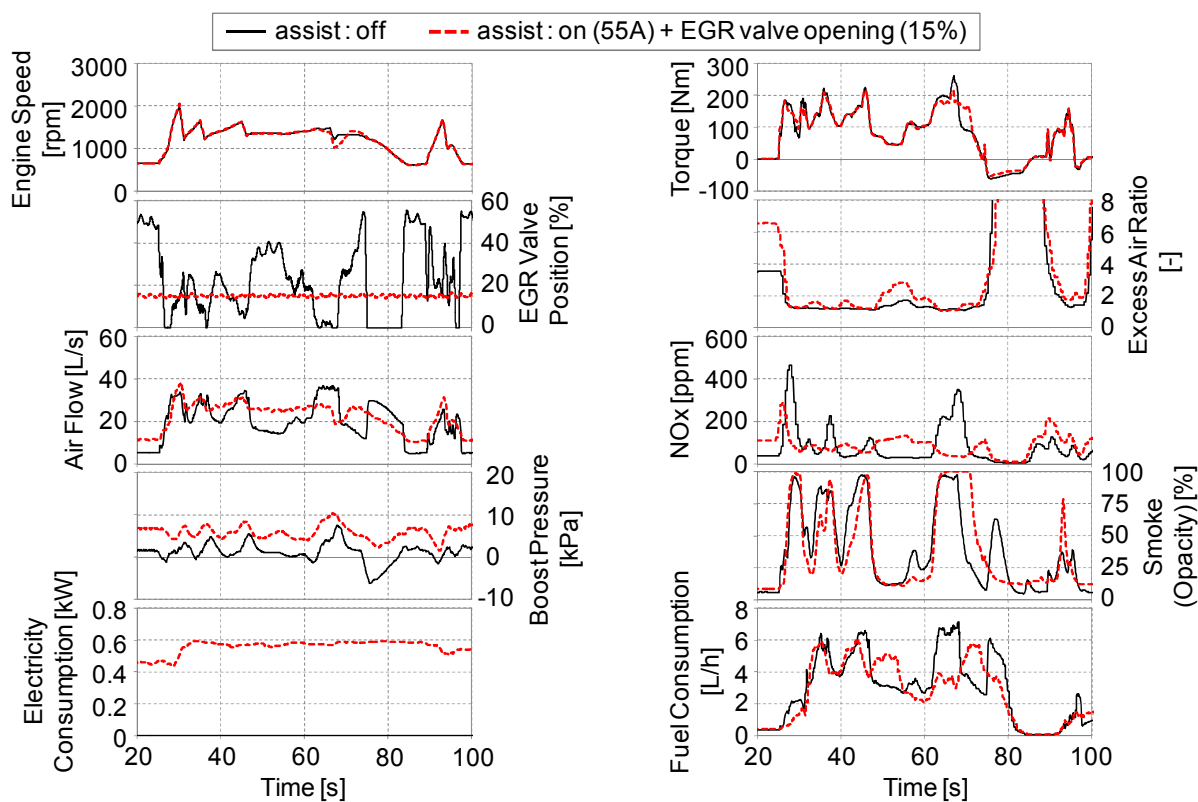


Fig.4-23 Emission Characteristics with eSC + EGR (JE05)

次に、スモーク濃度は、アシスト off、on のどちらもほぼ同等の傾向を示した。変速前後の NOx 排出濃度は、EGR バルブ開度が常に開いているアシスト on では小さく、スパイク上の高濃度 NOx は低減した。燃料消費量に関しても、加速時や変速時における消費量が低いことが確認できる。しかし、50 秒や 70 秒付近での NOx 排出濃度や燃料消費量は増加している。これは、アシスト off の EGR バルブ開度がアシスト on に比べ 2~3 倍開いているからである。アシスト on 時の EGR バルブ開度を 15%以上を開く可変制御を行えば、改善できるものと考えられる。

図 4-24 に、電動過給機のアシスト on 時に上記条件を含めた EGR バルブ開度を 5%~25% で一定制御を行った際の NOx 排出率に対するスモーク濃度、燃料消費率をまとめ、アシスト off 時の結果と比べて示す。アシスト on 時には高過給化と多量 EGR による効果により、同一スモーク濃度において NOx 排出率が 12.9%改善し、燃料消費率は 4.9%改善した。

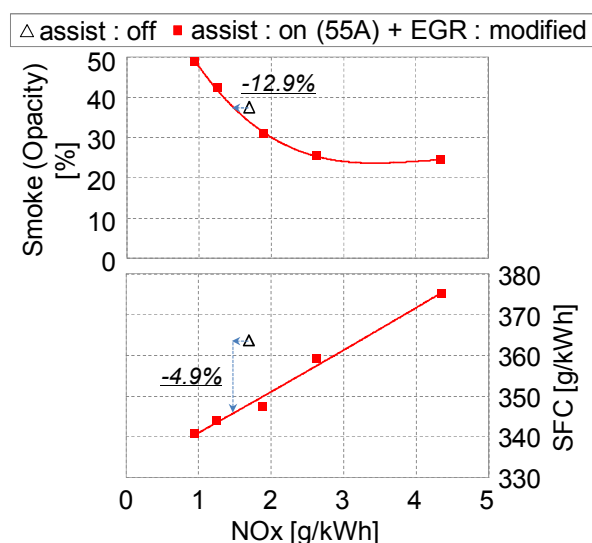


Fig.4-24 Emission Characteristics at Changing EGR Valve Opening
(From 0sec to 100sec at JE05)

最後に、電動過給機付エンジンを車載し走行中に電動過給機を稼働させる際には、電動過給機の供給電力を確保する必要がある。検討している「新方式ハイブリッドシステム」は、走行時の車両減速エネルギーを車軸駆動用電動モータにより回生し、その電力を主に電動過給機で使用するコンセプトである。そこで、前述のエンジン実験に用いた車両と同クラスの市販小型ハイブリッドトラック（試験時車両総重量：4,135kg）を用い、シャシダイナモ装置に

てJE05 モード一山目を走行し、車軸駆動用電動モータの回生電力を調査した。車速と車軸駆動用電動モータによる力行、回生電力を図 4-25 に示す。

モード一山目走行時の車軸駆動用電動モータによる回生電力量は 0.040kWh であった。一方、図 4-23 に示す電動過給機の消費電力量は 0.012kWh であり、当該システムを本ハイブリッドトラックに搭載したと仮定しても、走行中の車両回生エネルギーのみで電動過給機を稼働させることが可能であることが分かった。

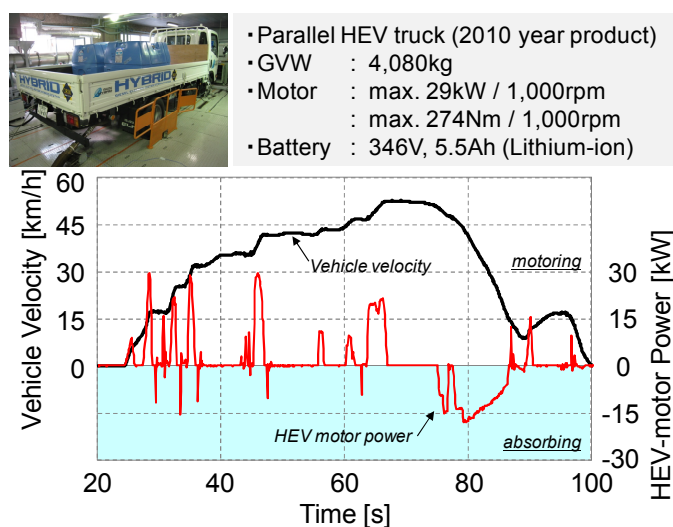


Fig.4-25 Hybrid Motor Power driving Small Parallel Hybrid Truck

4.2. 新方式ハイブリッドシステム搭載電動過給機用コンプレッサの検討

4.1 で電動過給機の適用効果により、燃料消費率、NOx、スモークが改善できること確認した。これを受け、新方式ハイブリッドシステム搭載エンジン（DE5）に適用する電動過給機の試作を進める。そこで、電動過給機のコンプレッサおよびこの過給機用電動モータに対する要求性能を求めるため、エンジン性能シミュレーションを行った。

4.2.1. シミュレーションモデルおよび検討条件

定常運転時における検討条件を以下に示す。

① ツール

- 一次元シミュレーション： GT-Power

② エンジン

- DE5 + 電動過給機 (eSC)

③エンジンモデル

- 図 4-26 に、「DE5+電動過給機 (eSC)」のモデルを示す。

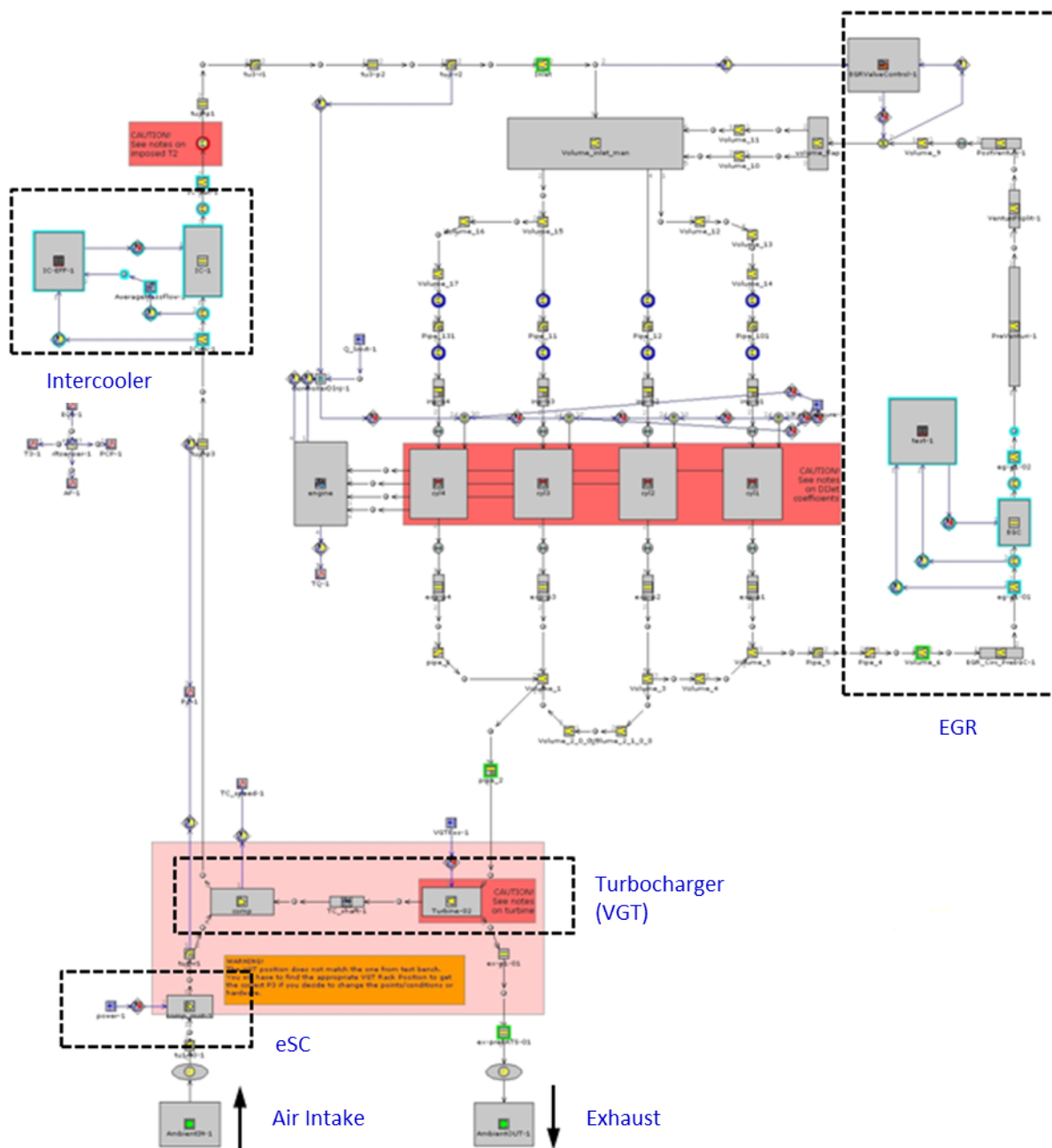


Fig.4-26 GT-Power 1D Model (Steady Driving)

④電動過給機 (eSC) モデル

- 過給機用電動モータを含む総合効率は70%と仮定した。
- 電動過給機の慣性モーメントはゼロと仮定した。
- 電動過給機の上流側に設置するエアクリーナの圧力損失モデルを考慮した。
- DE5 に搭載されている過給機 (VGT) を併用した。
- 定常運転のため、吸気バイパス路切り替えシステムは考慮していない。

⑤エンジン運転条件

- 800rpm、1,000rpm、1,400rpm での定常運転とする。1,400rpm 超では、筒内圧が許容値を超えるためシミュレーションは行わなかった。
- 全負荷時の A/F 比 (燃料噴射量に対する吸入空気量の比) を一定として、燃料噴射量を増量した。
- 給気条件の変化により、燃焼及び筒内圧が適正となるよう噴射制御 (噴射圧、時期) を随時行う。
- 制約条件は、筒内圧の許容値、エンジン搭載の過給機の許容回転数等とした。

4.2.2. シミュレーション結果

「DE5+電動過給機」におけるシミュレーションでは、低速～中速運転領域において電動過給機のモータ出力を 1~5kW の間で変化させた。この際の電動過給機の駆動エネルギーはブレーキエネルギー回生により得たものと仮定しており、エネルギー消費には含めていない。

図 4-27 に、電動過給機のモータ出力を変化させた時の筒内圧、トルクおよび燃料消費率 (BSFC) のシミュレーション結果を示す。

① 800rpm

過給機用電動モータの出力増加に伴う吸入空気量増大により、トルク向上、燃料消費率の改善が図れる。過給機用電動モータの出力を 5kW まで増加させることで 600Nm までのトルク増大が可能である。この場合においても制約条件である筒内圧の許容値は超えることはない。

② 1,000rpm

800rpm 同様に過給機用電動モータの出力増大に伴い、トルク向上、燃料消費率の改善が図れるが、過給機用電動モータの出力が 3kW で筒内圧許容値に達する。

③ 1,400rpm

過給機用電動モータの出力の増加により吸入空気量は増加するものの、筒内圧の許容値に

対する余裕が少ないため、噴射時期などを大幅に制御せざるを得ず、燃料消費率は改善するものの、トルクの増加は少ない。また、1kWの過給機用電動モータの出力であっても筒内圧許容値に達する。

以上の①～③より、筒内圧の許容値を超えない条件を考慮し、定常運転における過給機用電動モータの要求モータ出力を3kW(モータを含む総合効率を70%と仮定した場合)とした。

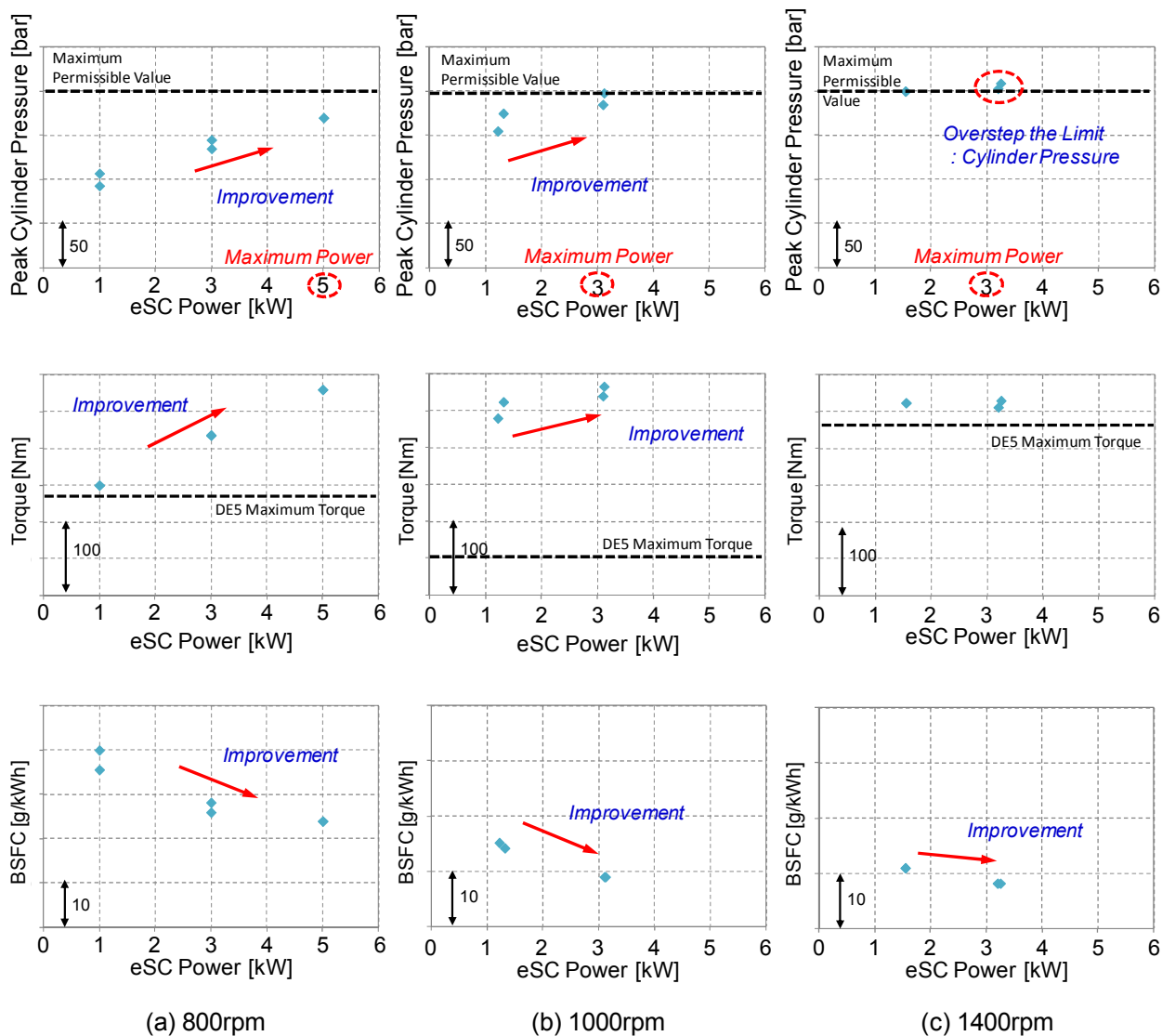


Fig.4-27 Engine Performance by Operating Engine(DE5) + eSC

4.2.3. 電動過給機に要求されるコンプレッサ性能

図 4-28 に、「DE5+電動過給機」に要求される電動過給機のコンプレッサマップ（過給機用電動モータの出力とエンジン回転数に対する空気流量、圧力比）を示す。例えば、3kW の電動過給機でエンジン低回転時のトルクを増加させるためには、800rpm において、空気流量が約 300kg/h、圧力比が最大で約 1.38 必要となる。

新方式ハイブリッドシステムには、図 4-28 の条件に適合するコンプレッサを備えた電動過給機が必要であり、これを満たす電動過給機の試作を行った（第 6 章に記述）。

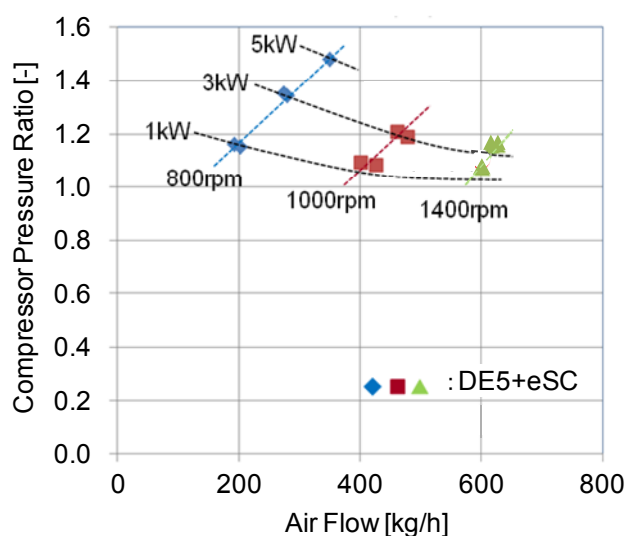


Fig.4-28 Demand Compressor Characteristics on Engine(DE5) + eSC (Steady Driving)

4.3. 新方式ハイブリッドシステム用エンジンの全負荷トルク性能曲線（計算）

3kW 出力の電動過給機を新方式ハイブリッドシステム用エンジン（DE5）に搭載した際のトルク増大予測値を図 4-29 に示す。この値は、過給機メーカーより提示されたコンプレッサマップを用い、過給シミュレーション（GT-power）から算出した。最大トルクは、通常 628Nm/1,400rpm であるが、電動過給機を組み合わせることで 733Nm/1,200rpm と大幅に増加することが予測される。

一般に、エンジン回転数が低い時は排気流量が少ないことから、従来ターボチャージャでは過給効果が得られにくい。一方、過給機用電動モータにより強制的にコンプレッサを回転させる電動過給機は、排気流量に関係なくエンジン低回転域から過給することが可能となる

ことから、本結果に示すようにエンジン低回転時におけるトルク的大幅増大が見込める。

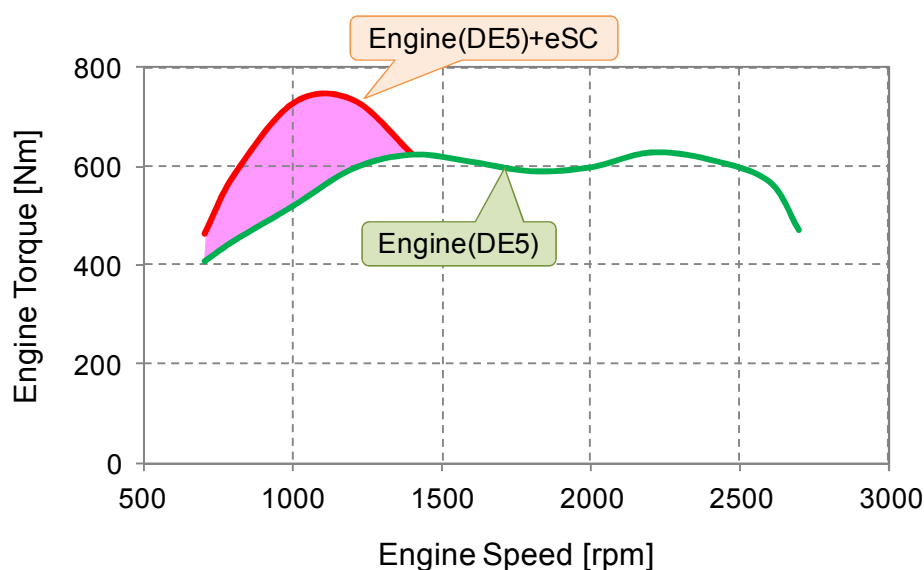


Fig.4-29 Engine(DE5) + eSC Torque (GT-Power 1D Model)

4.4. まとめ

新方式ハイブリッドシステムのキー技術となる高電圧駆動型電動過給機に着目した。はじめに、電動過給機搭載エンジンの燃料消費率性能および排出ガス特性を調査するため、乗用車向けに試作された電動過給機を大型ディーゼルエンジンに搭載した単体実験を行い、それらについて知見をまとめた。次に、得られた知見を基に、検討中の新方式ハイブリッドシステムに搭載する大型ディーゼルエンジン向けの電動過給機用コンプレッサの検討を行った。

得られた以下①～⑤の知見を整理すると、今実験に用いたエンジンと新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックに搭載するエンジンでは、排気量や吸気系システムの構造は異なるが、高過給化と多量 EGR を組み合わせることにより燃料消費率の向上が図れると考えられる。

- ① 電動過給機駆動時のエンジン全負荷トルクと消費電力は、ほぼ比例関係を示した。
- ② エンジン高回転運転時は、電動過給機が給気抵抗となるため、電動過給機を迂回させるバイパス路が必要となる。
- ③ 電動過給機は、排気流量に関係なく空気を強制的にエンジン筒内に送り込めるため、過渡応答時のトルクの立ち上がりが早まり、発生トルクも短時間に増大することが確認で

- きた。特に、エンジン低回転時におけるトルクの大幅な増大を確認した。
- ④ 電動 2 ステージターボシステムでモード走行を行った際、吸入空気流量と給気圧力が増加でき、トルク向上、燃料消費率の改善およびスモーク値が半減することを確認した。
 - ⑤ 電動過給機駆動時は、高過給化と多量 EGR による効果により、同一スモーク濃度において NOx 排出率が 12.9%改善し、燃料消費率は 4.9%改善した。
 - ⑥ 新方式ハイブリッドシステム搭載エンジン (DE5) に適用する電動過給機の出力は、3kW が望ましいことが分かった。

参考文献

- (4-1) 安兼一, 白石隆, “乗用ディーゼルエンジン用可変 2 ステージターボの開発”, 三菱重工技報, Vol.47, No.4, pp.7-11 (2010).
- (4-2) U. Hopmann, M. C. Algrain, “Diesel Engine Electric Turbo Compound Technology”, SAE Technical Paper, 2003-01-2294 (2003).
- (4-3) T. Kattwinkel, R. Weiss, J. P. Boeschlin, “Mechatronic Solution for Electronic Turbocharger”, SAE Technical Paper, 2003-01-0712 (2003).
- (4-4) F. Millo, F. Mallamo, E. Pautasso, G. G. Mego, “The Potential of Electric Exhaust Gas Turbocharging for HD Diesel Engines”, SAE Technical Paper, 2006-01-0437 (2006).
- (4-5) P. S. Divekar, B. Ayalew, R. Prucka, “Coordinated Electric Supercharging and Turbo Generation for a Diesel Engine”, SAE Technical Paper, 2010-01-1228 (2010).
- (4-6) IHI 車両過給機セクター, “電動アシストターボ”, IHI 技報, Vol.51, No.1, pp.14-15 (2011).
- (4-7) S. George, G. Morris, J. Dixon, D. Pearce, G. Heslop, “Optimal Boost Control for an Electrical Supercharging Application”, SAE Technical Paper, 2004-01-0523 (2004).
- (4-8) W. Zhuge, L. Huang, W. Wei, Y. Zhang, Y. He, “Optimization of an Electric Turbo Compounding System for Gasoline Engine Exhaust Energy Recovery”, SAE Technical Paper, 2011-01-0377 (2011).
- (4-9) 山下幸生, 茨木誠一, 住田邦夫, 恵比寿幹, 安兼一, 荻田浩司, “自動車用エンジンのダウンサイジングに貢献する電動スーパーチャージャの開発”, 三菱重工技報, Vol.47, No.4, pp.12-17 (2010).
- (4-10) 安兼一, 山下幸生, “超高速モータ付き電動スーパーチャージャの開発”, 自動車技術,

- Vol.65, No.11, pp.102-103 (2011).
- (4-11) T.Kattwinkel, R.Weiss, J.P.Boeschlin, “Mechatronic Solution for Electronic Turbocharger”, SAE Technical Paper, 2003-01-0712 (2003).
- (4-12) U.Hopmann, M.C.Algrain, “Diesel Engine Electric Turbo Compound Technology”, SAE Technical Paper, 2003-01-2294 (2003).
- (4-13) S.George, G.Morris, J.Dixon, D.Pearce, G.Heslop, “Optimal Boost Control for an Electrical Surpercharging Application”, SAE Technical Paper, 2004-01-0523 (2004).
- (4-14) W.Zhung, L.Huang, W.Wei, Y.Zhang, Y.He, “Optimization of an Electric Turbo Compounding System for Gasoline Engine Exhaust Energy Recover”, SAE Technical Paper, 2011-01-0377 (2011).
- (4-15) A.Darlington, D.Cieslar, N.Collings, K.Glover, “Assessing Boost-Assist Options for Turbocharged Engines Using 1-D Engine Simulation and Model Predictive Control”, SAE Technical Paper, 2012-01-1735 (2012).

第5章 新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの燃料消費率改善効果（計算検討）

第4章で求めた電動過給機によるエンジン低回転時のトルク増加と車軸駆動用電動モータによるトルク増加を組み合わせた新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの燃料消費率の改善効果を机上検討した。机上検討の際、従来ハイブリッドトラックの評価に用いられるHILS（Hardware In the Loop Simulator）試験手法を用いた。

5.1. 計算装置および計算条件

5.1.1. 計算装置

ハイブリッドトラックの排出ガス、燃料消費率の試験にHILSを用いる方法が、2007年3月より国土交通省通達の技術指針「国自環第281号および第282号」で適用され、運用されている⁽⁵⁻¹⁾。

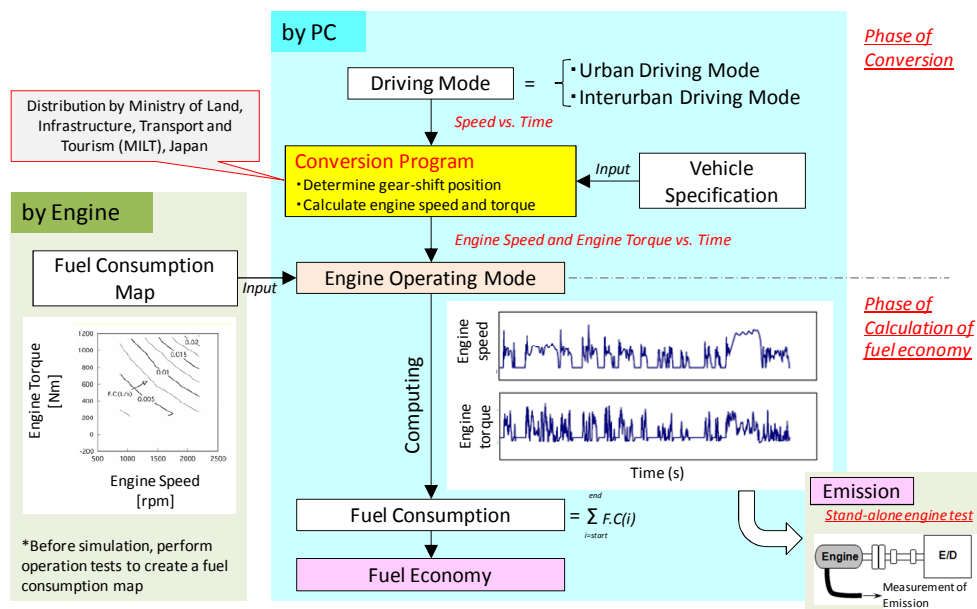


Fig.5-1 Conceptual Diagram of Simulation Method (Heavy-Duty Truck)⁽⁵⁻²⁾

ここで、従来ディーゼルトラックの燃料消費率に関しては、「シミュレーション法」⁽⁵⁻³⁾を適用することで車両の燃料消費率を算出している。シミュレーション法とは、図5-1に示す

ように、変換プログラムに車両諸元を入力することにより「時間と速度」の関係から成る走行モードを、「時間とエンジン回転数」および「時間とエンジントルク」の関係から成るエンジン運転モードに変換し、予めエンジンベンチで実測し作成したエンジン暖機後（エンジンホット）の燃料消費率マップ（エンジンの回転数およびトルクの組み合わせと燃料消費率の関係を示したもの）をもとに、決められた走行モードを走行した場合の燃料消費率を計算機上で算出するものである。排出ガスは同負荷条件をエンジンダイナモメータ上で再現し、エンジン単体により測定を行っている。

次に、HILS 試験法の概念図を図 5-2 に示す⁽⁵⁻⁴⁾。従来ディーゼルトラックの排出ガス・燃料消費率試験方法に用いる「変換プログラム」を「HILS プログラム」に置き換えたものであり、HILS に車両諸元を入力することにより「時間と速度」の関係で示された走行モードを、「時間とエンジン回転数」および「時間とエンジントルク」の関係で示されたエンジン運転モードに変換する。エンジン負荷条件を求めた後は、従来車両と同様の方法で排出ガスを測定するものである。燃料消費率に関しては、ハイブリッド車両に搭載するエンジンの暖機後の燃料消費率マップ等を事前にエンジンベンチにて取得した状態である。そのマップを用いて、走行モードで走行した場合の燃料消費率を計算機上で算出する。

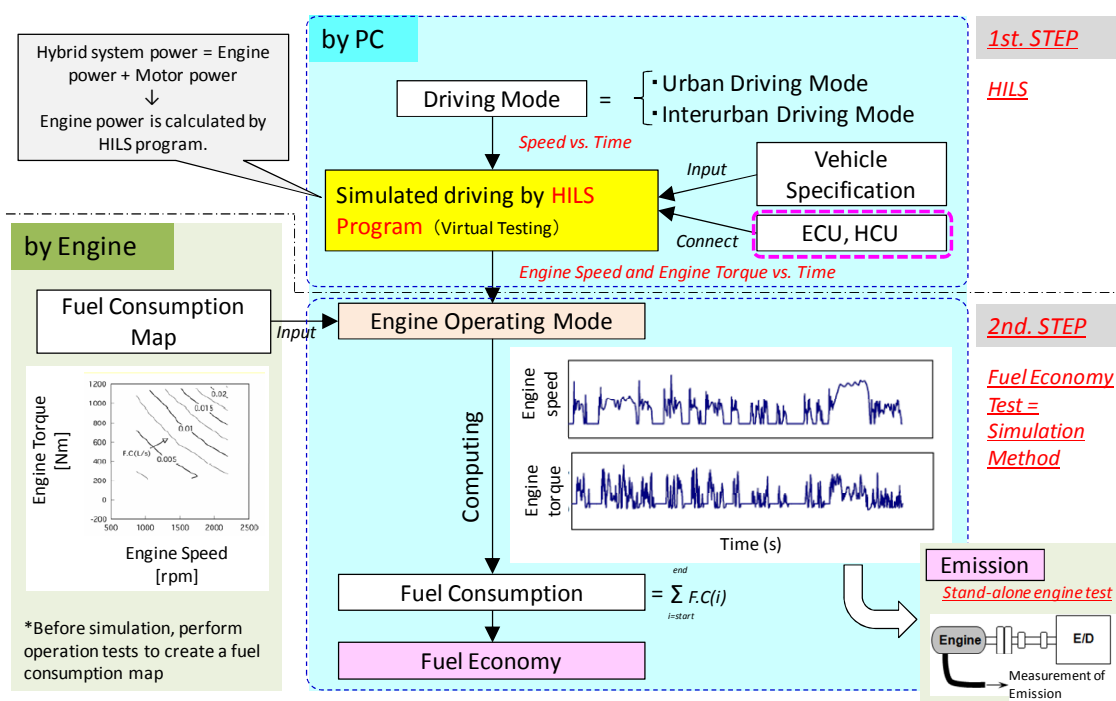


Fig.5-2 Conceptual Diagram of HILS Method (Heavy-Duty Hybrid Truck) ⁽⁵⁻⁴⁾

図 5-3 に、HILS 試験法に用いる試験装置とその概略図を示す⁽⁵⁻⁵⁾。ハイブリッドトラックの場合、エンジン負荷条件は車両固有のハイブリッド制御ロジックによって決定されることから、試験時には実際のエンジン ECU、ハイブリッド ECU を使用する。これとハイブリッド車両の各制御モデルを組み合わせ、高速計算演算装置（DSP）を用い演算を行うことで、走行モードを走行した場合の燃料消費率をコンピュータ上で算出する。

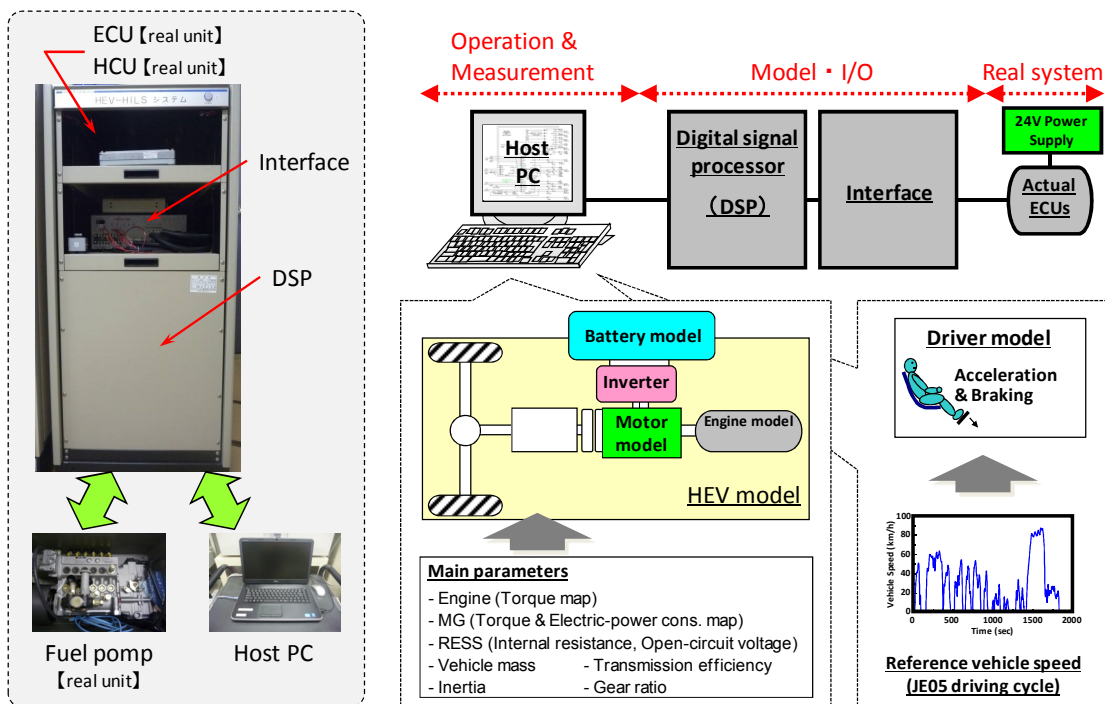


Fig.5-3 Conceptual Diagram of HILS Test Machine (5-5)

ここで、HILS 内のハイブリッドモデルは、以下の (1) ~ (4) を基に作成されている⁽⁵⁻⁶⁾。

(1) エンジンモデル

エンジンモデルの概念図を図 5-4 に示す。エンジントルク指令値、アクセル開度または噴射量指令値と回転速度に対するトルクマップからエンジンの発生トルクを算出する。エンジンが発生したトルクとスタータトルクおよびエンジンへ外部から負荷されるトルクを合算する。合算したトルクとエンジン回転部分慣性モーメントから回転速度を決定する。実 ECU から回転制御要求または回転制限要求があった場合は、エンジンモデル内部の PID 制御機能によりエンジン回転速度を制御する。また、アイドル回転速度は、調整用入力によって調整可能である。イグニッション OFF または燃料カット ON 信号の入力によって停止する。

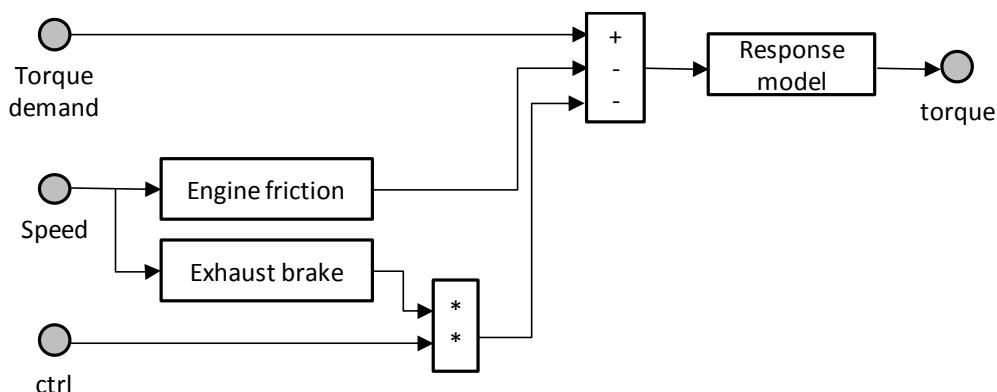


Fig.5-4 Internal Combustion Engine Model Diagram

エンジンは、エンジン摩擦と排気ブレーキを含むものとし、これらはいずれもエンジン速度の関数であり、マップを使用してモデル化される。排気ブレーキは、例えばオン/オフ制御コマンド信号または0と1の連続的信号を使用して制御することができる。そのモデルは、一定トルク M_{start} を用いてモデル化されるスタータモータも含むものとする。エンジンは、制御信号によって始動および停止されるものとする。

トルクの立ち上がり応答モデルは、2つの一次モデルを使用してモデル化されるものとする。1番目の一次系は、ほぼ直接的なトルクの立ち上がりを対象とし、次のように高速の動的特性を表現する。

$$M_{ice,1} = -\frac{1}{\tau_{ice,1}} (M_{ice,1} - M_{ice,des1}(\omega_{ice})) \quad (5-1)$$

ここで：

$M_{ice,1}$ ：ファスト動的エンジントルク [Nm]、

$M_{ice,des1}$ ：ファスト動的エンジン要求トルク [Nm]、

$\tau_{ice,1}$ ：ファストエンジントルク応答の時定数 [s]、

ω_{ice} ：エンジン速度 [rad/s]

2番目の一次系は、ターボチャージャー効果および過給圧の立ち上がりを対象とし、次のように、より低速の動的特性を表現する。

$$M_{ice,2} = -\frac{1}{\tau_{ice,2}(\omega_{ice})} (M_{ice,2} - M_{ice,des2}(\omega_{ice})) \quad (5-2)$$

ここで、

$M_{ice,2}$: スロー動的エンジントルク [Nm]、

$M_{ice,des2}$: スロー動的エンジン要求トルク [Nm]、

$\tau_{ice,2}$: スローエンジントルク応答の速度依存時定数 [s]

速度依存時定数と動的かつ直接的なトルク分配の両方が速度の関数としてマッピングされる。全エンジントルク M_{ice} は次式により計算するものとする。

$$M_{ice} = M_{ice,1} + M_{ice,2} \quad (5-3)$$

エンジンモデルには次式に従った熱力学モデルが与えられおり、これをコールドスタートから通常の安定した運転温度までのエンジン昇温を表現するために使用することができる。

$$T_{ice,oil} = \max(T_{ice,loss,heatup} = f(P_{ice,loss}), T_{ice,oil,hot}) \quad (5-4)$$

ここで、

$T_{ice,oil}$: ICE のオイル温度 [K]、 $P_{ice,loss}$: ICE の出力損失 [W]、

$T_{ice,oil,heatup}$: (コールド) スタート時の ICE のオイル温度 [K]、

$T_{ice,oil,hot}$: 通常の暖機運転条件における ICE のオイル温度 [K]

このモデルでは燃料消費マップと効率マップのいずれも利用できないため、損失推定の簡便法として $P_{ice,loss} = (\omega_{ice} \times M_{ice})$ を用いる。関数 $T_{ice,oil,heatup} = f(P_{ice,loss})$ により、暖機挙動の適応化を行うことができる。

エンジンはトルク制御または速度制御されるものとし、それぞれ開ループ（フィードフォワード）制御または PI コントローラによって制御される。両方のコントローラについて、所望のエンジントルクは、所望の指示トルクまたは所望のクランクシャフトトルクのいずれでもよい。これはパラメータ $M_{des,type}$ によって選択するものとする。PI コントローラは次式によるものとする。

$$M_{ice,des} = K_p (\omega_{ref} - \omega_{ice}) + K_I \times \int (\omega_{ref} - \omega_{ice}) dt \quad (5-5)$$

ここで、

K_p : 速度コントローラの比例ゲイン、 K_I : 速度コントローラの積分ゲイン

エンジントルクは次のように制限されるものとする。

$$M_{ice,des} \leq M_{max}(\omega_{ice}) \quad (5-6)$$

ここで、

M_{\max} : 回転速度の関数としての最大トルク [Nm]

エンジンモデルは、全パワートレイン慣性に追加すべき慣性負荷 J_{ice} も含むものとする。

(2) 電動機モデル

電動機モデルの概念図を図 5-5 に示す。電圧をパラメータとして、電動機トルク指令値と回転速度に対するトルクマップおよび消費電力マップを有し、実 ECU から入力された電動機トルク指令値を基に車両を駆動または制動するとともに、消費電力を算出する。電動機トルク指令値は、力行／回生の切替有無に対応する。

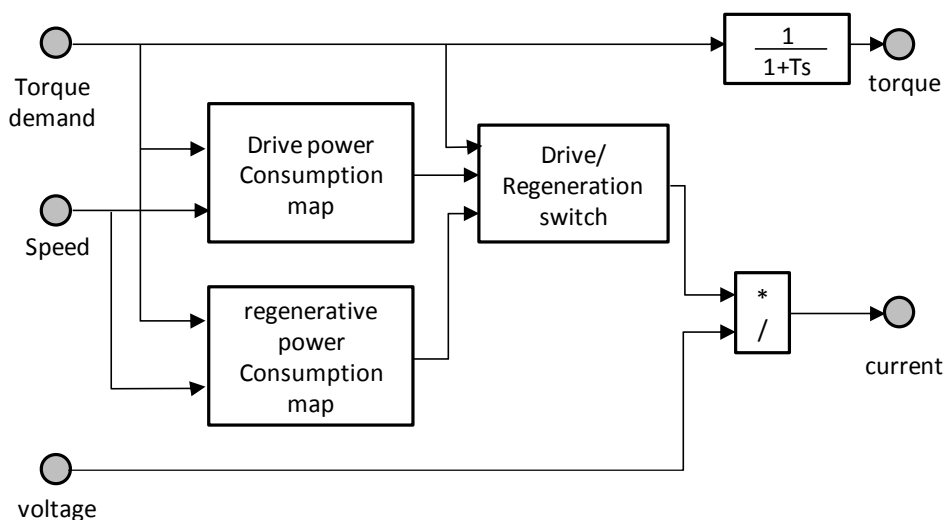


Fig.5-5 Motor/Generator Model Diagram

電動機の動的特性は、一次系としてモデル化されるものとする。

$$M_{em} = -\frac{1}{\tau_1} (M_{em} - M_{em,des}) \quad (5-7)$$

ここで、

M_{em} : 電動機トルク [Nm]、 $M_{em,des}$: 所望の電動機トルク [Nm]、 τ_1 : 電動機の時定数

電動機システム出力 $P_{el,em}$ は、電動機速度 ω_{em} 、そのトルク M_{em} 、および電気 (DC) バス電圧レベル u の関数としてマッピングされるものとする。2 つの別個のマップがそれぞれ正と

負のトルク範囲について定義されるものとする。

$$P_{el,em} = f(M_{em}, \omega_{em}, u) \quad (5-8)$$

電動機システム効率 η_{em} は、次式により計算するものとする。

$$\eta_{em} = \frac{M_{em} \omega_{em}}{P_{el,em}} \quad (5-9)$$

電動機システム電流 i_{em} は、次式により計算するものとする。

$$i_{em} = \frac{P_{el,em}}{u} \quad (5-10)$$

出力損失 $P_{loss,em}$ に基づき、電動機モデルによって単純な熱力学モデルが与えられ、これを次のように温度 T_{em} を導くために使用することができる。

$$P_{loss,em} = P_{el,em} - M_{em} \omega_{em} \quad (5-11)$$

$$\dot{T}_{em} = \frac{1}{\tau_{em,heat}} (P_{loss,em} - (T_{em} - T_{em,cool})/R_{em,th}) \quad (5-12)$$

ここで、

T_{em} : 電動機システム温度 [K]、 $\tau_{em,heat}$: 電動機の熱質量に対する熱容量 [J/K]、

$T_{em,cool}$: 電動機システムの冷却媒体温 [K]、

$R_{em,th}$: 電動機とその冷却媒体の間の熱抵抗 [K/W]

電動機システムは、トルク制御または速度制御されるものとし、それぞれ次のように開ループ（フィードフォワード）コントローラまたはPIコントローラによって制御される。

$$M_{em,des} = K_p (\omega_{ref} - \omega_{ice}) + K_I \times \int (\omega_{ref} - \omega_{em}) dt \quad (5-13)$$

ここで、

K_p : 速度コントローラの比例ゲイン、 K_I : 速度コントローラの積分ゲイン

電動機トルクは、次のように制限されるものとする。

$$M_{min}(\omega_{em}) \leq M_{em,des} \leq M_{max}(\omega_{em}) \quad (5-14)$$

ここで、

M_{\min} 、 M_{\max} ：回転速度の関数としての最小および最大トルクマップ[Nm]

電動機モデルは、全パワートレイン慣性に追加すべき慣性負荷 J_{em} も含むものとする。

(3) 蓄電装置モデル

ニッケル水素電池やリチウムイオン電池を再現したバッテリーモデルは、図 5-6 に示すように抵抗およびキャパシタ回路を用いた表現に基づくものとする。

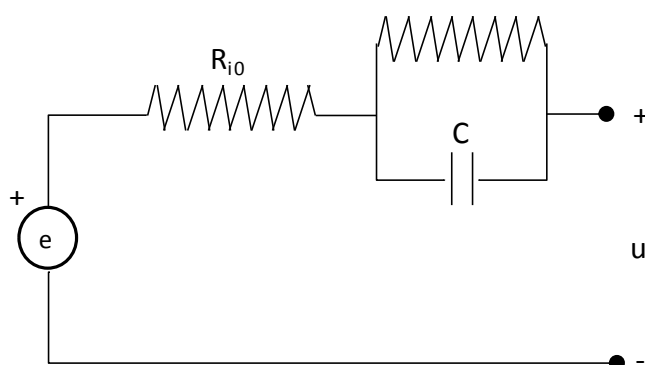


Fig.5-6 Representation Diagram for Battery

バッテリー電圧は、次式を満たすものとする。

$$u = e - R_{i0} \times i - u_{RC} \tag{5-15}$$

ただし、

$$\frac{d}{dt} u_{RC} = - \frac{1}{R \times C} \times u_{RC} + \frac{1}{C} \times i \tag{5-16}$$

開回路電圧 e 、抵抗 R_{i0} 、 R および静電容量 C は、いずれもバッテリーの実際のエネルギー状態との依存関係を有し、マップ内のテーブル値を使用してモデル化されるものとする。抵抗 R_{i0} 、 R および静電容量 C には、電流の方向依存性が含まれるものとする。

充電状態は、クーロン効率を 100% と仮定し、電流積算によって算出する。バッテリーの開放電圧と内部抵抗は、充電状態によって変化するため、それぞれ充電状態に対するマップから算出する（図 5-7）。

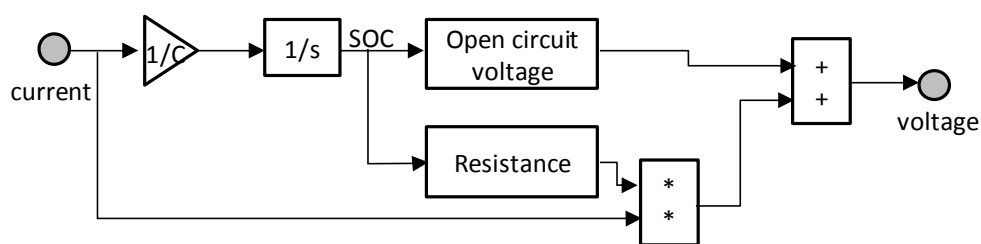


Fig.5-7 Resistor Based Battery Model Diagram

バッテリー充電状態 SOC は、次式で定義されるものとする。

$$SOC = SOC(0) - \int_0^t \frac{i}{3600 \times CAP} dt \quad (5-17)$$

ここで、

$SOC(0)$: テスト開始時における充電の初期状態、 CAP : バッテリー容量 [Ah]

複数のセルを使用してバッテリーの容量等を変更することができる。

バッテリーモデルによって熱力学モデルが与えられ、これを使用することができる。また、次式により、電動機システムの場合と同様のモデリングが適用される。

$$P_{loss,bat} = R_{io} \times i^2 + R \times i_R^2 = R_{io} \times i^2 + \frac{1}{R} \times u_{RC}^2 \quad (5-18)$$

出力損失は熱エネルギーに変換され、次式で表されるようにバッテリー温度に影響を及ぼす。

$$T_{bat} = \frac{1}{\tau_{bat,heat}} (P_{loss,bat} - (T_{bat} - T_{bat,cool})/R_{bat,th}) \quad (5-19)$$

ここで、

T_{bat} : バッテリー温度 [K]、 $T_{bat,heat}$: バッテリー熱質量に対する熱容量 [J/K]、

$T_{bat,cool}$: バッテリー冷却媒体温度 [K]、 $R_{bat,th}$: バッテリーと冷却流体の間の熱抵抗 [K/W]

(4) 車両・駆動系モデル

走行抵抗モデル、変速機・車両モデルおよび電動機用クラッチモデルから構成され、走行抵抗を計算するとともに、エンジンモデルおよび電動機モデルとの間でトルクの授受を行い、車速を発生させる。

①車両モデル

シャシ（車両）の基本モデルは慣性として表現されるものとする。このモデルは、プロペラシャフトトルクおよびブレーキトルクから車速を計算するものとし、転がり抵抗および空気抵抗を含み、勾配抵抗を考慮に入れるものとする。概略図を図 5-8 に示す。

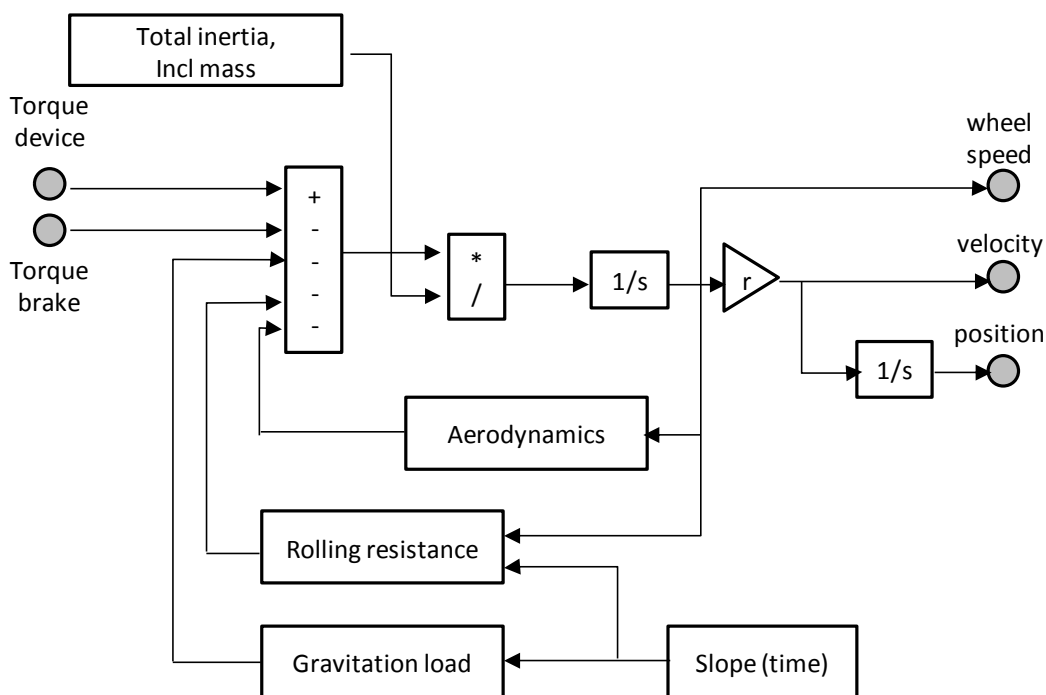


Fig.5-8 Chassis (Vehicle) Model Diagram

駆動トルク M_{drive} に対抗して摩擦ブレーキトルク M_{fric_brake} が作用するものとする。ブレーキトルクアクチュエータは、次のように一次系としてモデル化されるものとする。

$$M_{fric_brake} = -\frac{1}{\tau_1} (M_{fric_brake} - M_{fric_brake,des}) \quad (5-20)$$

ここで、

- M_{fric_brake} : 摩擦ブレーキトルク [Nm]、 $M_{fric_brake,des}$: 要求摩擦ブレーキトルク [Nm]、
- τ_1 : 摩擦ブレーキアクチュエータの時間応答定数 [s]

②走行抵抗モデル

全駆動トルクは、空気抵抗 M_{aero} 、転がり抵抗 M_{roll} および勾配抵抗 M_{grav} のトルクと平衡するものとし、その結果としての加速トルクが次の差分方程式に従って求められる。

$$J_{tot} \omega_{wheel} = M_{drive} - M_{fric,brake} - M_{aero} - M_{roll} - M_{grav} \quad (5-21)$$

ここで、

J_{tot} : 総車両パワートレイン慣性 [kgm²]、 ω_{wheel} : ホイール回転加速度 [rad/s²]

車両の全慣性 J_{tot} は、試験車質量 $m_{vehicle}$ およびパワートレインコンポーネントからの慣性を用いて次式により計算するものとする。

$$J_{tot} = m_{vehicle} \times r_{wheel}^2 + J_{powertrain} + J_{wheel} \quad (5-22)$$

ここで、

$m_{vehicle}$: 試験車質量 [kg]、 $J_{powertrain}$: 総パワートレイン回転慣性 [kgm²]、

J_{wheel} : ホイールの回転慣性[kg/m²]、 r_{wheel} : タイヤ動的負荷半径[m]

車速 $v_{vehicle}$ は、次式によりホイール回転速度 ω_{wheel} およびタイヤ動的負荷半径 r_{wheel} から求めるものとする。

$$v_{vehicle} = \omega_{wheel} \times r_{wheel} \quad (5-23)$$

空気抵抗トルクは、次式により計算するものとする。

$$F_{aero} = 0.5 \times \rho_a \times C_{drag} \times A_{front} \times v_{vehicle}^2 \times r_{wheel} \quad (5-24)$$

ここで、

ρ_a : 空気密度 [kg/m³]、 C_{drag} : 空気抵抗係数、

A_{front} : 車両前面投影面積 [m²]、 $v_{vehicle}$: 車速[m/s]

転がり抵抗および勾配抵抗は、次式により計算するものとする。

$$M_{roll} = f_{roll} \times m_{vehicle} \times g \times \cos(\alpha_{road}) \times r_{wheel} \quad (5-25)$$

$$M_{grav} = m_{vehicle} \times g \times \sin(\alpha_{road}) \times r_{wheel} \quad (5-26)$$

ここで、

f_{roll} : 転がり抵抗係数、 g : 重力加速度[m/s²]、 α_{road} : 道路勾配[rad]

③変速機モデル

エンジントルク、電動機トルク、各変速段における減速比、終減速比、ギヤの効率および各要素の慣性モーメントから車両へ伝達されるトルクを計算する。このトルクと、車両の走

行抵抗、車両質量、タイヤおよび車軸の慣性モーメントからなる負荷トルクから、車両の加速度を求める。変速機入力軸から出力軸に伝達されるトルクは、変速機モデル内のクラッチストロークとギヤの伝達効率によって算出され、ギヤ段毎に慣性モーメントが設定される。

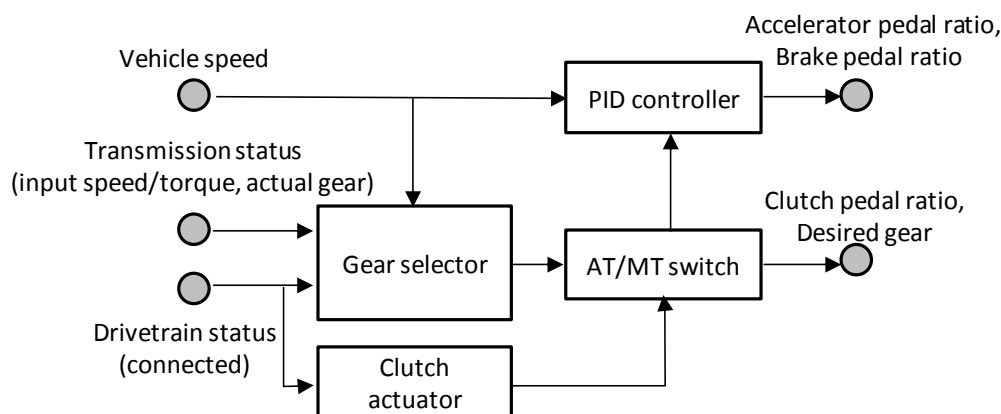


Fig.5-9 Transmission Model Diagram

変速機モデルの概略図を図 5-9 に示す。変速機モデルは、次式に従い、特定のギヤ比 r_{gear} を有する接触したギヤとして実装されるものとする。

$$\omega_{tr,in} = \omega_{tr,out} \times r_{gear} \quad (5-27)$$

変速機モデル内のすべての損失は、トルク損失として定義され、各個別ギヤに関する固定変速機伝達効率を通じて実装されるものとする。さらに変速機モデルは次式に従うものとする。

$$M_{out} = \begin{cases} M_{in} \times r_{gear} \times \eta_{gear}, & \text{for } M_{in} \leq 0 \\ M_{in} \times r_{gear} / \eta_{gear}, & \text{for } M_{in} > 0 \end{cases} \quad (5-28)$$

全ギヤボックス慣性は、能動的なギヤ選択に依存するものとし、次式により定義される。

$$J_{gear,out} = J_{gear,in} \times r_{gear}^2 + J_{gear,out} \quad (5-29)$$

④終減速機ギヤモデル

1組の歯車および固定比率を有する終減速機ギヤを次式に従って表現するものとする。

$$\omega_{fg,out} = \omega_{fg,in} / r_{fg} \quad (5-30)$$

ギヤ損失はトルク損失とみなし、次のように伝達効率を通じて実装するものとする。

$$M_{out} = M_{in} \times \eta_{fg}(\omega_{fg,in}, M_{in}) \times r_{fg} \quad (5-31)$$

ここで、伝達効率を速度およびトルクの関数としてマップで表現することができる。

次のように終減速機ギヤの慣性を含めるものとする。

$$J_{out} = J_{in} \times r_{fg}^2 + J_{fg} \quad (5-32)$$

⑤クラッチモデル

エンジン／変速機間のクラッチ動作を模擬し、変速機（電動機を含む。）・インプットシャフト回転速度、エンジンへの負荷トルクを算出する。電動機から入力されるトルクを加算し、電動機を含むクラッチ部慣性によりインプットシャフト回転速度を計算する。概略図を図5-10に示す。

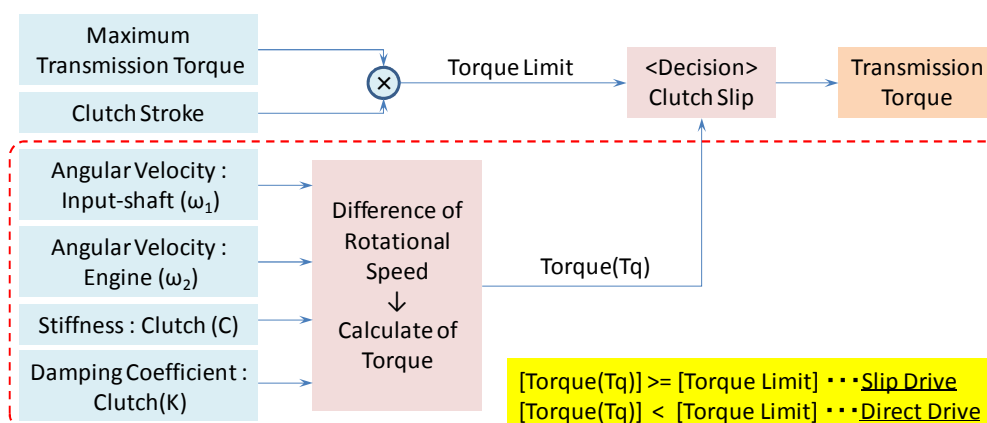


Fig.5-10 Clutch Model Flow

クラッチモデルは、以下の3つの動作段階を辿って一次クラッチプレートに対する入力トルクを二次クラッチプレートに伝達するものとする：

- 1) 開動作
- 2) スリップ動作
- 3) 閉動作

図5-11は、クラッチモデルのフロー図を示す。

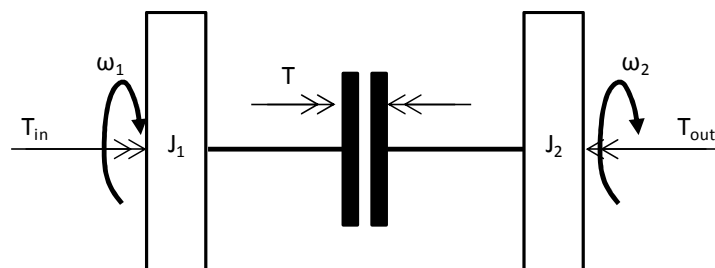


Fig.5-11 Clutch Model Diagram

クラッチモデルは、次の（差分）運動方程式に従って定義されるものとする。

$$J_{cl,1}\omega_{cl,1} = M_{cl1,in} - M_{cl} \quad (5-33)$$

$$J_{cl,2}\omega_{cl,2} = M_{cl} - M_{cl2,out} \quad (5-34)$$

クラッチのスリップ動作の過程で次の関係が定義される。

$$M_{cl} = u_{cl} \times M_{cl,maxtorque} \times \tanh(c \times (\omega_1 - \omega_2)) \quad (5-35)$$

$$\omega_1 = \omega_2|_{t=0} + \int_0^t (M_{cl1,in}(t) - M_{cl}(t)) dt \quad (5-36)$$

ここで、

$M_{cl,maxtorque}$: クラッチを介して伝達される最大トルク [Nm]、

u_{cl} : 0 と 1 のクラッチ作動制御信号、 c : 双曲線関数 $\tanh(\dots)$ の調整定数

$\omega_1 - \omega_2$ の速度差が限界閾値 $slip_{limit}$ を下回り、かつクラッチペダル位置が限界閾値 $pedal_{limit}$ を超えると、クラッチはスリップ状態ではなくなり、閉状態（ロック状態）モードとみなされる。

クラッチの開動作および閉動作の過程で、以下の関係が適用されるものとする。

a) クラッチ開動作

$$M_{cl} = 0 \quad (5-37)$$

b) クラッチ閉動作

$$M_{cl2,out} = M_{cl1,in} \quad (5-38)$$

クラッチペダルアクチュエータは、一次系として表現されるものとする。

$$\dot{u}_{cl} = -\frac{1}{\tau_1} \times (u_{cl} - u_{pedal}) \quad (5-39)$$

ここで、

u_{cl} : 0 と 1 のクラッチアクチュエータ位置、 u : 0 と 1 のクラッチペダル位置、

τ_1 : クラッチ時定数 [s]

⑥トルクコンバータモデル

トルクコンバータは、作動流体の動きを通じてインペラーまたはポンプホイールから出力軸上のタービンホイールに入力動力を伝達する流体継手装置である。固定子を備えるトルクコンバータは、スリップモード動作においてトルク増倍を発生させる。概略図を図 5-12 に示す。

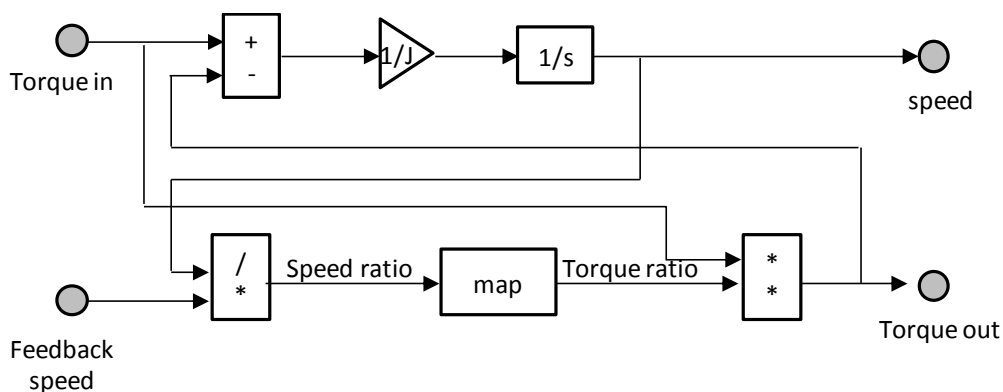


Fig.5-12 Torque Converter Model Diagram

トルクコンバータは、スリップと閉動作の 2 つの動作フェーズに従って入力トルクを出力トルクに伝達するものとする。

トルクコンバータモデルは、次の（差分）運動方程式に従って定義されるものとする。

$$J_p \times \dot{\omega}_p = M_{in} - M_p \quad (5-40)$$

$$J_t \times \dot{\omega}_t = M_t - M_{out} \quad (5-41)$$

ここで：

J_p : ポンプ慣性[kgm²]、 J_t : タービン慣性[kgm²]、 ω_p : ポンプ回転速度[rad/s]、

ω_t : タービン回転速度[rad/s]、 M_{in} : 入力トルク[Nm]、 M_{out} : 出力トルク[Nm]、

M_p : ポンプトルク[Nm]、 M_t : タービントルク[Nm]

ポンプトルクは、次のように速度比の関数としてマッピングされるものとする。

$$M_p = f_{pump}(\omega_t/\omega_p) \times (\omega_p/\omega_{ref})^2 \quad (5-42)$$

ここで、

ω_{ref} : 基準マッピング速度[rad/s]、

f_{pump} : 一定マッピング速度 ω_{ref} における速度比 (ω_t/ω_p) の関数としてマッピングされるポンプトルク[Nm]

次式によりポンプトルクの増幅としてタービントルクが決定されるものとする。

$$M_t = f_{amp}(\omega_t/\omega_p) \times M_p \quad (5-43)$$

ここで、

f_{amp} : 速度比 (ω_t/ω_p) の関数としてマッピングされるトルク増幅

閉動作の過程で、以下の関係が適用されるものとする。

$$M_{out} = M_{in} - M_{tc,loss}(\omega_p) \quad (5-44)$$

$$\omega_t = \omega_p \quad (5-45)$$

ここで、

$M_{tc,loss}$: ロックモードにおけるトルク損失[Nm]

スリップフェーズと閉フェーズの切り替えにはクラッチを使用するものとする。スリップ動作から閉動作への移行過程で、式 5-42 が次のように修正されるものとする。

$$M_p = f_{pump}(\omega_t/\omega_p) \times (\omega_p/\omega_{ref})^2 + u_{lu} \times M_{lu,maxtorque} \times \tanh(c \times (\omega_p - \omega_t)) \quad (5-46)$$

ここで、

$M_{lu,maxtorque}$: クラッチを介した最大トルク伝達 [Nm]、 u_{lu} : 0 と 1 のクラッチ作動制御信号

c : 双曲線関数 $\tanh(\dots)$ の調整定数

速度差 $\omega_p - \omega_t$ が限界閾値 $slip_{limit}$ を下回り、かつクラッチアクチュエータが閾値位置 u_{limit} を超えると、クラッチはスリップ状態ではないとみなされ、ロック状態（閉状態）とみなされるものとする。

ロックアップ装置アクチュエータは、一次系として表現されるものとする。

$$u_{lu} = -\frac{1}{\tau_1} \times (u_{lu} - u) \tag{5-47}$$

ここで、

u_{lu} : 0 と 1 のロックアップアクチュエータ位置、

u : 0 と 1 の所望ロックアップアクチュエータ位置、 τ_1 : 時定数 [s]

5.1.2. 計算条件

検討を行う新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラック（車両総重量 25,000kg）は、平行方式のハイブリッドトラックである。パワートレイン構成は、図 5-13 に示す「電動過給機付ディーゼルエンジン⇄クラッチ⇄車軸駆動用電動モータ⇄トランスミッション」の構成から成る。ベースとした従来の長距離貨物トラックの車両諸元を表 5-1 に示す。

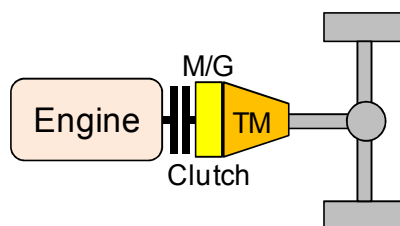


Fig.5-13 Hybrid Powertrain Layout of New Type Hybrid System

Table 5-1 Vehicle Specification (Conventional Heavy-duty Truck)

Vehicle Mass	8,765 kg	
Max. Load Mass	15,530 kg	
Height × Width	2.934 × 2.490 m	
Tire (radius)	0.473 m	
Gear Ratio	1st	6.304
	2nd	4.170
	3rd	2.393
	4th	1.456
	5th	1.000
	6th	0.752
	7th	0.604
Final Gear Ratio	5.102 (DE)	

現在市販されている長距離貨物トラック（車両総重量 25,000kg）は、排気量 11L のディーゼルエンジン（DE11、最大トルク 1,846Nm/1,200rpm）を搭載している。新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックは、従来の長距離貨物トラック用の排気量 11L エンジンから排気量 4.7L エンジン（DE5）へダウンサイズを行う。また、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックは、排気量 11L エンジンと同等のトルクが発生するように、エンジンダウンサイズに伴い不足するトルクは、電動過給機（eSC）や車軸駆動用電動モータ（Motor）により補う。例えば、3kW 出力の電動過給機を新方式ハイブリッドシステム用エンジン（DE5）に搭載した際のトルクは前章の 4.3 で求めた予測値を使い、不足するトルクは車軸駆動用電動モータで補うこととした。これらを整理し、エンジン、電動過給機および車軸駆動用電動モータの各トルク特性を図 5-14 に示す。

- ◆Engine(DE5) ⇒ max. 624Nm/1400rpm
- ◆Engine(DE5)+電動過給機(eSC) ⇒ max. 733Nm/1,200rpm
- ◆Engine(DE5)+電動過給機(eSC)+ Motor ⇒ max.1,839Nm/1,200rpm

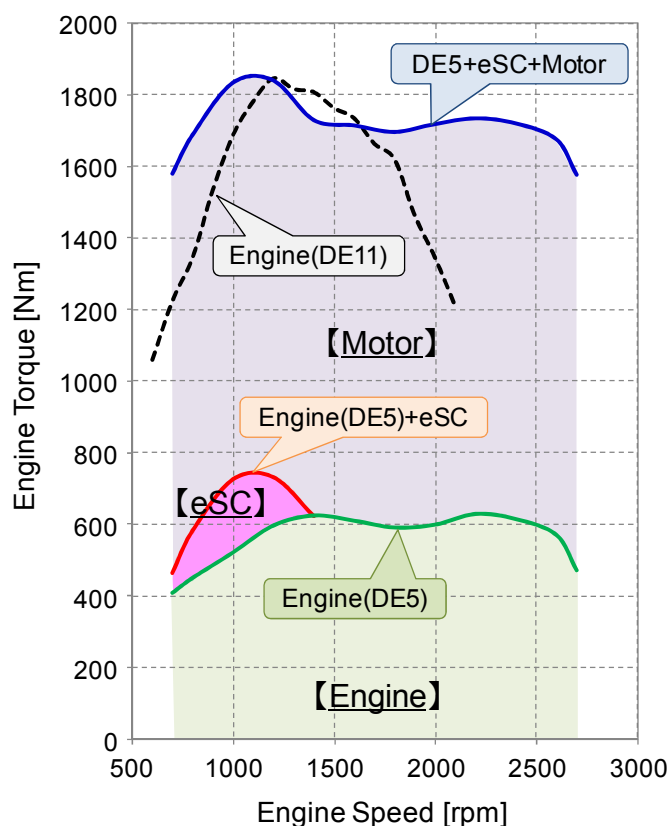


Fig.5-14 Torque Performance of New Type Hybrid System

5.2. 新方式ハイブリッドシステムの制御方法の概要

2.1 で述べた通り、エンジンには燃料消費率の優れる領域が存在する。本供試エンジンの燃料消費率の特性を図 5-15 に示す。各エンジン回転数において同一トルクを得る場合、燃料消費率が最小となる点が存在する。その点を結んだ線が「エンジン最適効率曲線」であり、図中の破線がそれに該当する。一方、燃料消費の優れる領域は、1,500rpm の全負荷曲線上に存在することが確認できる。そこで、本システムでは、供試エンジン（DE5）のエンジン最適効率曲線や全負荷曲線上を走行条件に応じて運転させることとした。

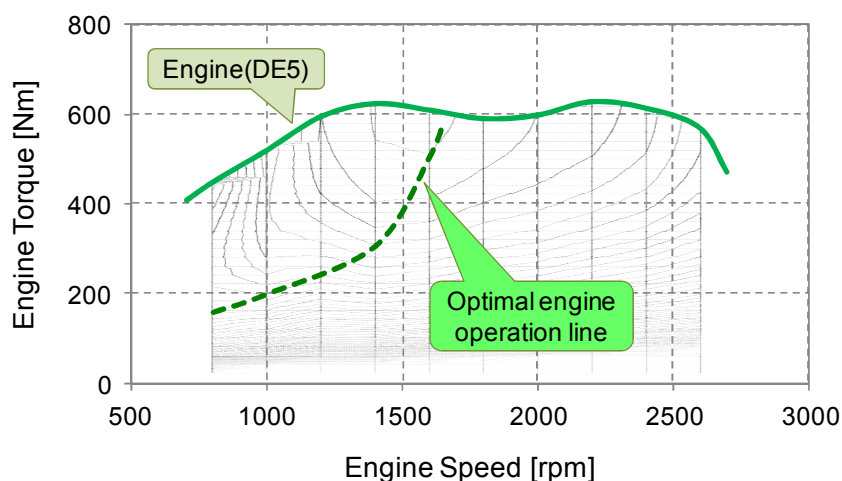


Fig.5-15 Optimal Engine Operation Line of Test Engine (DE5)

新方式ハイブリッドパワートレインの制御方法の概要について図 5-16 を用いて紹介する。詳細については、5.4.2 で述べる。

①車両走行トルクが「エンジン（DE5）＋電動過給機（eSC）」内にある場合

・・・エンジンを活用し、車軸駆動用電動モータは必要に応じて発電を行う。

その際、「エンジン最適効率曲線」にてエンジンを稼働させ、燃料消費率を稼ぐ。

②車両走行トルクが「エンジン（DE5）＋電動過給機（eSC）」以上の場合

・・・「エンジン＋電動過給機」の全負荷状態の上に、車軸駆動用電動モータを付与し、トルクアシストを行う。

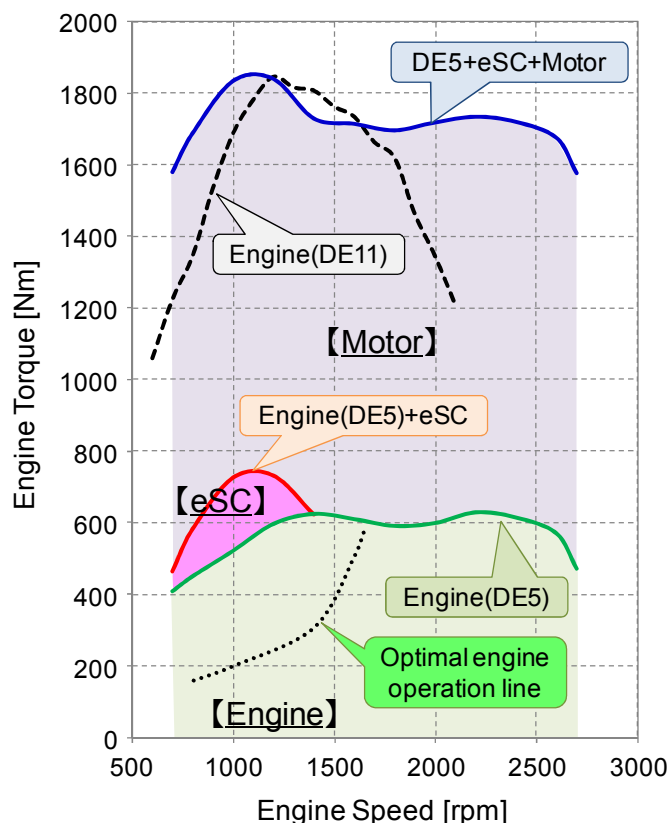


Fig.5-16 Operating Method of New Type of Hybrid System

5.3. エンジン最適効率曲線の活用

供試エンジン（DE5）の最適効率曲線上でエンジンを運転させた場合の有効性を調査した。そこで、市販小型ハイブリッドトラックを模擬した仮想車両を構築し、燃料消費率の改善効果を検証した。

5.3.1. ハイブリッド車両モデルの構築

HILS で構築するハイブリッド車両（仮想車両）は、市販の小型ハイブリッドトラックを模擬した。そこで、市販の小型ハイブリッドトラックのハイブリッド制御をモデル化するにあたり、交通安全環境研究所が保有するシャシダイナモメータを用いて、走行時の各種情報を抽出した。抽出した情報よりハイブリッド制御を構築し、HILS にて仮想車両を構築した。

(1) 供試車両

供試車両として、図 5-17 に示す小型ハイブリッドトラック（エルフ：いすゞ自動車製、2010 年登録、新長期排出ガス規制適合車）を用いた。最大積載量は 2,000kg、6 速ギアを備えた AMT 変速装置（Automated Manual Transmission）から成る車両である。パラレルハイブリッド方式

で、直列4気筒インタークーラターボチャージャ付ディーゼルエンジン（排気量3L）、車軸駆動用電動モータと駆動用のリチウムイオンバッテリーを搭載している。

供試車両走行中の車軸駆動用電動モータの駆動状況を調査するため、駆動用バッテリーユニットに電流プローブ（701930、横河メータ&インスツルメンツ製）を取付け、駆動用バッテリーに出入りする電流を計測した。

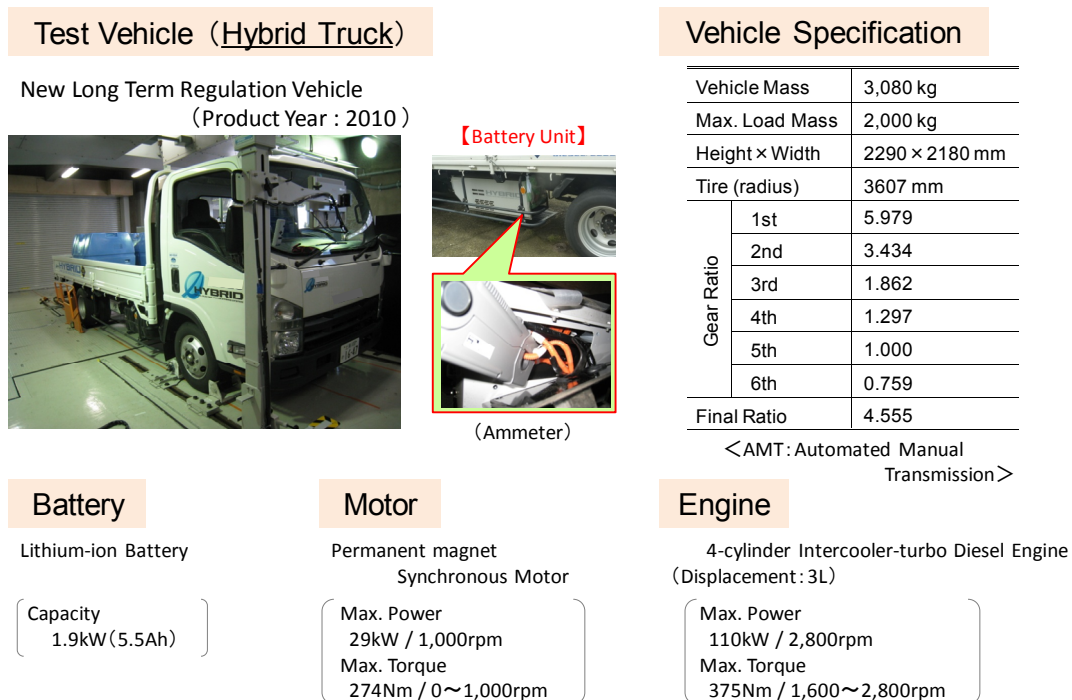


Fig.5-17 Test Vehicle (Conventional Light-Duty Hybrid Truck)

(2) 実車両の走行試験結果

都市内走行モードのJE05モードで、供試車両をシャシダイナモメータ上で走行させ、ハイブリッド制御情報を取得した。結果の一例として、JE05モード開始直後一山目の車速と車軸駆動用電動モータの入出力電力を、時系列に対して図5-18に示す。車軸駆動用電動モータの正側は力行（放電）側、負側は回生（充電）側を示す。この結果は、JE05モード走行開始と終了時のバッテリーエネルギー収支がゼロ（ $\Delta SOC=0$ ）の結果である。

車速、シフトポジションおよび車軸駆動用電動モータの電力収支の関係を整理した結果、力行時の車軸駆動用電動モータによるアシストは車両加速度とシフトポジションで整理でき、回生時は減速中アクセル off 時から車速度 15km/h まで回生ブレーキを行っていることが分かった。

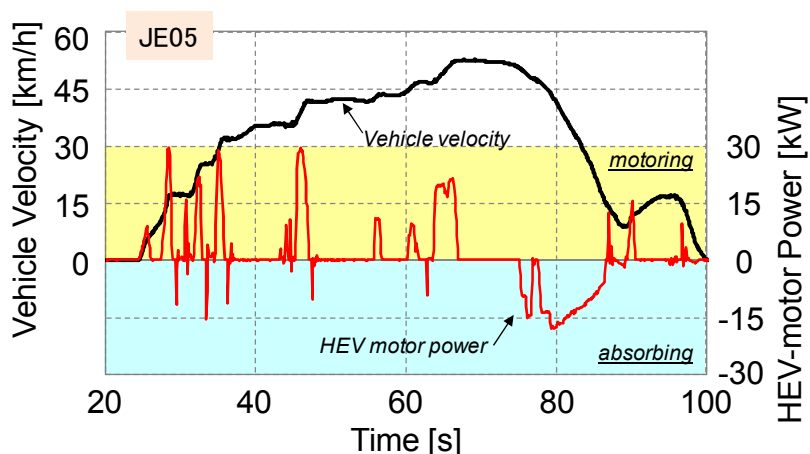


Fig.5-18 Hybrid Motor Power of Test Hybrid Truck Driving JE05

(3) 仮想車両の構築

小型ハイブリッドトラックのパワートレインの構成図を、簡単に図 5-19 に示す。パラレルハイブリッド方式である。エンジンと車軸駆動用電動モータの間にクラッチを挟んだ構造であり、減速回生時にはエンジンの摩擦損失（エンジンブレーキ）を排除でき、より多くの回生エネルギーが取得できるシステムである。

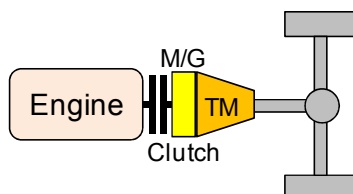


Fig.5-19 Powertrain Layout of Test Hybrid Truck

この図に示すようなハイブリッドシステムの駆動モデルを HILS に構築し、エンジン、車軸駆動用電動モータ、ブレーキ等の制御ユニットについてもモデル化した（図 5-20 参照）。

これら各種制御をモデルで再現し反映させた仮想車両（仮想の小型ハイブリッドトラック）で、JE05 モードを走行させた。結果を図 5-21 に示す。

仮想車両走行時は、アイドリングストップ制御、アクセル off 時にクラッチを切り離す制御、ブレーキ協調回生制御、トルクアシスト制御などが行えることを確認した。

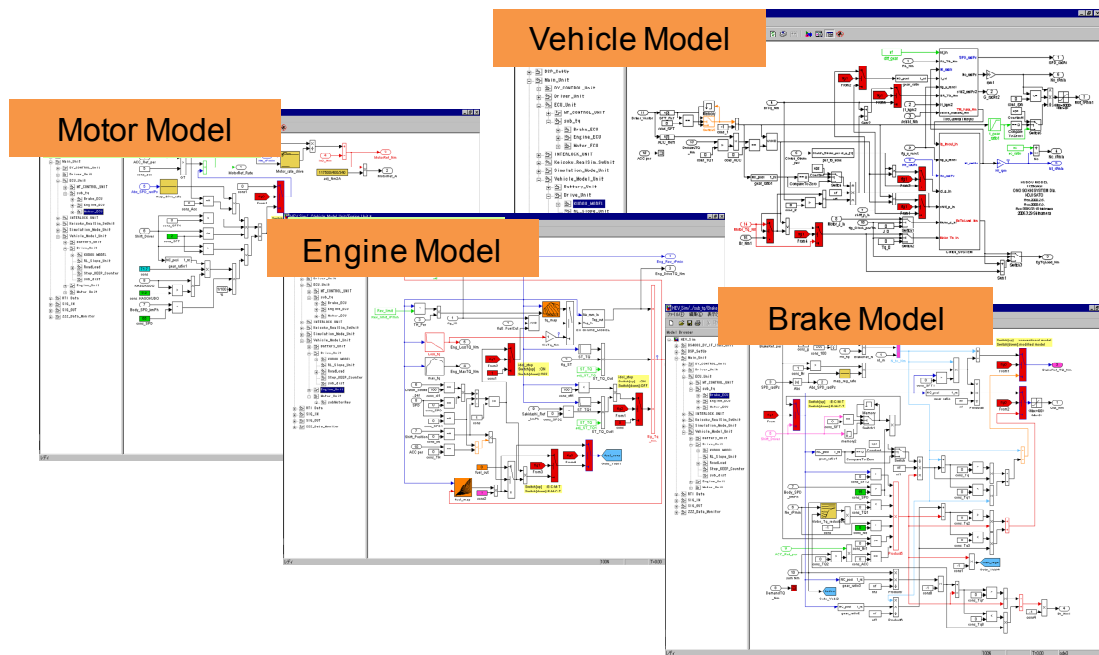


Fig.5-20 Example of Vehicle Model in HILS (MATLAB/Simulink)

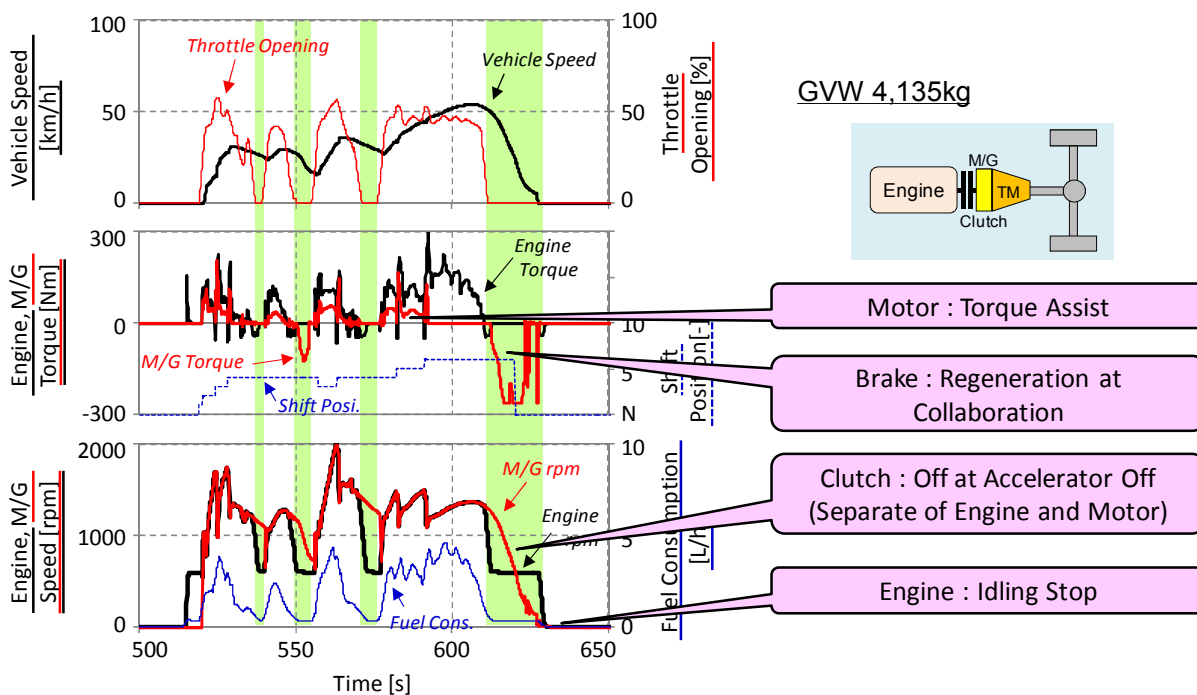


Fig.5-21 Vehicle Performance of Model Vehicle (Simulation)

(4) 仮想車両の検証

仮想車両のアイドリングストップ、クラッチ切り離し、ブレーキ協調回生、トルクアシスト等の各種制御について検証を行った。制御調整後の仮想車両のエンジン回転数および車軸

駆動用電動モータのトルクを、本供試車両のシャシダイナモメータ走行から取得した結果と比較して図 5-22 に示す。エンジン回転数に着目すると、仮想車両は変速時に多少の差異を生じるが、加速時のエンジン回転数や減速時のエンジンアイドリング回転数の傾向は一致した。また、車軸駆動用電動モータの発生トルクに着目すると、こちらも一部個所において差異を生じるものの、おおむね実車の挙動を再現できた。これらより、HILS にて構築した仮想車両は、実車相当の走行（制御）が行えることを確認した。

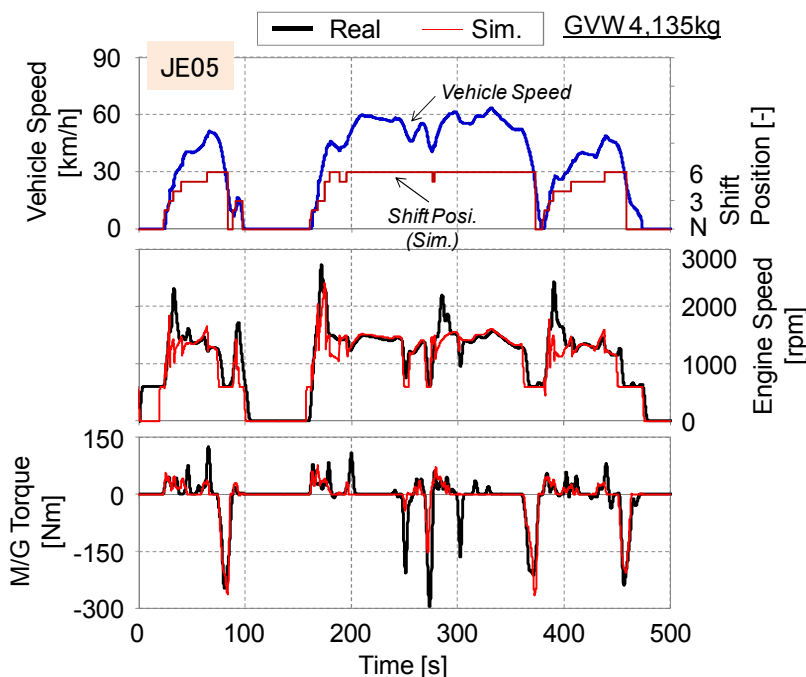


Fig.5-22 Model Vehicle (Simulation) vs. Actual Vehicle (Real)

5.3.2. 実験条件

前述の 5.3.1 の通り、HILS で市販小型ハイブリッドトラックのハイブリッド制御を再現した仮想車両で、実車相当の走行試験が行えることを確認した。そこで、HILS を用いて、エンジン最適効率曲線上でエンジンを運転させた場合の有効性の調査を行った。

(1) 走行パターン

走行パターンは、「JE05 モード」および 80km/h 低速走行に東名高速の縦断勾配を模擬した「都市間モード」である。

(2) 車両条件

仮想車両は、市販中型トラック（車両総重量：7,950kg）を選定し、半積載状態（5,870kg）

にて実験を行った。車両諸元を表 5-2 に示す。エンジンは、4.7L 直列 4 気筒インタークーラターボチャージャ付ディーゼルエンジン（DE5）であり、表 5-2 に示す通り最大出力 158kW/2,500rpm、最大トルク 628Nm/1,400rpm を発生する。

Table 5-2 Vehicle Specification (Medium-Duty Truck)

Vehicle weight	3,790kg	
Full load capacity	4,050kg	
Height × Width	2.465 × 2.230m	
Tire radius	0.4030m	
Gear ratio	1st	6.574
	2nd	3.831
	3rd	2.274
	4th	1.385
	5th	1.000
	6th	0.729
Final gear ratio	4.333	

車軸駆動用電動モータは、定格出力 30kW の（YZ901-MI、澤藤電機製）を使用した。搭載した車軸駆動用電動モータの諸元を表 5-3 に、トルク（出力）曲線を図 5-23 に示す。

今回は、車軸駆動用電動モータのモデル化に当たり、別途実験を行い、トルクマップや電力消費マップ等を取得した。

Table 5-3 Motor/Generator Specification

Type	Permanent magnet synchronous motor
Max. power	117.5 kW / 3,300 rpm
Max. torque	340 Nm / 0 - 3,300 rpm
Max. speed	7,500 rpm

駆動用バッテリーには、市販小型ハイブリッドトラックが搭載する 2.0kW（7.5Ah）を想定した。駆動用バッテリーのモデル化に当たり、バッテリーの蓄電状態（SOC）に対する開放電圧と内部抵抗を考慮したマップを取得した。外部給電による充電は行っていない。

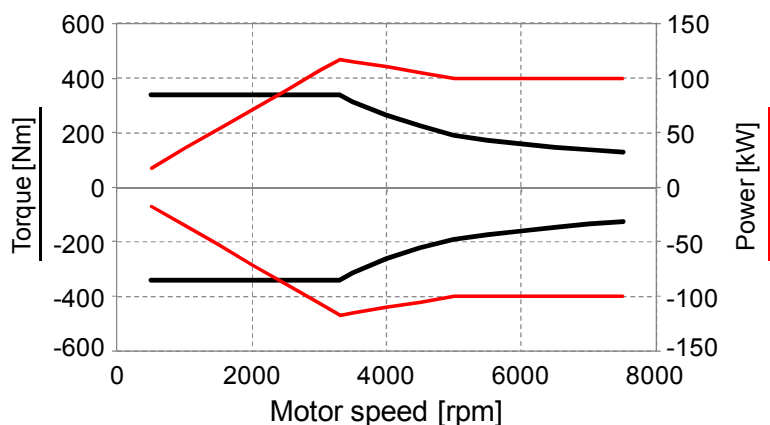


Fig.5-23 Motor/Generator Torque and Power

(3) ハイブリッド制御方法

エンジン最適効率曲線上にてエンジンを稼働させるため、図 5-24 に示すように車軸駆動用電動モータにて、力行および回生を積極的に行う制御を作成した。

① 走行要求トルクがエンジン最適効率曲線より低いとき： $0 < Tq_{(Demand)} < Tq_{(Best)}$

$$Tq_{(Engine)} = Tq_{(Best)} \quad (5-48)$$

$$Tq_{(Motor)} = Tq_{(Best)} - Tq_{(Demand)} \quad (5-49)$$

② 走行要求トルクがエンジン最適効率曲線より高いとき： $Tq_{(Best)} < Tq_{(Demand)} < Tq_{(Max)}$

$$Tq_{(Engine)} = Tq_{(Best)} \quad (5-50)$$

$$Tq_{(Motor)} = Tq_{(Demand)} - Tq_{(Best)} \quad (5-51)$$

ここで、

$Tq_{(Demand)}$ ：走行要求トルク（システムトルク）[Nm]、

$Tq_{(Engine)}$ ：駆動エンジントルク[Nm]、 $Tq_{(Motor)}$ ：駆動電動モータトルク[Nm]、

$Tq_{(Best)}$ ：エンジン最適効率曲線上のトルク[Nm]、 $Tq_{(Max)}$ ：全負荷トルク[Nm]

例えば、車両走行トルクが 1,000rpm で 400Nm 必要な際には、エンジンは最適効率曲線上のトルク 200Nm を発生させ、不足するトルクを車軸駆動用電動モータのアシストにより補う。

一方、車両走行トルクが 1,000rpm で 100Nm 必要な時は、エンジンは最適効率曲線上のトルク 200Nm を発生させ、余った 100Nm のトルクを車軸駆動用電動モータにより発電させる。

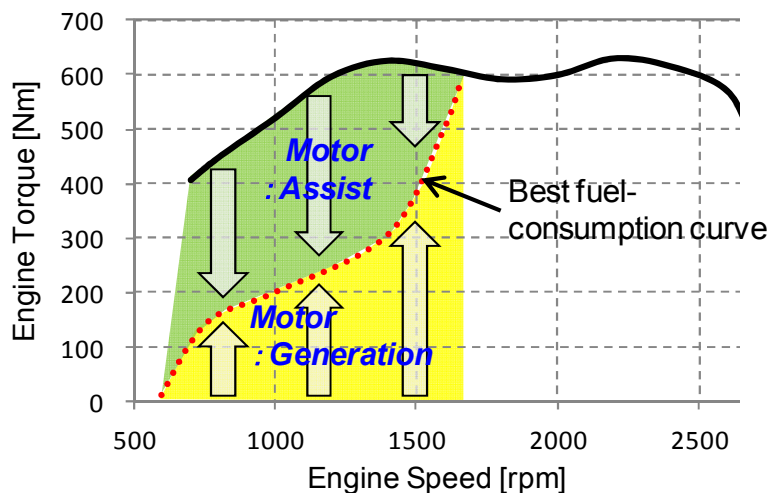


Fig.5-24 Hybrid Logic by Operated Best Fuel Consumption Curve

本制御を採用した中型ハイブリッドトラック（高効率中型ハイブリッドトラック）が走行する際のトルク発生状況を図 5-25 に示す。JE05 モード高速部分であり、図上段は車速、中段はエンジントルク、下段は車軸駆動用電動モータのトルクを時系列に対して示す。

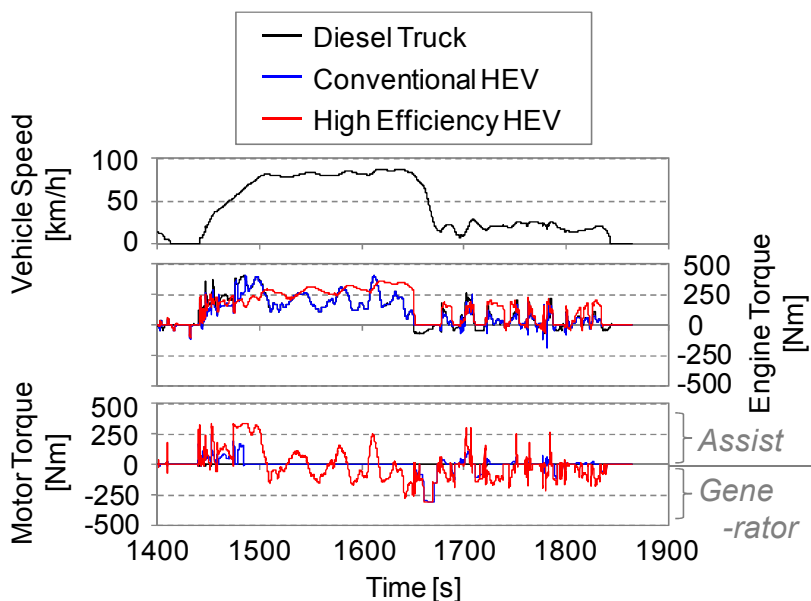


Fig.5-25 Engine Performance at Each Truck

比較対象車両として、同エンジンを搭載するディーゼルトラック（従来中型トラック）と5.3.1でモデル化した市販ハイブリッド制御搭載ハイブリッドトラック（仮想中型ハイブリッドトラック）である。この仮想中型ハイブリッドトラックは、車速 65km/h 以上になると車軸駆動用電動モータによるアシストを行わない制御となっており、従来中型トラックと同様、エンジン単独で走行を行う。図 5-25 に示す仮想中型ハイブリッドトラックと高効率中型ハイブリッドトラックは、JE05 モード走行前後でバッテリーエネルギー収支がゼロ ($\Delta SOC=0$) の状態である。

赤線で示す高効率中型ハイブリッドトラックのエンジン挙動は回転数に応じた最適効率曲線上で運転している。従来中型トラックや仮想中型ハイブリッドトラックに比べトルクの発生挙動が異なり、そのトルク変動幅は小さくなっていることが分かる。高効率中型ハイブリッドトラックの車軸駆動用電動モータのトルクに着目すると、減速時に回生を取得するだけでなく、走行中（加速中）においても積極的に発電やアシストを行っている様子が分かる。

5.3.3. 実験結果

HILS で構築した高効率中型ハイブリッドトラックで JE05 モードと都市間モードを走行した。図 5-26 には、JE05 モード走行後 ($\Delta SOC=0$) のエンジン回転数とトルクで示されるエンジン動作分布を示す。図左側には従来中型トラックと仮想中型ハイブリッドトラックを、図右側には従来中型トラックと高効率中型ハイブリッドトラックの動作分布を示す。

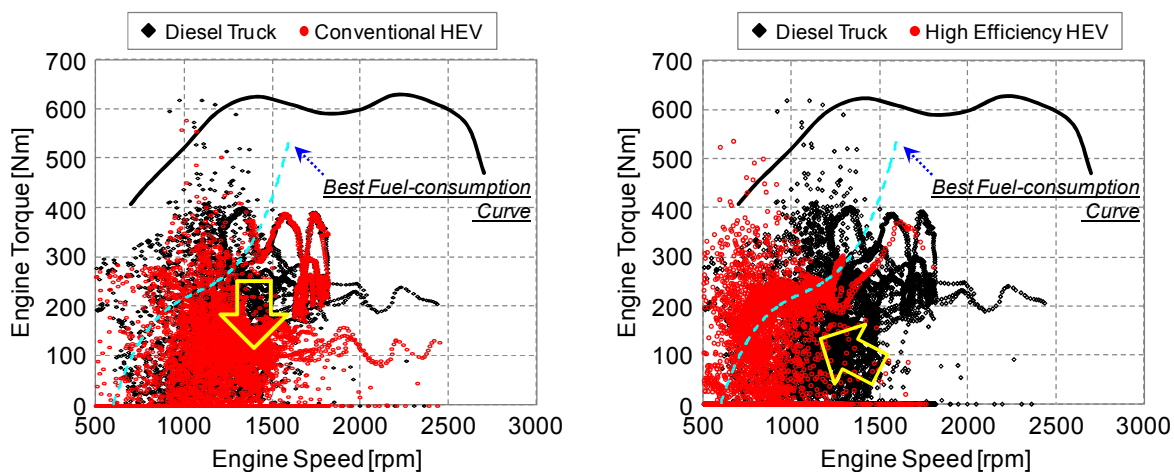


Fig.5-26 Engine Operating Range (JE05)

仮想中型ハイブリッドトラックは、車両走行トルクを単純にエンジンと車軸駆動用電動モータとで分配したことから、エンジン動作分布は従来中型トラックのエンジン動作分布よりも低トルク側に存在する。一方、高効率中型ハイブリッドトラックは、図中に示す最適効率曲線上にてエンジンを作動させるよう制御を指令しており、その制御通りにエンジンの動作領域が分布していることが分かる。

図 5-27 に示す都市間モードに関しても、JE05 モード走行時と同様に、高効率中型ハイブリッドトラックは主に最適効率曲線上にて作動している。エンジン動作領域がエンジン低回転側で推移している理由は、エンジン高効率領域で運転させるためにファイナルギア比を最適化したためである。また、低トルク域において分布が見られるが、これは構築したハイブリッド制御がアクセル開度=0%の際は、エンジンと車軸駆動用電動モータをクラッチで切り離すため、エンジンはアイドリング運転を行い、アクセルが再び開いたら、エンジンと車軸駆動用電動モータを接続するために、その挙動が分布として表れたものである。

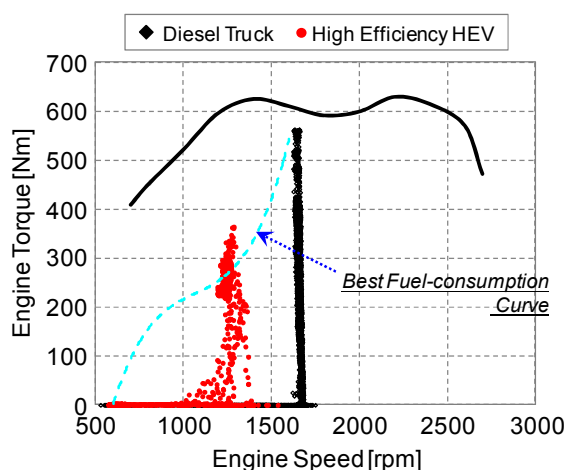


Fig.5-27 Engine Operating Range (Intercity Mode)

表 5-4 に本検討トラックの燃料消費率を、表 5-5 に従来中型トラック比における仮想中型ハイブリッドトラックおよび高効率中型ハイブリッドトラックの燃料消費率の改善率を示す。

仮想中型ハイブリッドトラックに関しては、従来中型トラックに比べ JE05 モードでは 12.2%の改善を示した。都市間モードについては、車軸駆動用電動モータによる制御が行われないことから、従来中型トラックと同等の値であった。次に、エンジン最適効率曲線上でエンジンを運転させる高効率中型ハイブリッドトラックは、従来中型トラックに比べ、JE05 モードで 22.6%、都市間モードで 4.9%の燃料消費率の改善を示した。

Table 5-4 Fuel Economy by Medium-Duty Truck

	JE05	Intercity Highway
Diesel Truck	7.50	8.62
Conventional HEV	8.41	↑
High Efficiency HEV	9.15	9.07

[km/L]

Table 5-5 Improvement of Fuel Efficiency (vs. Conventional Medium-Duty Truck)

	JE05	Intercity Highway
Conventional HEV	12.2	0
High Efficiency HEV	22.6	4.9

[%]

以上より、エンジン最適効率曲線上でエンジンを運転させる高効率中型ハイブリッドトラックは、燃料消費率の改善に効果的であることが分かった。そこで、この制御方法を検討中の新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの制御方法に適用することとした。

5.4. 新方式ハイブリッドシステムのモデル構築

新方式ハイブリッドシステムは、減速時に車軸駆動用電動モータにより回生したエネルギーを駆動用バッテリーに貯蔵し、過渡トルクが必要となる走行時において小電力駆動が可能な電動過給機で内燃機関をアシストし、余ったバッテリーエネルギーで補助的に車軸駆動用電動モータを使用するものである。そこで、5.1.2で設定した新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックをHILSで構築し、燃料消費率改善効果を検討した。

5.4.1. 車両条件

新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックは、前述した新方式ハイブリッドパワートレイン特性の通り、従来長距離貨物トラックの排気量11Lエンジンから排気量4.7Lエンジンへ大幅にダウンサイズする。エンジンダウンサイズに伴い不足するトルクは、電動過給機や車軸駆動用電動モータで補う。そこで、排気量11Lエンジンと同等の最大トルクを発生するように、エンジン、電動過給機および車軸駆動用電動モータから成るハイブリッドパワートレインを選定した。

この際、表 5-6 に示すようなトラックバス製造メーカー各社が研究開発を行っている長距離貨物ハイブリッドトラックに搭載するエンジン、車軸駆動用電動モータおよび駆動用バッテリーの諸元^(5-7, 8, 9)を参考に、検討する新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの電動機器の諸元を選定した。

Table 5-6 Specification of Manufacture's Heavy-Duty Hybrid Truck vs. New Type HEV ^(5-7, 8, 9)

	Manufacture A	Manufacture B		New Type HEV
Engine	9L	13L	⇒[Downsizing]⇒	4.7L
Motor / Generator	100kW	120kW	⇒[Equal]⇒	105kW
Battery	30kWh	(~15kWh)	⇒[Downsizing]⇒	10kWh
Fuel Economy (improvement rate)	12%	10%		[study point]

<vs. Conventional Track (Driving Intercity Highway)>

新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックには、エンジンは排気量 4.7L（最大トルク 624Nm/1,400rpm）を採用する。前述した新方式ハイブリッドパワートレインのトルク特性(図 5-16)で示した通り、電動過給機のトルク増大効果により、最大トルク 733Nm/1,200rpm となる。排気量 11L の最大トルクに対し不足するトルクについては車軸駆動用電動モータで補い、システム全体で最大トルク 1,839Nm/1,200rpm が得られる。その際、供試車軸駆動用電動モータは、本来は定格出力 30kW であるが、本検討において 3.5 倍に増大させ、定格出力 105kW、最大トルク 1,190Nm を発生する車軸駆動用電動モータとして設定した。駆動用バッテリーに関しては、市販小型ハイブリッドトラックが搭載する 1.9kW（5.5Ah）のリチウムイオンバッテリーを 5 倍に増加させ、10kW（37.5Ah）の電池としてモデル化を行った。

5.4.2. 新方式ハイブリッド制御方法

エンジン最適効率曲線上でエンジンを運転させることで、燃料消費率が大幅に改善できることを、5.3 にて確認している。検討する新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックに関しても、エンジンの最適効率曲線を積極的に活用する制御とした。以下に、制御方法の詳細を記述する。

①車速が低い時（シフトポジション：1-4 速）<図 5-28 参照>

車速が低い時は、主に車両の発進・停止の頻度が多い街中走行を行っている。その際は車

軸駆動用電動モータによる回生エネルギー取得機会が多い。そこで、シフトポジションが 1-4 速の運転時は、車軸駆動用電動モータによるトルクアシストを積極的に利用することとする。

＜車両走行トルクが、0Nm～電動過給機付エンジンの最大トルク範囲内の場合：

$$\underline{0 < Tq_{(Demand)} < Tq_{(DE5+eSC)}} >$$

図 5-28 左側に示す通り、エンジン最適効率曲線上でエンジンを運転させる。その際の車軸駆動用電動モータは、発電やアシストを積極的に行う。

$$Tq_{(Engine)} = Tq_{(Best)} \tag{5-52}$$

$$Tq_{(Motor)} = Tq_{(Best)} - Tq_{(Demand)} \text{ , for } \underline{0 < Tq_{(Demand)} < Tq_{(Best)}} \tag{5-53}$$

$$Tq_{(Motor)} = Tq_{(Demand)} - Tq_{(Best)} \text{ , for } \underline{Tq_{(Best)} < Tq_{(Demand)} < Tq_{(DE5+eSC)}} \tag{5-54}$$

＜車両走行トルクが、電動過給機付エンジンの最大トルクよりも大きい場合：

$$\underline{Tq_{(DE5+eSC)} < Tq_{(Demand)}} >$$

図 5-28 右側に示す通り、電動過給機付エンジンは全負荷トルク（DE5+eSC）にて稼働する。不足するトルクを車軸駆動用電動モータによりアシストを行う。

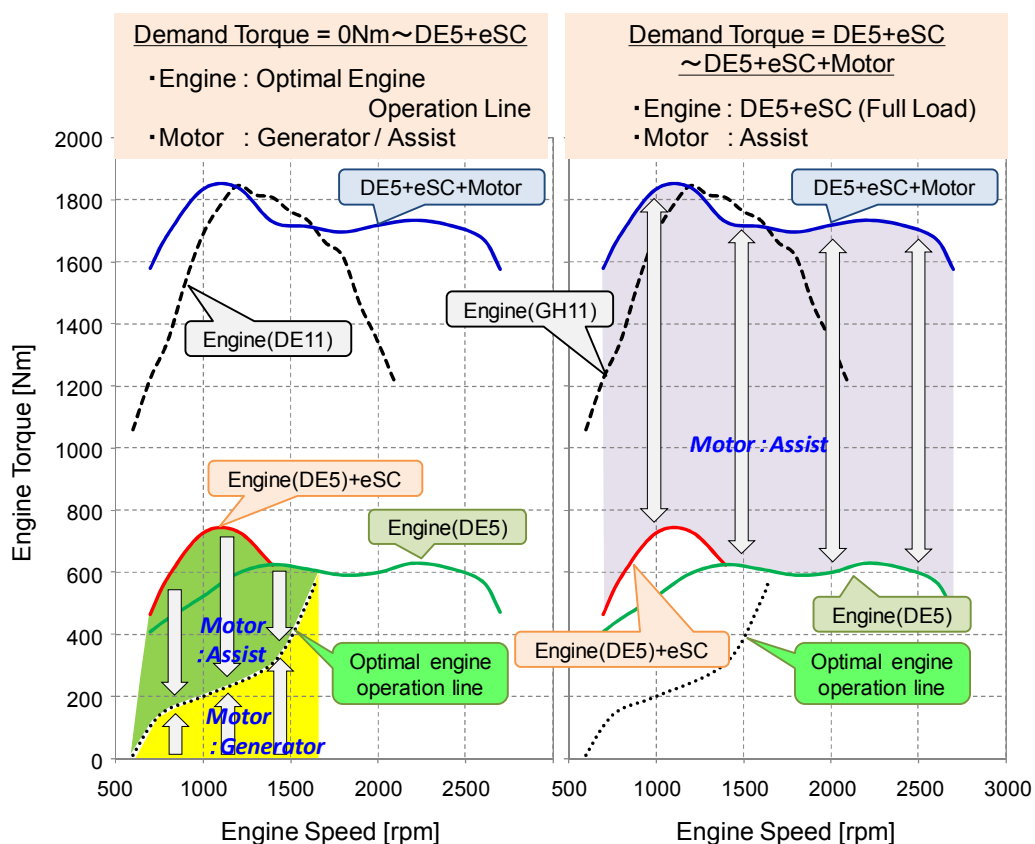


Fig.5-28 Control Approach of New Type HEV (Shift Position : 1st – 4th Speed)

$$Tq_{(Engine)} = Tq_{(DE5+eSC)} \quad (5-55)$$

$$Tq_{(Motor)} = Tq_{(Demand)} - Tq_{(DE5+eSC)} \quad (5-56)$$

ここで、

$Tq_{(Demand)}$ ：走行要求トルク（システムトルク）[Nm]、

$Tq_{(Engine)}$ ：駆動エンジントルク[Nm]、 $Tq_{(Motor)}$ ：駆動電動モータトルク[Nm]、

$Tq_{(Best)}$ ：エンジン最適効率曲線上のトルク[Nm]、

$Tq_{(DE5+eSC)}$ ：電動過給機付エンジンの全負荷トルク[Nm]

②車速が高い時（シフトポジション：5-7速）＜図 5-29 参照＞

車速が高い時は、主に車両の発進・停止の頻度が少ない高速走行を行っている。その際、車軸駆動用電動モータによる回生エネルギー取得機会は少ない。そこで、シフトポジションが5-7速の運転時は、車軸駆動用電動モータを積極的に活用し、発電を行うこととする。

＜車両走行トルクが、0Nm～エンジン最適効率曲線のトルク範囲内の場合：

$$\underline{【0 < Tq_{(Demand)} < Tq_{(Best)}】 >}$$

図 5-29 左上側に示す通り、エンジン最適効率曲線上でエンジンを運転させる。その際、車軸駆動用電動モータは、発電を行う。

$$Tq_{(Engine)} = Tq_{(Best)} \quad (5-57)$$

$$Tq_{(Motor)} = Tq_{(Best)} - Tq_{(Demand)} \quad (5-58)$$

＜車両走行トルクが、エンジン最適効率曲線～エンジンの最大トルク範囲内の場合：

$$\underline{【Tq_{(Best)} < Tq_{(Demand)} < Tq_{(DE5)}】 >}$$

図 5-29 右上側に示す通り、電動過給機付エンジンはエンジン単体での最大トルク（DE5）にて稼働する。その際、車軸駆動用電動モータは、発電を行う。

$$Tq_{(Engine)} = Tq_{(DE5)} \quad (5-59)$$

$$Tq_{(Motor)} = Tq_{(DE5)} - Tq_{(Demand)} \quad (5-60)$$

＜車両走行トルクが、エンジンの最大トルク範囲内～電動過給機付エンジンの最大トルク範囲内の場合： $\underline{【Tq_{(DE5)} < Tq_{(Demand)} < Tq_{(DE5+eSC)}】 >}$

図 5-29 左下側に示す通り、電動過給機付エンジンは電動過給機を稼働させた際の最大トルク（DE5+eSC）で稼働する。その際、車軸駆動用電動モータは、発電を行う。

$$Tq_{(Engine)} = Tq_{(DE5+eSC)} \quad (5-61)$$

$$Tq_{(Motor)} = Tq_{(DE5+eSC)} - Tq_{(Demand)} \quad (5-62)$$

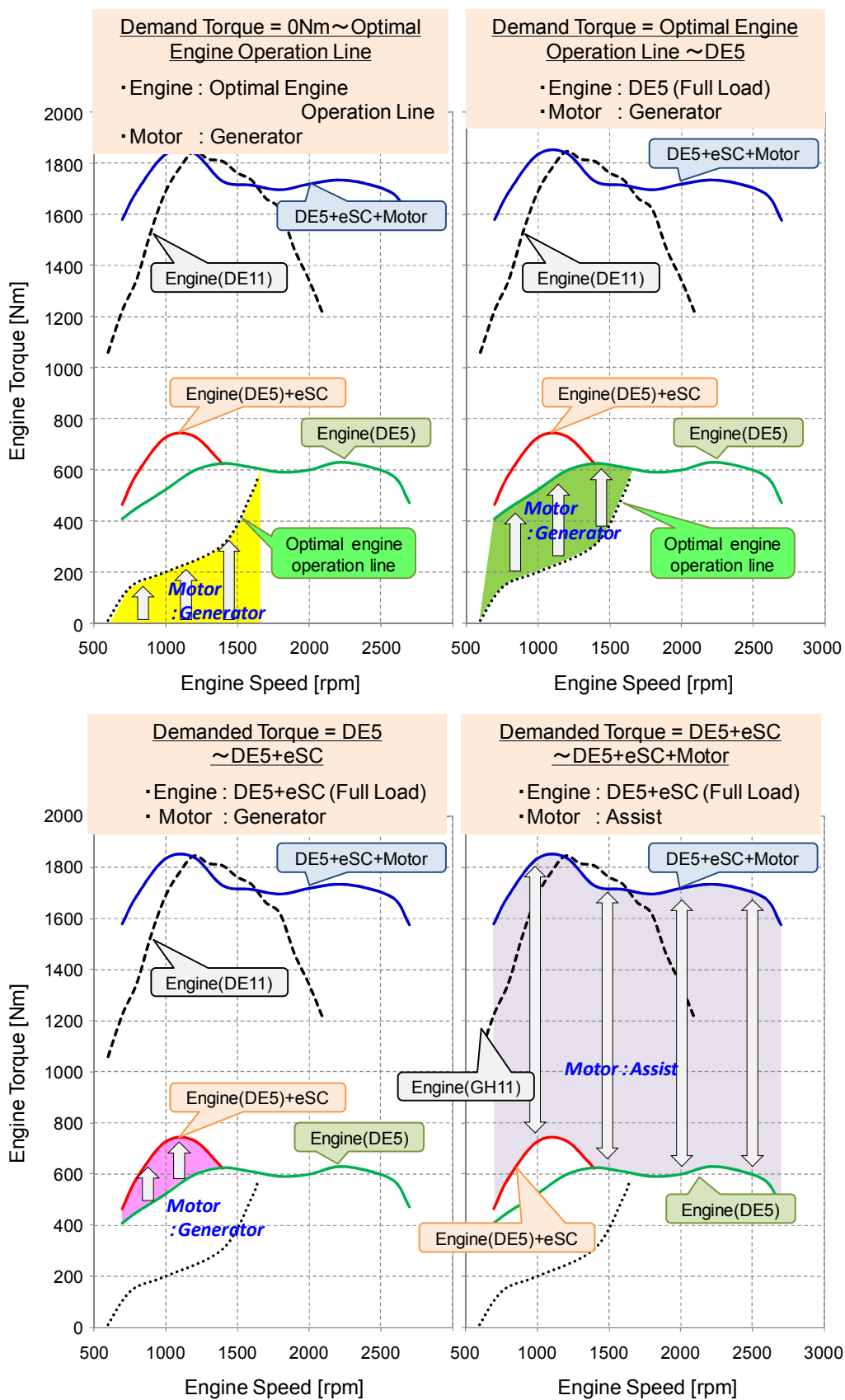


Fig.5-29 Control Approach of New Type HEV (Shift Position : 5th – 7th Speed)

＜車両走行トルクが、電動過給機付エンジンの最大トルクよりも大きい場合：

$$\underline{[Tq_{(DE5+eSC)} < Tq_{(Demand)}] >}$$

図 5-29 右下側に示す通り、電動過給機付エンジンは最大トルク（DE5+eSC）にて稼働する。不足するトルクは、車軸駆動用電動モータによりアシストを行う。

$$Tq_{(Engine)} = Tq_{(DE5+eSC)} \quad (5-63)$$

$$Tq_{(Motor)} = Tq_{(Demand)} - Tq_{(DE5+eSC)} \quad (5-64)$$

ここで、

$Tq_{(Demand)}$ ：走行要求トルク（システムトルク）[Nm]、

$Tq_{(Engine)}$ ：駆動エンジントルク[Nm]、 $Tq_{(Motor)}$ ：駆動電動モータトルク[Nm]、

$Tq_{(Best)}$ ：エンジン最適効率曲線上のトルク[Nm]、

$Tq_{(DE5)}$ ：エンジンの全負荷トルク[Nm]、

$Tq_{(DE5+eSC)}$ ：電動過給機付エンジンの全負荷トルク[Nm]

5.4.3. モデル構築

(1) 新方式ハイブリッド制御モデル <図 5-30～図 5-31>

前述の通り、エンジン運転は 3 本の線上を走行条件により使い分け運転させる。そこで、電動過給機モデルの消費電流マップと、エンジントルクマップ、燃料消費率マップをあらかじめ 3 種類用意し、モードパターン運転時に設定したマーク信号により任意に選択、組み合わせることができるモデルを作成した。

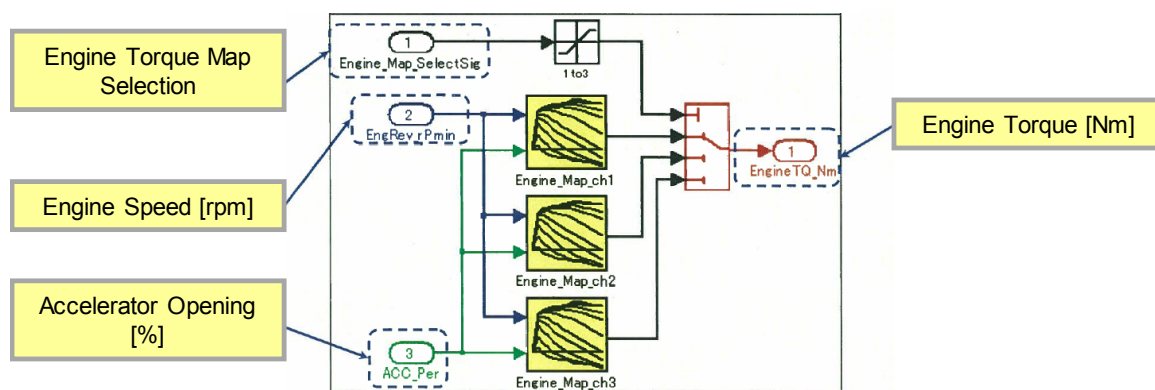


Fig.5-30 Engine Torque Model

本制御モデルにおいては、各図中の Map_ch1 はエンジン最適効率曲線上を運転し、Map_ch2

はエンジン全負荷運転（DE5）を行い、Map_ch3 は電動過給機を付与した状態における運転（DE5+eSC）におけるマップを用意した。

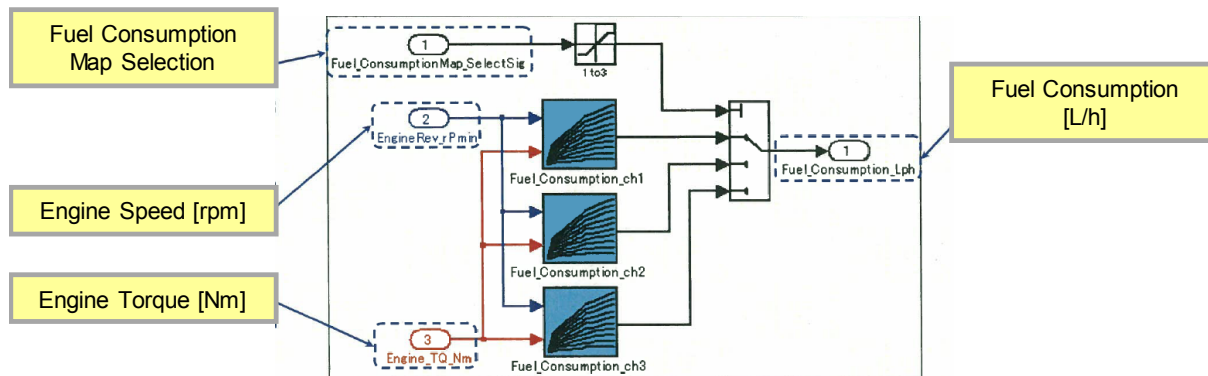


Fig.5-31 Fuel Consumption Model

(2) 電動過給機モデル <図 5-32>

アクセル開度とエンジン回転数の関係から電動過給機の消費電流を算出するマップ（任意値入力設定可）とバッテリー電圧から電動過給機の消費電力を算出するマップを、既存ハイブリッドモデルに追加した。

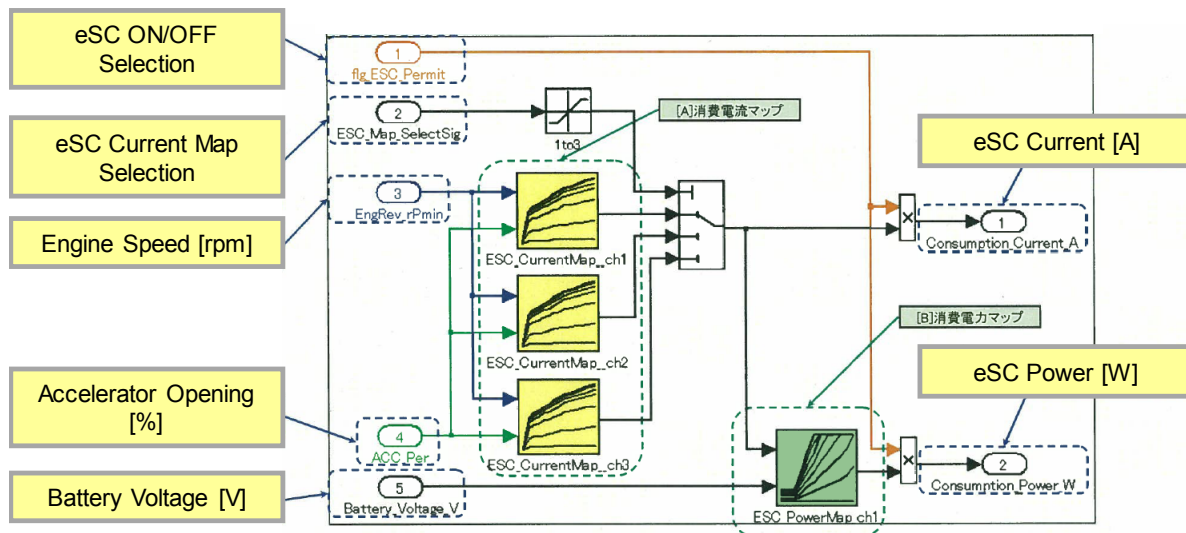


Fig.5-32 Electrical Supercharger Model

本制御モデルにおいては、電動過給機の消費電力マップ（図中の Map_ch1 および Map_ch2）は、電動過給機を使用しないため、ゼロを設定した。

(3) 駆動用バッテリー収支モデル <図 5-33~図 5-34>

車軸駆動用電動モータと電動過給機の消費電力や車軸駆動用電動モータによる回生を考慮し、駆動用バッテリー SOC として反映できるモデルを既存ハイブリッドモデルに追加した。

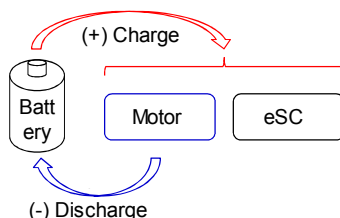


Fig.5-33 Diagram of Battery Balance

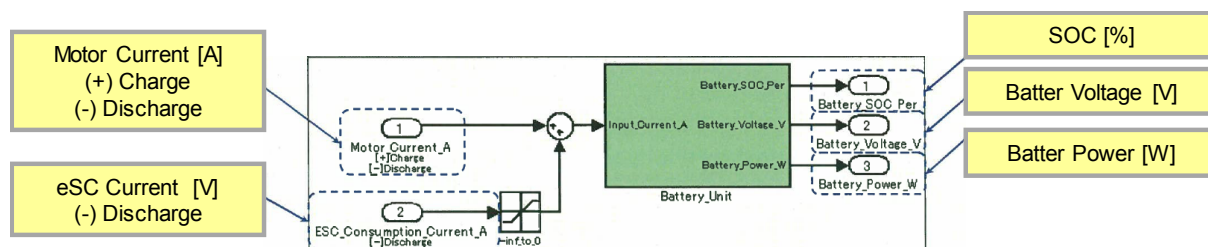


Fig.5-34 Battery Model

5.5. 燃料消費率改善効果の検証

5.5.1. 実験条件

走行パターンは、「JE05 モード」および 80km/h 低速走行に東名高速の縦断勾配を模擬した「都市間モード」である。

新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの比較対象車には、排気量 11L エンジン（DE11）を搭載した従来の長距離貨物トラックと前述した市販小型ハイブリッドトラックのハイブリッド制御から成る排気量 11L エンジンを搭載した仮想の長距離貨物ハイブリッドトラックである。試験時車両重量は、16,585kg（半積載重量）および 25,000kg（全積載重量）である。車両減速時の回生制御については、ハイブリッド乗用車で採用されているブレーキ協調回生（時速 3km/h まで回生）を採用した。

HILS にて検証を行う際、排気量 11L エンジン（DE11）に関しては、別途エンジンベンチにてエンジン単体試験を行い、モデル化に必要なデータを取得している。

以下に示す結果は、各モードの走行前後のバッテリー収支がゼロの状態（ $\Delta SOC=0$ ）である。

5.5.4. 実験結果

(1) 運転状況

新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックが走行する際のエンジン回転数およびシステムトルク等の発生状況を図 5-35 に示す。図 5-35 は、JE05 モード発進後一山目を抽出しており、図上段は車速、中段はエンジン回転数、下段はエンジン、車軸駆動用電動モータおよび車両走行トルクに加えエンジン稼働指令値を矩形波で時系列に対して示す。

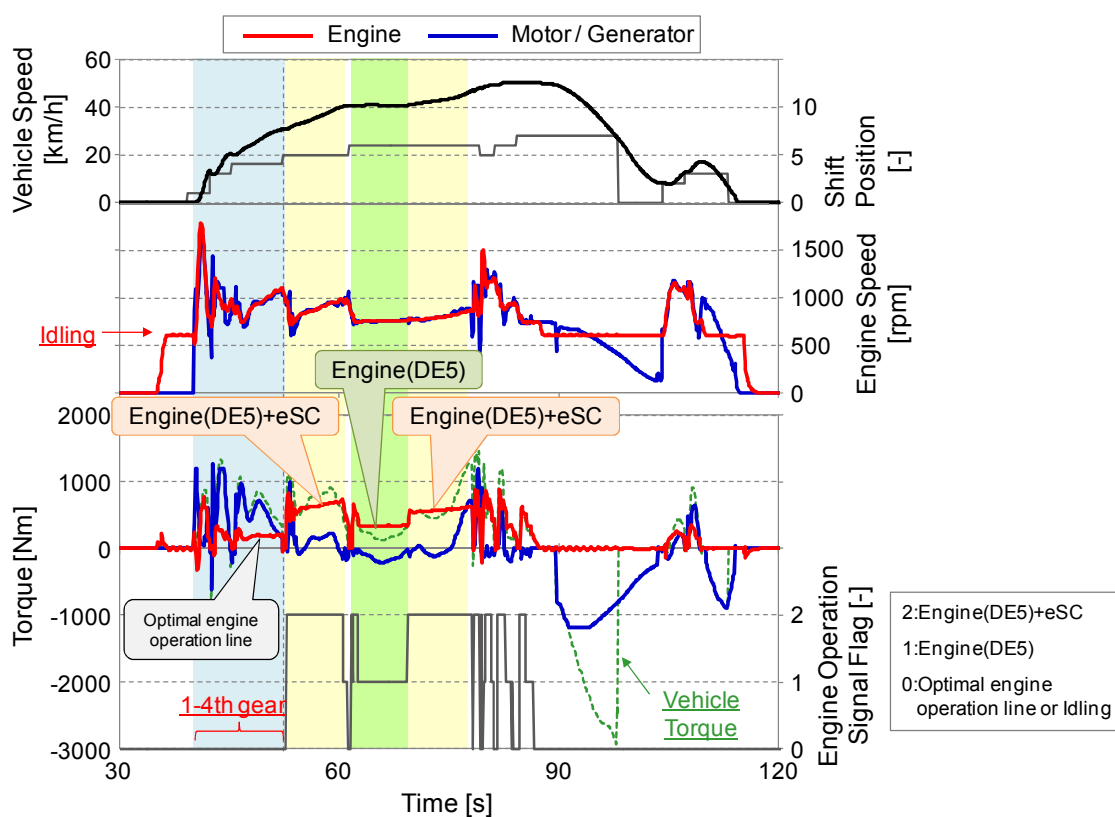


Fig.5-35 Hybrid System Performance of New Type of Heavy-Duty Hybrid Truck
(JE05 Mode, Half Load)

発進後から約 50 秒までの図中の青色マーカ部は、シフトポジションが 1-4 速に当たり、その間はエンジンが最適効率曲線上で稼働し、車軸駆動用電動モータを積極的に使用しトルクアシストを行っている。約 50 秒から 60 秒まで（図中の黄色マーカ部）の加速時においては、エンジンは電動過給機を駆動させた全負荷トルク状態で稼働している。その際の車両走行トルクは電動過給機付エンジンの全負荷トルクよりも大きなトルクを必要としていることから、

車軸駆動用電動モータが不足するトルクを補う状況となっている。約 60 秒から 70 秒（図中の緑色マーカ部）にかけては、車両走行トルクがエンジン全負荷トルクの範囲内にあるため、エンジンは全負荷状態で稼働し、車軸駆動用電動モータは発電を行っている。約 70 秒から 80 秒（図中の黄色マーカ部）は、車両走行トルクが電動過給機稼働時のエンジン全負荷トルクの範囲内であるため、電動過給機が稼働したエンジンの全負荷状態で稼働し、車軸駆動用電動モータは発電を行っている。約 90 秒以降は車両が減速するため、エンジンと車軸駆動用電動モータはクラッチにより切り離され、エンジンはアイドリング運転を車軸駆動用電動モータは回生を行っている。

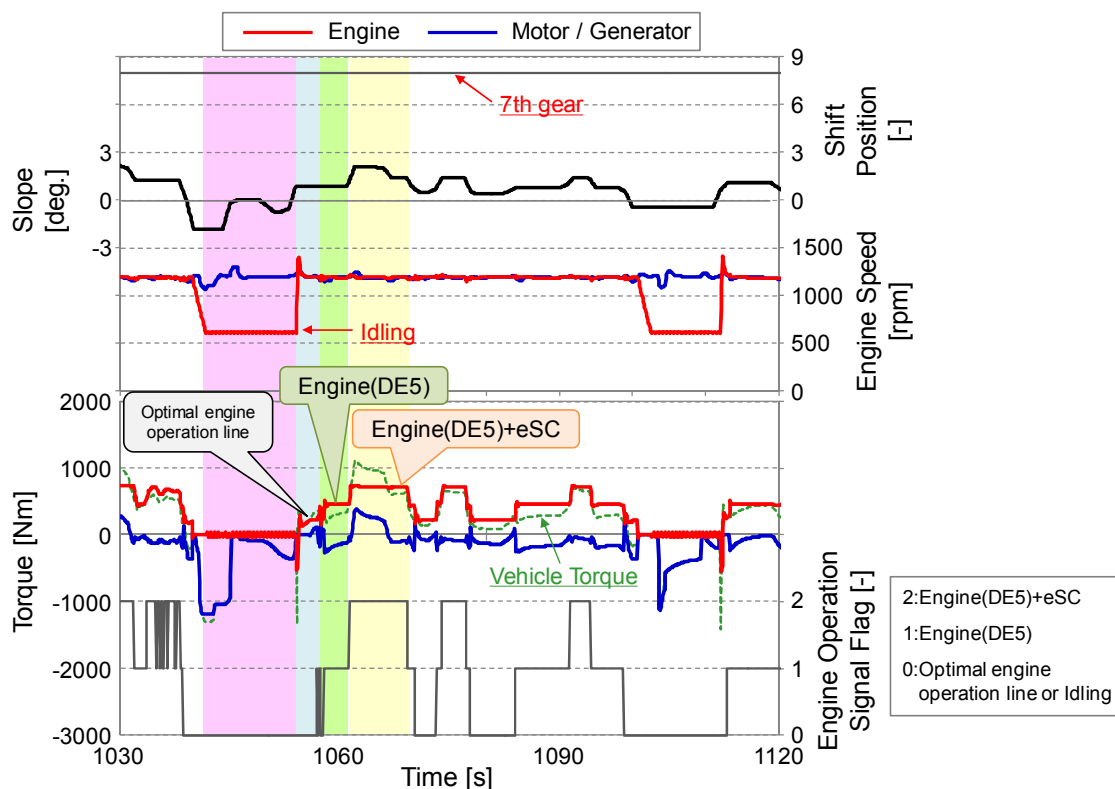


Fig.5-36 Hybrid System Performance of New Type of Heavy-Duty Hybrid Truck
(Intercity Mode, Half Load)

次に、図 5-36 に都市間モード走行時の一部分を示す。図上段は道路勾配、中段はエンジン回転数、下段はエンジントルク、車軸駆動用電動モータトルクおよび車両走行トルクに加えエンジン稼働指令値を矩形波で時系列に対して示す。

走行中は、シフトポジション 7 速固定で走行している。1050 秒付近（図中の青色マーカ部）

では登り勾配となり、車両走行トルクが主にエンジン最適効率曲線上に存在することから、エンジンは最適効率曲線上で稼働し、車軸駆動用電動モータは無負荷で連れ回っている。1060秒付近（図中の緑色マーカ部）では、車両走行トルクがエンジン全負荷トルクの範囲内にあるため、エンジンは全負荷状態で稼働し、車軸駆動用電動モータは発電を行っている。1065秒近く（図中の黄色マーカ部）では登り勾配が急峻となり、エンジンは電動過給機を駆動させた全負荷状態で稼働している。その際の車両走行トルクは電動過給機付エンジンの全負荷トルクよりも大きなトルクを必要としていることから、車軸駆動用電動モータが不足するトルクを補っている状況が分かる。その後は、車両走行トルクがエンジン最適効率曲線より下にあることから、エンジンは最適効率曲線上にて稼働し、車軸駆動用電動モータは発電を行う。このように、車軸駆動用電動モータによる大トルク発生時の消費電力を賄えるように、高速走行時はなるべく車軸駆動用電動モータにより発電を行う制御となった。

(2) エンジン動作分布状況

図 5-37 には、JE05 モード走行後（ $\Delta SOC=0$ ）のエンジン回転数とエンジントルクで示されるエンジン動作分布を示す。

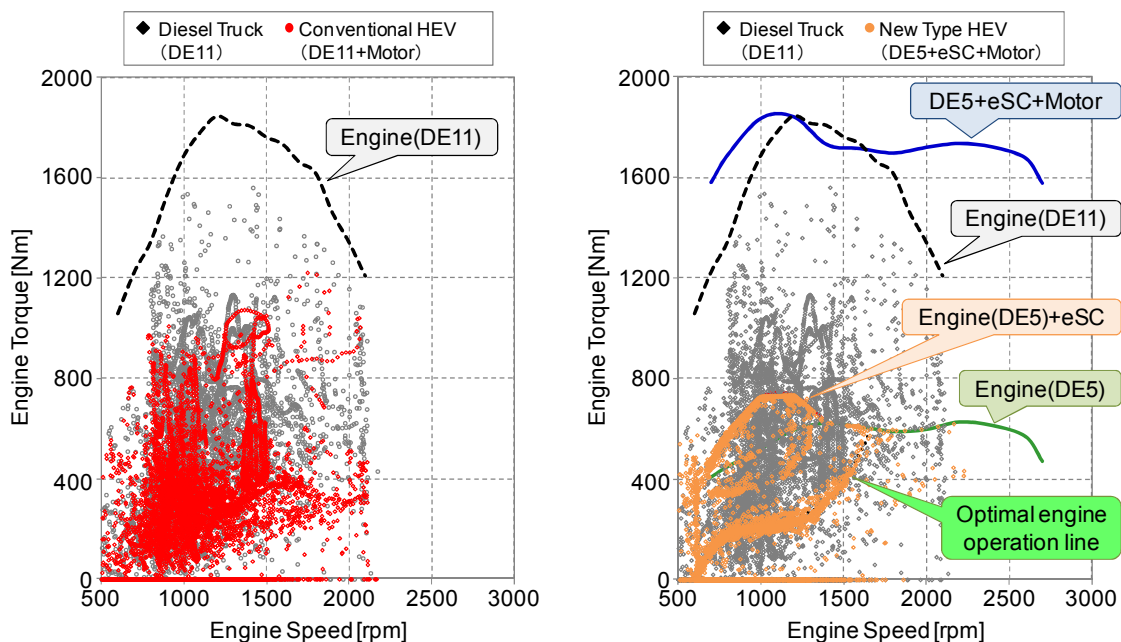


Fig.5-37 Engine Operating Range of New Type of Heavy-Duty Hybrid Truck
(JE05 Mode, Half Load)

図左側には従来長距離貨物トラックと仮想の長距離貨物ハイブリッドトラックを、図右側

には従来長距離貨物トラックと新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックのエンジン動作分布を示す。市販の長距離貨物ハイブリッドトラックは、車両走行トルクを単純にエンジンと車軸駆動用電動モータで分配したことから、エンジン動作分布は従来の長距離貨物トラックのエンジン動作分布よりも低トルク側に存在する。一方、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックは、図中に示す最適効率曲線上、エンジン単体での全負荷トルク曲線上、電動過給機稼働時のエンジン全負荷トルク曲線上にてエンジンを作動させるように制御しており、その制御通りにエンジンの動作領域が分布していることが分かる。

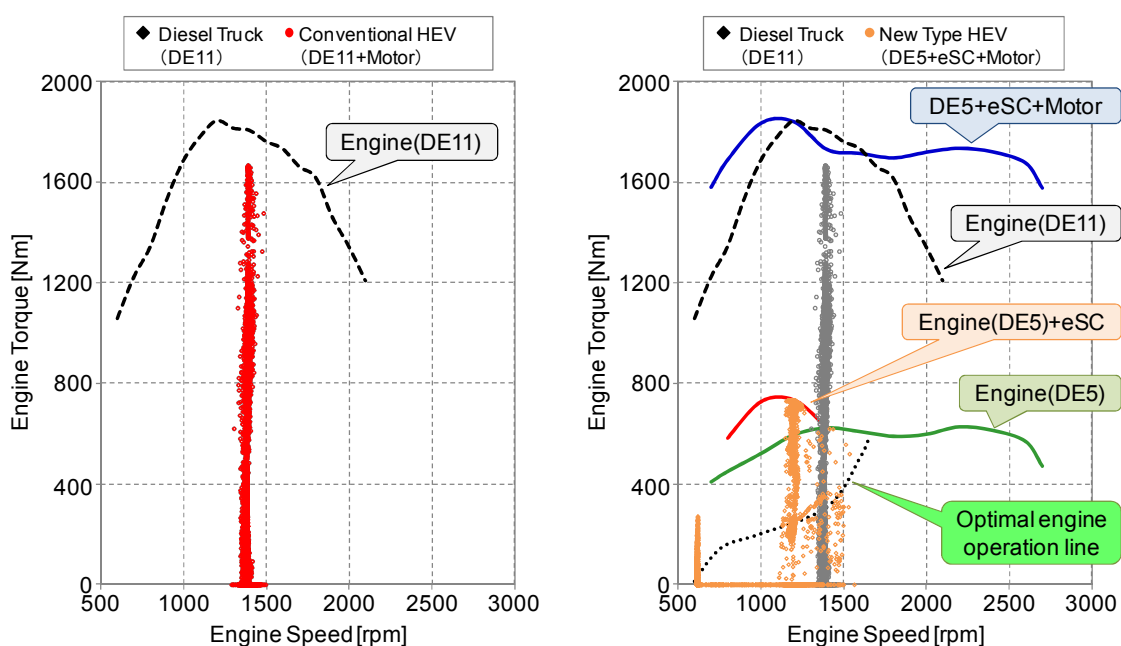


Fig.5-38 Engine Operating Range of New Type of Heavy-Duty Hybrid Truck
(Intercity Mode, Half Load)

図 5-38 に示す都市間モードに関しても、JE05 モード走行時と同様に、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックは最適効率曲線上、エンジン単体での全負荷トルク曲線上、電動過給機稼働時のエンジン全負荷トルク曲線上にてエンジンが作動している。それら以外のトルク域においても分布が見られるが、これはハイブリッド制御がアクセル開度=0%の際は、エンジンと車軸駆動用電動モータをクラッチにて切り離すため、エンジンはアイドル運転を行う。そして、アクセル開度が再び開いたら、エンジンと車軸駆動用電動モータを接続するために、その挙動が分布として表れたものである。ここで、エンジン動作領域がエンジン低回転側に推移している理由は、エンジンの高効率領域を使用するために、ファイナ

ルギア比を最適化したからである。

(3) バッテリーエネルギーバランスの推移

本制御では、駆動用バッテリーのエネルギーをバランスさせた。図 5-39 に一例として、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックが都市間モードを走行した際の駆動用バッテリーの SOC に対するエンジンおよび車軸駆動用電動モータの制御状態の推移を示す。

駆動用バッテリーの SOC が低い時（図中の黄色部）は、車軸駆動用電動モータによる積極的な発電制御を行い、その際電動過給機を用いた運転を行う。一方、駆動用バッテリーの SOC が高い時（図中の緑部）は、高トルクが要求されても電動過給機を使わず、車軸駆動用電動モータでアシストする。

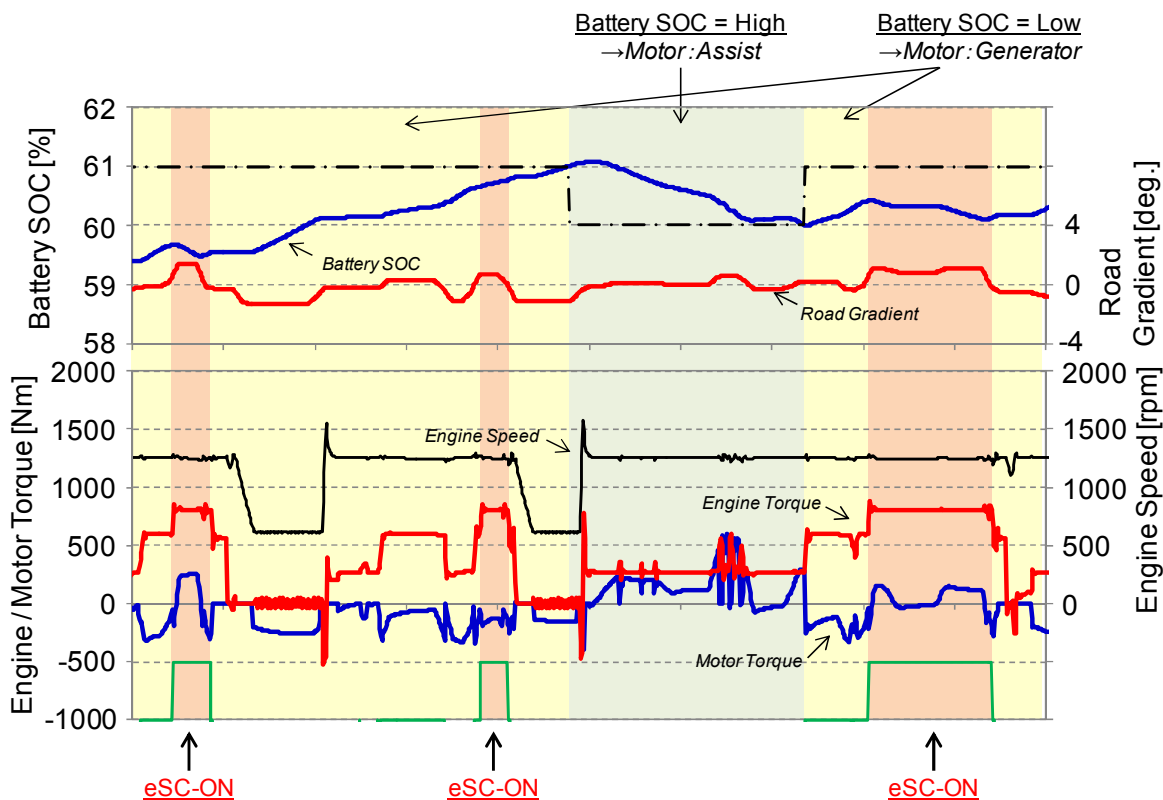


Fig.5-39 Battery Performance of New Type of Heavy-Duty Hybrid Truck
(Intercity Mode, Half Load)

図 5-40 上段には、排気量 11L エンジン搭載の仮想の長距離貨物ハイブリッドトラックと新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックが JE05 モードを走行した際の駆動用バッテリーのエネルギー推移を、図 5-40 下段には新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラ

ックが都市間モードを走行した際の駆動用バッテリーのエネルギー推移を示す。

JE05 モードの結果に関しては、仮想の長距離貨物ハイブリッドトラックの駆動用バッテリーの SOC は 52.2%~60.0%である。一方、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの駆動用バッテリーの SOC は 52.9%~60.2%であった。郊外、市街地走行時の走行開始後~1000 秒間においては、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの駆動用バッテリー状態の回復が仮想の長距離貨物ハイブリッドトラックよりも早い。つまり、郊外、市街地走行時の新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの駆動用バッテリーの Δ SOC の幅が小さいことから、電池劣化に対しても有利であると考えられる。

都市間モード走行時には、仮想の長距離貨物ハイブリッドトラックは車軸駆動用電動モータによるトルクアシスト制御は行われず、エンジン単独にて走行を行うことから、バッテリーを使用しない。次に新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックにおいては、SOC は 47.7%~64.9%と JE05 モード走行時よりもその幅が大きくなるが、今回設定した駆動用バッテリー容量 10kWh での駆動用バッテリー使用状況においては、一般的な駆動用バッテリーの使用範囲内と考えられる。

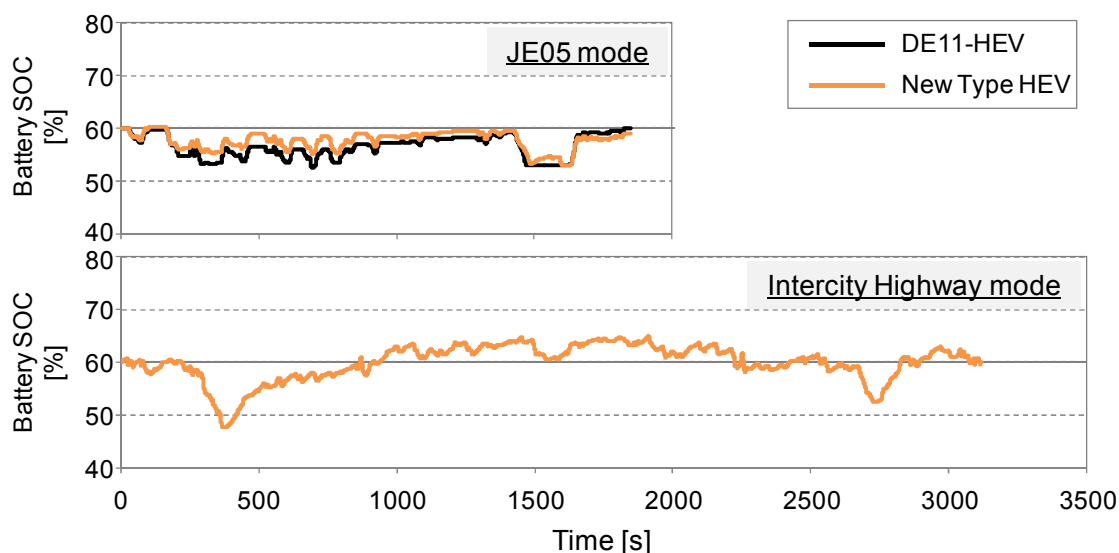


Fig.5-40 Battery Balance of New Type of Heavy-Duty Hybrid Truck (Half Load)

(4) 燃料消費率改善効果

表 5-7、表 5-8 に従来の長距離貨物トラック比における仮想の長距離貨物ハイブリッドトラックおよび新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの燃料消費率改善効果を示

す。表 5-7 は半積載重量における改善効果を、表 5-8 は全積載重量における改善効果を示す。

仮想の長距離貨物ハイブリッドトラックは、従来の長距離貨物トラックに比べ JE05 モードで、積載量によらず約 24%の改善、都市間モードについては、車軸駆動用電動モータによる制御が行われないことから、従来の長距離貨物トラックと同等の値を示した。それらを合算したコンバインモードの燃料消費率は、積載量によらず約 15%の改善であった。次に、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックは、従来長距離貨物トラックに比べ、JE05 モードで積載量によらず約 52%、都市間モードで約 29%の燃料消費率改善を示し、コンバインモードの燃料消費率は積載量によらず約 44%の改善であった。

Table 5-7 Improvement Rate of Fuel Economy (Half Load)

(vs. DE11)	JE05	Intercity Highway	Fuel Economy of Heavy Duty Vehicle
DE11+Motor	24.5	0.0	15.8
New Type HEV	52.1	29.3	43.9

[%]

Table 5-8 Improvement Rate of Fuel Economy (Full Load)

(vs. DE11)	JE05	Intercity Highway	Fuel Economy of Heavy Duty Vehicle
DE11+Motor	23.8	0.0	14.8
New Type HEV	52.1	28.5	43.2

[%]

最後に、各トラックバス製造メーカーが開発している長距離貨物ハイブリッドトラックのエンジン、車軸駆動用電動モータおよび駆動用バッテリーの仕様および燃料消費率改善率を整理^(5-7, 8, 9)し、表 5-9 に示す。この表中の燃料消費率改善率は、高速走行時の燃料消費率の改善効果を示しているが、各社において使用する走行モードは異なっている。

新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックにおいては、都市間モードで約 29%の燃料消費率改善を示し、他社が試作する長距離貨物ハイブリッドトラック（表 5-6 参照）と比較して 15%程度の改善を示した。また、その時のエンジンや駆動用バッテリーも小型化し

ており、車両として製造した際は車両重量の低減が図れるため、荷室搭載性も確保できる。

Table 5-9 Improvement Rate of Fuel Economy and Hybrid Powertrain Specification of Each Vehicle Manufactures ^(5-7, 8, 9)

	Manufacture A	Manufacture B		New Type HEV
Engine	9L	13L	⇒【Downsizing】⇒	4.7L
Motor / Generator	100kW	120kW	⇒【Equal】⇒	105kW
Battery	30kWh	(~15kWh)	⇒【Downsizing】⇒	10kWh
Fuel Economy (improvement rate)	12%	10%		29%

<vs. Conventional Track (Driving Intercity Highway)>

上記計算結果より、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックは、燃料消費率改善に効果があり、また荷室搭載性が確保できることが分かった。

次章以降で、実際にシステムを構築し、実機による検証を行う。

5.6. まとめ

電動過給機によるエンジン低回転時のトルク増加と車軸駆動用電動モータによるトルク増加を組み合わせた新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの燃料消費率の改善効果を机上で検討した。その際、日本や欧州において、ハイブリッドトラックの燃料消費率および排出ガス試験に用いられる HILS (Hardware In the Loop Simulator) 手法を用い、新方式ハイブリッドシステムの制御ロジックを構築した。得られた知見を以下にまとめた。

- ① エンジン最適効率曲線上でエンジンを運転させるハイブリッド制御は、燃料消費率改善に効果的であることが分かった。そこで、この制御ロジックを検討中の長距離貨物ハイブリッドトラックに適用した。
- ② 車両の発進、停止の頻度が多い市街地走行を行う際、車軸駆動用電動モータによる回生エネルギーの取得機会が多いため、車軸駆動用電動モータによるトルクアシストを積極的に利用する制御とした。一方、車両の発進、停止の頻度が少ない高速走行を行う際、車軸駆動用電動モータによる回生エネルギーの取得機会が少ないため、電動過給機を積極的に駆動させる制御とした。

- ③ 郊外、市街地走行時の新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの駆動用バッテリーの充放電状態（ ΔSOC ）が、仮想の長距離貨物ハイブリッドトラックよりも小さいことから、電池劣化に対しても有利であると考えられる。
- ④ 新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックにおいては、都市間モードで約29%の燃料消費率改善を示した。
- ⑤ 新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックのエンジンや駆動用バッテリーは小型化でき、車両重量の低減が図れるため、荷室搭載性も十分に確保できると考えられる。

参考文献

- (5-1) 国土交通省，“技術指針（ハードウェアインザループシミュレータシステムを用いた電気ハイブリッド重量車の燃料消費率及び排出ガスの試験法について）”，国自環第281号。
- (5-2) 日本自動車研究所，“重量車燃費の評価手法に関する調査報告書”（2003）。
- (5-3) 国土交通省，“燃料消費率試験（重量車）”，TRIAS99-007-01。
- (5-4) 森田賢治，島村和樹，山口誠一，古町圭司，坂田邦夫，西川省吾，成澤和幸，明光在，河合英直，“HILSを用いた重量HEV燃費・排ガス試験法（第3報）-HEVモデル標準化と試験手順確立-”，自動車技術会論文集，Vol.39，No.4，pp.131-136（2008）。
- (5-5) 黒川陽弘，森田賢治，“HILS認証試験法の剛体系HEVモデルの開発”，自動車研究，Vol.33，No.7，pp.25-28（2011）。
- (5-6) United Nations，“Economic and Social Council”，GTR No. 4，ECE/TRANS/WP.29/2014/84。
- (5-7) 町田耕一，安井博文，益田哲，中島大，濱口孝一，飯窪将太郎，古川卓俊，佐藤信也，津曲英行，川田吉弘，“大型トラック用HEVシステムの研究”，自動車技術会学術講演会前刷集，No.147-13，No.20135797，pp.11-14（2013）。
- (5-8) 高橋英行，古宅史和，佐川晋也，赤尾圭一，石井源一郎，“大型HEVトラックの高速走行における燃費改善可能性の検討”，自動車技術会学術講演会前刷集，No.147-13，No.20135889，pp.15-18（2013）。
- (5-9) 高橋英行，山田純一，田邊圭樹，近藤暢宏，北清琢也，石井源一郎，“重量車HEVシステムの最適エネルギーマネジメント構築に向けた燃費改善ポテンシャルの基礎解析”，自動車技術会学術講演会前刷集，No.117-14，No.20145855，pp.15-18（2014）。

第6章 新方式ハイブリッドシステム用電動過給機の実機評価

4章で新方式ハイブリッドシステム用電動過給機に必要なコンプレッサ性能を求めた。実際にその要求を満たす電動過給機を試作した。

6.1. 試作電動過給機について

試作を行った過給機用電動モータの諸元を表6-1に示す。最大動作電圧 DC230V、最高回転数 70,000rpm、過給機用電動モータの最高出力 3kW/65,000rpm である。

Table 6-1 eSC (electrical Supercharger) Specification

Motor Mechanism	4hole-6Slot Permanent-Magnet Motor
Supply Power	DC Max.230V
Inverter Type	IGBT
Motor Max. Speed	70,000rpm
Motor Rated Speed	65,000rpm
Motor Min. Speed	6,000rpm
Motor Rated Power (Torque)	2.5kW @65,000rpm (0.37Nm)
Motor Max. Power (Torque)	3.0kW @65,000rpm (0.44Nm)
Motor Max. Temperature (Stator)	180°C
Motor Cooling Type	Air Cooling
Axle Bearing Mechanism	Ball Type with Grease
Compressor Impeller	Φ65mm Alloyed Magnesium
Compression Ratio (Rated)	1.34
Flow Volume (Rated)	0.0733kg/sec
Weight	3.4kg

図 6-1 に電動過給機の外観を、図 6-2 に搭載されているコンプレッサのインペラ部の外観を示す。インペラの径は 65mm で、回転特性を少なくするため、マグネシウム合金で試作した。

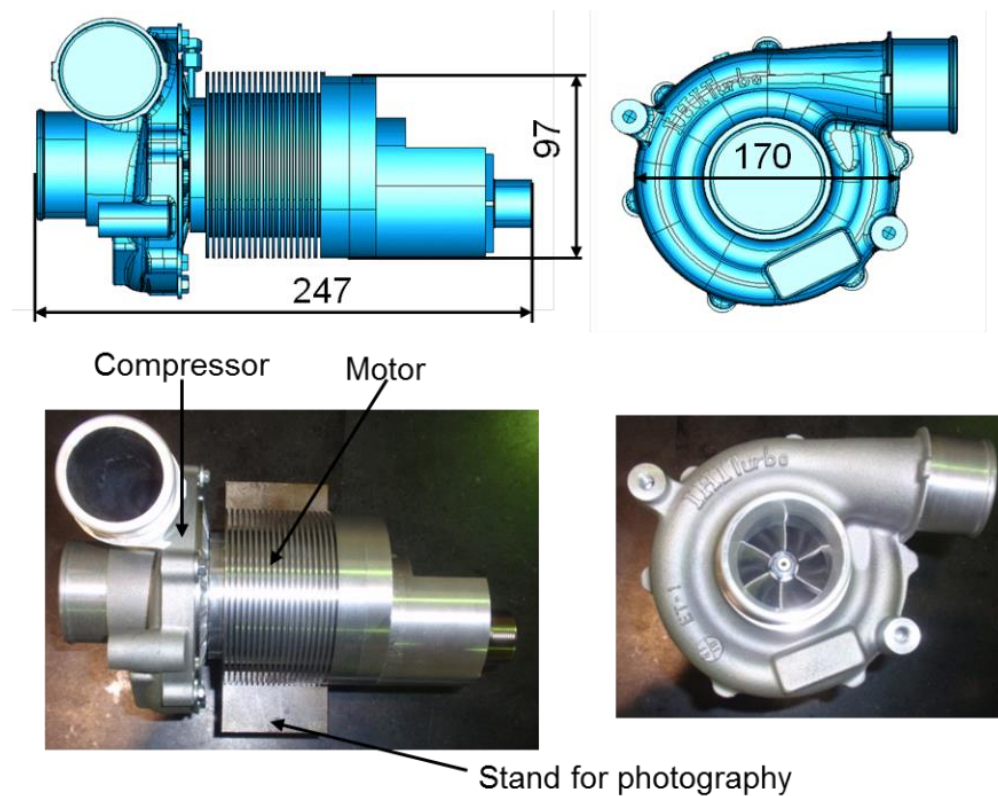


Fig.6-1 External View of eSC

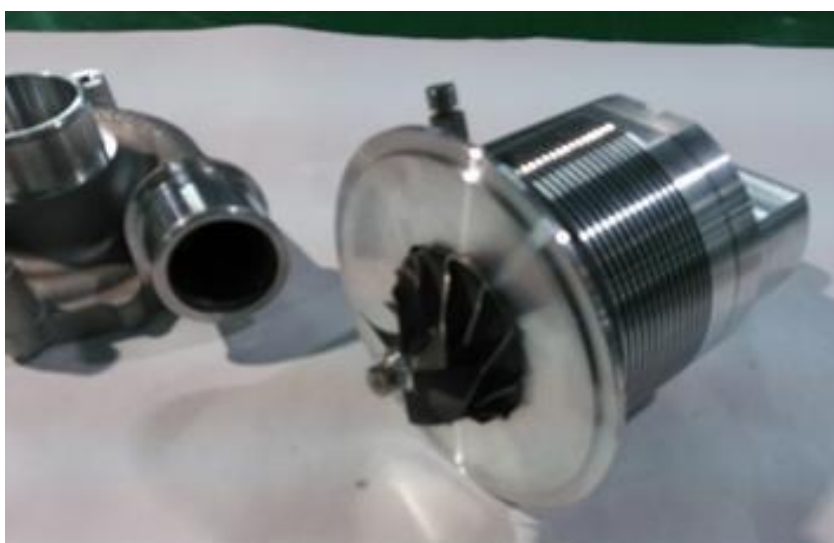


Fig.6-2 External View of Compressor Impeller

図 6-3 に電動過給機のシステム図を示す。高電圧の供給電源とインバータから成り、過給機用電動モータに駆動制御信号が供給される構造である。このインバータ部にあたる電動過給機のドライバユニットの外観を図 6-4 に示す。

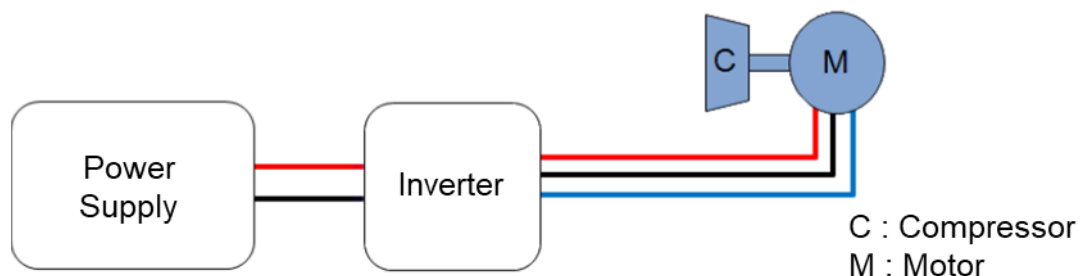


Fig.6-3 eSC System Diagram



Fig.6-4 External View of Driver Unit for eSC

試作した電動過給機用電動モータの性能を図 6-5 に、コンプレッサ性能を図 6-6 に示す。

今回試作したコンプレッサの特徴としては、

- ・より低いコンプレッサ回転数で高い圧力比が得られる
- ・高流量側での圧力比の落ち込みが少ない
- ・同じ作動点でのコンプレッサ効率が3~5%高い

等のコンプレッサの高性能化を図った。

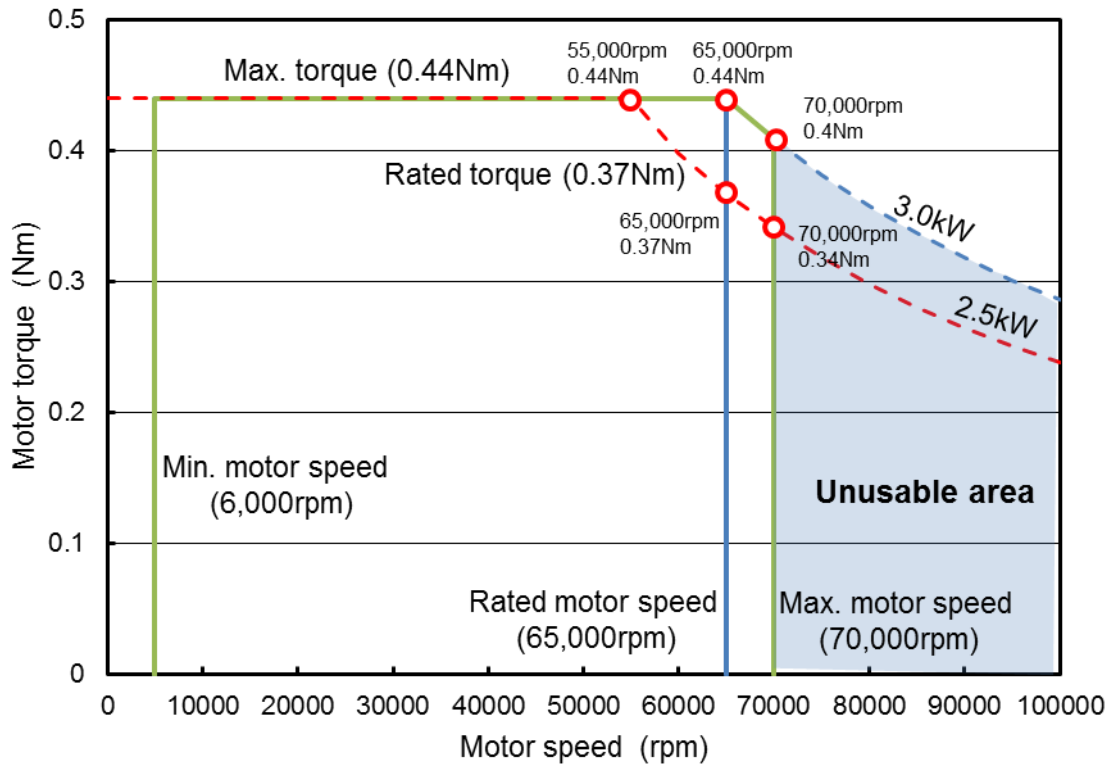


Fig.6-5 Motor Performance of eSC

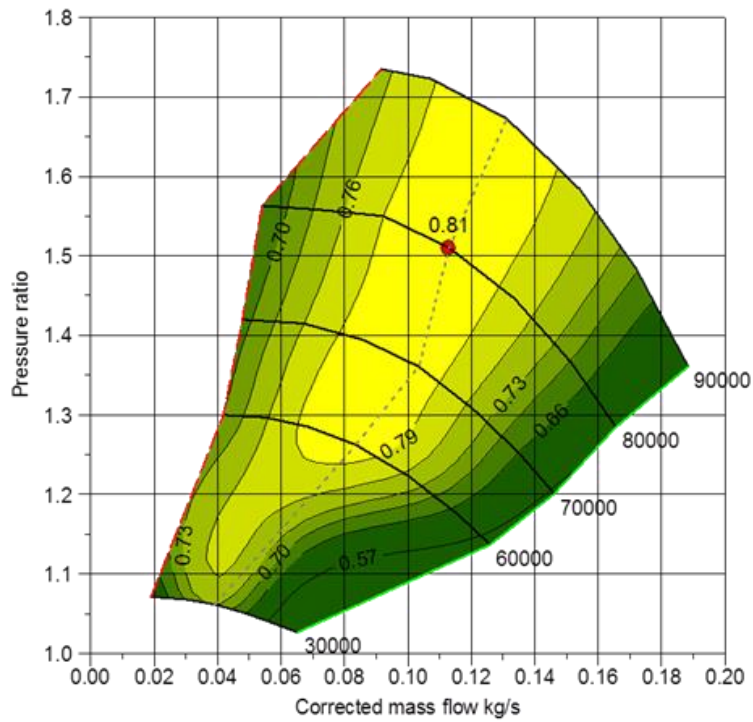


Fig.6-6 Compressor Performance of eSC

図 6-7 に過給機用電動モータのステータおよびロータの外観図を示す。永久磁石埋め込み型の4極-6スロット構造とし、高速・高出力運転に対応を図った。長時間の連続運転を可能にするために、マグネットを3分割化しマグネットの渦電流損低減、高効率化、熱減磁対策を行った。また、駆動モータ出力増大時の運転を想定し、マグネットの熱減磁対策のため、高磁力グレードマグネットを採用した。



Fig.6-7 Stator and Rotor of eSC

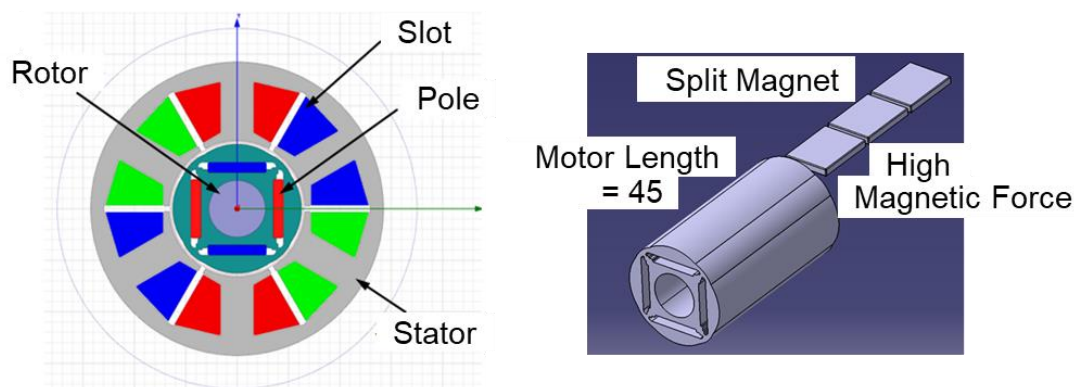


Fig.6-8 Cross-section Shape Permanent-Magnet Motor

また、より高出力化の要求を満たすため、電源電圧の高圧化を図った。具体的には、インバータのスイッチング用パワー素子を MOS-FET から IGBT 方式へ変更している。ただし、一般に IGBT 方式は MOS-FET 方式に対し、スイッチング速度が劣り、過給機用電動モータの高速化に制約があるとされている^(6-1,2)。比較として、両者の一般特性を表 6-2 に示す。

Table 6-2 Comparison of Inverter Characteristics (6-1)

Inverter Type	Characteristics					
	Use with Voltage		Use with Current		Operation Frequency	
	Low	High	Low	High	Low	High
MOS-FET	○		○			○
IGBT		○		○	○	

一方、過給機用電動モータの制御にセンサレス制御方式が使われているため、モータ回転数が低すぎると、電動モータの誘起電圧を利用した位置検出ができなくなる。今回、制御可能なモータ最低回転数は、6,000rpm である。6,000rpm 以下の回転数になった場合は、一度、電動モータ停止状態にしてから電動モータを起動、加速する必要がある。そのため、過渡運転時のように電動モータ停止状態を確実に担保できない可能性がある場合を想定し、電動モータ起動後は、電動過給機を使用しない場合においても 8,000rpm でモータ運転を維持（モータアイドリング運転）するように制御した。モータアイドリング運転を行うと消費電力が増加するが、消費電力は十数 W で、電動過給機使用時よりも大幅に小さい。

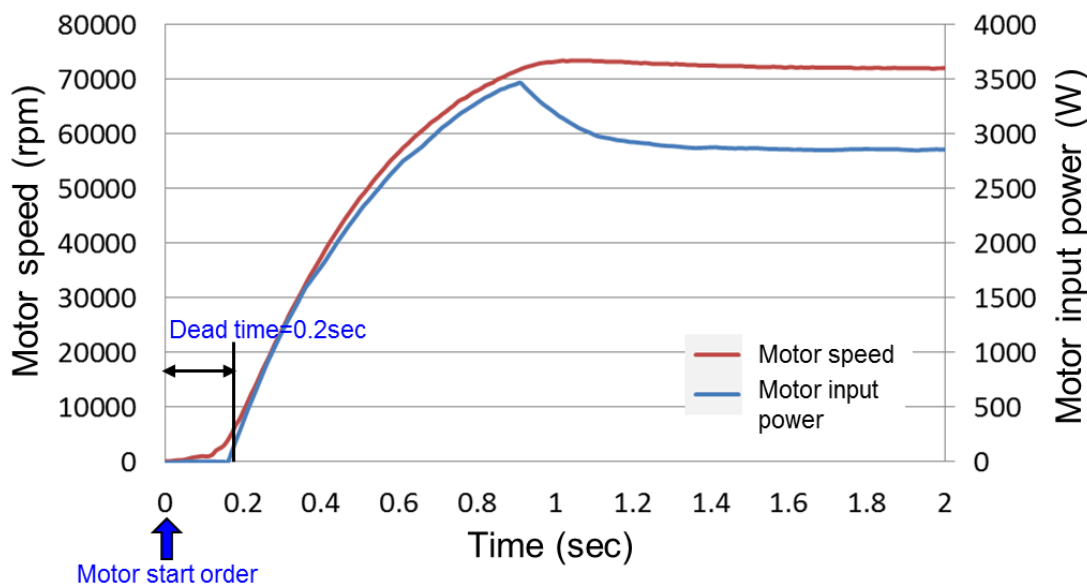


Fig.6-9 Rise Time Performance of eSC

また、図 6-9 にモータの立ち上がり特性を示すが、モータ起動時はシステム処理および同期処理時間（不感時間）として約 0.2 秒必要となる。モータアイドリング運転を行った場合、この不感時間が無くなるため、モータ立ち上がり時間を短縮できるメリットがある。

6.2. 電動過給機および吸気バイパス路切り替えシステムの搭載設計

6.2.1. 設計方針

第3章で示したエンジン（DE5）に電動過給機と吸気バイパス路切り替えシステムを搭載するため、これらの搭載設計および搭載のための部品設計を行った。設計方針を以下に示す。

- ①電動過給機（3kW モータ）を搭載する際、表 6-3 に示す搭載条件を考慮する。
- ②電動過給機の設置位置は、エンジン性能の改善がより望め、温度的にも許容できるインタークーラ下流側とする。
- ③流路切り替えバルブとして、市販 7L エンジン（DE7）用の吸気シャッタを搭載する。
- ④電動過給機と流路切り替えバルブは、外部制御装置により制御する。
- ⑤エンジン搭載の過給機の流路抵抗を極力小さくする。
- ⑥電動過給機と流路切り替えバルブの電源は、エンジンが設置されている実験ベンチの商用電源を利用する。
- ⑦エンジンが設置されている実験ベンチの装置レイアウト等を優先的に考慮し、設計する。
実験システムとして、車載は考慮しない。
- ⑧信頼性が確認されている既存のエンジン部品を極力使用する。

Table 6-3 Engine On-Board Condition

Ambient Temperature	-40 ~ 125°C
Vibration Resistance	Under 10G
Cooling Type	Air Cooling at Driving (Estimated Wind : 5m/s)
Lubrication Type	Unwanted (Ball Type with Grease)
Waterproof Type	IP68

6.2.2. 搭載設計

図 6-10 に電動過給機等の搭載概要図を、表 6-4 に部品の一覧を示す。この部品一覧表からは、取付け用のボルト類、クランプ類等は除外してある。

電動過給機と流路切り替えバルブを並列に置くため、二股形状のアルミ鋳物製のエアダクト（部品④）を設置し、エンジン搭載の過給機のコンプレッサ入口と接続した。

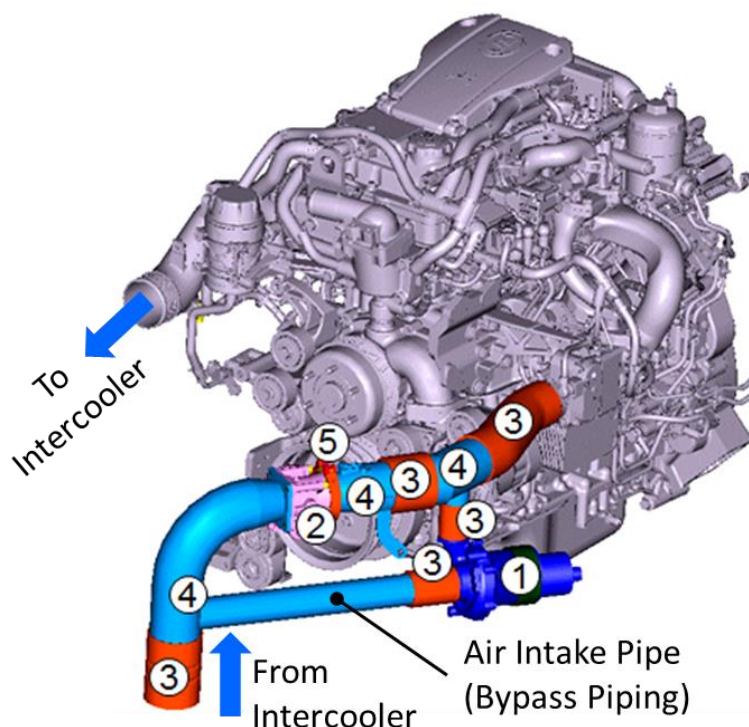


Fig.6-10 Schematic View Around Engine + eSC

Table 6-4 Parts List of Engine + eSC

Parts Number	Name
①	eSC (electrical SuperCharger)
②	Control Valve
③	Intake Hose (Rubber)
④	Intake Pipe
⑤	Clamp Joint

6.2.3. 電動過給機の供試エンジンへの搭載

図 6-11 に供試エンジン（DE5）に電動過給機を搭載した状況を、図 6-12 に吸気バイパス路切り替えバルブを含む電動過給機システムの搭載状況を示す。上記 6.2.2. で設計した通りの搭載状況となっている。



eSC

Fig.6-11 External View of DE5 Mounted eSC

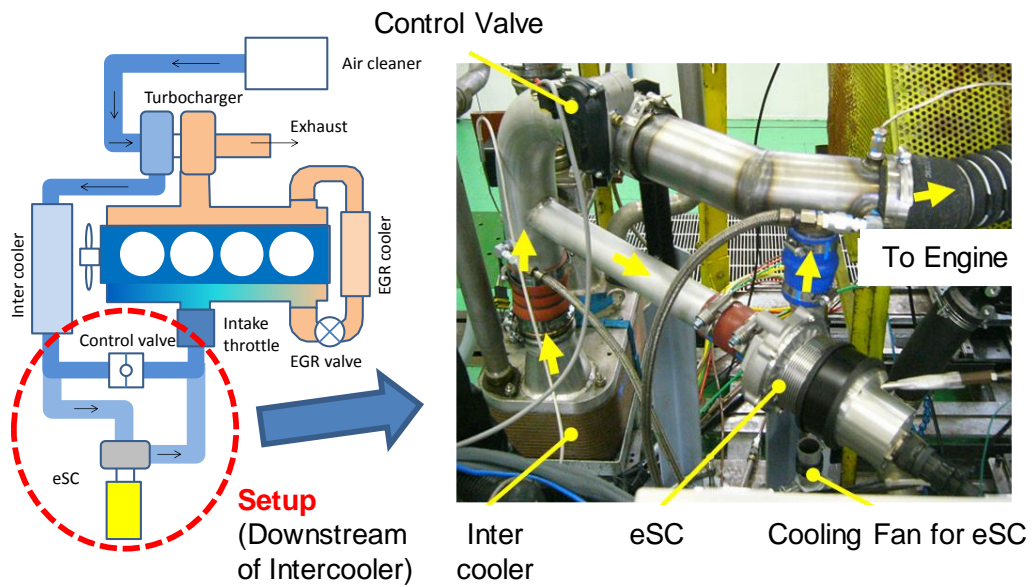


Fig.6-12 Operational Status of DE5 + eSC (eSC : Working)

6.3. 吸気バイパス路切り替えシステムの仕様検討および実験検証

6.3.1. 吸気バイパス路切り替えシステムの仕様

本研究では、図 6-13 に示すように、低速トルクの要求度が高い発進・加速時などの過渡運転時に電動過給機を作動させ、それ以外の運転状態では電動過給機を停止させて、エンジン搭載の従来過給機のみを使用を想定している。このような電動過給機を作動を前提として、図 6-13 に示す吸気バイパス路と流路切り替えバルブが必要となる。そこで、吸気バイパス路切り替えシステムの仕様検討を行った。

まず、吸気バイパス路切り替えシステムの主要構成部品である流路切り替えバルブの選定を行った。選定に当たり、以下に示す条件を設定した。

- ① 一般的に、発進・加速の時間頻度は、それ以外の運転状態よりも少ないと考えられる。すなわち、電動過給機が作動していないバルブが全開である時間の方が長いと考えられる。このため、バルブの機構は基本、ノーマルオープンとする。本方式は、電力供給停止等に対するフェイルセーフの面でも妥当であると考えられる。
- ② 本切り替えバルブは、吸気の主通路に配置されることから、最大吸入空気流量時、すなわち定格出力点において、バルブ全開時の圧力損失が許容値以下でなければならない。
- ③ 電動過給機の過渡応答性は十分に高いと考えられることから、この動作を阻害しないよう、本切り替えバルブは相応の高速の応答性を有する必要がある。
- ④ 将来のエンジンあるいは車両制御 ECU との連動制御が可能な拡張性を有するインターフェースを備えなければならない。
- ⑤ 自動車用途として使用実績があり、信頼性の高いバルブであることが望ましい。

検討の結果、流路切り替えバルブとして、排気量 7L エンジン (DE7) 用の吸気シャッタを選定した。表 6-5 に、選定した流路切り替えバルブの主要諸元を示す。吸気シャッタはバタフライ方式の電動駆動バルブである。開閉性能として、全開⇒全閉が 0.3~0.4 秒、全閉⇒全開が 0.1~0.2 秒のバルブ開閉応答性をもつ。単体試験によるバルブの洩れ率は 1~2%で、ほとんど無視できるレベルであった。過給機用電動モータはステッピングモータ式であり、十分な作動制御性を持ち、DC24V 駆動である。図 6-14 に吸気シャッタの外観を示す。

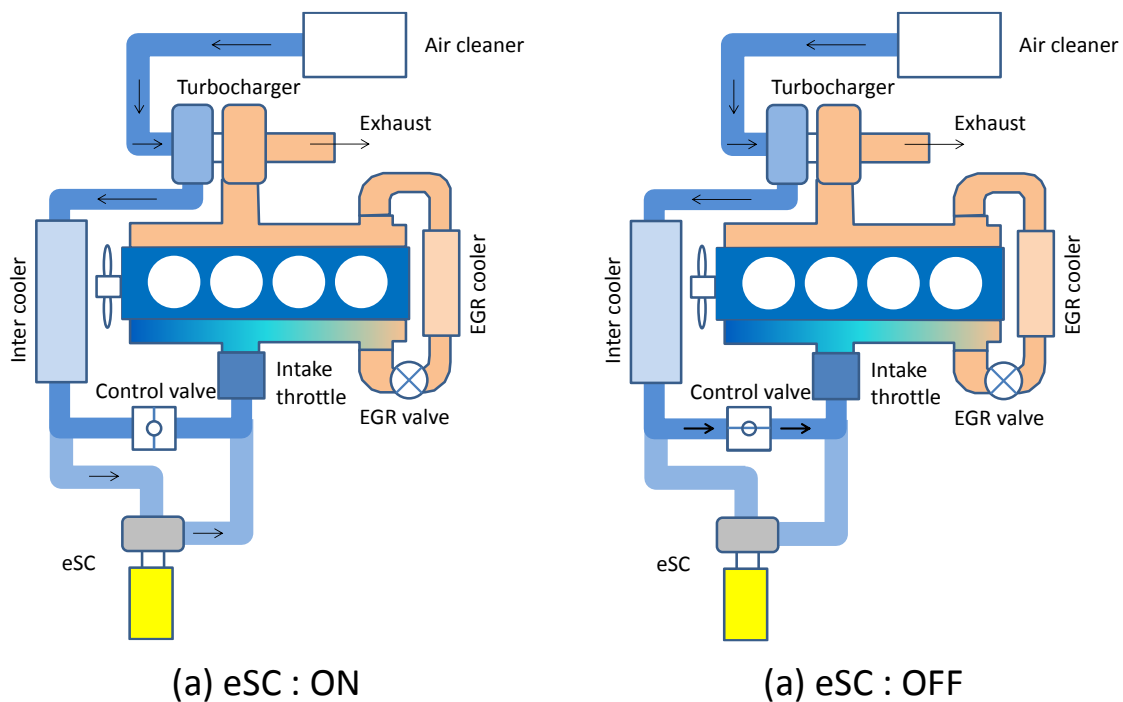


Fig.6-13 Switching System for Intake Pipe

Table 6-5 Specification of Control Valve

Control Valve	Throttle Valve by DE7 (7L)
Valve Type	Butterfly Structure Normal Opening] Inside Pipe Diameter : Φ 65mm
Driving Type	Stepping Motor Driving Voltage : 24V
Response (Valve Open/Close)	Open \rightarrow Close : 0.3~0.4 sec Close \rightarrow Open : 0.1~0.2 sec
Control Regulation	from ECU

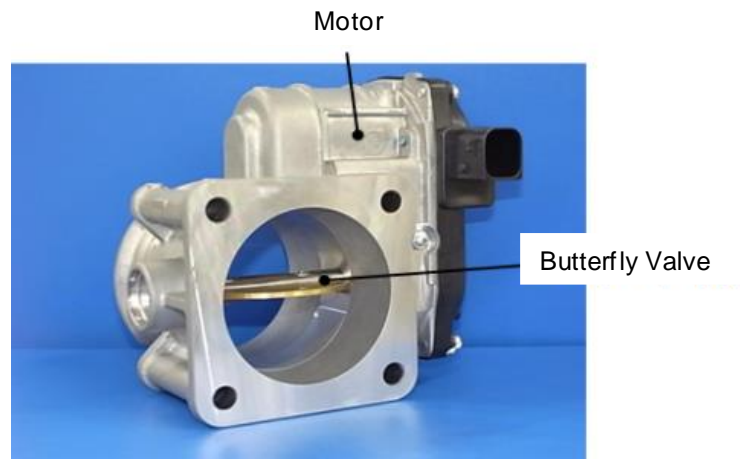


Fig.6-14 External View of Control Valve

6.3.2. 過渡制御ロジックの構築

電動過給機および吸気バイパス路切り替えバルブを制御する過渡運転制御装置を作製した。図 6-15 に切り替えバルブコントローラの外観を、図 6-16 に過渡運転制御装置の概要を示す。電動過給機のインバータへの電力供給は、定電圧電源装置で交流を直流に変換して行った。供給電圧は、高電圧バッテリーの使用を想定し、220V とした。

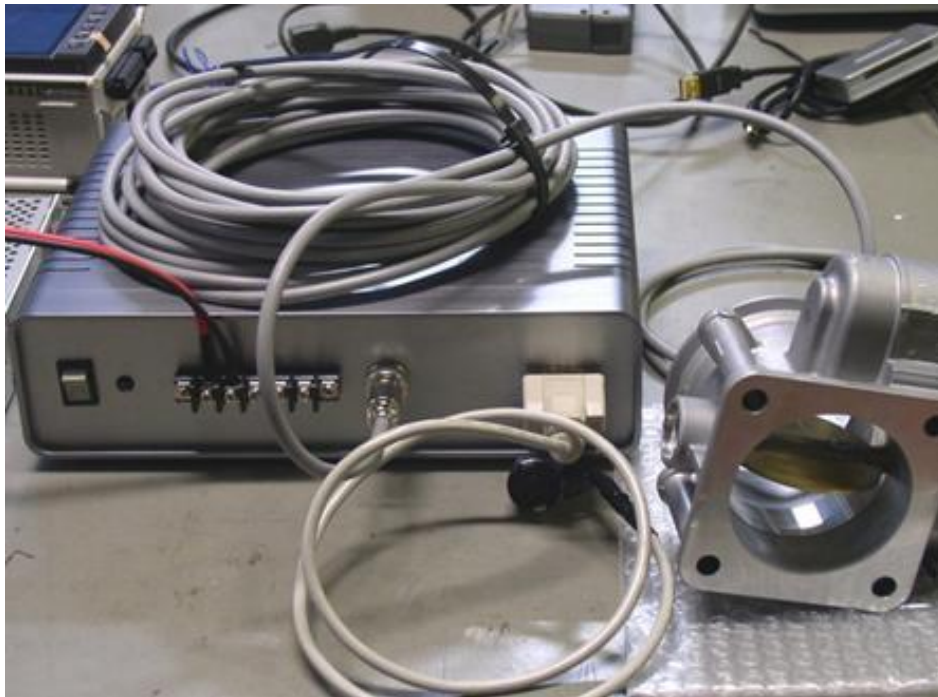


Fig.6-15 External View of Switching System (Controller and Valve)

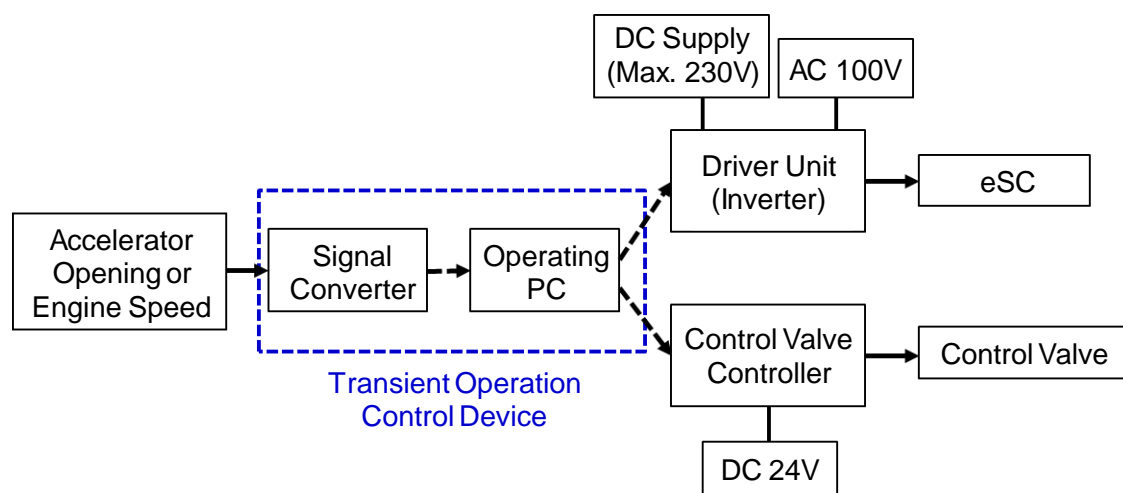


Fig.6-16 Flow for Working Switching System

電動過給機および吸気バイパス路切り替えシステムの過渡制御ロジックを以下に記す。

①定常運転

アクセル開度をトリガとして使用し、電動過給機の増速とバルブ全閉、電動過給機の減速とバルブ全開の指令を出すアクセル開度を、エンジン回転数によらず一定の値に設定した。

②過渡運転

電動過給機の適切なタイミングでの増速・減速が必要であり、電動過給機を使用しない条件で増速する等の誤動作を防ぐ必要がある。そのため、過渡運転制御装置では、アクセル開度およびエンジン回転数を入力し、電動過給機およびバルブを制御するアクセル開度をエンジン回転数により変更する制御ロジックを採用した。

また、電動過給機では、電動モータの立ち上がり時間を短縮し、モータ停止状態を確実に担保できない可能性がある場合を想定して、電動過給機を 8,000rpm でアイドリング運転する方式を採用している。そこで、過渡運転制御装置においても、アイドリング運転からの電動過給機の増速、アイドリング運転への減速ができる制御とした。具体的には、エンジンのアクセル開度信号をトリガとし、アクセル開度が任意の設定開度になった際に、電動過給機を所定の回転数指令値で 8,000rpm (アイドリング運転) から増速し、吸気バイパス路切り替えバルブを全閉にする。そして、アクセル開度が任意の設定開度以下になると、電動過給機を 8,000rpm に減速し、バルブを全開にする。切り替えバルブの動作遅延時間 (Δt) は 0.1 秒に設定した。エンジン回転数が 700rpm 以下、または 1,700rpm 以上では電動過給機を増速せず、アイドリング運転を行った。

6.4. 電動過給機システム搭載供試エンジンの性能評価実験

6.4.1. 実験項目

電動過給機システムを搭載した DE5 にて、以下に示す 4 項目の性能評価実験を行った。排出ガス性能は、排出ガス後処理装置（DPF および尿素 SCR）を装着しない状態で調査した。

- 電動過給機付 DE5 の定常性能（全負荷性能）の測定
 - ✓ 動力性能（エンジントルク、燃料消費率、各部温度・圧力等）の把握
- 電動過給機付 DE5 の過渡性能の測定
 - ✓ 過渡応答性（エンジントルク、各部温度・圧力等の動的変化）の把握
 - ✓ 排出ガス性能（スモーク）の把握
- 電動過給機のエンジン搭載時の性能の測定
 - ✓ コンプレッサ性能の把握
 - ✓ 電動モータの立ち上がり特性の把握
 - ✓ 長時間連続運転特性の把握
 - ✓ 動力性能（全負荷エンジントルク）の把握

6.4.2. 実験方法

DE5 のベース性能測定（全負荷性能、部分負荷性能、過渡応答性能）は、吸気バイパス路切り替えバルブを開にし、電動過給機を作動させない状態で行った。EGR は作動させた。その他の測定手順は、電動過給機運転時と同一とした。

電動過給機を搭載した DE5 の全負荷性能は、電動過給機を所定の回転数指令値で運転し、DE5 単独の全負荷時と同一の空燃比になるまで燃料噴射量を増加させ、測定した。ただし、燃料噴射量の増加は、DE5 の筒内圧が上限値に達した時点で取り止めた。

電動過給機を搭載した DE5 の過渡性能は、図 6-17 に示すエンジン運転パターンで測定した。エンジン回転数を一定に保ちながら、アクセル開度を 0%⇒100%、100%⇒0% にステップ状に変化させ、これを 3 回繰り返す運転パターンである。さらに、アクセル開度を 0%⇒100% に変化させる箇所でも過渡応答性およびスモーク測定を行った（図中の Measurement 1～2 Load response）。スモーク測定は、光透過式スモークメータで行った。電動過給機および吸気バイパス路切り替えバルブの操作は、運転パターンに合わせて専用の制御装置で行った。また、切り替えバルブの動作遅延時間（ Δt ）は、全閉、全開操作とも 0.1 秒に設定した。

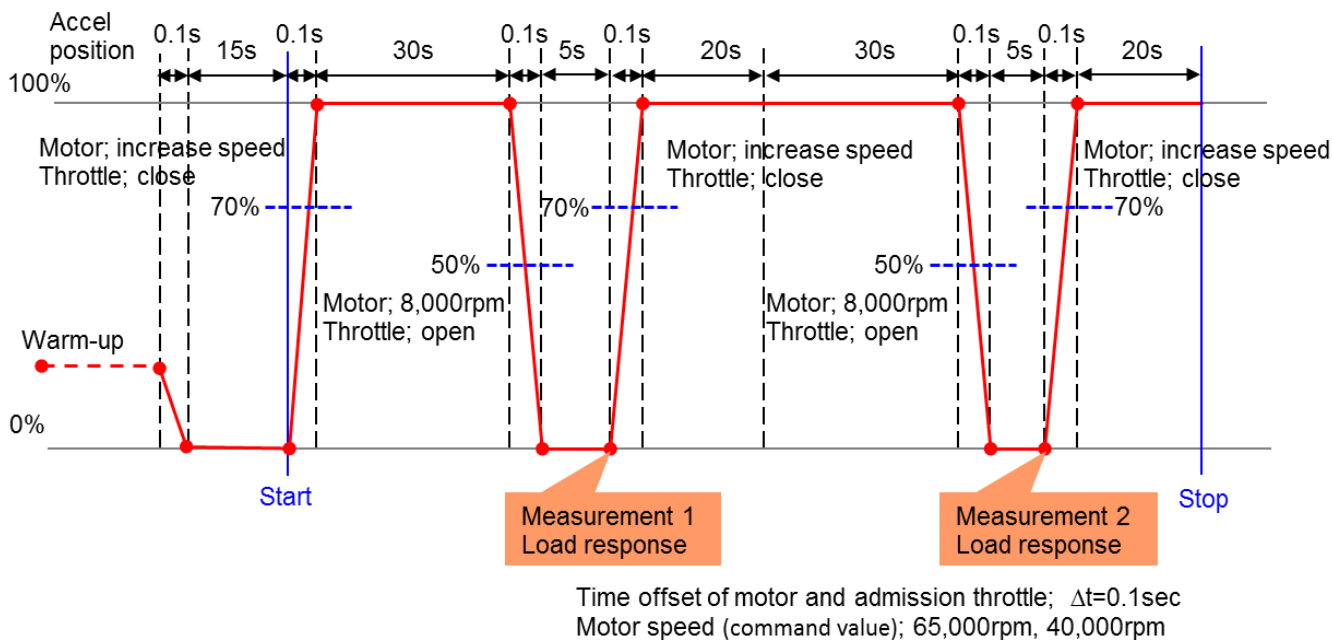


Fig.6-17 Engine Operation Pattern at Transient Response Measurement

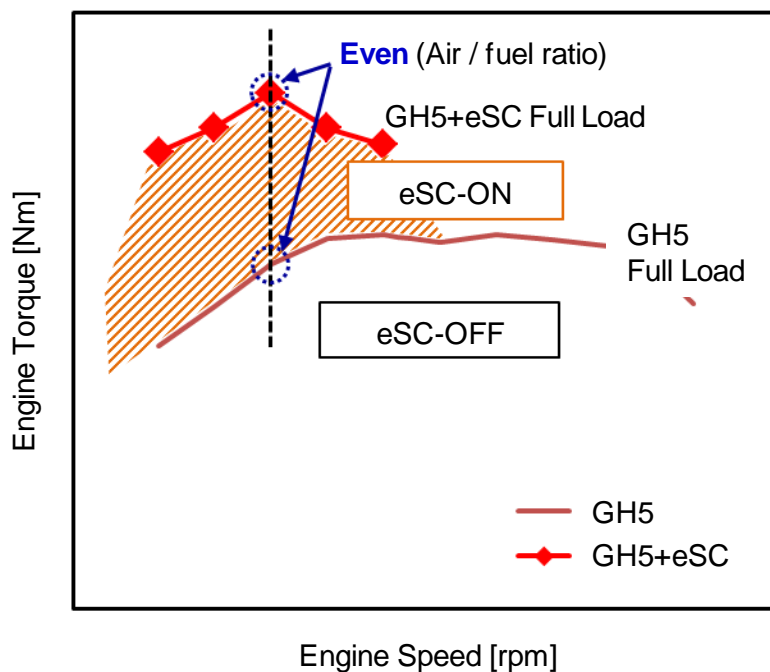


Fig.6-18 GH5 + eSC Torque Performance at Full Load

電動過給機の性能測定は、エンジン定常性能および過渡性能の測定と同時に行った。また、長時間連続運転特性は、電動過給機を作動させた状態で供試エンジンを1時間連続運転し測定した。

電動過給機付 DE5 の過渡性能実験は、DE5 単独での全負荷トルク以下では電動過給機を停止し、全負荷以上は電動過給機を所定の回転数指令値（65,000rpm、40,000rpm）で運転した。電動過給機使用領域以外は、EGR を作動させた。

図 6-18 に示すように、電動過給機付 DE5 の各回転数における全負荷トルクは、空燃比が DE5 単独での全負荷トルクと同一になる点とした。ただし、空燃比が同一になる前に筒内圧が上限値に達した場合は、その点を全負荷トルクとした。両全負荷に挟まれた領域の性能は、電動過給機を運転した状態で、燃料噴射量のみを変化させて測定した。

6.5. 定常性能測定結果

6.5.1. 動力性能

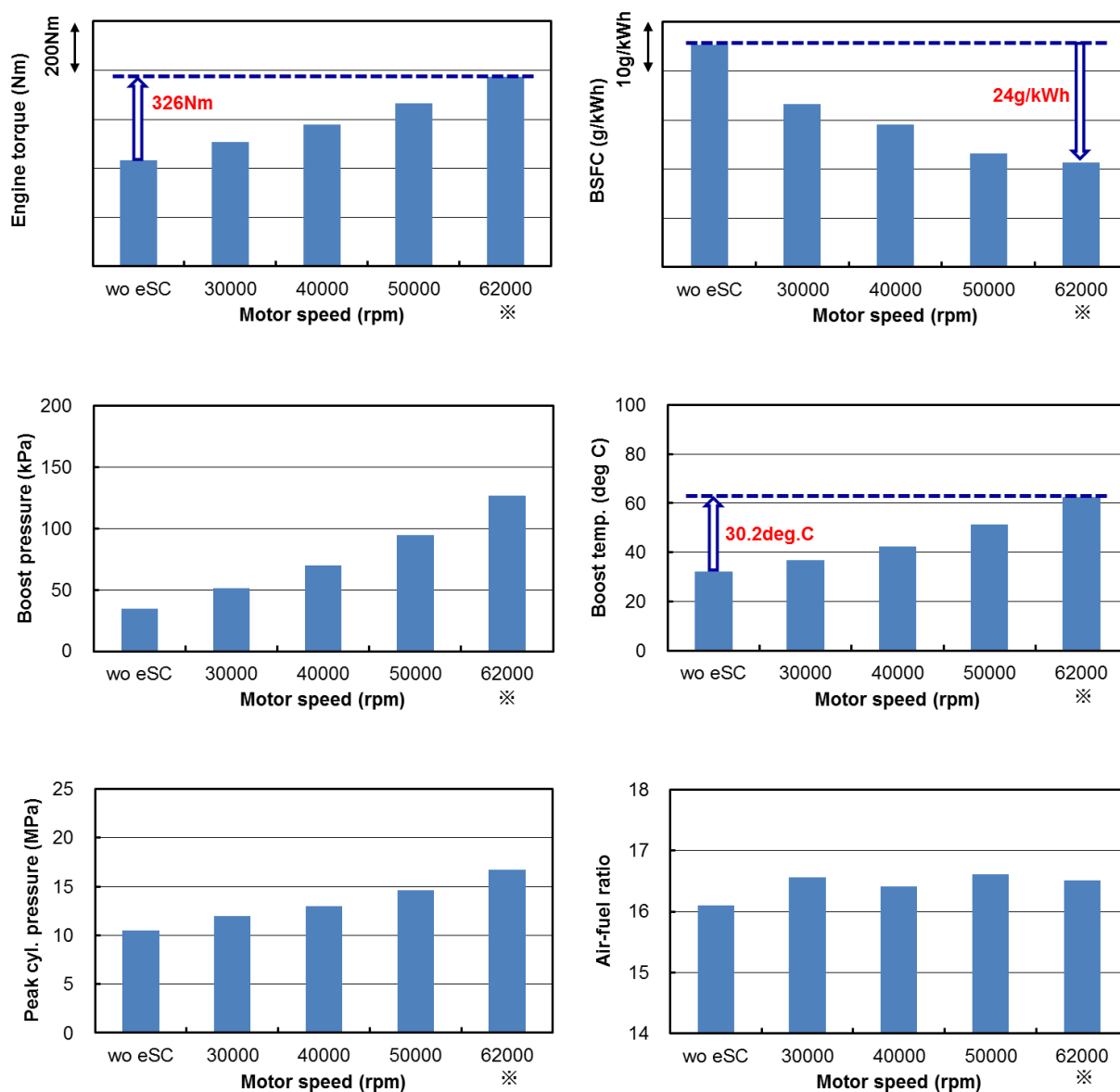
電動過給機は、30,000rpm、40,000rpm、50,000rpm、65,000rpm の回転数指令値で運転を行った。エンジン回転数は、筒内圧力に余裕があり電動過給機によるトルク増加が見込めるエンジン回転数 1,600rpm 以下とした。しかし、供試電動過給機を 65,000rpm の回転数指令値としても、エンジン回転数 800rpm では 62,000rpm、1,200rpm では 45,000rpm、1,600rpm では 41,000rpm までしか運転できなかった。そのため、65,000rpm の回転数指令値で得られた電動過給機の回転数を上限値として、測定を行った。また、電動過給機運転により EGR が入らなくなり、さらに EGR ガスが逆流する可能性があるため、EGR バルブを全閉にして測定した。

図 6-19～6-21 に、電動過給機運転時の DE5 の全負荷性能を示す。DE5 単独（電動過給機非作動時）と比較し、電動過給機を運転することで過給圧力が上昇し、エンジントルクも大幅に増加した。エンジントルク増加量は、電動過給機をほぼ定格回転数に近い回転数で運転できるエンジン回転数 800rpm で最大となり、326Nm となった。エンジン回転数が 1,400rpm および 1,600rpm では筒内圧が上限値（図 6-20 および図 6-21 の破線で囲ったポイント）に達し、エンジントルク増加量も低い値となった。

電動過給機運転によるエンジントルクの増加に伴い、燃料消費率（BSFC）も向上した。エンジントルクの増加量が最大となるエンジン回転数 800rpm で、エンジンの燃料消費率は 24g/kWh 改善（10.6%改善）した。この改善は、電動過給機によるポンプ仕事の増加、NOx 排出の増加を伴う燃焼変化、およびトルク増加による相対フリクションの低下が寄与してい

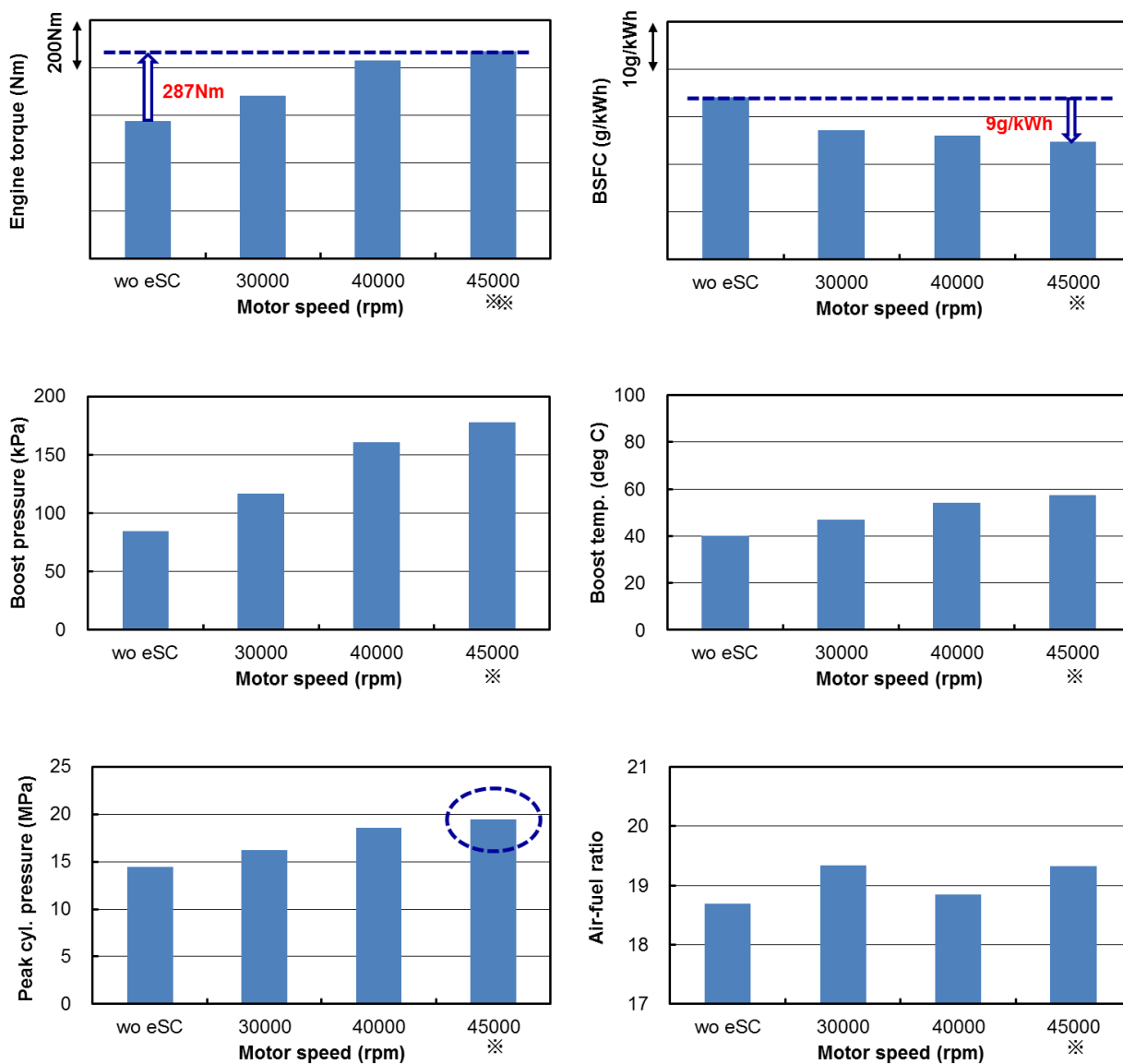
ると考えられる。

電動過給機をインタークーラ下流側に設置しているため、電動過給機の運転によりブースト温度(吸入空気温度)が上昇した。その上昇量はエンジン回転数 800rpm で最大となり、30.2℃の上昇であった。



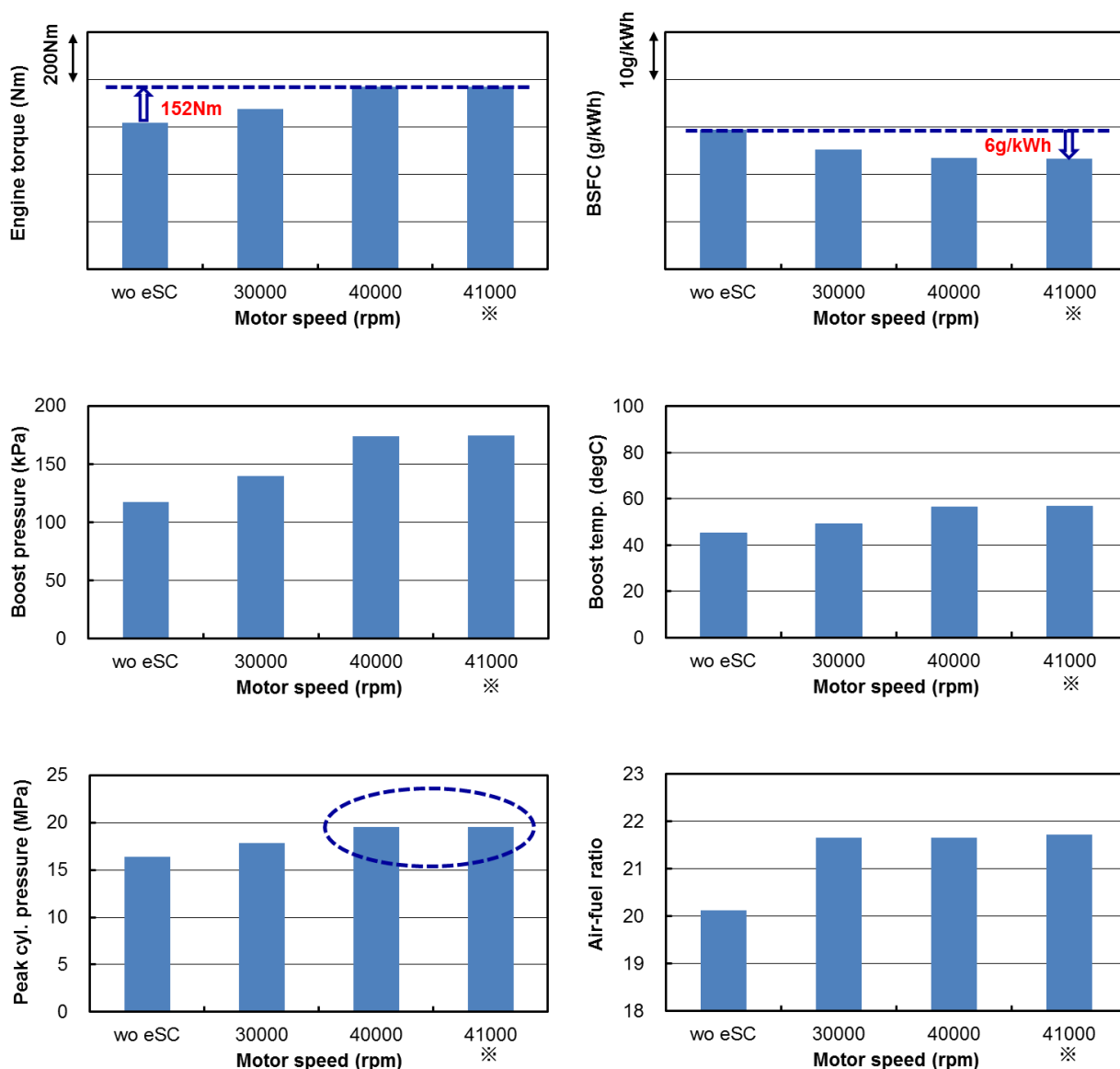
(※ Actual Motor Speed ... Command Value : 65,000rpm)

Fig.6-19 GH5 + eSC Torque Performance at Full Load (800rpm)



(※ Actual Motor Speed ... Command Value : 65,000rpm)

Fig.6-20 GH5 + eSC Torque Performance at Full Load (1,200rpm)



(※ Actual Motor Speed ... Command Value : 65,000rpm)

Fig.6-21 GH5 + eSC Torque Performance at Full Load (1,600rpm)

図 6-22 に、全負荷トルクの比較を示す。電動過給機を 65,000rpm の回転数指令値で運転した場合、1,200rpm 以下のエンジン回転数で DE7 以上のエンジントルクを得ることができた。また、40,000rpm の電動過給機運転では、DE5 と DE7 の中間的なエンジントルクとなった。一般に、エンジン回転数が低い時は排気流量が少ないことから、従来ターボチャージャでは過給効果が得られにくい。一方、過給機用電動モータにより強制的にコンプレッサを回転させることができる電動過給機は、排気流量に関係なくエンジン低回転域から高過給が可能で

あり、本結果に示す通りトルク増大に対し効果的であった。

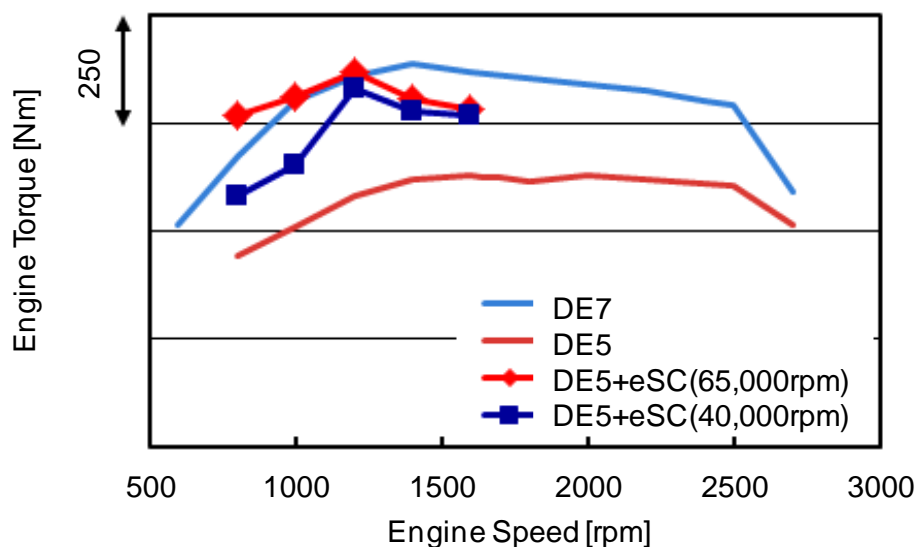


Fig.6-22 Comparison of Engine Torque Performance at Full Load

図 6-23 に、全負荷時の燃料消費率を比較して示す。40,000rpm の電動過給機運転で、DE7 と同等の燃料消費率となった。さらに、電動過給機を 65,000rpm の回転数指令値で運転した場合、エンジン回転数 1,200rpm 以下で DE7 より優れた燃料消費率を得ることができた。

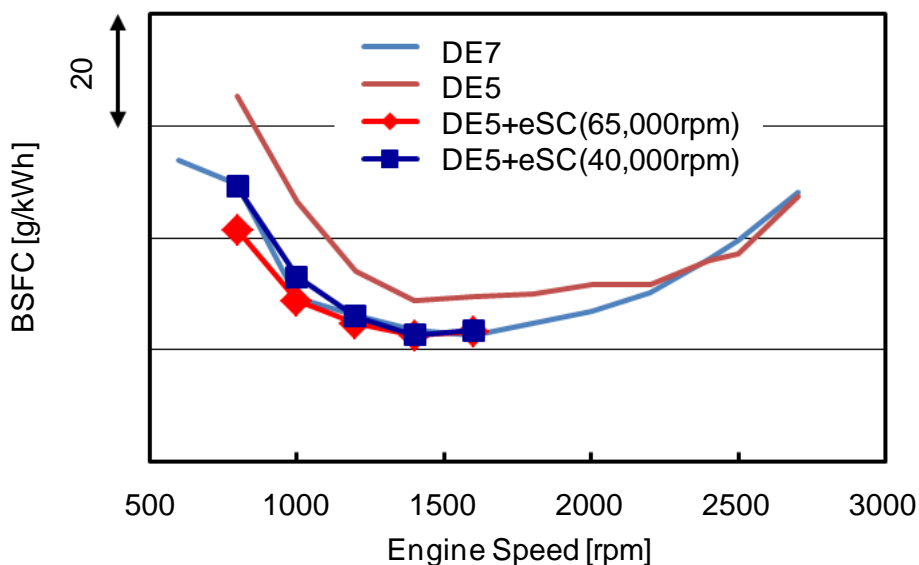
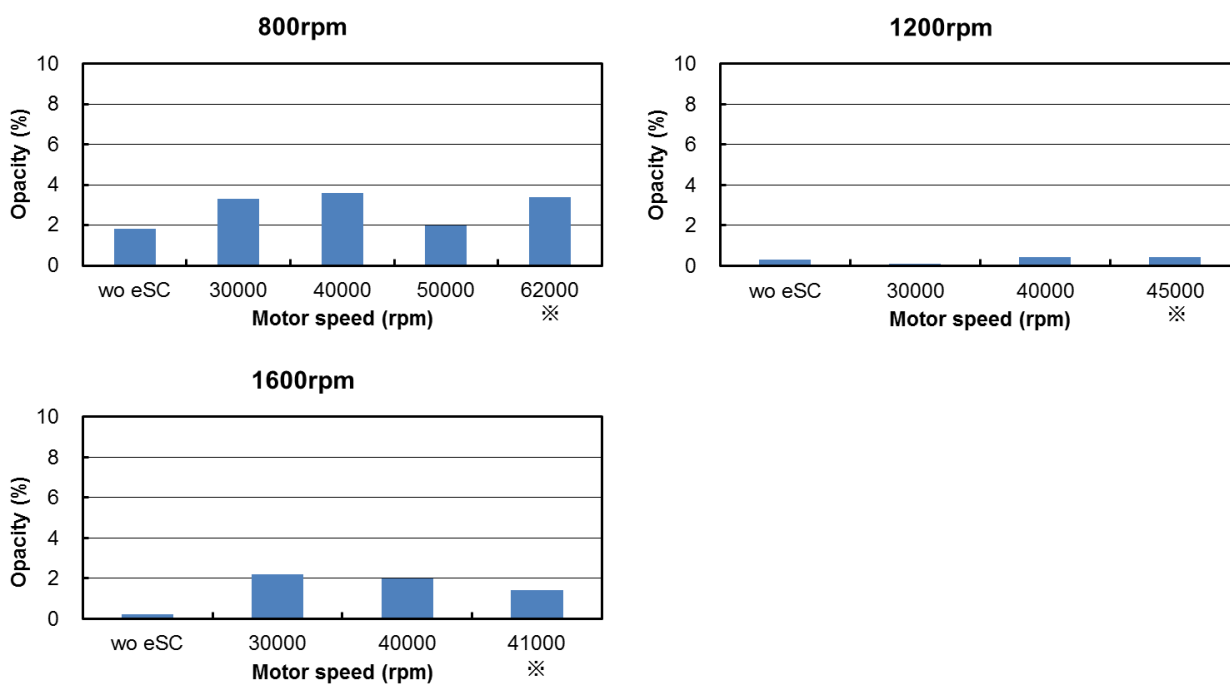


Fig.6-23 Comparison of BSFC (Brake Specific Fuel Consumption) Performance at Full Load

6.5.2. 排出ガス性能

排出ガス性能は、排出ガス後処理装置（DPF および尿素 SCR）を装着しない状態で調査した。図 6-24 に、光透過式スモークメータで測定したスモーク濃度を示す。全負荷時のスモーク濃度は、電動過給機を運転しても DE5 単独とほぼ同等であった。



(※ Actual Motor Speed ··· Command Value : 65,000rpm)

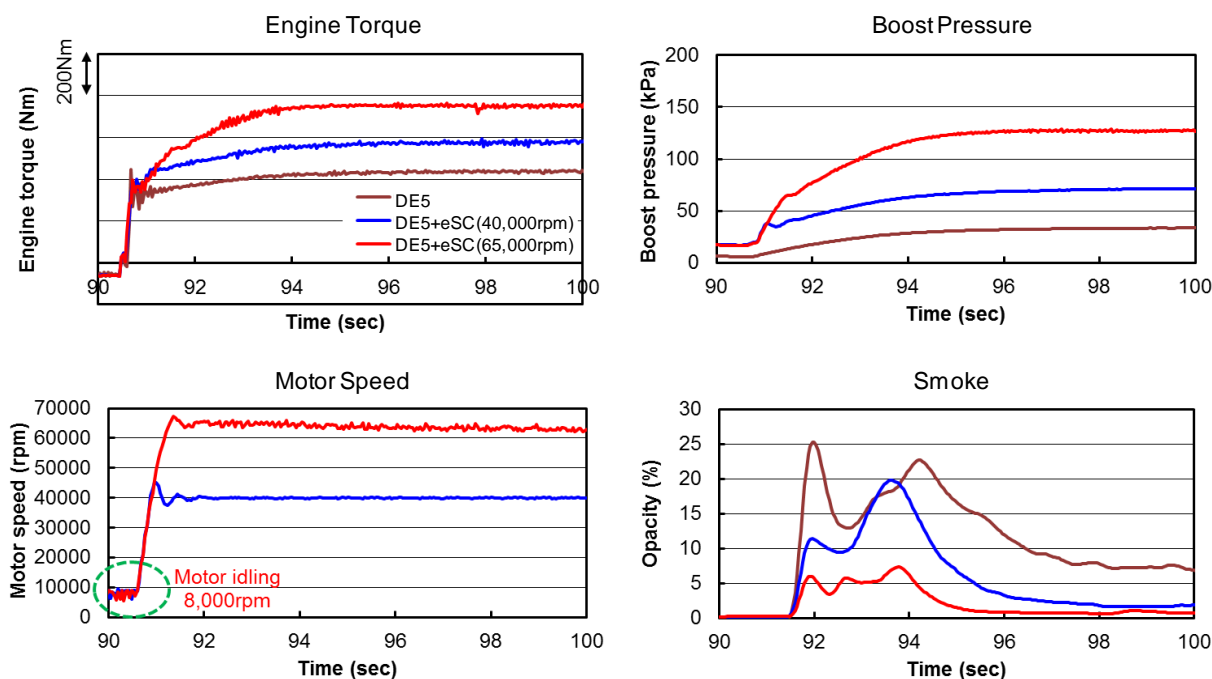
Fig.6-24 GH5 + eSC Emission (Opacity) Characteristics at Full Load

6.6. 過渡性能測定結果

図 6-17 のエンジン運転パターンで、電動過給機運転時の過渡応答性およびスモーク濃度を調査した。供試電動過給機は、65,000rpm および 40,000rpm の回転数指令値で運転した。回転数指令値 65,000rpm の条件では、エンジン回転数 800rpm で 61,000rpm、1,200rpm で 44,000rpm、エンジン 1,600rpm で 40,000rpm が実運転回転数となった。スモーク濃度は、光透過式スモークメータで測定した。図 6-25～6-27 に、エンジントルク、ブースト圧力、モータ回転数およびスモーク濃度の測定結果を示す。図 6-17 に示す“Measurement 2”の測定点の結果である。アクセル信号をトリガとして電動過給機の制御を行っているが、エンジントルクとほぼ同時に

モータ回転数が上昇した。電動過給機の応答性が良いのは、モータ回転数 8,000rpm で過給機用モータがアイドリング運転をしているため、約 0.2 秒のシステム処理および同期処理のための時間（不感時間）が不要となっているためである。一方、ブースト圧力は若干遅れて上昇した。これは、DE5 に搭載されている従来ターボチャージャが給気抵抗となり、電動過給機による過給効果が現われるまでに遅れを生じたためと考えられる。

図 6-25～6-27 に示すように、エンジン回転数 800rpm、1,200rpm、1,600rpm とも、電動過給機によるブースト圧力の増加に伴い、エンジントルクが増加した。各エンジン回転数とも、エンジントルクの立ち上がり初期は、電動過給機運転条件によらず一定のトルク上昇を示した。この運転領域では、エンジンに搭載されている過給機が十分に機能していないことを前提に、無過給状態の空気量を想定して燃料噴射量を制御しているためである。そのため、電動過給機により空気量を増やしても、その効果は現われない。この領域を超えると、ブースト圧力（空気量）で燃料噴射量を制御しているため、電動過給機の効果によりエンジントルクがすばやく上昇する。図 6-28 に、エンジントルクの応答性を示す。応答性の指標として、エンジントルクが全負荷トルクの 90% に達する時間を用いた。エンジン回転数 800rpm を除いたエンジン運転条件で、電動過給機によりエンジントルクの応答性が向上している。



(※ Command Value : 65,000rpm)

Fig.6-25 Transient Response Measurement Performance (800rpm)

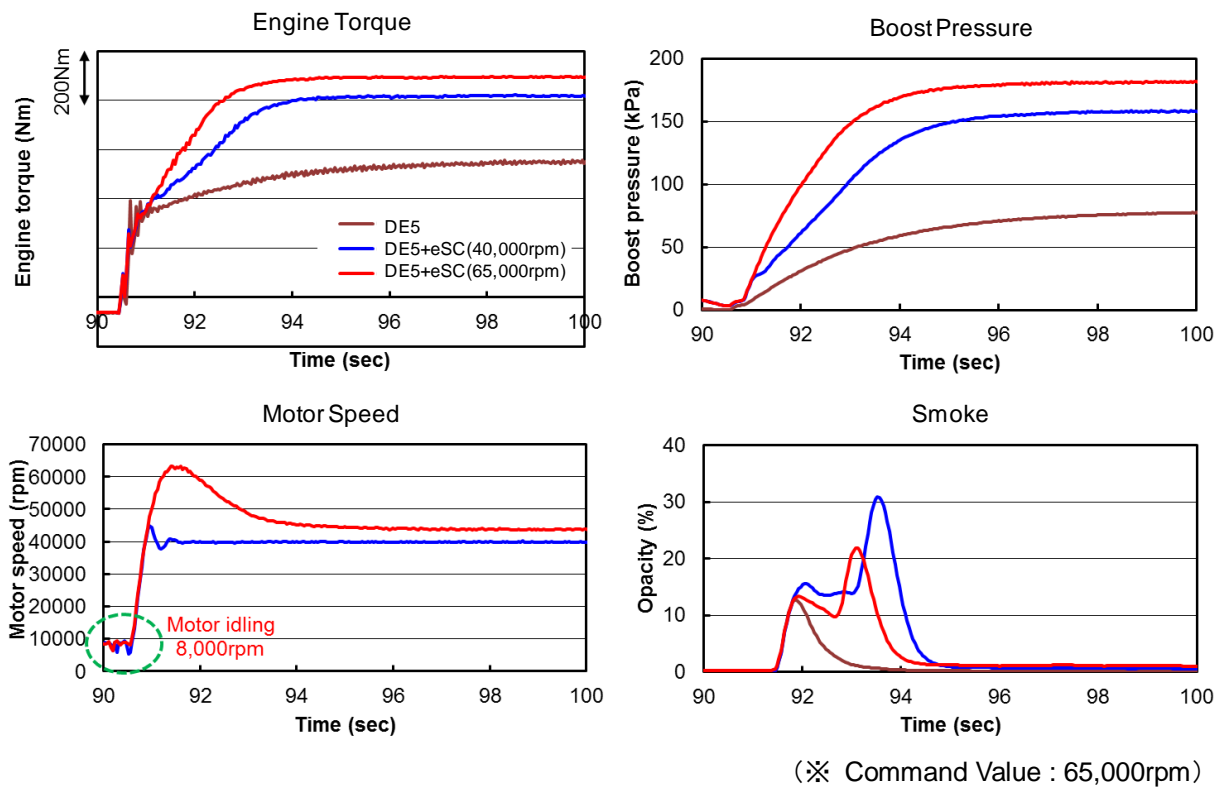


Fig.6-26 Transient Response Measurement Performance (1,200rpm)

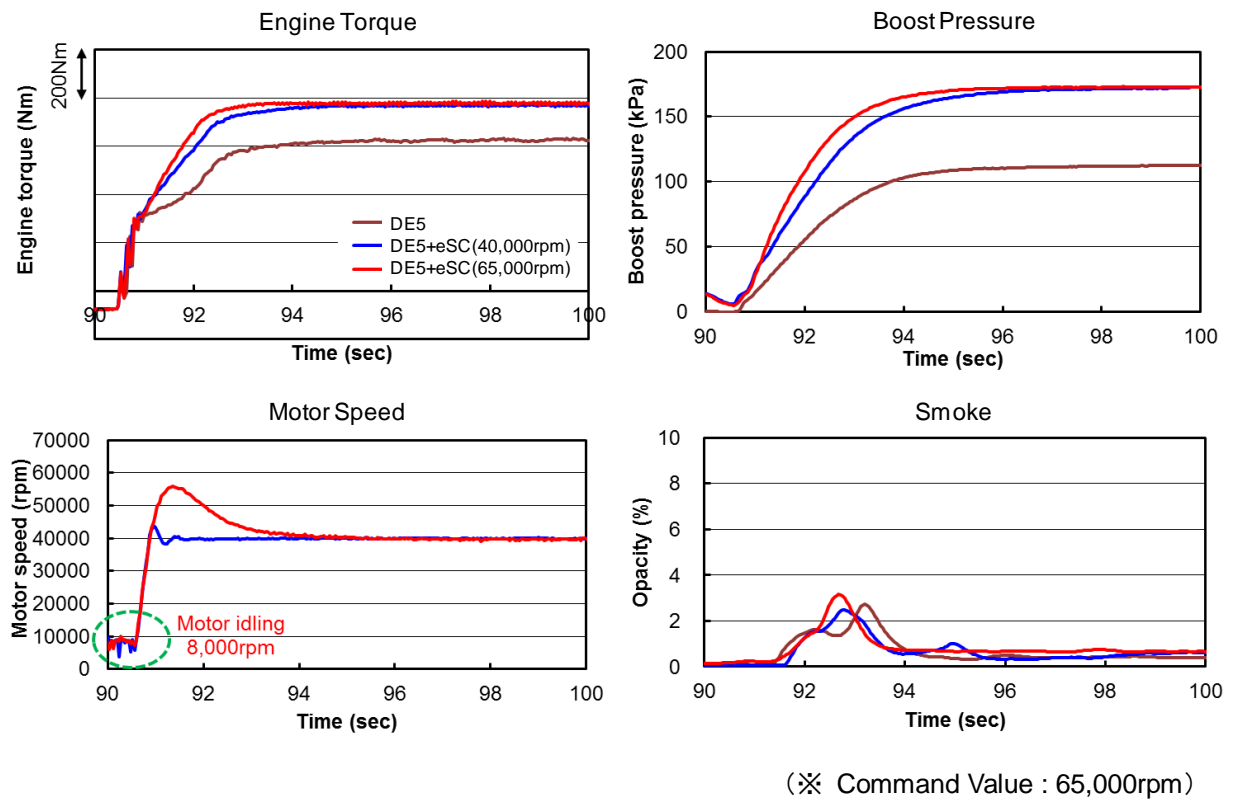
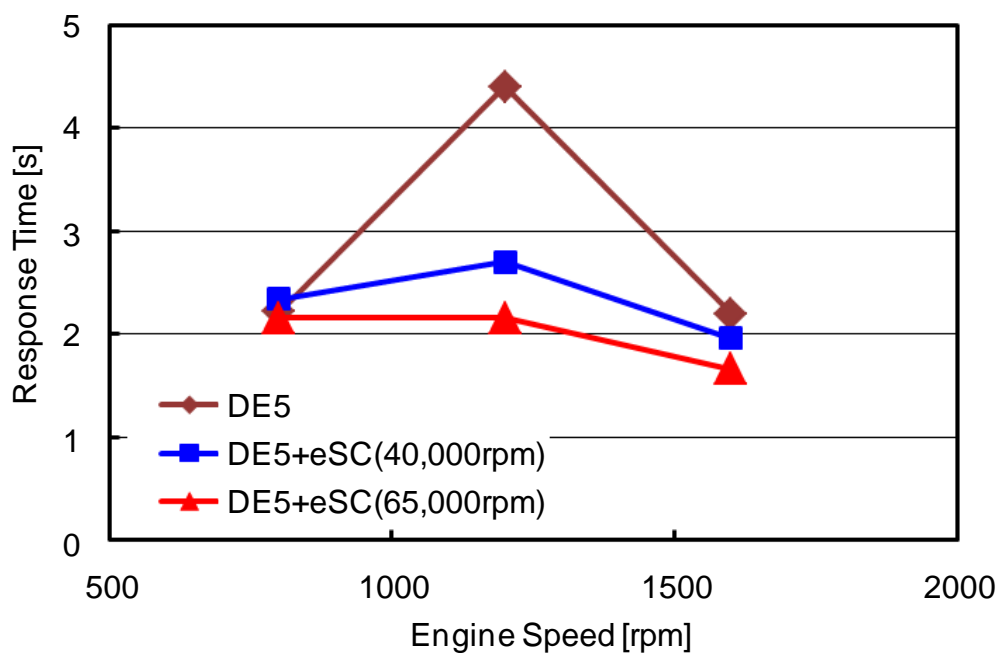


Fig.6-27 Transient Response Measurement Performance (1,600rpm)



(※ Command Value : 65,000rpm)

Fig.6-28 Comparison of Engine Torque Response Time

次に、スモーク排出を見ると、図 6-25 に示すように、エンジン回転数 800rpm では電動過給機により大幅に改善した。エンジン回転数 1,200rpm では若干増加したが、エンジン回転数 1,600rpm では同等レベルとなっている。燃料噴射量が増加していることを考慮すると、電動過給機運転はスモーク排出を改善する効果があると言える。

以上の過渡性能測定結果から、電動過給機により、エンジントルクの大幅な増加と同時に、エンジントルクの応答性を改善できることが分かった。また、過渡スモーク排出を改善する効果もあることが分かった。

6.7. エンジン搭載時の電動過給機性能の測定結果

6.7.1. コンプレッサ性能

電動過給機を搭載した DE5 の定常性能測定時に実測されたコンプレッサ性能と、電動過給機製造メーカーから提示されたコンプレッサ性能を比較した。その結果を、図 6-29 に示す。コンプレッサ性能の実測値は、コンプレッサマップの低圧力比側に存在し、コンプレッサ性能の低い領域しか使用できていない。また、コンプレッサマップの値より実測値が低い結果となっているが、その乖離は小さいため、コンプレッサマップの性能をほぼ実現できている。

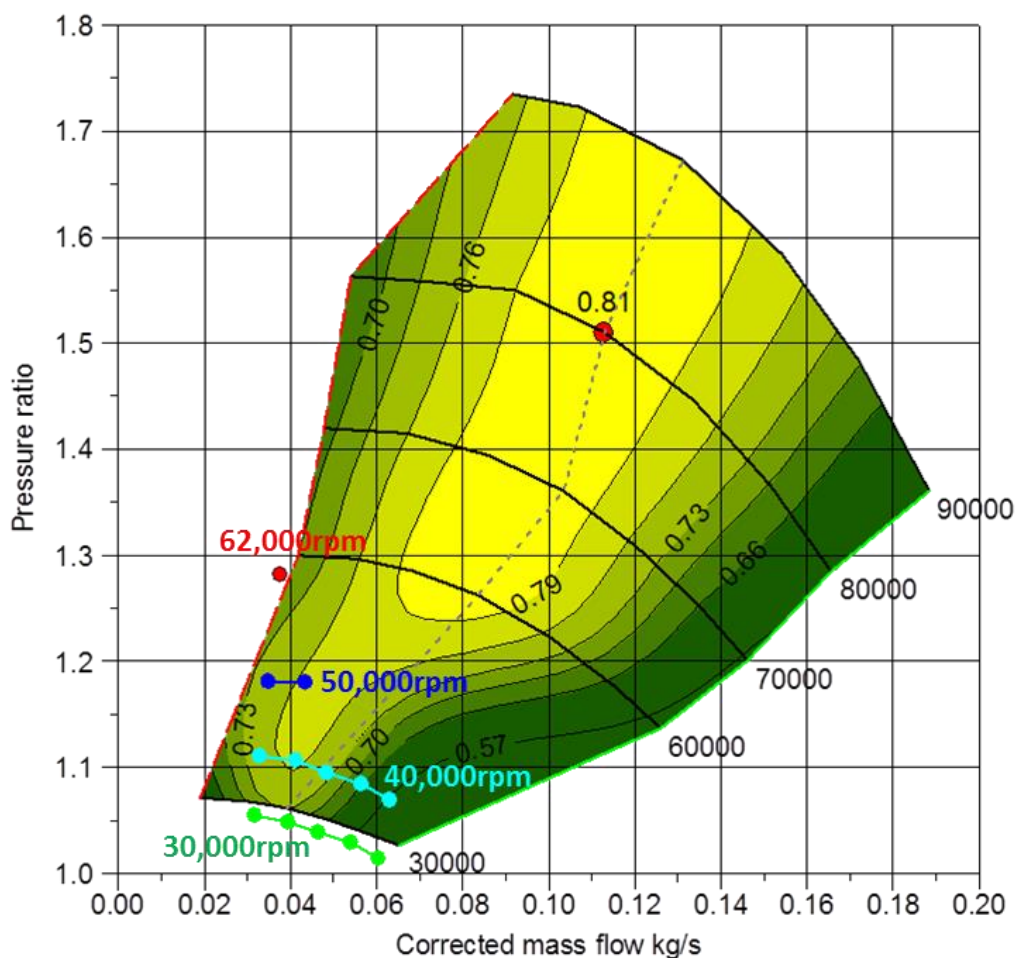


Fig.6-29 Compressor Map for eSC and Actual Pressor Performance

6.7.2. 駆動モータ運転特性

図 6-30 に、全負荷性能測定時における電動過給機の回転数指令値と実際の回転数（実回転数）の関係を示す。回転数指令値が 40,000rpm では、測定した全てのエンジン回転数で実回転数が 40,000rpm となっている。一方、65,000rpm では、エンジン回転数 800rpm で実回転数が 62,000rpm、エンジン回転数 1,600rpm で実回転数が 41,000rpm となり、エンジン回転数が高回転になるほど実回転数が減少した。これは、回転数指令値を目指してモータ回転数を加速すると空気を圧縮する仕事が増加して、電動過給機の最大トルク 0.44Nm ではトルク不足となり、空気の圧縮仕事と電動モータの出力がバランスするモータ回転数で安定するためである。さらに、DE5 に搭載されている過給機とのバランスもあり、複雑な挙動を示す。図 6-31 に、回転数指令値 65,000rpm で過渡応答性を測定した時の動作線図を示す。これからも分か

るように、低圧力比・低流量なポイント、すなわち低いモータ回転数でバランスしている。

エンジンの動きに追従して電動過給機を運転するためには、モータ回転数を必要とされる回転数まで、速く立ち上げる必要がある。そこで、過渡運転時の過給機用電動モータの立ち上がり特性を確認した。図 6-32 に、エンジン回転数 1,200rpm で 65,000rpm の回転数指令値で運転した場合の例を示す。電動過給機は、回転数指令値 8,000rpm でモータアイドルリング運転を行っているため、エンジンのアクセル開度を基にしたトリガ信号が出ると、すぐにモータ回転数が上昇した。最大回転数に到達後、一定の回転数に収束する。トリガ信号から、モータ回転数が最大回転数に到達するまでの時間を、モータ立ち上がり時間と定義し、回転数指令値および実回転数との関係を調査した。

図 6-33 にエンジン回転数とモータ立ち上がり時間の関係を、図 6-34 にモータの実回転数とモータ立ち上がり時間の関係を示す。図 6-33 から分かるように、モータ立ち上がり時間は、回転数指令値が高い方が長く、65,000rpm では約 0.8 秒になっている。一方、40,000rpm では約 0.35 秒であった。回転数指令値が高いと、一度高いモータ回転数を経てから実回転数で安定するためである。また、エンジン回転数 1,600rpm では、回転数指令値が異なっても、実回転数は約 40,000rpm となっている。しかし、図 6-34 から分かるように、回転数指令値 40,000rpm のモータ立ち上がり時間は、65,000rpm の約半分の時間であった。このように、エンジンの動きに追従して電動過給機を運転するためには、適切な回転数指令値を選択することが重要となる。一方、適切な回転数指令値を選択するためには、過渡運転時のエンジンの挙動を予測する必要がある。

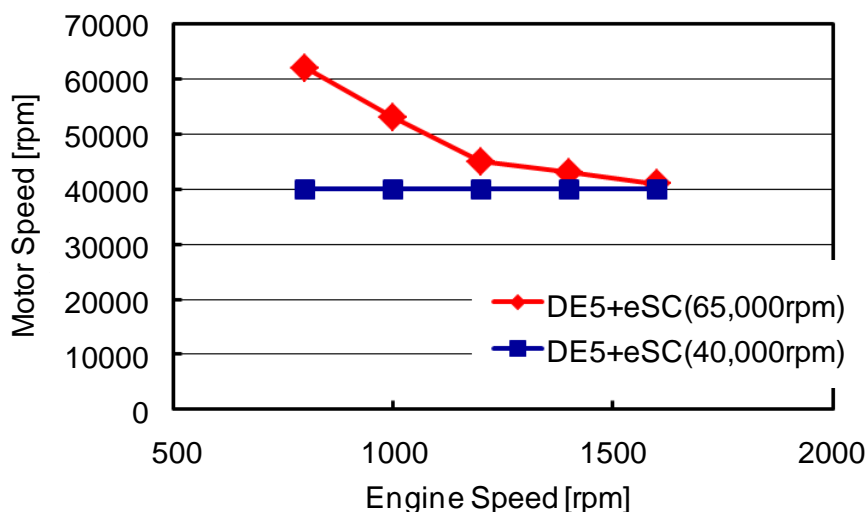


Fig.6-30 Command Motor Speed and Actual Motor Speed of eSC (Full Load)

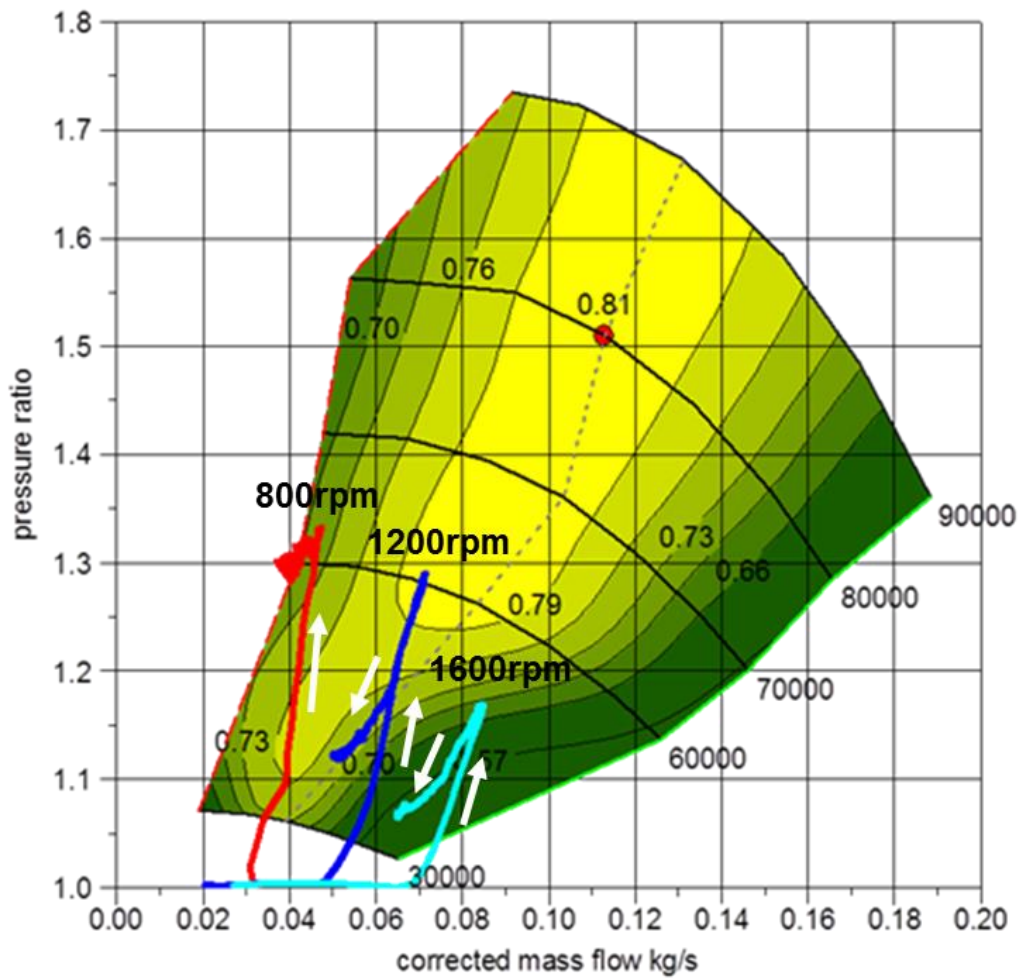


Fig.6-31 eSC Operation Line at Transient Response Measurement
(Command Speed : 65,000rpm)

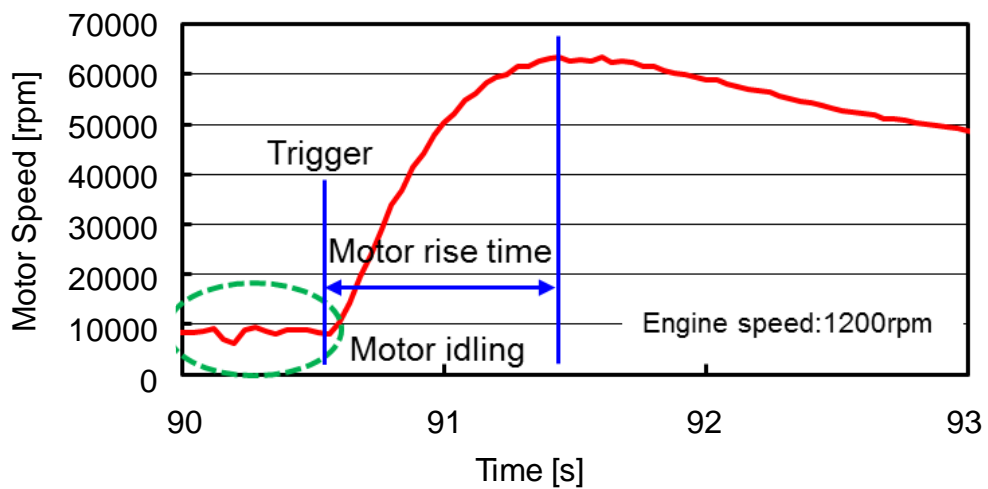


Fig.6-32 Definition of Motor Rise Time (Engine Speed : 1,200rpm)

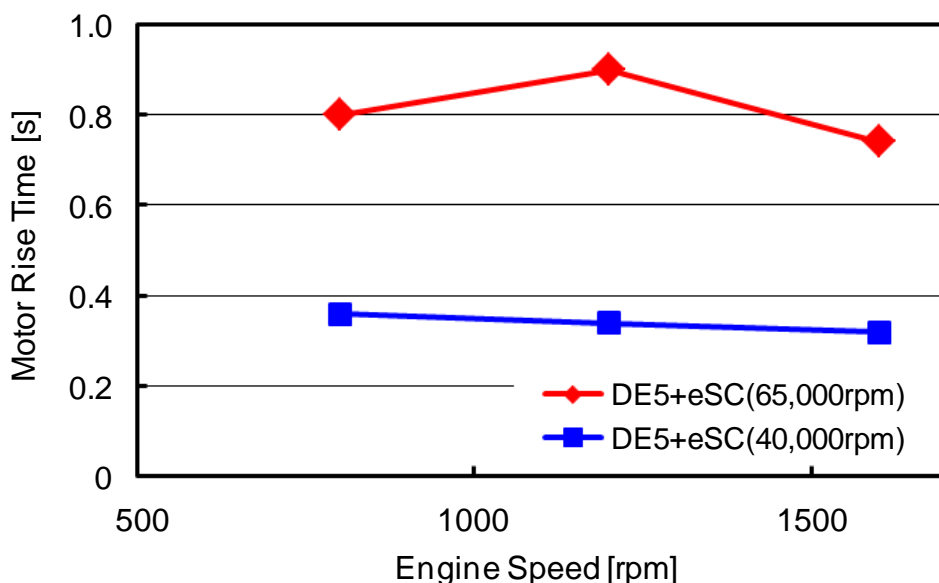


Fig.6-33 Engine Speed vs. eSC Motor Rise Time

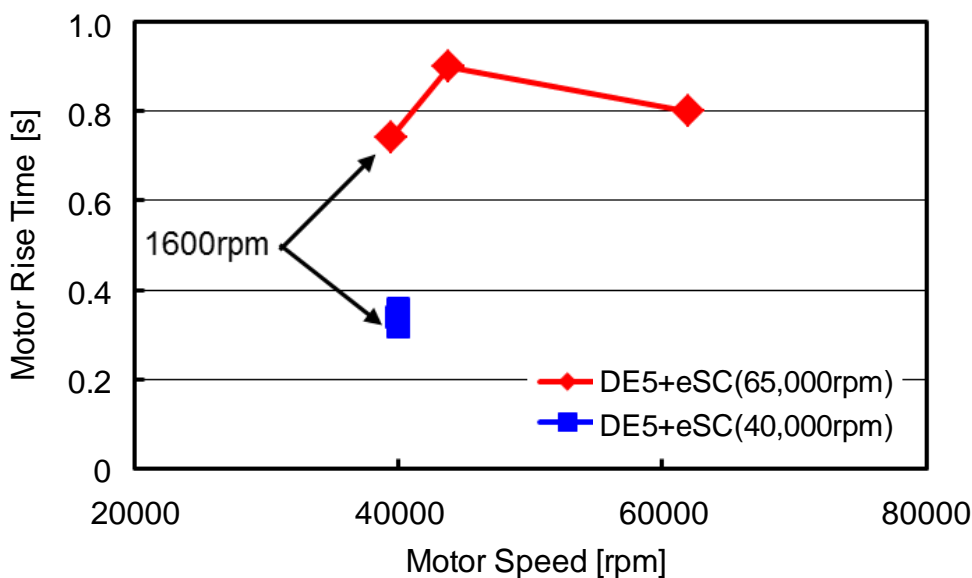


図 6-34 eSC Motor Speed vs. eSC Motor Rise Time

6.7.3. 長時間連続運転特性

試作した電動過給機は、長時間連続運転性の向上を図った。長時間運転を阻害している要因は、電動モータのロータ温度上昇による永久磁石の減磁である^(6-2,3,4)。これを防ぐために、温度上昇を抑える設計やロータ保護のための制御回路の設置を行った。制御回路では、ロータ温度を直接測定できないため、直接測定が可能なステータ温度を指標に制御を行っている。

そこで、電動過給機のロータ温度とステータ温度の関係を調査した。図 6-35 に示すように、ロータは表面温度を放射温度計で測定した。ただし、放射温度計の仕様による不感帯のため、80℃以下は測定できていない。ステータ温度は、制御用に巻線間に装着されている熱電対で測定した。図 6-36 に示すように、ロータ表面温度とステータ温度の温度差は2℃程度であり、ほぼ一致していた。よって、ステータ温度でロータ温度を推測できることが分かった。

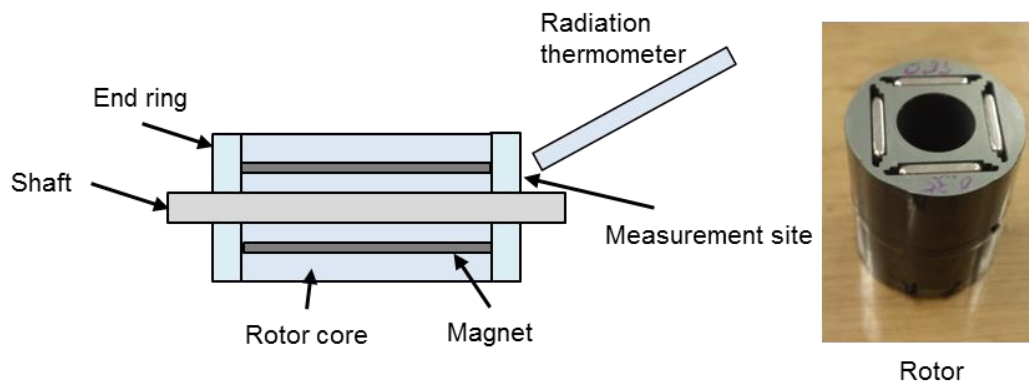


Fig.6-35 Structure and External View of Rotor, Measurement Point of Rotor Temperature

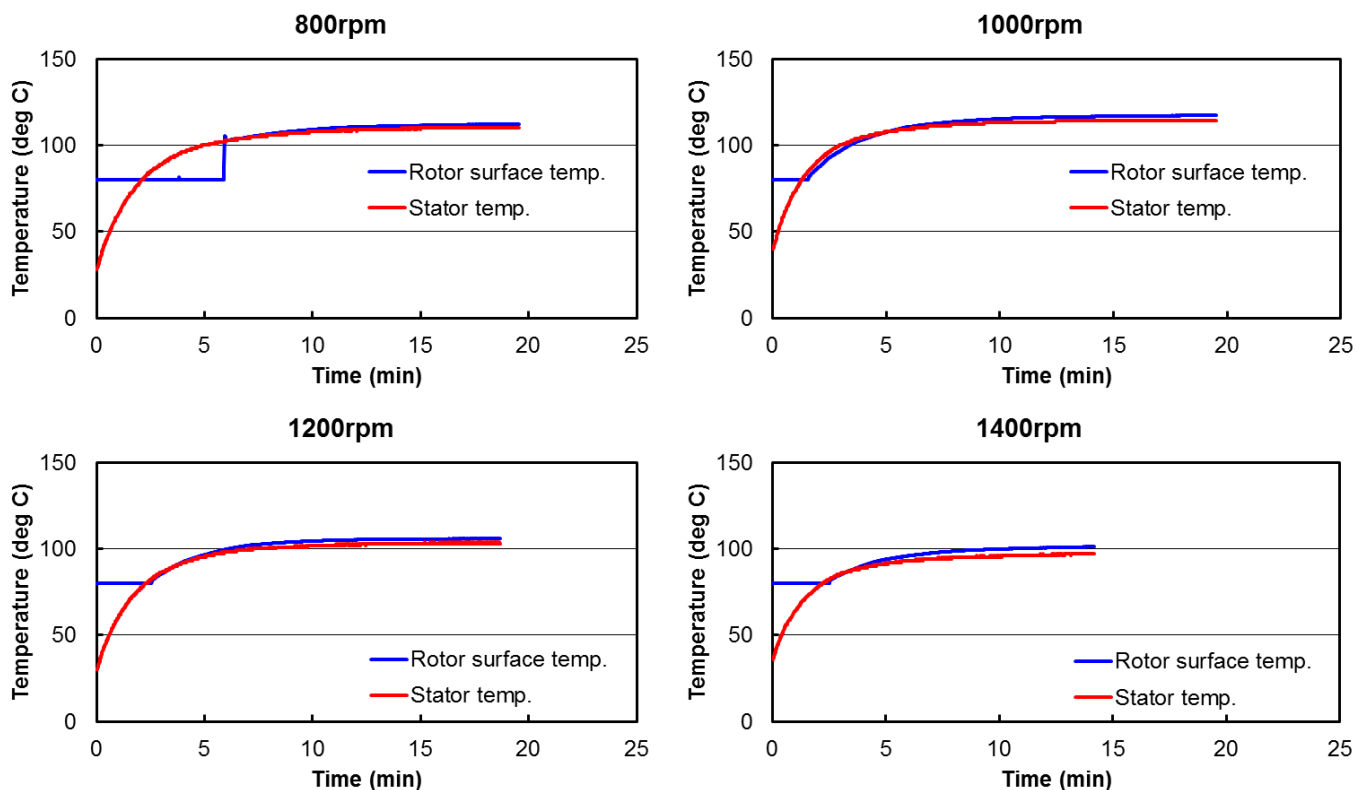


Fig.6-36 Temperature of Rotor and Stator (Command Speed : 65,000rpm)

全負荷、回転数指令値 65,000rpm の条件で 1 時間連続運転し、電動過給機のロータ温度が、上限温度である 180°C を満足するかを確認した。ロータ温度とほぼ同じ温度となるステータ温度を測定した。図 6-37 にステータ温度の経時変化を、図 6-38 にステータ温度が安定する 20 分以降の平均温度とモータの実回転数の関係を示す。ステータ温度は、どのエンジン回転数でも 20 分以降一定の値となり、エンジン回転数 800rpm で最高値の 118.3°C を示した。この温度は 180°C の上限温度に対して十分余裕がある。また、エンジン回転数が増加するほど、ステータ温度は低下した。エンジン回転数が増加するとモータの実回転数が低下することから、ステータ温度はモータの実回転数に依存していることが示唆された。以上のことから、DE5 で電動過給機を使用する限り、ロータ温度が 180°C を超えることはないと考えられる。

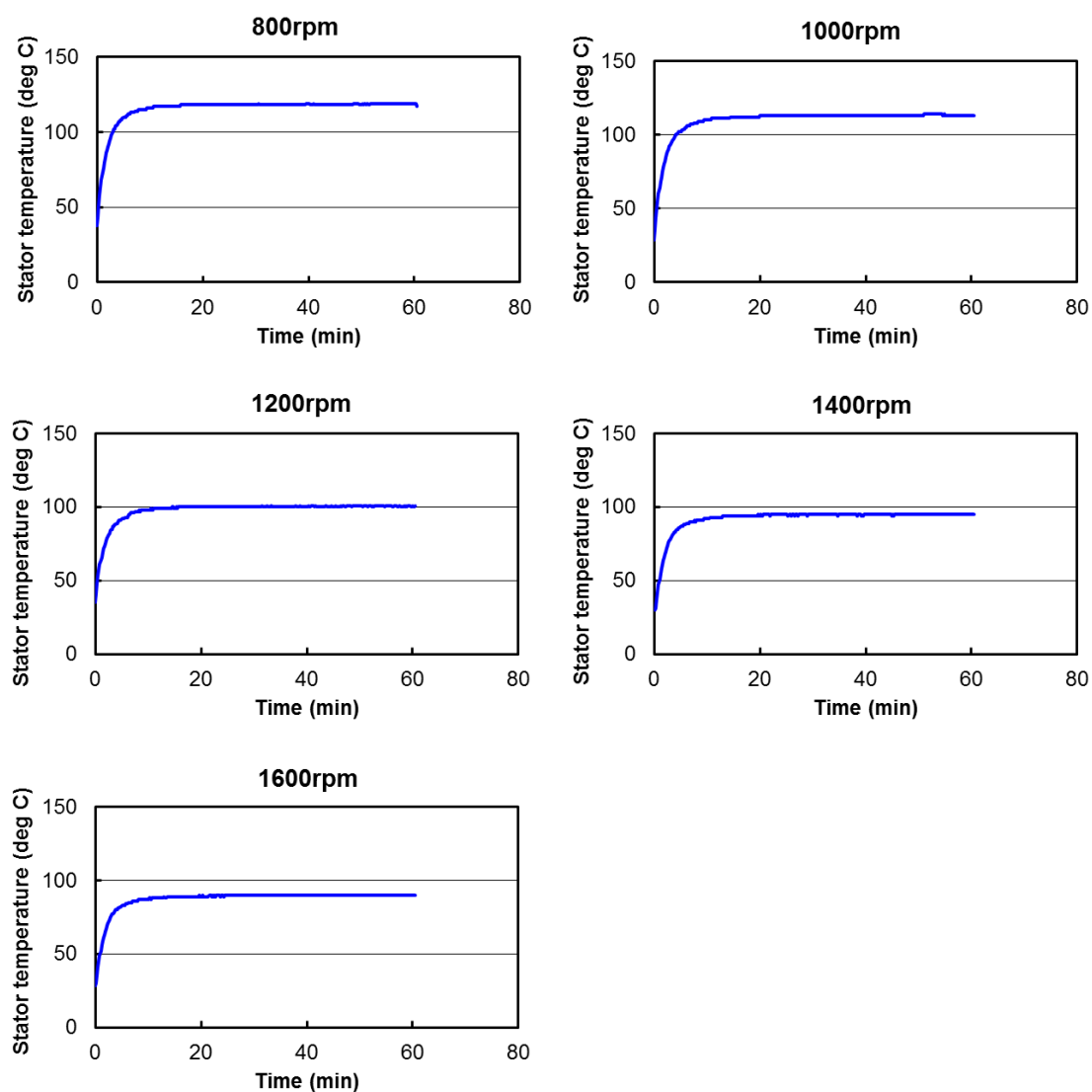


Fig.6-37 Aging Variation of Stator Temperature (Full Load, Command Speed : 65,000rpm)

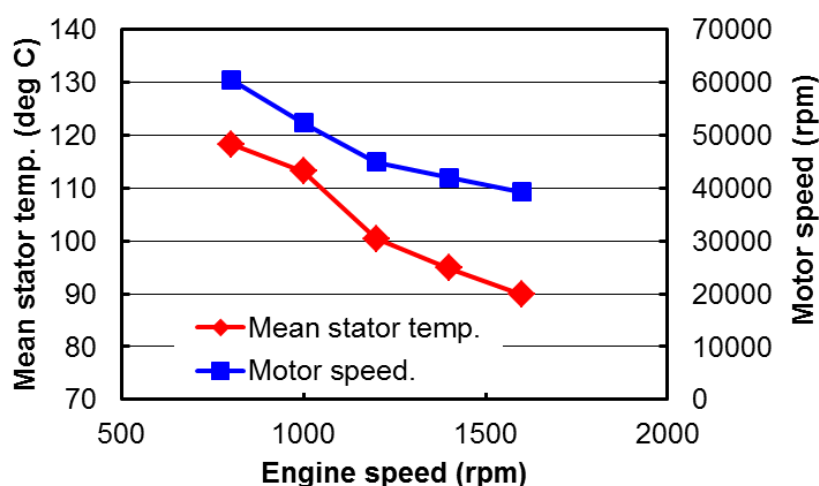


Fig.6-38 Relationship Engine Speed, Stator Temperature and eSC Motor Speed

6.8. まとめ

5章の机上計算結果を受け、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラック用の電動過給機を試作した。その電動過給機を搭載したエンジン単体の実機評価を行い、定常や過渡運転時の燃料消費率および排出ガス特性等を調べた。得られた知見を以下にまとめる。

- ① より低いコンプレッサ回転数で高い圧力比が得られる、高流量側での圧力比の落ち込みが少ない、などを特徴とする電動過給機用コンプレッサを試作した。
- ② 搭載した流路切り替えバルブの開閉応答性は、全開⇒全閉が0.3～0.4秒、全閉⇒全開が0.1～0.2秒であり、単体試験によるバルブの洩れ率は1～2%であった。
- ③ 電動過給機は、エンジン低回転駆動時においても排気流量に影響されることなく過給圧力が上昇できる。実際、電動過給機搭載エンジン運転時のエンジントルクが大幅に増加し、1,200rpm以下のエンジン回転数で排気量7L級エンジンのエンジントルクを得ることができた（電動過給機を65,000rpmの回転数指令値で運転した場合）。
- ④ 電動過給機運転によるエンジントルクの増加に伴い、相対フリクションが低下することから、燃料消費率が向上した。例えば、エンジントルクの増加量が最大となるエンジン回転数800rpmの燃料消費率は10.6%改善し、エンジン回転数1,200rpm以下で排気量7L級エンジンの燃料消費率より改善した（電動過給機を65,000rpmの回転数指令値で運転した場合）。
- ⑤ 電動過給機の運転により、過渡運転時のスモーク排出を改善する効果が確認できた。

- ⑥ 新方式ハイブリッドシステム搭載エンジン（DE5）で電動過給機を長時間連続運転させるため、電動過給機用モータのロータ温度上昇による永久磁石の減磁を抑える設計やロータ保護のための制御回路を設置するなどの対策を行った。

参考文献

- (6-1) 高田陽介, 野口季彦, 山下幸生, 小松喜美, 茨木誠一, “ターボチャージャ用 220000 r/min - 2kW PM モータ駆動システム”, 電気学会論文誌 (産業応用部門誌), Vol.125-D, pp.854 (2005).
- (6-2) 茨木誠一, 山下幸生, 住田邦夫, 荻田浩司, 陣内靖明, “電動アシストターボチャージャ“ハイブリッドターボ”の開発”, 三菱重工技報, Vol.43, No.3, pp.7-11 (2006).
- (6-3) 山下幸生, 茨木誠一, 住田邦夫, 恵比寿幹, 安乗一, 荻田浩司, “自動車用エンジンのダウンサイジングに貢献する電動スーパーチャージャの開発”, 三菱重工技報, Vol.47, No.4, pp.12-17 (2010).
- (6-4) 日経 Automotive, “走るソフトウェア (過給は可変か電動か) ”, 日経 BP 社, No.9, pp.68-74 (2017).

第7章 新方式ハイブリッドシステム評価用 台上試験システムの構築

7.1. システム構築

新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの燃料消費率の検証は、実車両を試作せず、HILSと電動過給機付実機エンジンを用いた仮想車両で評価を進める。

そこで、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの車両全体のパワーマネジメントを含んだシステムの効率的な評価を可能にするため、独自に開発し構築した試験室内で実車相当のハイブリッド車が走行する状態が再現できる「ハイブリッド・パワートレイン台上試験システム」を用いた（図7-1参照）。

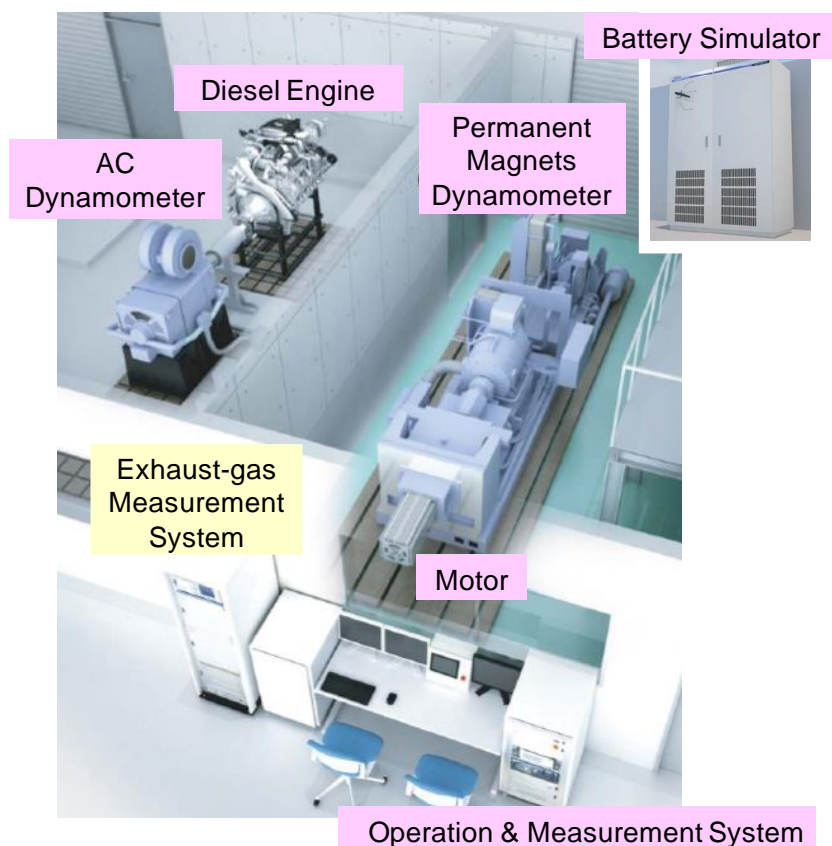


Fig.7-1 Diagram of Hybrid Powertrain Test Bed System (Image)

7.1.1. ハイブリッド・パワートレイン台上試験システムについて

内燃機関、電動機（M/G）および蓄電装置などを搭載するハイブリッド車は、アイドリングストップ制御、内燃機関の駆動損失（エンジnbrake）と機械ブレーキとの協調回生によるエネルギー回生制御、車両駆動力アシスト制御などを行っている。ハイブリッド・パワートレインのシステム効率の適正な把握や評価は、現状、実際の車両システムを試作して行うか、モデル車両を計算機上で走行させ評価している^(7-1, 2, 3, 4)。表 7-1 に示すように、実車を用いた場合、エンジンや M/G の発熱を考慮した排出ガス評価を可能にするが、種々のハイブリッドシステムの評価を行う際には多くの試作が必要となり、費用と実験工数が増大する。一方、モデル車両（シミュレーション）の場合、実車に比べ利点、欠点の関係が逆転する。

Table 7-1 Merit or Demerit of Each Test Method

	HEV power-train system	Real Vehicle	Virtual Vehicle (Simulator)
Flexibility of HEV layout	○	×	○
Measurement of exhaust-gas	○	○	×
Heat generation of engine, M/G	○	○	×
Examination cost, time	○	×	○

(○: Good, ×: bad)

今回、実際の車両を試作することなく、車両システムや制御手法について多角的に評価・検討が行える「ハイブリッド・パワートレイン台上試験システム」を考案し、新たに開発を行った。本試験システムは、ハイブリッドシステムの主要な要素であるエンジン、M/G、インバータは実機を、それ以外のバッテリー、動力分割伝達機構や協調ブレーキ等の要素はモデル化し、リアルタイムシミュレーションにより仮想のハイブリッド車を実験室内で再現することができる。同様のシステムは存在するが、多くは実機エンジンを採用している^(7-5, 6, 7, 8)。

ここで、実車両のハイブリッドシステムは、内容が開示されることのないハイブリッド制御ユニット（HCU）内等の制御ロジックが重要な役割を果たしている。本試験システムにおいては、この制御ロジックをモデルに置き換えることで様々な制御条件を任意に組み合わせることを可能としており、ハイブリッド車の検討を多角的に行うことができる。その他シミュレーションモデルは、HILS 認証試験で用いられ実績のあるモデルであり、認証試験に耐え得る精度を有している。

7.1.2. ハイブリッド・パワートレイン台上試験システムの構成

本試験システムの概略は、実時間シミュレーションが可能なデジタル信号処理装置により、ハイブリッド車両のトルク配分機構、制御ロジック等を模擬、その計算結果に従い実時間で実際の電動機を運転、種々の実験、研究を行うものである。試験室内の試験装置上で電動駆動システム（バッテリー、インバーター等を含む）と内燃機関を電氣的に結合することにより、トランスミッション等の機械構成部分に束縛されることなく幅広く電動ハイブリッドシステムの試験を可能にする。詳細を以下にまとめる。

(1) 台上試験システムの構成および制御フロー

エンジンと M/G を動力源とするハイブリッドシステムの一例として、パラレル式ハイブリッド車を再現した試験システム構成の概略図を図 7-2 に示す。本試験システムは主に、エンジンとエンジン用ダイナモメータ (DY1)、M/G と M/G 用ダイナモメータ (DY2)、インバーター、直流電源装置、実車の HCU と同じ働きをし、ハイブリッドシステム全体のハイブリッド制御を行う PC1、ハイブリッドシステムの各要素をモデル化した車両モデルをリアルタイムシミュレーションするとともに、DY1、DY2 の制御を行う PC2 から構成される。

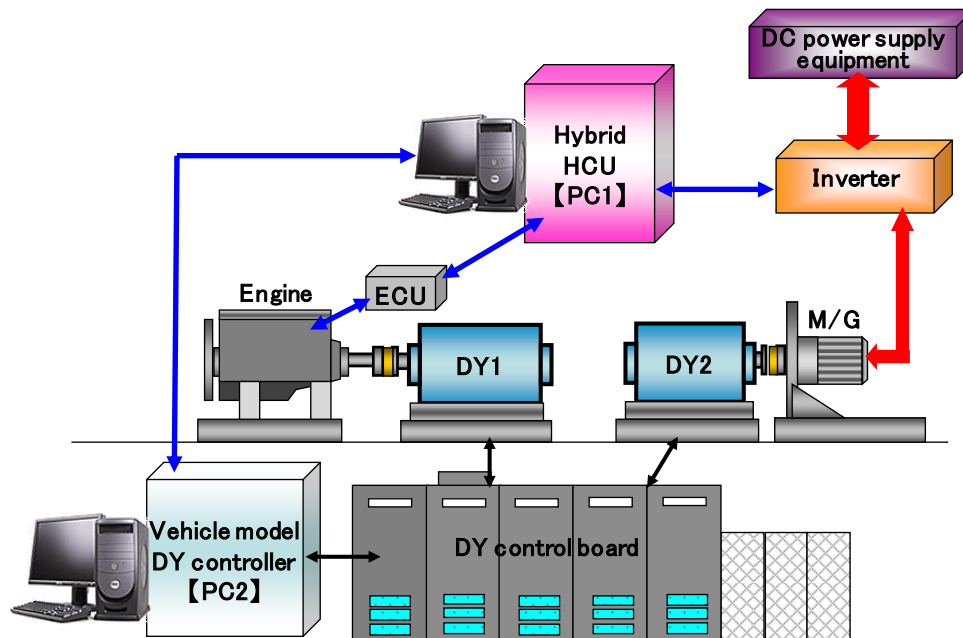


Fig.7-2 HEV Powertrain System Configuration Diagram

本装置の制御フローを、図 7-3 を用いて説明する。PC2 内の車両モデルにより車両走行状態に必要なトルク指令値が算出され、その指令値に基づき DY1、DY2 を DY 制御盤が個別に

制御する。DY1、DY2 のそれぞれの回転軸にはトルクメータおよび回転検出器が取り付けられており、実際に検出されたトルク、回転速度は車両モデルにフィードバックされる。一方、運転手を代行するドライバモデルは、予め設定された车速指令値に基づき、アクセル開度指令値を決める。ハイブリッド車の駆動力配分等の制御を行うコントローラ (HCU) である PC1 は、DY1 と連結されたエンジンに対してはエンジン制御ユニット (ECU) を通じてアクセル踏み込み量に応じたスロットル開度信号を、インバータに対しては M/G 制御信号を出力する。インバータは、PC1 からの制御信号に基づき直流電源装置を制御し、DY2 に連結された M/G を、駆動時にはモータとして、回生時には発電機として制御する。M/G の稼働により変動するバッテリー蓄電状態は、PC1 で管理される。この一連の制御フローを繰り返すことで、モデル化したハイブリッド車が駆動される。

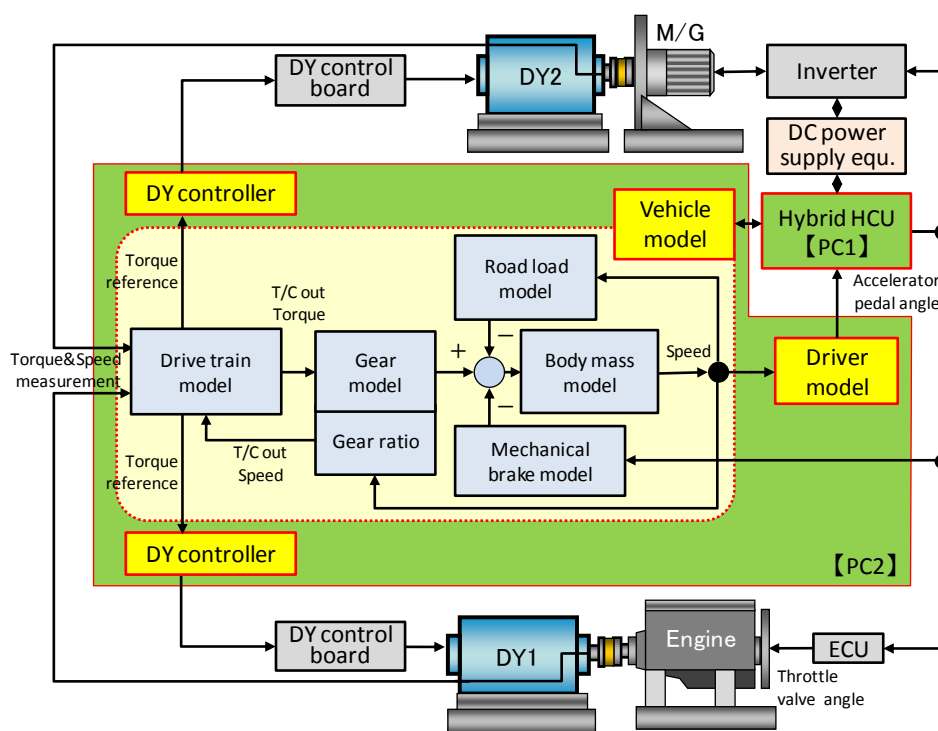


Fig.7-3 Model Flow of HEV Powertrain System

(2) シミュレーションモデル

①ハイブリッド制御ユニット (HCU)

エンジンおよび M/G のハイブリッド制御を行うコントローラである M/G によるトルクアシスト時には、バッテリーの蓄電状態を参照し、エンジン回転速度やシフト、アクセル開度信

号などを変数として、トルクアシスト条件を任意に組み合わせることができ、任意のマップで与えた駆動トルク比率に基づき M/G を制御する。一方、M/G 回生時には、車両減速時の車速とブレーキトルクの関係より、M/G および充放電装置を制御する。この際、M/G を協調回生制御あるいは非協調回生制御に設定することが可能である。

②ドライバモデル

特定走行モード（車速指令）を実際の運転手の操作（アクセル、ブレーキ）を模擬して運転させ、アクセルとブレーキ操作指令を出力する。アクセル操作指令は、HCU にて駆動トルク比率を算出し、HCU からエンジンにスロットル指令、M/G にモータ指令を分配して与える。ブレーキ指令もアクセル指令同様、HCU にて回生協調比率を算出し、M/G に回生ブレーキ指令、機械ブレーキに機械ブレーキ指令を分配して与える。

今回の構築に合わせてドライバモデルの改良を行っており、その詳細については、「7.2 ドライバモデルの構築」および付録「提案ドライバモデルによる実車両運転検証」に記述する。

③車両モデル

走行抵抗モデル、駆動系モデル、機械ブレーキモデルおよび車体慣性モデルから成る。以下に主なモデルを説明する。

・駆動系モデル

クラッチ、トランスミッション、ディファレンシャルギヤ、タイヤの各モデルから成り。走行中の車両動作を模擬する。

・機械ブレーキモデル

HCU を介して与えられた機械ブレーキ指令から、ブレーキ面で発生するブレーキトルクを算出する。

・車体慣性モデル

駆動系モデルからの伝達トルク、機械ブレーキトルク、走行抵抗トルクを入力して車速を算出する。

7.1.3. 台上試験システムの機器構成

構築したシステム構成図を図 7-4 に示す。計測制御装置および DSP 装置、コントロールソフトウェアを組み合わせ、制御システムを構築した。計測制御装置 (FAMS8000、小野測器製) 内で計測や走行に係わる設定を行う装置 (VME ユニット) には、リアルタイムマルチ CPU が搭載され、外部から取り込まれるアナログデータもデジタル変換し一元管理を行っている。ここで、通常のシャシダイナモメータ同様、車両諸元設定を行い、走行抵抗設定、勾配設定

など負荷制御を行い、JE05等の走行モードも管理する。実際の計測データもここに集約される。本ユニットは、シーケンサを通じてタッチパネル式制御切替え機能を有した手動操作部と接続されており、電動モータ単体およびエンジン単体の運転操作や、モデルを通じてシミュレーションされる車両の手動操作量もここで設定する。

VMEユニットと通信で接続されるDSP装置には、MATLAB/Simulinkを介して作成されたシミュレーションモデルベースの制御ロジックがダウンロードされ、エンジンおよびダイナモメータと電動モータ（M/G）およびダイナモメータを制御する。

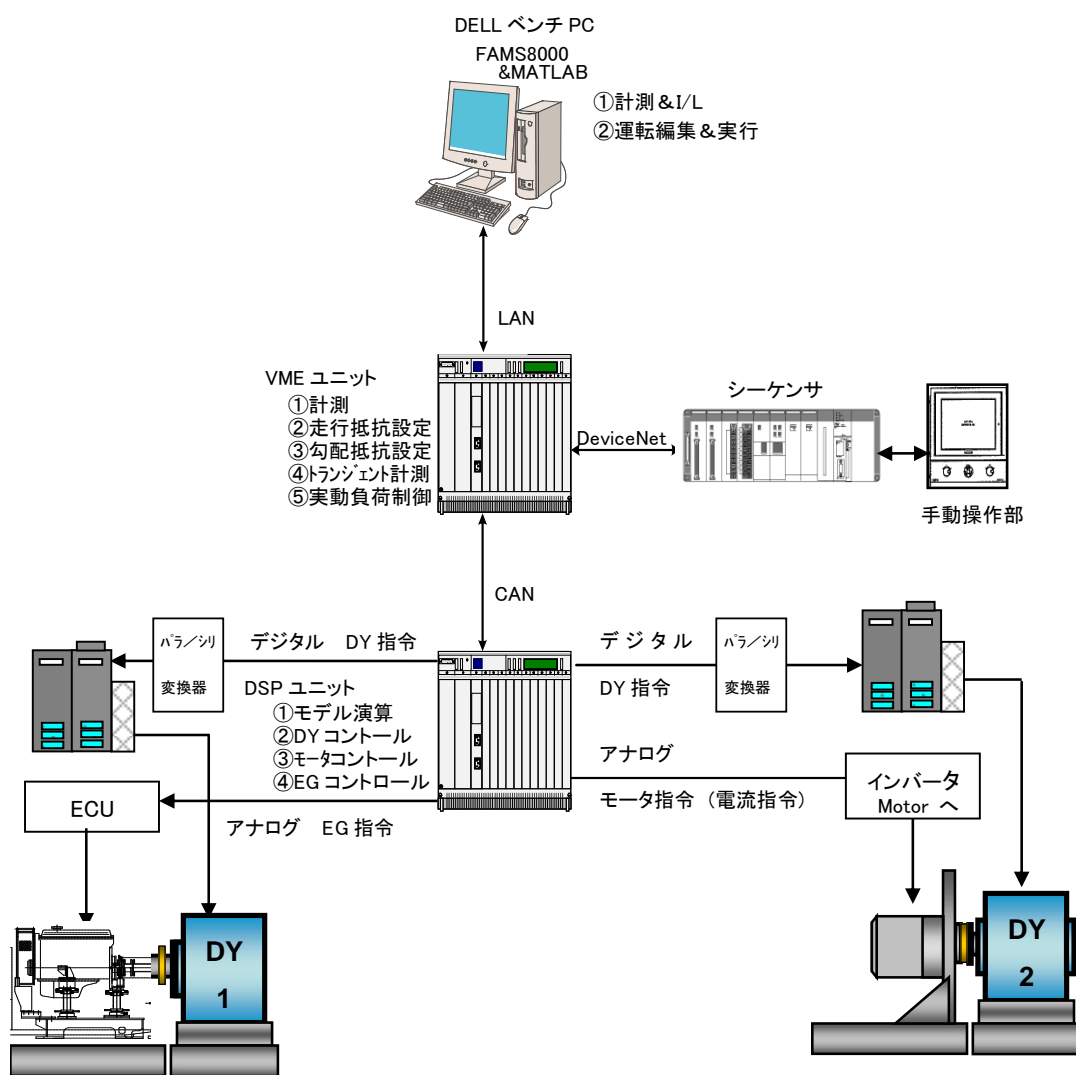


Fig.7-4 Control System Configuration Diagram

配置図を図 7-5 に示す。エンジンベンチとモータベンチから構成され、各ベンチ機器制御は操作室で行う。各ベンチおよびベンチ内機器についての詳細は、以下で述べる。

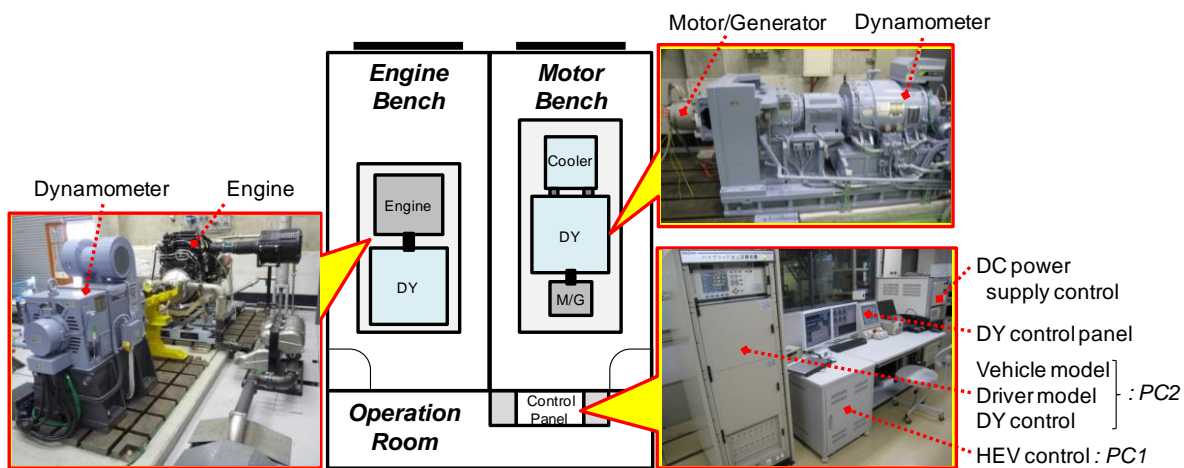


Fig.7-5 Diagram of Hybrid Powertrain Test Bed System

(1) エンジンベンチ

エンジンベンチ内に配置したエンジンおよびダイナモメータの外観図を図 7-6 に示す。設置したエンジンは、3章で記述した 4.7L ディーゼルエンジン (DE5) である。

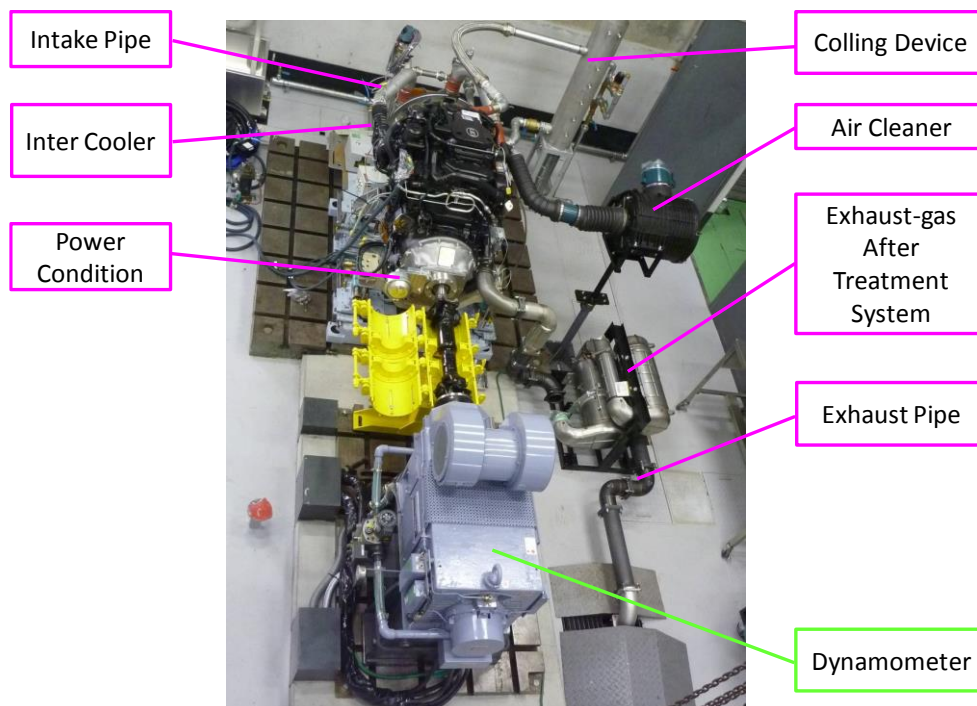


Fig.7-6 Engine Test Bed System

①内燃機関用ダイナモメータの仕様

ダイナモメータ (FREC DYNAMOMETER type-i D300、明電舎製) は交流式とし、正・逆回転が可能であり、最大吸収トルク 900Nm、回転子慣性が 1.6kgm²、電流応答性 1.5kHz の高速 IGBT インバータを使用し、高応答な制御が可能である。仕様を表 7-2 に示す。

Table 7-2 Specification of Engine Dynamometer

Max. Power (Absorbing) [kW]	225	Max. Torque (Absorbing) [Nm]	900
Max. Power (Driving) [kW]	180	Max. Torque (Driving) [Nm]	720
Power (Absorbing) at Max. Speed [kW]	180	Torque (Absorbing) at Max. Speed [Nm]	215
Power (Driving) at Max. Speed [kW]	150	Torque (Driving) at Max. Speed [Nm]	179
Base Speed [r/min]	2,386	Max. Speed [r/min]	8,000

Item	Accuracy	Remarks
Torque	±0.1 %F.S	Detector System : Torque-meter with Flanged Type (F.S.=1kNm)
Speed	±1 r/min	Detector System : Rotary Encoder

(2) 電動モータベンチ

電動モータベンチ内に配置した電動モータおよびダイナモメータの外観図を図 7-7 および図 7-8 に示す。搭載した電動モータの諸元は 5 章で述べた通りである。

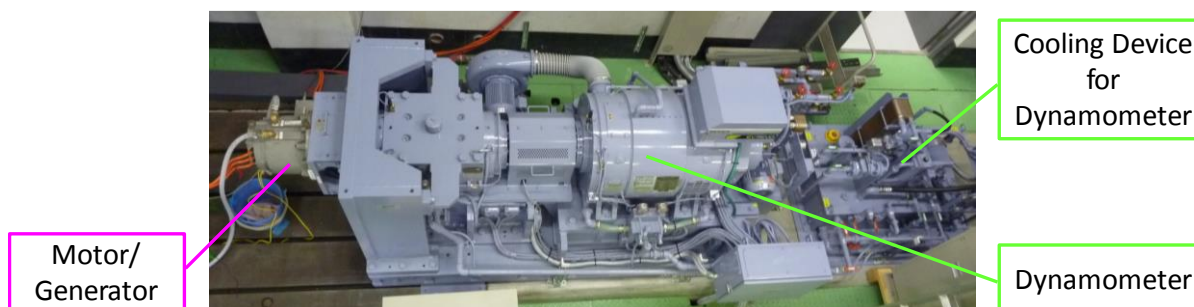


Fig.7-7 Motor Test Bed System

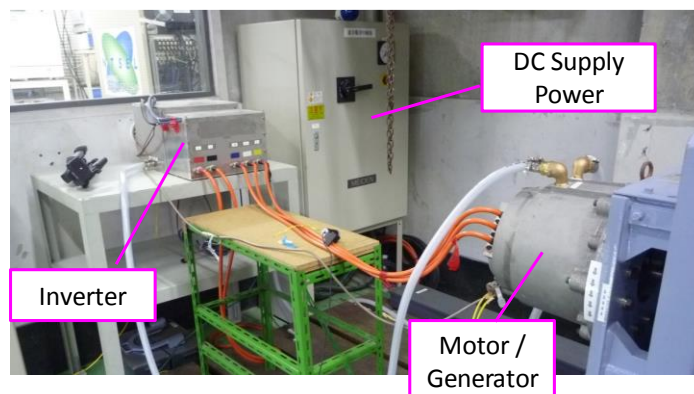


Fig.7-8 Test Motor and Inverter

①電動モータ（M/G）用ダイナモメータの仕様

ダイナモメータ（EVDY TDWKB-DSP、明電舎製）は交流式とし、正・逆回転が可能であり、単体慣性が 0.6kgm^2 以下と小さく、電流応答性 1.5kHz の高速 IGBT インバータを使用し、高応答な制御が可能である。仕様を表 7-3 に示す。

表 7-3 実モータ（M/G）用ダイナモメータの仕様

Max. Power (Absorbing) [kW]	250	Max. Torque (Absorbing) [Nm]	420
Max. Power (Driving) [kW]	250	Max. Torque (Driving) [Nm]	420
Power (Absorbing) at Max. Speed [kW]	250	Torque (Absorbing) at Max. Speed [Nm]	149
Power (Driving) at Max. Speed [kW]	250	Torque (Driving) at Max. Speed [Nm]	149
Base Speed [r/min]	5,684	Max. Speed [r/min]	16,000

Item	Accuracy	Remarks
Torque	± 0.1 %F.S	Detector System : Torque-meter with Flanged Type (F.S.=1kNm)
Speed	± 1 r/min	Detector System : Rotary Encoder

(3) 操作室

図7-9にハイブリッド制御システム（車両モデルおよびドライバモデル）、DY制御システムおよびバッテリーシミュレータの外観を示す。別途、排出ガス分析装置（MEXA-ONE EGR、堀場製作所製）を設置している。



Fig.7-9 Operation Room



Fig.7-10 Picture on the screen of Hybrid Powertrain Test Bed System

実際に試験装置を稼働させた際の操作画面の一例を図 7-10 に示す。上述した通り本試験装置は目標車速に対する車速追従型であり、エンジンや電動モータのトルク配分に応じアクセル、ブレーキ、クラッチ、シフト操作を CPU が行っている。

7.2. ドライバモデルの構築

HILS を構成する操作 PC 上で実行される HILS プログラムは、モデル化したハイブリッド車両（ハイブリッドシステム）、運転者（ドライバモデル）および道路状況等から構成され、実機の ECU（Engine Control Unit）、HCU（Hybrid Control Unit）と制御信号を送受信することで、机上で実車両と同様の走行動作が再現でき、各種評価が可能となる⁽⁷⁻¹⁾。ここで、このドライバモデルは、目標車速追従を第一優先として、決められた計算ロジックに従った操作を行うことから、人間の運転操作とかけ離れた運転操作が行われることがある。このことも、燃料消費率が乖離する一要因になるものと考えられる^(7-9, 10, 11)。

本研究では燃料消費率を扱うため、ドライバモデルの改良を行うこととした。そこで、より実用的な走行に近づけるため、HILS のドライバモデルで人間の運転操作を再現させ、かつ簡便に運用できるモデルを検討した。実際に、人間の運転操作を再現した新たなドライバモデルを HILS 上に構築し、モード走行時の運転操作や燃料消費率性能を評価した。

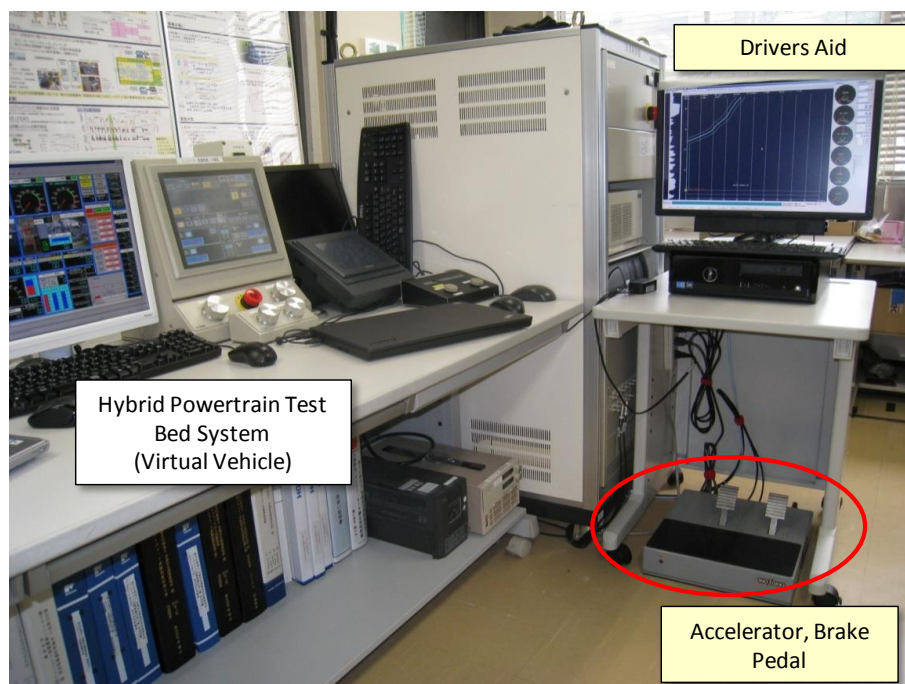


Fig.7-11 Actual Pedal Operating System of Hybrid Powertrain Test Bed System

7.2.1 実験装置および実験車両

(1) 実験装置

上述した「ハイブリッド・パワートレイン台上試験システム」を使用した。

ドライバモデルを構築し検証を行うために、本装置でペダルを用いた手動運転を可能とした。図 7-11 に示す通り、アクセルペダルおよびブレーキペダルを搭載した。

搭載エンジンは、ポスト新長期排出ガス規制に対応し、最大出力 158kW/2,500rpm、最大トルク 628Nm/1,400rpm を発生する 4.7L 直列 4 気筒インタークーラターボチャージ付ディーゼルエンジン (DE5) である。車軸駆動用電動モータは、永久磁石式同期電動機で、最大出力 118kW/3,300rpm、最大トルク 340Nm/0-3,300rpm を発生する。

(2) 実験車両

パラレルハイブリッド方式を採用した中型ハイブリッドトラック (車両総重量 8,000kg) の車両モデルを HILS で構築した。ハイブリッド制御則は、市販車両を再現した。変速機は 6 段ギアを有する AMT (Automated Manual Transmission) である。試験時の車両重量は 5,870kg (半積載) に設定した。車両諸元を表 7-4 に示す。

Table 7-4 Specification of Test Vehicle

Vehicle Weight	3,790 kg	
Maximum Payload	4,050 kg	
Height × Width	2465 × 2230 mm	
Tire (radius)	403 mm	
Gear Ratio	1st	6.574
	2nd	3.831
	3rd	2.274
	4th	1.385
	5th	1.000
	6th	0.729
Final-gear Ratio	4.333	
Emission Devices	EGR, DPF, DOC, SCR	

7.2.2 ドライバモデル

(1) 従来ドライバモデル

従来ドライバモデルの概念を図7-12に示す。基準車速、先読みした基準車速、走行時に車両側から取得したフィードバック車速、走行抵抗、加速抵抗、タイヤ半径、減速比等から要求トルクを算出する。要求トルクと「エンジンの回転速度-トルク-アクセル開度マップ」から、走行時のアクセルペダル開度を予測する。加えて、基準車速とフィードバック車速との差をPID (Proportional-Integral-Derivative) 制御項で調整し、アクセルペダル開度を決定する。制動時は、車速差のPI制御項の調整と要求減速度からブレーキペダル開度を決定する。

試験時は、決められたモードの基準車速に対し車速追従性を向上させるため、動力特性マップの取得やPID制御項の微調整に多大な時間を要する。一般にこの調整には二週間程度必要⁽⁷⁻¹²⁾との情報があるが、そもそも人間の運転操作を、これらの調整で再現することは難しい。また、評価車両がハイブリッド車等で動力源が二つ以上ある場合、各動力源の特性マップをそれぞれ取得する必要があるが、車両メーカー以外は、その分離した情報を取得することは困難である。

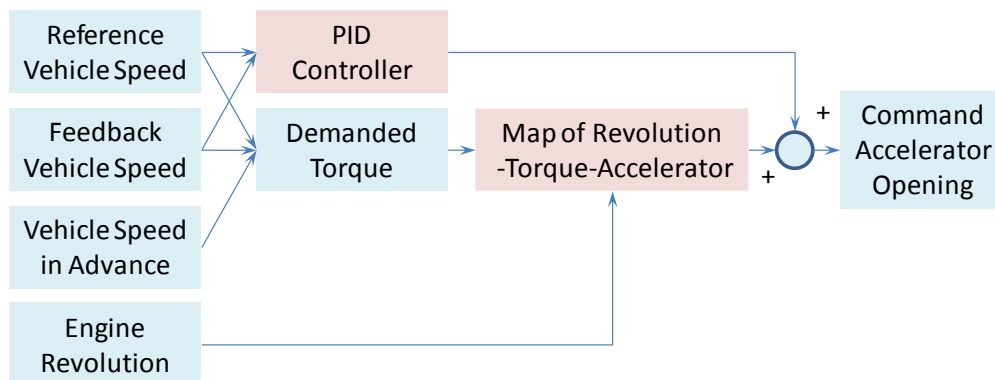


Fig.7-12 Original Driver Model

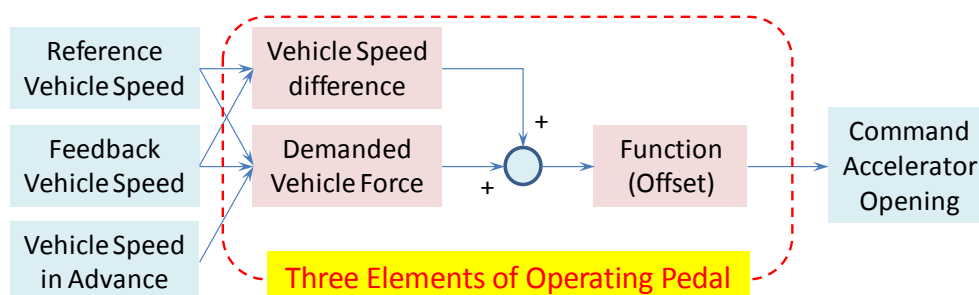


Fig.7-13 Modified Driver Model

(2) 提案ドライバモデル

人間の運転操作を再現するため、従来ドライバモデルで採用されている「システムの回転速度-トルク-アクセル開度マップ」やPID制御項を廃止し、人間の運転動作を実現するため、「ペダル操作の3要素」⁽⁷⁻¹³⁾を採用した。提案ドライバモデルの概念を図7-13に示す。一般にペダル操作は、①アクセルを素早く踏み込む/ゆっくり踏み込む、②アクセルを頻繁に踏んだり/戻したり、③アクセルを一定開度保持する時間が短い/長いである。ここで、Kanoらの式⁽⁷⁻¹⁴⁾を参考にペダル操作の3要素を組み合わせたアクセルモデル、ブレーキモデルを新たに定義し、HILSプログラム(MATLAB/simulink)に構築した。式(7-1)にアクセルペダル開度、式(7-2)にブレーキペダル開度の式を簡素化して示す。このモデルは、基準車速、先読みした基準車速、フィードバック車速、車両重量および走行抵抗を用いて表現した。

$$acc = \left[\frac{F + V_{fb}(1 - k_1 k_2)}{K_2(K_1 - V_{ref})} + (V_{ref} - V_{fb}) \times a \right] \times K_3 \quad (7-1)$$

$$brk = (V_{ref} - V_{fb}) \times b \quad (7-2)$$

ただし、

acc : アクセルペダル開度 [%]、 brk : ブレーキペダル開度 [%]、

F : 車両への力 [N]、 V_{fb} : フィードバック車速 [km/h]、 V_{ref} : 基準車速[km/h]、

K_1 : V_{fb} と V_{ref} の関数、 K_2 : V_{ref} の関数、 K_3 : V_{fb} の関数、

a 、 b : 調整係数 (パラメータ)

例えば、アクセルペダル開度の式(7-1)においては、第一項にペダル操作の「素早さ」を、第二項に「頻繁さ」および「保持」を再現した。また、式(7-1)内の“各K”は、各車速の関数であり、既知となる。調整係数“a”および“b”は任意の設定値であり、対象とする人間の運転特性や車両特性に合わせて変化させた。

実際に、JE05モードの基準車速に追従し、車速の許容範囲内で、著者の運転により供試装置のアクセルペダルを無駄な踏み込みを行わず滑らかに操作した場合(以下、丁寧に操作)と、意図的に無駄な踏み込み操作を行った場合(以下、乱暴に操作)による手動運転を行った。次に、これらの運転操作を、式(7-1)および式(7-2)の各係数“a”および“b”を調整することで、人間の運転操作を再現させた提案ドライバモデルによる自動運転を行った。図7-14に、モード一山目(0→50→10→20→0km/hの加減速パターン)における両操作の運転挙動を

示す。図7-14 (a) には、丁寧にアクセルペダル操作を行う設定を反映させた提案ドライバモデルによる自動運転（黒線）および手動運転（赤線）を、図7-14 (b) は、アクセルペダル操作を乱暴に行う設定を反映させた提案ドライバモデルによる自動運転（黒線）および手動運転（赤線）をそれぞれ比較する。さらに、両図の図上段より、車速およびアクセルペダル開度を示す。提案ドライバモデル内の“a”および“b”の各係数を調整することで、人間同様の運転操作が簡便に再現できることを確認した。

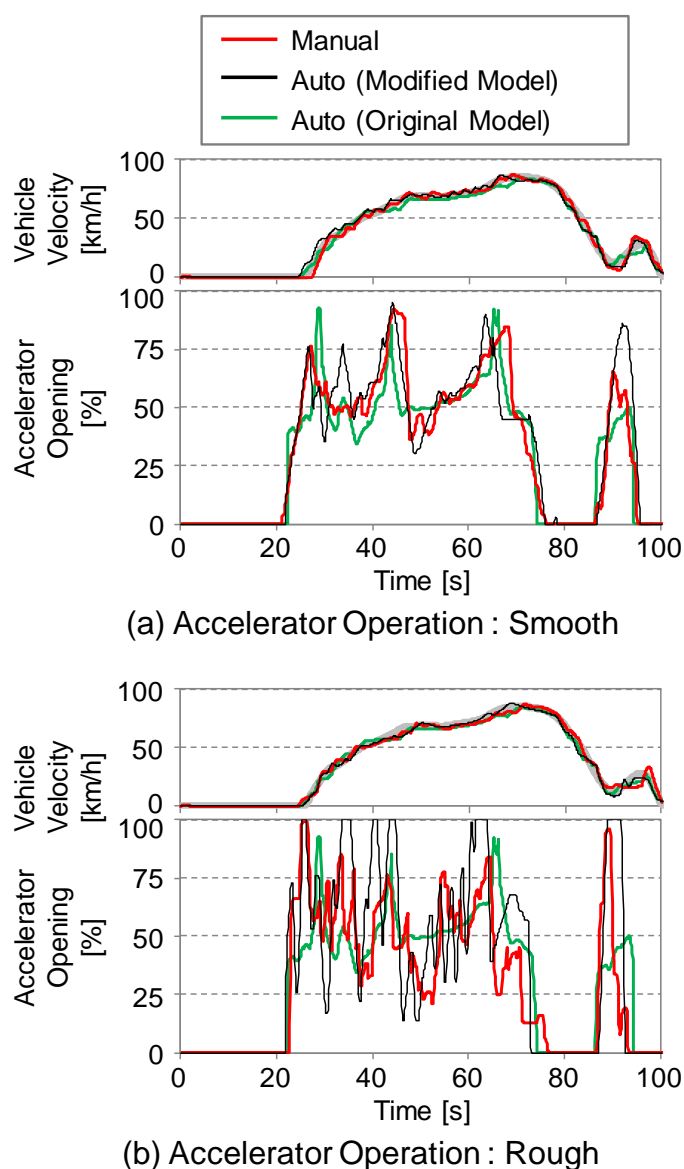


Fig.7-14 Accelerator Pedal Operation by Modified Driver Model

7.2.3. ドライバモデルの導入効果

(1) 仮想ディーゼルトラック

ドライバモデルの導入効果を確認するため、HILS で構築するハイブリッドトラックの電動系部分を取り除き、ディーゼルトラックとして検討を進めた。

図 7-15 に、手動運転の代表例として、運転経験の異なる 3 名の実験者の運転操作を平均化した履歴を示す。JE05 モードの高速走行開始部である。

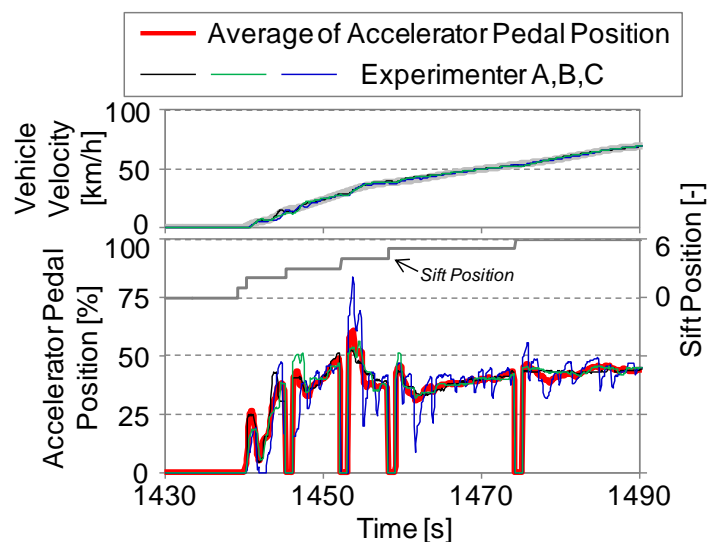


Fig.7-15 Accelerator Pedal Operation by Human (Manual)

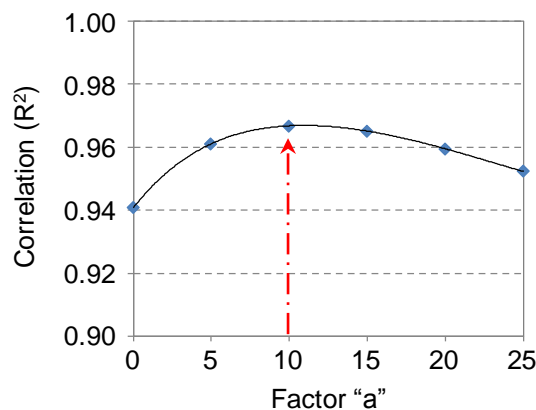


Fig.7-16 Correlation (R^2) by Changing Factor "a" in Modified Driver Model

提案ドライバモデル内の係数の整理に当たり、式(7-1)のペダル操作の素早さ、頻繁さに関する $k_1 \sim k_3$ は、 V_{fb} および V_{ref} を用いた速度の関数で整理した。アクセルペダル開度の式(7-1)内の係数“a”については、モード走行時の手動運転と提案ドライバモデルによる自動運転のアクセルペダル開度の相関関係を調査し、その相関係数が大きくなる値を設定した(図7-16参照)。一方、ブレーキペダル開度に関しても、各係数の整理を同様に行った。

図7-17に、手動運転、従来ドライバモデルによる自動運転および提案ドライバモデルによる自動運転のアクセル開度の履歴を、時系列で比較して示す。

①手動運転と従来ドライバモデルによる自動運転の比較

従来ドライバモデル運転は、滑らかにペダルが動いている。また、各変速後のアクセルペダル操作に無駄がないことが確認できた。アクセル開度の相関係数 (R^2) は、モード全体で 0.927 であった。

②手動運転と提案ドライバモデルによる自動運転の比較

提案ドライバモデル運転は、ペダルの動きに滑らかさがなく、一定時間ペダルが保持されている。また、各変速後のアクセルペダルの開度は従来ドライバモデルと比べて大きくなり、手動運転と同様、無駄な踏み込み動作が確認できた。アクセル開度の相関係数 (R^2) はモード全体で 0.967 と従来ドライバモデル運転に比べ高くなり、提案ドライバモデルでより人間の運転操作に近い挙動が行えることを確認した。

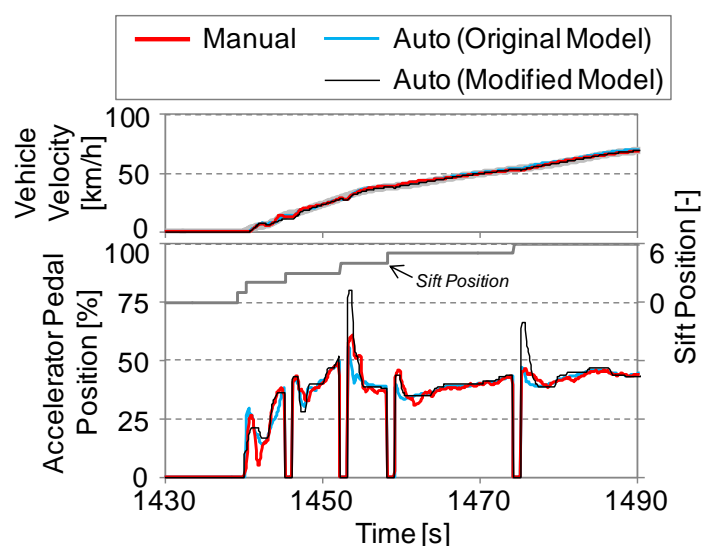


Fig.7-17 Accelerator Pedal Position by Manual (Human), Auto(Original Driver Model) and Auto (Modified Driver Model)

次に、JE05モード走行のディーゼルトラックの燃料消費率を運転毎にまとめ、図7-18に示す。提案ドライバモデル運転の燃料消費率は、手動運転と同様の値であった。一方、従来ドライバモデル運転の燃料消費率は、提案ドライバモデル運転および手動運転に比べ約 2%強の開きが確認でき、ペダルを踏み込む運転操作の違いが影響を及ぼしたものと考えられる。

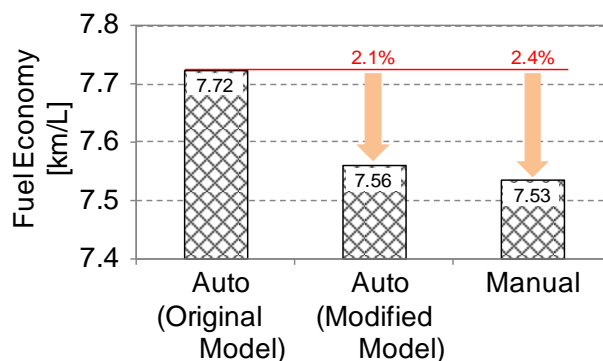


図 7-18 Comparison of Fuel Economy at Each Driver (Diesel Truck, HILS)

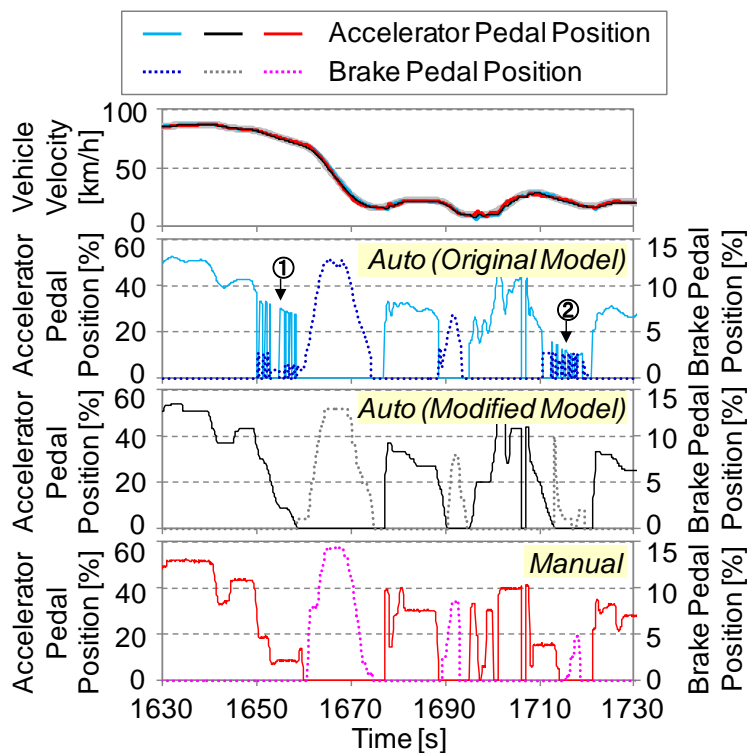


Fig.7-19 Comparison of Accelerator and Brake Pedal Position at Each Driver (Diesel Truck, HILS)

ここで、HILS 試験の観点から、提案ドライバモデルが簡便かつ高精度に運用できるか確認を行った。JE05 モード高速走行終わり部分におけるアクセルペダルおよびブレーキペダルの各開度について、従来ドライバモデル運転、提案ドライバモデル運転、手動運転についてそれぞれ比較し、図 7-19 に示す。従来ドライバモデル運転は、車両減速時（図中①、②）に、アクセルペダルとブレーキペダルを交互に頻繁に動かし、人間の場合とかけ離れた運転操作を行っている。これは、車速追従を第一優先とするロジックが影響したと考えられる。一方、提案ドライバモデル運転は、手動運転時と同様の運転操作が行われており、人間の運転操作が再現できることが分かった。

(2) 仮想ハイブリッドトラック

ディーゼルトラックで構築した提案ドライバモデルおよび各係数を、ハイブリッドトラックに展開した。JE05 モード走行の燃料消費率を各運転操作でまとめ、図 7-20 に示す。図に示す燃料消費率は、バッテリーエネルギー収支が走行開始と終了でゼロの状態（以下、 $\Delta\text{SOC}=0$ ）である。手動運転の燃料消費率は、従来ドライバモデル運転に比べ約 2.6%悪化した。また、提案ドライバモデル運転は手動運転と同様、悪化傾向を示した。このことから、ディーゼルトラックで構築した提案ドライバモデルおよび各係数をハイブリッドトラックに適用しても、人間の運転操作を提案ドライバモデルによる自動運転で再現できることを確認した。

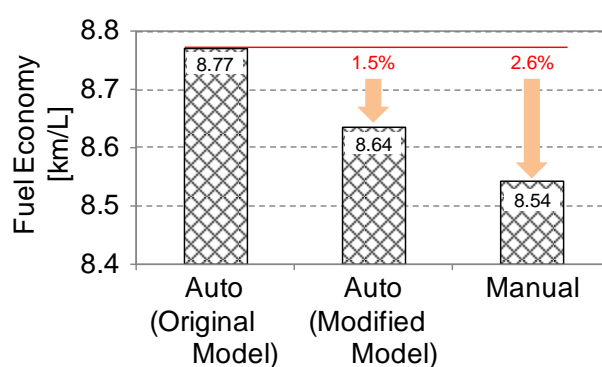


Fig.7-20 Comparison of Fuel Economy at Each Driver
(Hybrid Truck, HILS)

以上の通り、検討している新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラック（パラレルハイブリッド方式）を模擬できる試験装置を構築し、人間の運転操作を再現したドライバモデルを組み合わせることで、実路環境下に近づけた走行評価が可能となる。

7.3. まとめ

新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの燃料消費率の検証を行う際、本研究で対象とする実車両を試作した評価は行わず、車両モデルおよびハイブリッド制御モデルからなる HILS と電動過給機付実機エンジンをを用いた仮想車両で進めた。そこで、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの車両全体のパワーマネジメントを含んだ最適システムの効率的な評価を可能にするため、試験室内で実車相当のハイブリッド車が走行する状態が再現できる「ハイブリッド・パワートレイン台上試験システム」を構築した。その際、より実用的な走行に近づけるため、人間の運転操作を再現させたドライバモデルを HILS 上に構築した。以下に、それらの特徴を記す。

- ① ハイブリッド・パワートレインシステムの導入により、実際のハイブリッド車を試作することなく、様々な性能要件、エンジンおよび電動系ユニットの発熱状態などを含む制御条件を取り入れた走行評価を、多角的に効率的に検討を行うことができる。
- ② 一般的なドライバモデルは、目標車速追従を第一優先として決められた計算ロジックに従った操作を行うことから、人間の運転操作とかけ離れた運転操作が行われる。そこで、より実用的な走行に近づけるため、HILS のドライバモデルで人間の運転操作を再現させ、かつ簡便に運用できるモデルを新たに構築した。

参考文献

- (7-1) 黒川陽弘, 森田賢治, “HILS 認証試験法の剛体系 HEV モデルの開発”, 自動車研究, Vol.33, No.7, pp.25-28 (2011).
- (7-2) 口田征人, 北田泰造, 木戸和夫, “仮想パワートレインモデルの開発”, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.14, pp.20-26 (2002).
- (7-3) 吉原重利, 濱野宏, 山田博之, 中嶋賢市郎, “ハイブリッド電気自動車用パワートレインの電動化技術開発”, 日立評論, Vol.91, No.10, pp.30-33 (2009).
- (7-4) 奥田尚住, 石川直樹, 康子博, 正浩志, 片山朋彦, 中井敏夫, “ハイブリッド自動車開発用 HILS システムの開発及びその応用”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.84-10, pp.7-10 (2010).
- (7-5) A. D. Mastro, A. Chasse, C. Pognant-Gros, G. Corde, F. Perez, F. Gallo, G. Hennequet,

- “Advanced Hybrid Vehicle Simulation: from "Virtual" to "HyHiL" test bench”, SAE Technical Paper, 2009-24-0068 (2009).
- (7-6) P. Teiner, A. Ickes, B. Schneeweiss, “Evaluation of NOx and Fuel Consumption Reduction Potential of Parallel Diesel-Hybrid Powertrains using Engine-In-the-Loop Simulation”, SAE Technical Paper, 2010-32-0128 (2010).
- (7-7) N. Shidore, A. Ickes, T. Wallner, A. Rousseau, J. Sevik, M. Ehsani, “Evaluation of Ethanol Blends for Plug-In Hybrid Vehicles Using Engine in the Loop”, SAE Technical Paper, 2012-01-1280 (2012).
- (7-8) P. Chambon, D. Deter, D. Irick, D. Smith, “PHEV Cold Start Emissions Management”, SAE Journal Paper, 2013-01-0358 (2013).
- (7-9) 長門達也, 西村秀和, “エンジンベンチにおける終端状態制御を用いた高精度な燃費モード運転の実現”, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.20165197, pp.1055-1057 (2016).
- (7-10) 水谷直人, 平田成鏡, 松井博和, 矢野賢一, 高橋利道, “ドライバロボットのための省燃費性を考慮した目標車速波形の導出”, システム制御情報学会論文誌, Vol.28, No.11, pp.435-442 (2015).
- (7-11) 菅家正康, “排ガスモード試験における運転ロボットの車速追従制御”, ファジィシステムシンポジウム講演論文集, TA4-4 (2008).
- (7-12) 杉原芳典, 廣瀬翼, 古川和樹, 小川恭広, “エンジン試験における路上走行シミュレーションの実現方法”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.20166397, pp.2083-2087 (2016).
- (7-13) 岡本雅之, 森本茂, 大橋正貴, 内田健康, “Just-In-Time モデリングによるドライバ挙動を包含した自動車変速制御”, 計測自動制御学会産業論文集, Vol.10, No.3, pp.17-26 (2011).
- (7-14) 加納誠, 白石智良, 丸岡勝幸, 石川裕記, 見持圭一, 山本隆嗣, 酒井繭美, 辻求, 桑原雅行, “ドライバ挙動モデルの開発”, 第4回 ITS シンポジウム 2005 講演集, pp.251-256 (2005).

第8章 新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの燃料消費率改善効果（実機検証）

8.1. 新方式ハイブリッドトラックの実機検証

7章で構築したハイブリッド・パワートレイン台上試験システムを用い、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックをモデル化し、6章で試作した電動過給機と実機エンジンを組み合わせ、新方式ハイブリッドシステムの有効性を実機で確認した。

8.1.1. 新方式ハイブリッド・パワートレイン特性

本検討トラックの比較対象である長距離貨物トラック（車両総重量 25,000kg）は、排気量 11L のディーゼルエンジン（DE11、最大トルク 1,846Nm/1,200rpm）を搭載している。

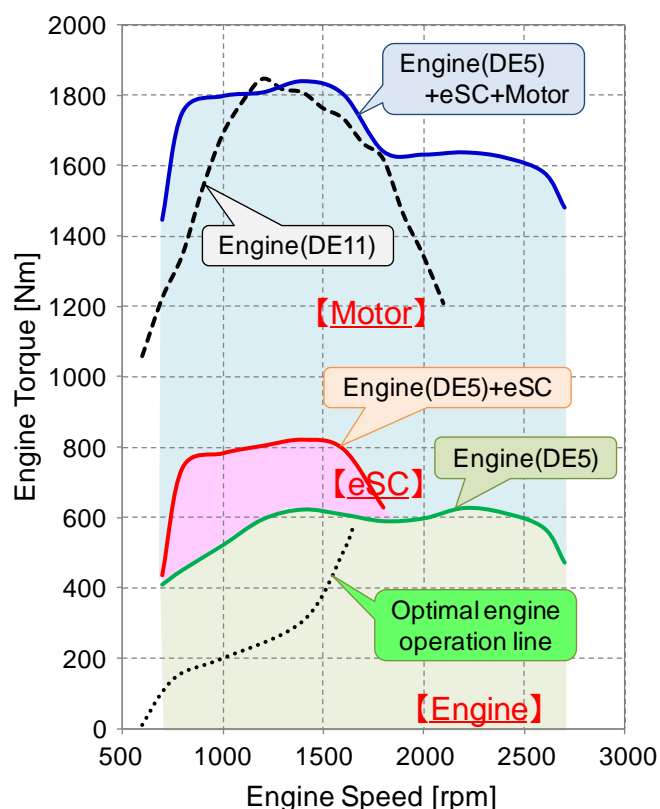


Fig.8-1 Torque Performance of New Type of Hybrid System

新方式ハイブリッドシステムは、4.7L 直列 4 気筒インタークーラターボチャージャ付ディーゼルエンジン（DE5、最大トルク 628Nm/1,400rpm）、電動過給機および車軸駆動用電動モータから成るハイブリッド・パワートレインである。トルク特性を図 8-1 に示す。6 章で確認した電動過給機付エンジン（DE5）のエンジントルク特性を用い、5 章（5.4）で検討した各電動化技術と組み合わせ、排気量 11L エンジンと同等の最大トルクを得るように再設定した。

- ◆Engine(DE5) ⇒ max. 624Nm/1,400rpm
- ◆Engine(DE5) + eSC ⇒ max. 830Nm/1,400rpm
- ◆Engine(DE5) + eSC + Motor ⇒ max.1,841Nm/1,400rpm

8.1.2. 新方式ハイブリッド・パワートレインの制御方法

新方式ハイブリッドシステムの制御は、5.4 で述べた制御と同様である。

①車両走行トルクが「エンジン+電動過給機（DE5+eSC）」内にある場合

- ・・・エンジンを活用し、車軸駆動用電動モータは必要に応じて発電を行う。
- その際、エンジン最適効率曲線、エンジンの全負荷状態およびエンジン+eSCの全負荷状態にてエンジンを稼働させる。

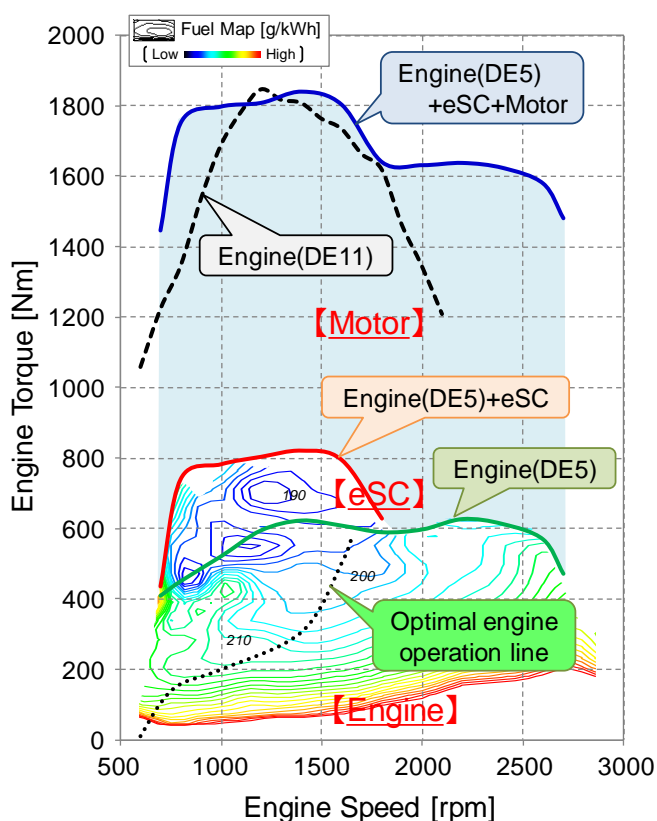


Fig.8-2 BSFC (Brake Specific Fuel Consumption) of New Type of Hybrid System

②車両走行トルクが「エンジン+電動過給機（DE5+eSC）」以上の場合

・・・エンジン+eSC の全負荷状態に車軸駆動用電動モータを付与しアシストを行う。

ここで、図 8-2 に本システムの燃料消費率マップを示す。燃料消費率が一番優れる点は、電動過給機を駆動させた際に得られる 700Nm/1,300rpm 付近であり、この領域はエンジン全負荷曲線上にも分布していることが確認できる。これらの領域とエンジン最適効率曲線を任意に使い分けるハイブリッド制御を適用し、実機システム稼働時における新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの燃料消費率を調査した。

8.1.3. 実験装置

今回検証対象とした新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの車両試作は行わない。そこで、7 章で述べたように、試験室内で実車相当のハイブリッド車が走行する状態を再現できる「ハイブリッド・パワートレイン台上試験システム」を用いて検証を行った。

図 8-3 に示すハイブリッド・パワートレイン台上試験システムに搭載するエンジンは DE5 で、6 章で試作した電動過給機を搭載した。車軸駆動用電動モータは、モデルで対応した。その際、本台上試験システムに搭載している定格出力 30kW（澤藤電機製）の電動モータを参考とし、トルクマップや電力消費マップ等を予め取得した。

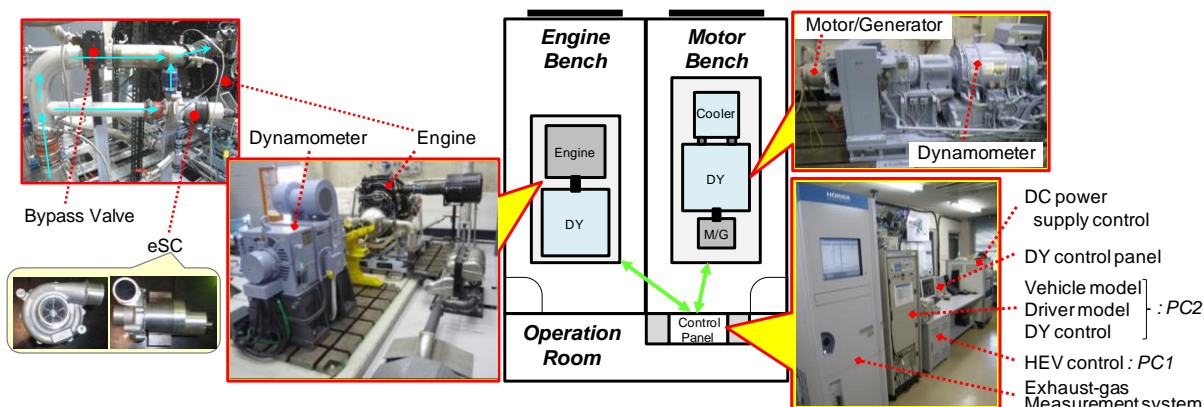


Fig.8-3 Hybrid Powertrain Test Bed System for New Type of Hybrid System

図 8-4 に、ハイブリッド・パワートレイン台上試験システムで新方式ハイブリッドシステムを運転させる際の制御信号の概略を示す。HILS で演算したエンジン回転数指令値、アクセル開度指令値、電動過給機やバイパスバルブの ON/OFF 信号を各機器に出力し、実エンジンの運転情報を再度 HILS に入力し、リアルタイムに仮想の当該車両を走行させた。

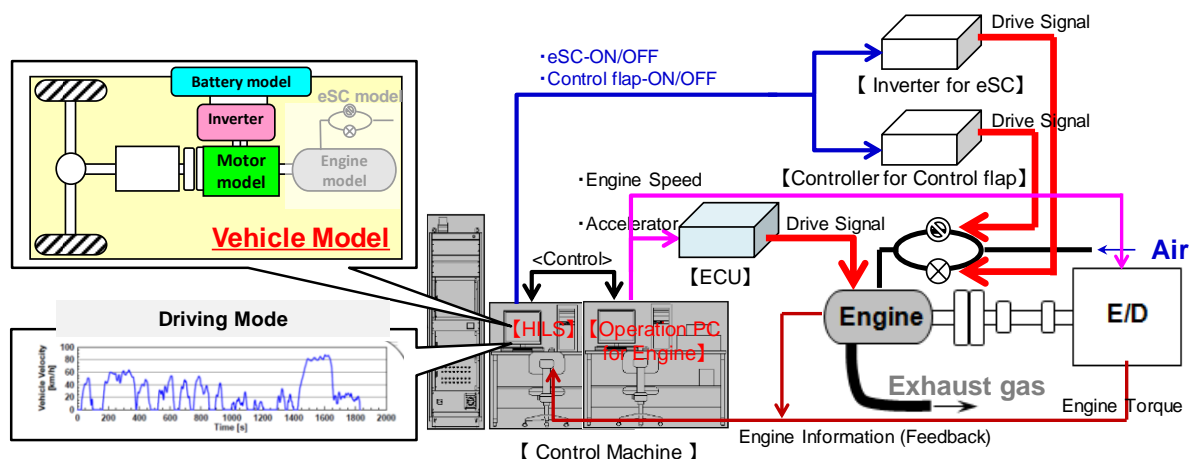


Fig.8-4 Control Signal Flow for New Type of Hybrid System

8.1.4. 新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの各種条件

検討を行う新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックは、車両総重量 25,000kg の平行方式から構成されるハイブリッドトラックである。本検討においては、5 章の机上検討時と同様の車両条件やハイブリッド制御ロジックを用いた。

(1) 車両条件

新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックは、前述した新方式ハイブリッド・パワートレイン特性（図 8-1 参照）に示す通り、従来の長距離貨物トラックの排気量 11L エンジン（DE11）から排気量 4.7L エンジン（DE5）へダウンサイズを行う。エンジンダウンサイズに伴い不足するトルクは、電動過給機や車軸駆動用電動モータにより補う。そこで、8.1.1 で述べた通り、排気量 11L エンジンと同等のトルクが発生するように、エンジン、電動過給機および車軸駆動用電動モータから成るハイブリッド・パワートレインを選定した。

選定を行う際、表 8-1 に示すようなトラックバス製造メーカ各社にて研究開発を行っている長距離貨物ハイブリッドトラックに搭載するエンジン、車軸駆動用電動モータおよび駆動用バッテリーの仕様^(8-1, 2, 3)を参考とし、検討する当該ハイブリッドトラックの仕様を選定した。5 章において選定を進めているが、6 章で電動過給機付実エンジン（排気量 4.7L）を用いて取得したトルク特性を基に再設定を行った。前述の新方式ハイブリッド・パワートレインのトルク特性で示した通り、電動過給機のトルク増大効果により、最大トルク 830Nm/1,400rpm となる。排気量 11L エンジン（DE11）の最大トルクに対して不足するトルクは車軸駆動用電動モータで補い、システム全体で最大トルク 1,841Nm/1,400rpm が得られる設定を行った。その際、車軸駆動用電動モータは、特性が予め分かっている澤藤電機製（YZ901-MI）を使用する

が、本来は定格出力 30kW（最大トルク 340Nm）である車軸駆動用電動モータを 3.2 倍にスケールモデル化し、定格出力 112kW、最大トルク 1,011Nm の仮想の車軸駆動用電動モータとして設定した。駆動用バッテリーに関しては、市販小型ハイブリッドトラックが搭載する 1.9kW（5.5Ah）のリチウムイオンバッテリーを 5 倍に増幅し、10kW（37.5Ah）の仮想の駆動用バッテリーとして設定した。ただし、駆動用バッテリーはモデルで対応し、バッテリーの蓄電状態（SOC）に対する開放電圧と内部抵抗を考慮した。外部給電による充電は考慮していない。

Table8-1 Specification of Manufacture’s Heavy-Duty Hybrid Truck vs. New Type HEV

	Manufacture A	Manufacture B		New Type HEV
Engine	9L	13L	⇒[Downsizing]⇒	4.7L
Motor / Generator	100kW	120kW	⇒[Equal]⇒	105kW
Battery	30kWh	(~15kWh)	⇒[Downsizing]⇒	10kWh

(2) 実験条件

新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの比較対象車両には、モデル化した排気量 11L エンジン（DE11）を搭載した従来の長距離貨物トラックと、前述した市販小型ハイブリッドトラックの制御ロジックから成る排気量 11L エンジンを搭載した仮想の長距離貨物ハイブリッドトラックである。ハイブリッド・パワートレイン台上試験システムで検証を行う際、電動過給機付エンジンは実機を、車軸駆動用電動モータおよび駆動用バッテリーはモデル（マップ）を使用した。ここで、排気量 11L エンジンに関しては、別途用意したエンジンベンチにてエンジン単体試験を行い、エンジンのモデル化に必要なデータを取得した。

以下に示す結果は、JE05 モードや都市間モードの走行前後のバッテリー収支がゼロの状態（ $\Delta SOC=0$ ）である。

8.2. 新方式ハイブリッドトラックの実験結果

8.2.1. 運転状況

従来の長距離貨物トラックと新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックが走行する際のエンジン、電動過給機および車軸駆動用電動モータ等の動作状況を図 8-5 に示す。図に示した結果は、都市間モード走行時の一部分を抽出したものであり、図上段より車速と道路勾配、エンジン回転数、エンジントルク、電動過給機消費電力および矩形波にて表すエ

エンジン稼働指令値、車軸駆動用電動モータトルク、駆動用バッテリー SOC の推移、燃料消費率を時系列で示す。80km/h 一定速度で高速走行を行う全積載の車両条件であり、高速走行中のシフトポジションは7速固定で走行している。

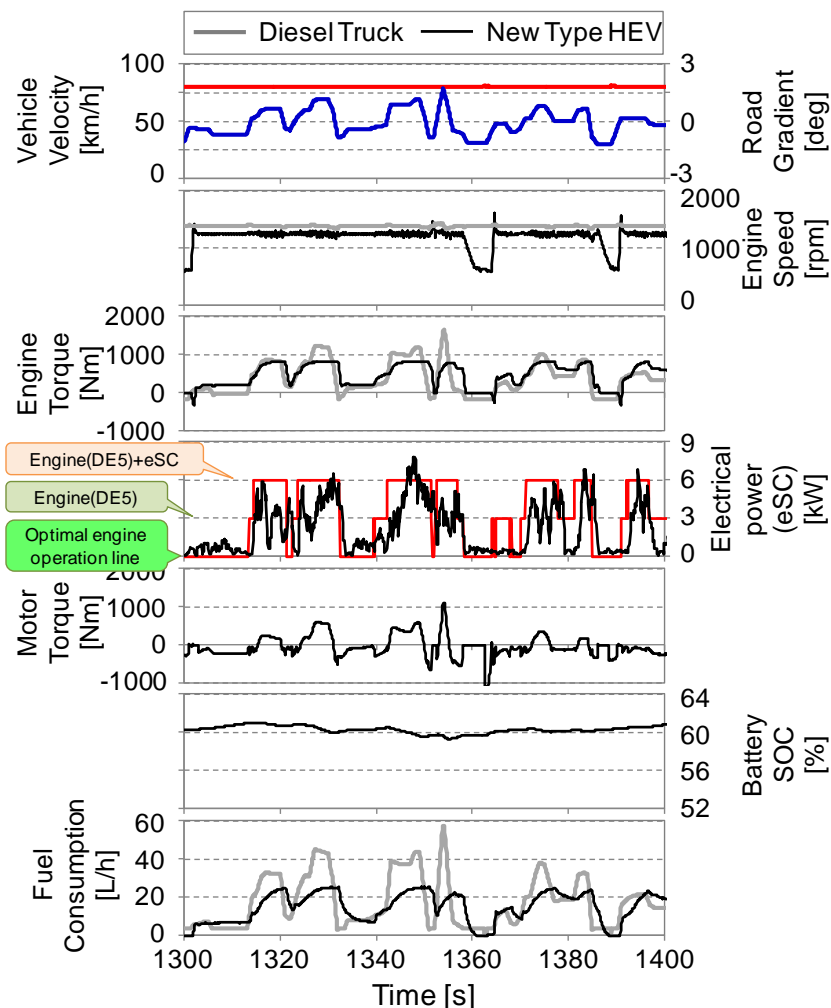


Fig.8-5 Driving Performance of Diesel Truck vs. New Type HEV
(Intercity Mode, Full Load)

矩形波で示すエンジン稼働指令値に示す通り、エンジンは、アイドリング、最適動作曲線、DE5 のエンジン全負荷曲線および DE5+電動過給機の全負荷曲線を稼働している。平地および下り坂では、エンジンはアイドリング、最適動作曲線で運転し、車軸駆動用電動モータで積極的に発電を行っている。一方、上り坂では、DE5 のエンジン全負荷曲線および DE5+電動過給機の全負荷曲線で運転しており、走行状態に応じて車軸駆動用電動モータがアシストと発電を行っている。この時の燃料消費率を比較すると、車軸駆動用電動モータによるアシ

スト効果により、従来の長距離貨物トラックの半分程度の燃料消費率となることが分かる。

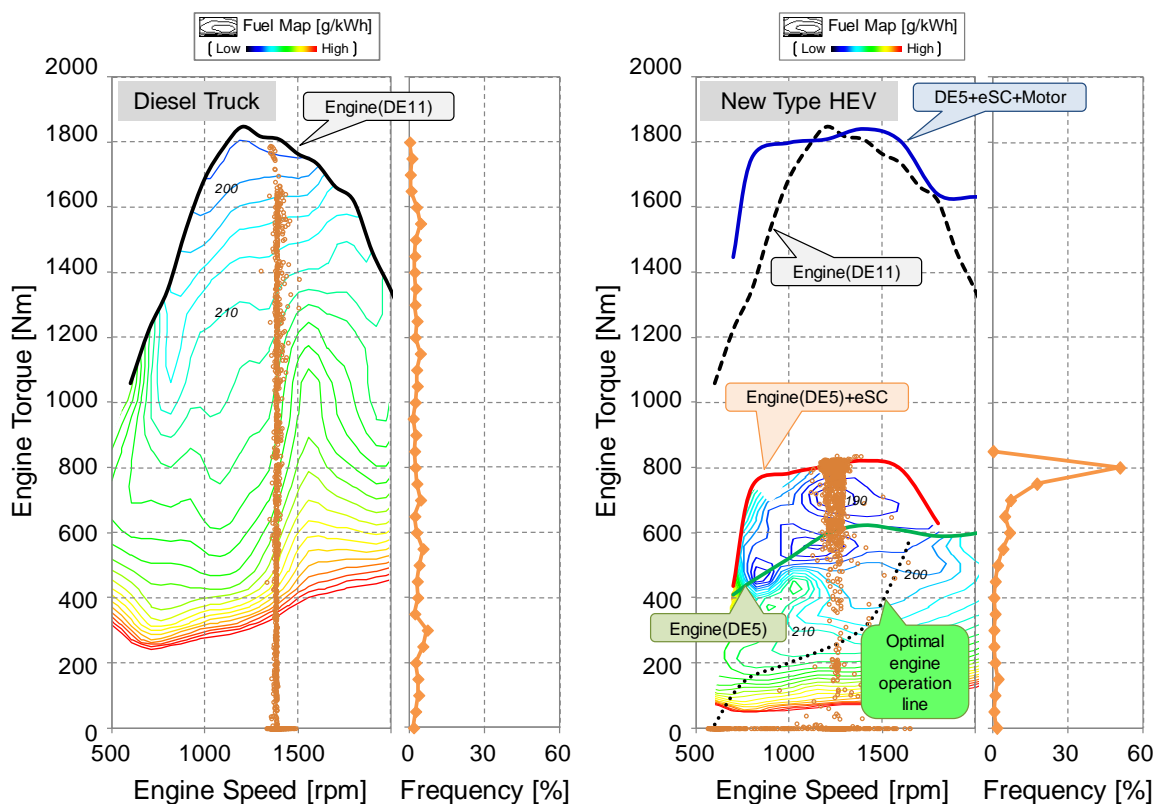


Fig.8-6 Engine Operation Point of Diesel Truck vs. New Type HEV
(Intercity Mode, Full Load)

8.2.2. エンジン動作分布

都市間モードを走行した際のエンジン動作分布を図 8-6 に示す。新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックは、主にエンジン全負荷トルク曲線上、DE5+電動過給機の全負荷トルク曲線上でエンジンが作動している。今回の条件は全積載であり、エンジンは主に、DE5+電動過給機の全負荷状態で稼働している。図中の燃料消費率マップに示す通り、電動過給機を付与したことで、エンジンの熱効率が一番優れるポイントが存在する。その領域でエンジンが稼働しており、燃料消費率の改善が期待できる。一方、従来の長距離貨物トラックのエンジン動作点は低～高負荷間で分布しており、高効率領域で運転ができていない。ここで、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックのエンジン動作分布が従来の長距離貨物トラックに比べエンジン低回転側に推移している理由は、電動過給機駆動時のエンジン高効率領域で運転させるため、ファイナルギア比を変更したからである。

8.2.3. 燃料消費率改善効果

図 8-7 に、従来の長距離貨物トラック（DE11 搭載）および新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックのバッテリー SOC の推移および燃料消費率の改善率を示す。都市間走行時の車両条件は 25,000kg の全積載である。

新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの燃料消費率は、従来の長距離貨物トラックに比べ 23.9% の改善効果を得た。この時のバッテリー SOC は 41%～65% で推移した。

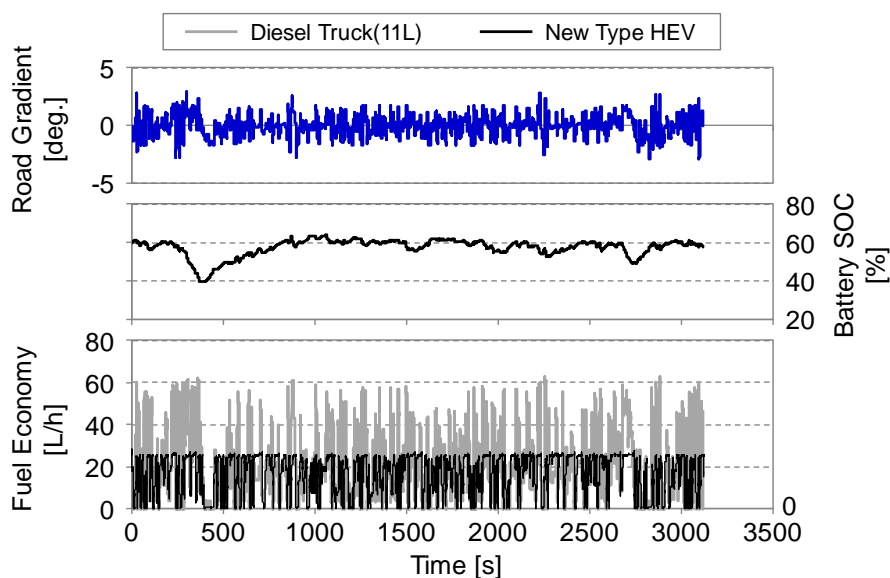


Fig.8-7 Fuel Economy of Diesel Truck vs. New Type HEV
(Intercity Mode, Full Load)

8.2.4. ハイブリッドシステム搭載性

各トラックバス製造メーカーが開発している長距離貨物ハイブリッドトラックのエンジン、車軸駆動用電動モータおよび駆動用バッテリーの仕様および燃料消費率の改善率を整理し、表 8-2 に示す。この表中の燃料消費率の改善率は、高速走行時の燃料消費率の改善率を示しているが、各社において使用するモードや積載条件は異なる。

新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラック（全積載条件）は、他社試作の長距離貨物ハイブリッドトラックに比べ 12%～14% 程度の改善を示した。また、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの車両重量を従来の長距離貨物トラックと比較した。結果を図 8-8 に示す。エンジンが 11L から 4.7L へダウンサイズしたことにより 540kg の車両

重量の大幅な軽減が図れる。新方式ハイブリッドシステムに必要な駆動用バッテリー、車軸駆動用電動モータとそのインバータ、および電動過給機とそのインバータの補機重量を合計すると約 295kg と推定され、その増減分をエンジン重量軽減分で差し引くと、車両としては 245kg の重量軽減が可能となることが分かる。つまり、荷室搭載性も十分に確保できるものと考えられ、長距離貨物トラックに実用的なハイブリッドシステムであると思われる。

Table8-2 Improvement Rate of Fuel Economy and Hybrid Powertrain Specification of Each Vehicle Manufactures

	Manufacture A	Manufacture B		New Type HEV
Engine	9L	13L	⇒[Downsizing]⇒	4.7L
Motor / Generator	100kW	120kW	⇒[Equal]⇒	105kW
Battery	30kWh	(~15kWh)	⇒[Downsizing]⇒	10kWh
Fuel Economy (improvement rate)	(12%)	10%		24%

<vs. Conventional Truck (Driving Intercity Highway)>

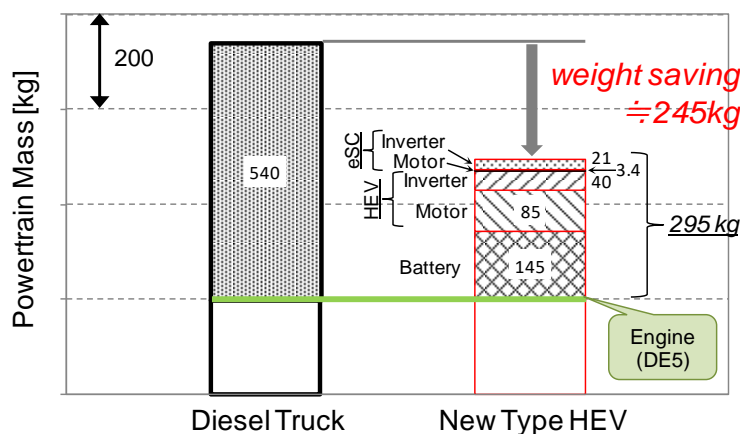


Fig.8-8 Powertrain Mass of Diesel Truck vs. New Type HEV

以上の検討から、新方式ハイブリッドシステムは、長距離貨物トラックに対し、荷室搭載性を確保しながら燃料消費率が大幅改善できるハイブリッド化技術であることが確認できた。

8.2.5. 排出ガス特性

一般に、ディーゼルエンジンから排出される NOx（窒素酸化物）は、排出ガス後処理装置内の SCR 触媒で低減を図っている。尿素水溶液が SCR 触媒前の排気中に噴射された後、加

水分解され、アンモニア（NH₃）となる。このNH₃がNO_xと反応しNO_xを無害なN₂に変える。このNO_x還元の総括反応を、式（8-1）から式（8-4）に示す。ここで、SCR触媒の活性化温度は約200℃付近であり、150℃以下では酸化触媒によるNO酸化効率が低く、NO_xを十分に低減することが困難となる^(8-4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11)。



そこで、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックが、モードを走行した際のターボチャージャ直後（エンジン出口）の排出ガス温度、前段酸化触媒後、DPF後およびSCR触媒後の排出ガス温度の推移を調査した。図8-9に各温度測定個所の概略図を示す。

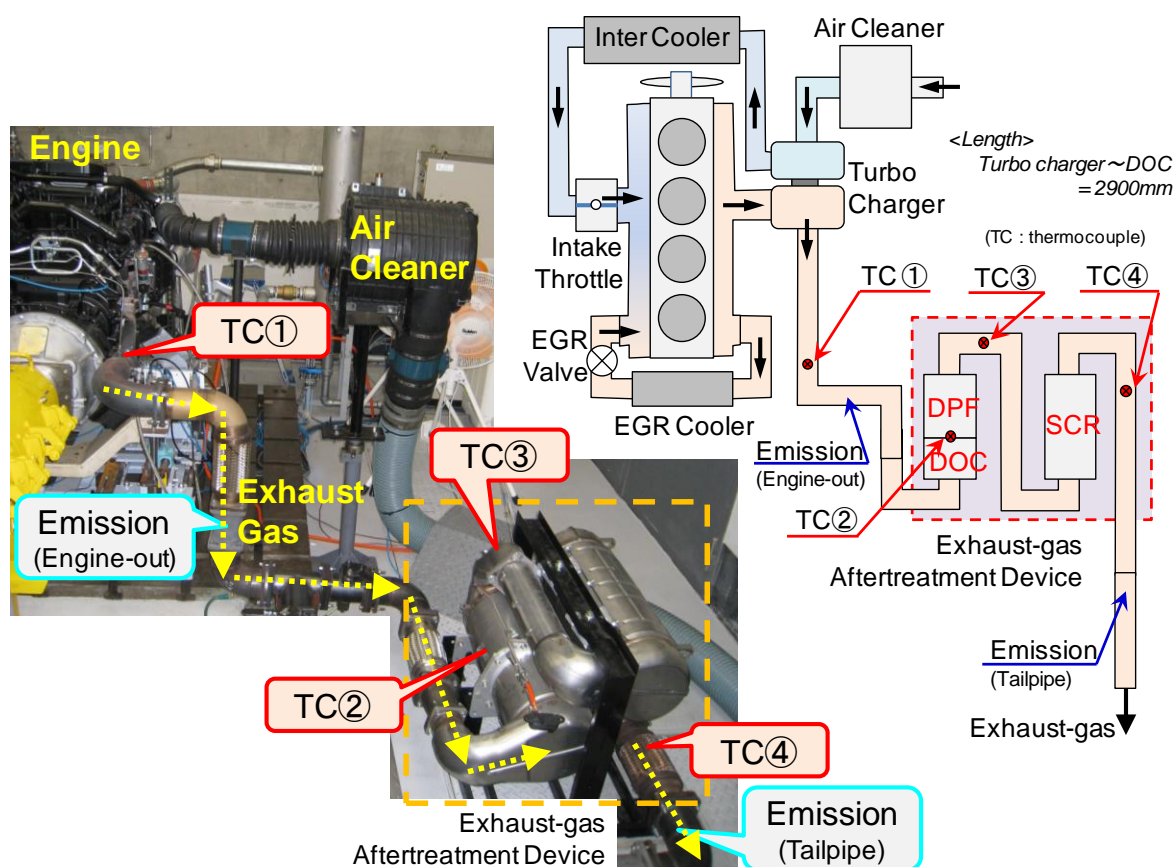
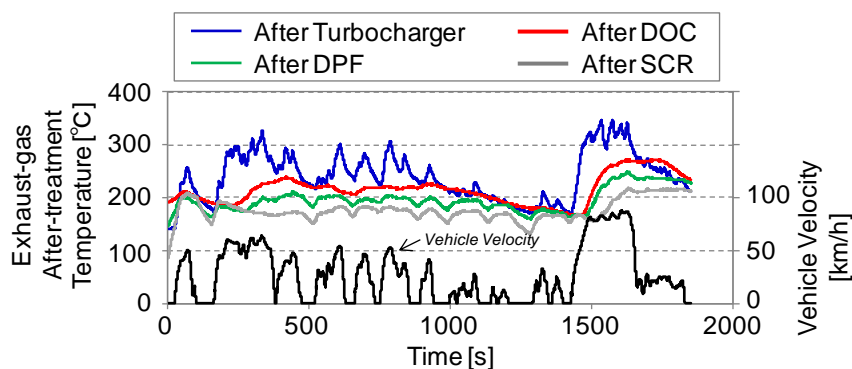
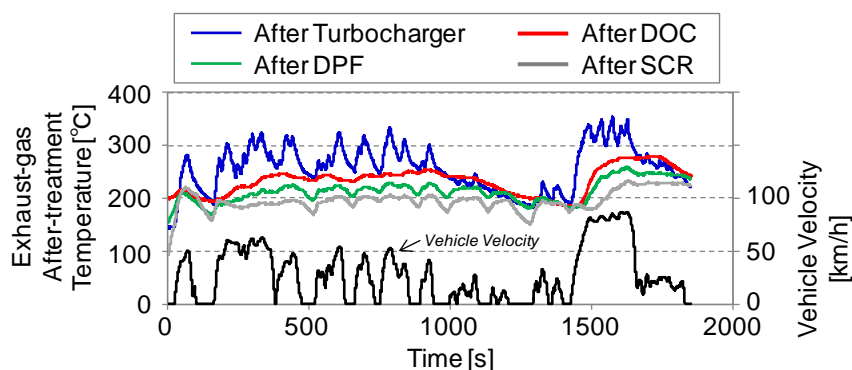


Fig.8-9 Schematic View of Emission Thermocouple(TC)

新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックが半積載および全積載条件で JE05 モードおよび都市間モードを走行した際の各計測点における排出ガス温度の履歴を図 8-10 および図 8-11 に示す。加えて、各モード走行後の SCR 触媒温度の平均値を図 8-12 に示す。SCR 触媒温度の平均値は、都市間モードで約 300℃以上、JE05 モード半積載条件で約 185℃であった。Saito 他によると、車両総重量 25,000kg の従来の長距離貨物トラックが半積載条件で JE05 モードを走行した際の SCR 触媒温度は平均で約 155℃⁽⁸⁻¹²⁾とされ、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの方が SCR 触媒が機能しやすい状態にある。ここで、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの SCR 触媒温度の平均値が一番低い半積載条件で JE05 モードを走行した際のターボチャージャ直後（エンジン出口）の排出ガス温度および SCR 触媒温度の推移を示した図 8-10(a)を確認すると、低速走行域においても SCR 触媒温度が約 150℃以上であった。現状、EGR 等の排出ガス対策技術を適用しておらず、本実験では NO_x を計測していないが、上記理由により SCR 触媒が効果的に働くと考えられる。

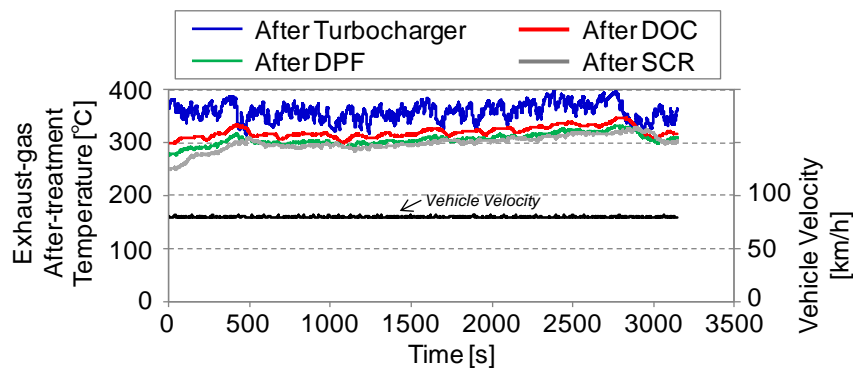


(a) JE05 Mode / Half Load (16.9t)

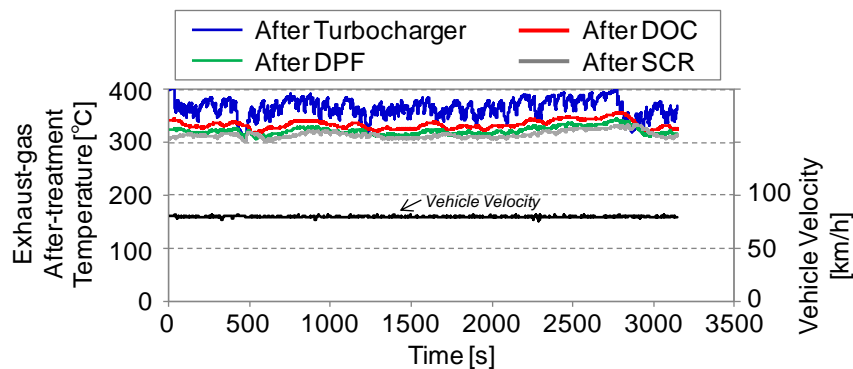


(b) JE05 Mode / Full Load (25t)

Fig.8-10 Exhaust-gas & SCR Temperature
(New Type HEV, JE05 Mode)



(a) Intercity Mode / Half Load (16.9t)



(b) Intercity Mode / Full Load (25t)

Fig.8-11 Exhaust-gas & SCR Temperature
(New Type HEV, Intercity Mode)

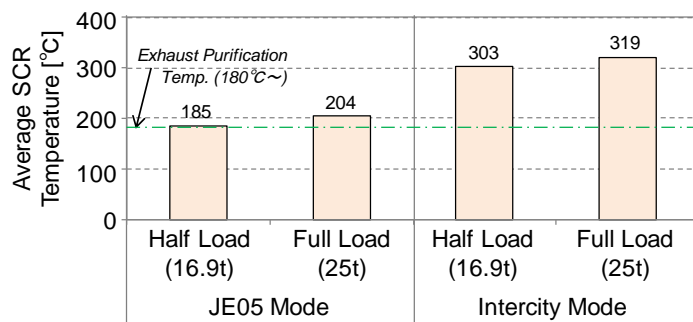


Fig.8-12 Average SCR Temperature at each Condition
(New Type HEV)

最後に、従来の長距離貨物トラック (25,000kg) の年間走行距離⁽⁸⁻¹³⁾は約 15 万 km とされる。新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックを導入すれば、年間の CO₂ 排出削減量は、1 台当たり約 17.6t に相当すると推計される（都市間モード、半積載条件より算出）。

8.3. まとめ

新方式ハイブリッドシステムの実機評価を行った。その際、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの燃料消費率の改善効果を、ハイブリッド・パワートレイン台上試験システムを用いて仮想車両を構築し、燃料消費率の改善効果や車両搭載性、排出ガス特性を評価した。得られた知見を以下に示す。

- ① 電動過給機を稼働させたエンジン高負荷域に、エンジンの燃料消費率（熱効率）が一番優れるポイントが存在することが確認され、その領域で積極的にエンジンを運転させるハイブリッド制御ロジックを構築した。
- ② 新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラック（全積載条件）が高速道路（都市間モード）を走行した際の燃料消費率は、従来の長距離貨物トラックに比べ24%程度の改善を、各社が研究開発を進めている長距離貨物ハイブリッドトラックに比べ12%～14%程度の改善を確認した。
- ③ 新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの車両重量は、従来の長距離貨物トラックと比べ、車両全体で245kgの軽減が可能であった。つまり、貨物トラックに求められる荷室搭載性が十分に確保できるため、実用的なハイブリッドシステムである。
- ④ 新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラック（半積載条件）がJE05モード（都市内モード）を走行した際のSCR触媒温度は、従来の長距離貨物トラックより高く、SCR触媒が機能しやすい状態である。
- ⑤ 従来の長距離貨物トラック（25,000kg）の年間走行距離は約15万kmとされる。新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックを導入すれば、年間のCO₂排出削減量は、1台当たり約17.6tに相当すると推計される（都市間モード、半積載条件より算出）。

参考文献

- (8-1) 町田耕一, 安井博文, 益田哲, 中島大, 濱口孝一, 飯窪将太郎, 古川卓俊, 佐藤信也, 津曲英行, 川田吉弘, “大型トラック用HEVシステムの研究”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.147-13, No.20135797, pp.11-14 (2013).
- (8-2) 高橋英行, 古宅史和, 佐川晋也, 赤尾圭一, 石井源一郎, “大型HEVトラックの高速走行における燃費改善可能性の検討”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.147-13,

- No.20135889, pp.15-18 (2013).
- (8-3) 高橋英行, 山田純一, 田邊圭樹, 近藤暢宏, 北清琢也, 石井源一郎, “重量車 HEV システムの最適エネルギーマネジメント構築に向けた燃費改善ポテンシャルの基礎解析”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.117-14, No.20145855, pp.15-18 (2014).
- (8-4) K. Hirata, N. Masaki, H. Ueno, H. Akagawa, “Development of Urea-SCR System for Heavy-Duty Commercial Vehicles”, SAE Technical Paper, 2005-01-1860 (2005).
- (8-5) 川田吉弘, 佐藤聡, 佐藤信也, 細谷満, 水野彰, “大気圧プラズマによる SCR 触媒の低温性能向上”, 静電気学会誌, Vol.34, No.5, pp.234-248 (2010).
- (8-6) Z.Gao, C.S.Daw, V.K.Chakravarthy, “Simulation of Catalytic Oxidation and Selective Catalytic NOx Reduction in Lean-Exhaust Hybrid Vehicles”, SAE Technical Paper, 2012-01-1304 (2012).
- (8-7) S.Sato, S.Sato, M.Hosoya, “Improvement of low-Temperature Performance of The NOx Reduction Efficiency on the Urea-SCR Catalysts”, SAE Technical Paper, 2013-01-1076 (2013).
- (8-8) C.S.Daw, Z.Gao, D.E.Smith, T.J.Laclair, J.A.Pihl, K.D.Edwards, “Simulated Fuel Economy and Emissions Performance during City and Interstate Driving for a Heavy-Duty Hybrid Truck”, SAE Technical Paper, 2013-01-1033 (2013).
- (8-9) J.Burton, K.Walkowicz, P.Sindler, A.Duran, “In-Use and Vehicle Dynamometer Evaluation and Comparison of Class 7 Hybrid Electric and Conventional Diesel Delivery Trucks”, SAE International, 2013-01-2468 (2013).
- (8-10) Z.Gao, T.J.Laclair, C.S.Daw, D.E.Smith, O.Franzese, “Simulations of the Fuel Economy and Emissions of Hybrid Transit Buses over Planned local Routes”, SAE Technical Paper, 2014-01-1562 (2014).
- (8-11) Z.Gao, C.Finnery, C.Daw, T.J.LaClair, D.Smith, “Comparative Study of Hybrid Powertrains on Fuel Saving, Emissions, and Component Energy Loss in HD Trucks”, SAE Paper, 2014-01-2326 (2014).
- (8-12) S.Saito, R.Shinozaki, A.Suzuki, H.Jyoutaki, Y.Takeda, “Development of Urea-SCR System for Commercial Vehicle”, SAE Technical Paper, 2003-01-3248 (2003).
- (8-13) 総合資源エネルギー調査会, 省エネルギー基準部会, 重量車判断基準小委員会・重量車燃費基準検討会, “最終とりまとめ”(2005).

第9章 結論

本研究は、日本の運輸部門の中でおよそ 1/3 程度のエネルギーを消費している長距離貨物トラック（車両総重量 25,000kg）の燃料消費率を改善することを目的とし、以下の項目に取り組んだ。

- (1) 車両の電動化（ハイブリッド化）だけでなく内燃機関システムの電動化に着目し、それらを組み合わせた新たな電動化技術および新たなハイブリッド制御ロジックを構築した。
- (2) (1) を適用した新たなハイブリッドシステムを試作し、システム成立性や燃料消費率の検証を行った。

9.1. 研究成果のまとめ

第1章では、本研究に取り組む動機として、人類の移動および暮らしを支える内燃機関車を取り巻く環境変化と車両の電動化の流れについて説明した。その中でも車両の電動化の適用が遅れている長距離貨物トラックの燃料消費率改善に向け、取り組むべき課題について整理した。それを受けて、本研究は車両の電動化（ハイブリッド化）だけでなく内燃機関システムの電動化に着目し、研究を行う必要性、重要性について示した。

第2章では、長距離貨物トラックの燃料消費率改善に対する電動化のアプローチを示した。具体的には、現在市販化されている乗用車クラスの電動化技術（ハイブリッド化技術）、および長距離貨物トラックの電動化に対する従来の研究について要約し、電動化技術に関する知見を整理した。それを受けて、本研究で取り組む長距離貨物トラックの燃料消費率改善に適する電動化技術について記述した。

一般的に、高速走行時は減速エネルギーによる駆動用バッテリーへの充電（回生）が困難である。そこで、長距離貨物トラックの燃料消費率を改善するには、従来のハイブリッド化技術に小電力駆動が可能な電動過給機を組み合わせることで、エンジン仕事をアシストする手法が有望であることが分かった。

第3章では、長距離貨物ハイブリッドトラックに導入する技術アイテムについて検討を行い、それら技術を組み合わせた新方式ハイブリッドシステムについて紹介を行った。それを受け、電動過給機を組み合わせた新方式ハイブリッドシステムを搭載した長距離貨物ハイブリッドトラックの燃料消費率を、従来の長距離貨物トラックに比べ20%程度向上させる目標を設定した。

その目標を達成するため、電動過給機と車軸駆動用電動モータを組み合わせた新たなハイブリッド制御と最終減速比を最適化することで、エンジン高熱効率領域でエンジンを運転させ、燃料消費率の改善を図る新方式ハイブリッドシステムを検討した。

第4章では、新方式ハイブリッドシステムのキー技術となる電動過給機に着目した。はじめに、電動過給機搭載エンジンの燃料消費率および排出ガス特性の知見を得るため、乗用車用ガソリンエンジン向けに試作された電動過給機を大型ディーゼルエンジンに転用し、その単体評価実験を行った。

この結果を受け、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの燃料消費率の向上と排出ガス特性の改善を図るには、搭載するエンジンに対し、高過給と多量EGRを組み合わせることが有効であることが分かった。そこで、新方式ハイブリッドシステムに搭載する大型ディーゼルエンジン向けの電動過給機用コンプレッサを実際に試作するため必要となる設計検討を進めた。

第5章では、電動過給機によるエンジン低回転時のトルク増加と車軸駆動用電動モータによるトルク増加を組み合わせた新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの燃料消費率の改善効果を机上で検討した。その際、日本や欧州において、ハイブリッドトラックの燃料消費率および排出ガス試験に用いられるHILS (Hardware In the Loop Simulator) 手法を用い、新方式ハイブリッドシステムの制御ロジックを構築した。

具体的には、車両の発進・停止の頻度が多い市街地走行を行う際は、車軸駆動用電動モータによる回生エネルギーの取得機会が多い。そこで、車軸駆動用電動モータによるトルクアシストを積極的に利用し、エンジンはエンジン最適効率曲線上で運転させるハイブリッド制御とした。一方、車両の発進・停止の頻度が少ない高速走行を行う際は、車軸駆動用電動モータによる回生エネルギーの取得機会が少ない。そこで、エンジンと電動過給機を積極的に行うハイブリッド制御とした。これら制御をHILS上に構築し、対象車両の燃料消費率改善効果に

ついて机上計算を行った結果、燃料消費率の改善に有効な制御であることが分かった。

第6章では、前章の机上計算結果を受け、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラック用の電動過給機を試作した。その電動過給機を搭載したエンジン単体の実機評価を行い、定常や過渡運転時の燃料消費率および排出ガス特性等を調べた。

その結果、電動過給機は排気流量に影響されることなく過給圧力が上昇できることから、電動過給機搭載エンジン（排気量4.7L級）運転時のエンジントルクが大幅に増加し、1,200rpm以下のエンジン回転数で排気量7L級エンジンのエンジントルクを得ることができた。また、エンジントルクの増加に伴い、相対フリクションが低下することから、排気量7L級エンジンよりも燃料消費率が向上することも確認した。

第7章では、実ハイブリッドシステムを用いた新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの燃料消費率の検証作業を進めるに当たり、必要となる評価装置を独自に開発し構築した。具体的には、本研究で対象とする車両の試作は行わないが、車両モデルおよびハイブリッド制御モデルからなるHILSと電動過給機付実機エンジンを組み合わせた仮想車両を構築した。

そこで、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの車両全体のパワーマネジメントを含んだ最適システムの効率的な評価を可能とし、試験室内で実車相当のハイブリッド車が走行する状態が再現できる「ハイブリッド・パワートレイン台上試験システム」を構築した。その際、より実用的な走行に近づけるため、人間の運転操作をHILS上に再現させ、かつ簡便に運用できるドライバモデルを新たに構築した。

第8章では、「ハイブリッド・パワートレイン台上試験システム」上に、仮想の新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックを構築し、新方式ハイブリッドシステムの有効性や燃料消費率の検証を実機で確認した。

実際に、電動過給機を運転させたエンジン高負荷域に、エンジンの燃料消費率（熱効率）が一番優れる領域が存在することが確かめられた。その領域を積極的に使用する新方式ハイブリッド制御を適用することで、従来の長距離貨物トラックが課題とする高速走行時の燃料消費率が24%と大幅に改善できることが分かった。さらに、駆動用バッテリーの搭載量が少なくでき、エンジンのダウンサイジング効果も併せると、車両の大幅な軽量化（積荷搭載量の

確保) とハイブリッドシステムの価格抑制が図れる可能性があることが分かった。

以上の研究により、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックが、長距離貨物輸送の燃料消費率の改善に対し有効であることが明らかとなった。また、車両の電動化（ハイブリッド化）だけでなく、内燃機関システムの電動化と組み合わせ、それらを効果的に機能させる新たなハイブリッド制御を適用することが有効であることを示した。同時に、新方式ハイブリッドシステム搭載長距離貨物トラックの荷室搭載性の確保や車両コストの抑制が可能となり、従来の長距離貨物トラックに比べ、実用性の面でも優位となることが分かった。

9.2. 将来に向けた課題の整理

長距離走行を行う長距離貨物トラックに対して、車両の電動化（ハイブリッド化）と内燃機関システムの電動化の両面に着目した技術検討を行った。その成果とまとめは、前述の通りである。一方、本システム搭載車の実用化においては、以下に示す技術開発とさらなる検証が必要になると考えられる。

① 新方式ハイブリッドシステムの耐久性、信頼性の確保

本研究では、実際に電動過給機を試作し、極短時間のモード走行に対して電動過給機を使用した。しかし、実際に運用される長距離貨物トラックは、一日においても長時間運転され、車両生涯の走行距離は 100 万 km に達する車両もあることから、電動過給機の耐久性および信頼性の技術課題に対応する必要がある。同様に、車軸駆動用電動モータや駆動用バッテリーを含めた耐久性および信頼性の確保も必要となるため、さらなる技術開発が必要である。

② 実車による実路走行の検証

本研究は、第7章で構築した「ハイブリッド・パワートレイン台上試験システム」を用い、実験室内で仮想車両を走行させた評価を行った。電動過給機付エンジンは実機を、車両、駆動用バッテリーおよび車軸駆動用電動モータはモデルにて取り扱った。特に駆動用バッテリーについては、実際の使用時に温度や劣化による特性変化が伴うため、実使用時にこれらが及ぼす影響を考慮し評価することが望ましい。その評価の際には、車両実運航時の渋滞（速度パターン）や走行環境温度も評価対象として考慮することが望ましい。

③ 排出ガス特性の検証

本研究は、燃料消費率改善に着目した内容であった。実際に、NOx 等の排出ガス特性は計

測を行っていない。その理由としては、研究に用いた電動過給機付エンジンには、EGR や排出ガス後処理装置等の排出ガス対策技術を適用および適合をしていないからである。ただし、第8章において、SCR 触媒搭載を想定した際に課題となる排出ガス温度との関係性を把握し、その温度効果により SCR 触媒が効果的に働くものと記述した。実際に当該トラックの排出ガス評価を含めた検討を行う際には、各種装置の適合（EGR 制御マップや尿素噴射制御マップを作製）を行い、排出ガス特性を評価する必要がある。

9.3. 今後の所感

最後に、地球温暖化防止のため各国政府は、表 1-1 に示したように内燃機関搭載車の販売禁止や都市内等の特定地域への車両乗り入れを禁止する等の政策を打ち出している。それを追う様に、自動車製造メーカ各社も、電気自動車（EV）のラインナップを増やすため、予算の多くを EV 開発に投入するとの発表も聞かれる。このような状況を伝える報道機関は、近い将来、すべての車両が EV となるような報道を行っており、一般市民の間ではそのように錯覚されやすい状況にある。しかし、EV を適正に評価するには、図 2-4 に示した通り、Well to Wheel や車両の廃棄までを考慮した LCA（Life Cycle Assessment）の観点で CO₂ 排出量を取り扱う必要がある。現在市販されている EV は、多くの駆動用バッテリーを搭載していることから、そのバッテリーの製造や廃棄工程に多くの CO₂ を排出している状況にあり、燃焼消費率の優れる内燃機関車と比べると、Well to Wheel や LCA を評価軸とした際には CO₂ が多く排出される場合もある。一方、現状の EV の航続距離が短い原因は、駆動用バッテリーのエネルギー密度が低いからであり、今後の技術革新が望まれる。さらに、駆動用バッテリーに使われるリチウムやコバルトなどの資源が高騰し始めている等の課題があり、今後これら多くの課題を解決する必要があることから、社会の完全なる EV シフトに対しては時期尚早かと思われる。

そこで今後しばらくは、電気の長所とエンジンの長所を組み合わせた技術開発が有望である。現状、多くの自動車製造メーカは車両の電動化に取り組んでおり、その多くはハイブリッド車として市販している。今回の研究は、車両の電動化に加えて新たにエンジンシステムの電動化にも着目し、電気とエンジンの長所をさらに引き延ばす将来の一技術として示した。

最後に、電気やエンジンのどちらか一方を取り扱う専門家（研究者、技術者）は数多くいるが、現時点で両方を同時に取り扱う専門家は少ない。将来において新たな技術革新を展開していくには、両者を取り扱う“ハイブリッド化”された専門家が求められている。

付録 A. 提案ドライバモデルによる実車両運転検証

7.2 で構築したドライバモデルで、様々な車両仕様や走行条件下においても人間同様の運転操作が再現できるかを確かめるため、実車両とシャシダイナモメータを用いて検証を行った。

A-1. 実験装置

実車両の各ペダルを操作させるため、市販のドライブロボット (TYPE-i, RBT2000ST : 明電舎製) ^(A-1) を用いた。運転席設置状況を図 A-1 に示す。アクセルペダル用とブレーキペダル用の 1 自由度の直動アクチュエータから構成され、それぞれが独立して動作し、その伸縮量を調整することで車速制御を可能としている。

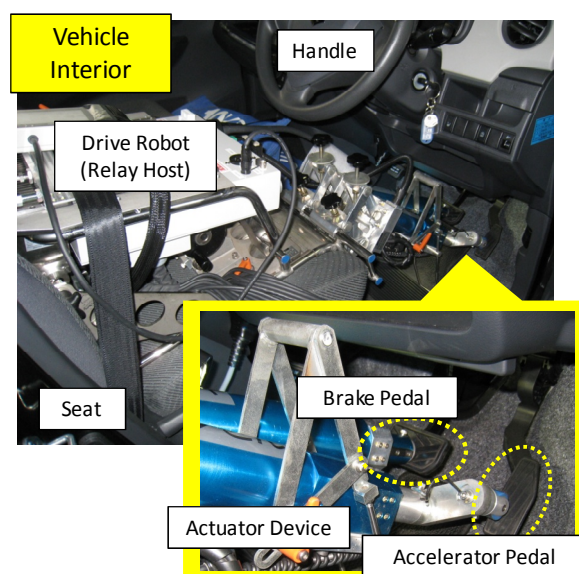


Fig.A-1 Drive-Robot (Vehicle Interior)

本実験では、供試ロボットが従来有するドライバモデルは使用せず、7.2 で構築した提案ドライバモデルによる制御を行った。図 A-2 にシステム構成を示す。供試ロボットに加え、Matlab/Simulink で作成した提案ドライバモデルを搭載した PC と高速演算装置 (DSP: dSPACE 製) から成る。DSP で演算した各ペダル開度情報を供試ロボット (制御指令部) の外部端子に入力し、各アクチュエータを制御した。また、フィードバック車速情報はシャシダイナモメータから取得し、DSP に入力した。

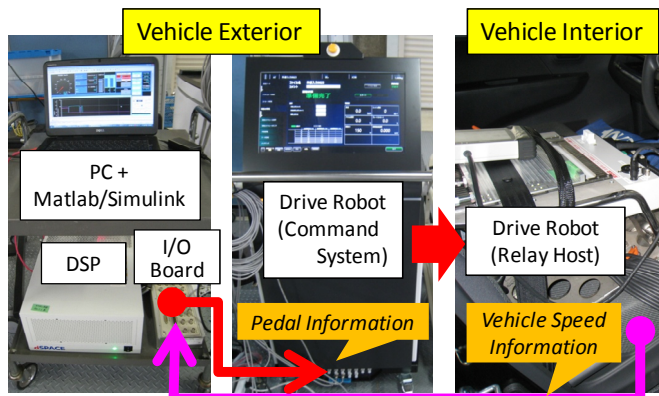
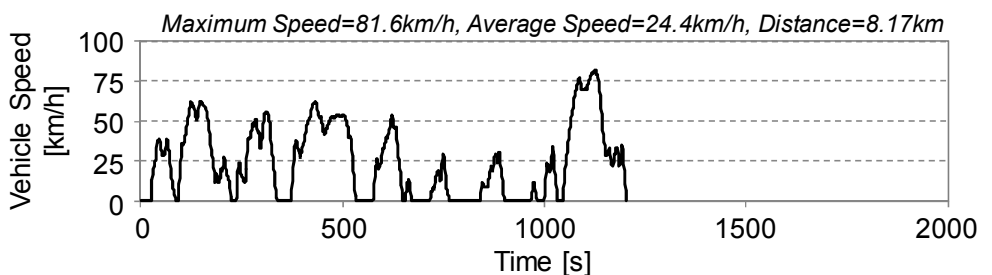


Fig.A-2 Operating System of Drive-Robot

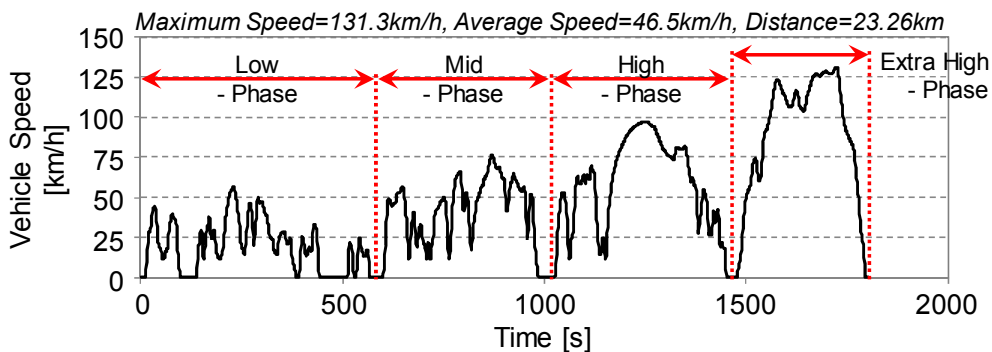
A-2. 実験条件

(1) 走行モードと車両諸元

極低車速域から高車速域までを対象とするため、図 A-3 に示す JC08（本試験時は、ホットスタート）と WLTC（Worldwide harmonized Light duty driving Test Cycle、本試験時は、コールドスタート）のモードを使用した。



(a) JC08







(b) WLTC

Fig.A-3 Test Drive Mode

供試車両の諸元を表 A-1 に示す。市場の販売割合で多くを占める 2 ペダル（アクセル、ブレーキペダル）採用車両を対象とし、軽中量車クラスから、電気自動車（EV）、プラグインハイブリッド車（PHEV）、ガソリンおよびディーゼルエンジンを搭載する内燃機関車を各 1 台選定した。ただし、PHEV は、Charge Sustaining のハイブリッド状態で走行させた。

人間の運転者は、シャシダイナモメータによる車両運転に精通している方を選定し、基準車速に沿った運転を行った。

Table A-1 Specification of Test Vehicle

	【Vehicle A】	【Vehicle B】	【Vehicle C】	【Vehicle D】
				
Vehicle Weight (Unloaded)[kg]	1,100	1,410	1,080	1,800
Body Size (L/W/H) [m]	3.39/1.47/1.61	4.48/1.74/1.49	4.19/1.68/1.55	4.93/1.85/1.45
Power Unit	【EV】 Motor	【PHEV】Motor + Gasoline(1.8L/N.A.)	【Gasoline】 Gasoline(1.5L/N.A.)	【Diesel】 Diesel(2.0L/Turbo)
Transmission	—	CVT	CVT	8AT
Drive Line	FR	FF	FF	FR
Tire Size	175/55R15	195/65R15	185/55R15	225/55R17

(2) ドライビングインデックス（運転指標）

基準車速と実際の車速との乖離を指標にした「ドライビングインデックス」が、米国自動車技術会の標準試験法（SAE J2951）に規定されている^(A-2)。以下に指標の内訳（式詳細は、SAE J2951 を参照）を記述する。本実験では、これら指標を用いて評価を進めた。

Energy Rating (ER) : 目標走行と実走行の仕事量比率

Distance Rating (DR) : 目標走行距離と実走行距離との距離の比率

Energy Economy Rating (EER) : 「DR/ER」による単位仕事あたりの走行距離の比率

Absolute Speed Change Rating (ASCR)

: 目標走行中の加速度と実走行中の加速度の累積比率

Inertial Work Rating (IWR) : 目標に関わる仕事量の変化率

Root Mean Squared Speed Error (RMSSE) : 絶対速度差の二乗平均平方根

WP29 の Task Force において、IWR の許容値は「-4.0~+4.0」、RMSSE の許容値は「~+0.8（日本提案） or ~+1.3（欧州提案）」とする方向で検討されている（2017年9月時点）。

A-3. ドライビングインデックスの比較

図 A-4 に、供試車両 4 台で JC08 および WLTC を走行した際のドライビングインデックスを示す。ロボット運転時、調整係数“a”および“b”は、アクセルおよびブレーキペダル開度がハンチング（周期的変動）しない状態を満たす値を設定した。

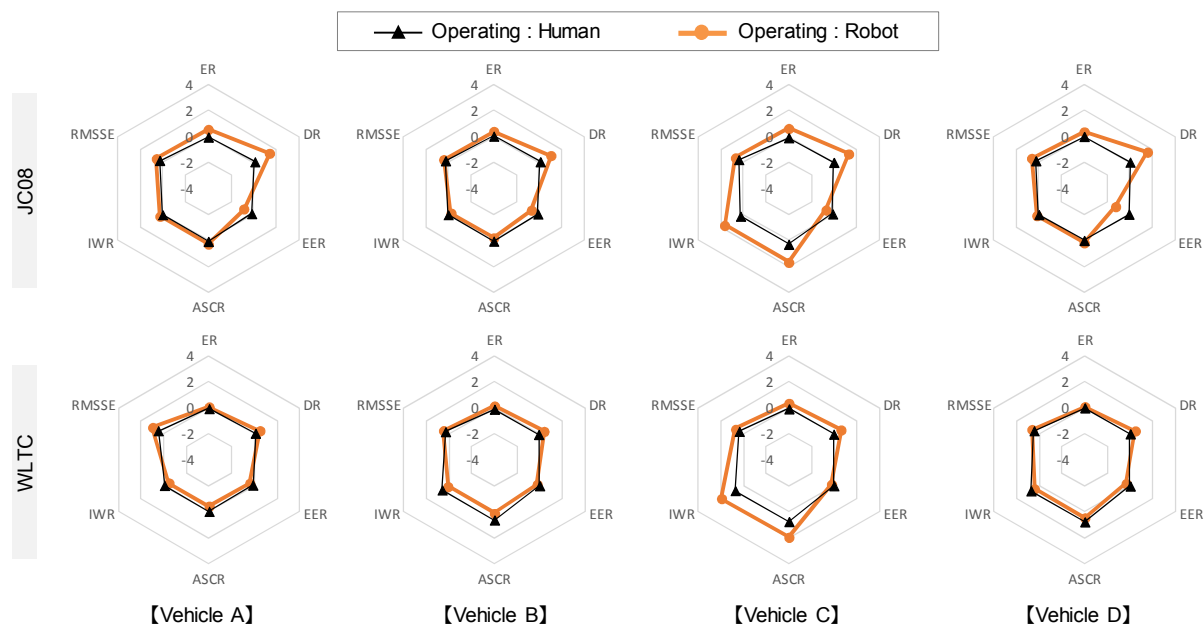


Fig.A-4 Test Result with Driving Index at Driving Each Vehicle and Each Drive Mode

規定される IWR、RMSSE は、全条件で許容を満たす運転が行われた。さらに、人間およびロボットの運転動作を比較すると、車両 C 以外は、ほぼ同様の傾向を示した。この理由として、車両 A および B は電動モータで駆動、車両 D はエンジントルクが大きく変速時間の短い多段 AT で駆動することから、基準車速に追従した運転が行い易い状況であった。一方、車両 C は、トランスミッションが CVT であり、アクセルペダル開度の増加とエンジン回転数の上昇が同期せず、人間もロボットも運転の際にアクセルペダル開度がハンチングしないよう注意深く操作（設定）する必要があった。この操作の違いが、指標の差に現れたものと考えられる。

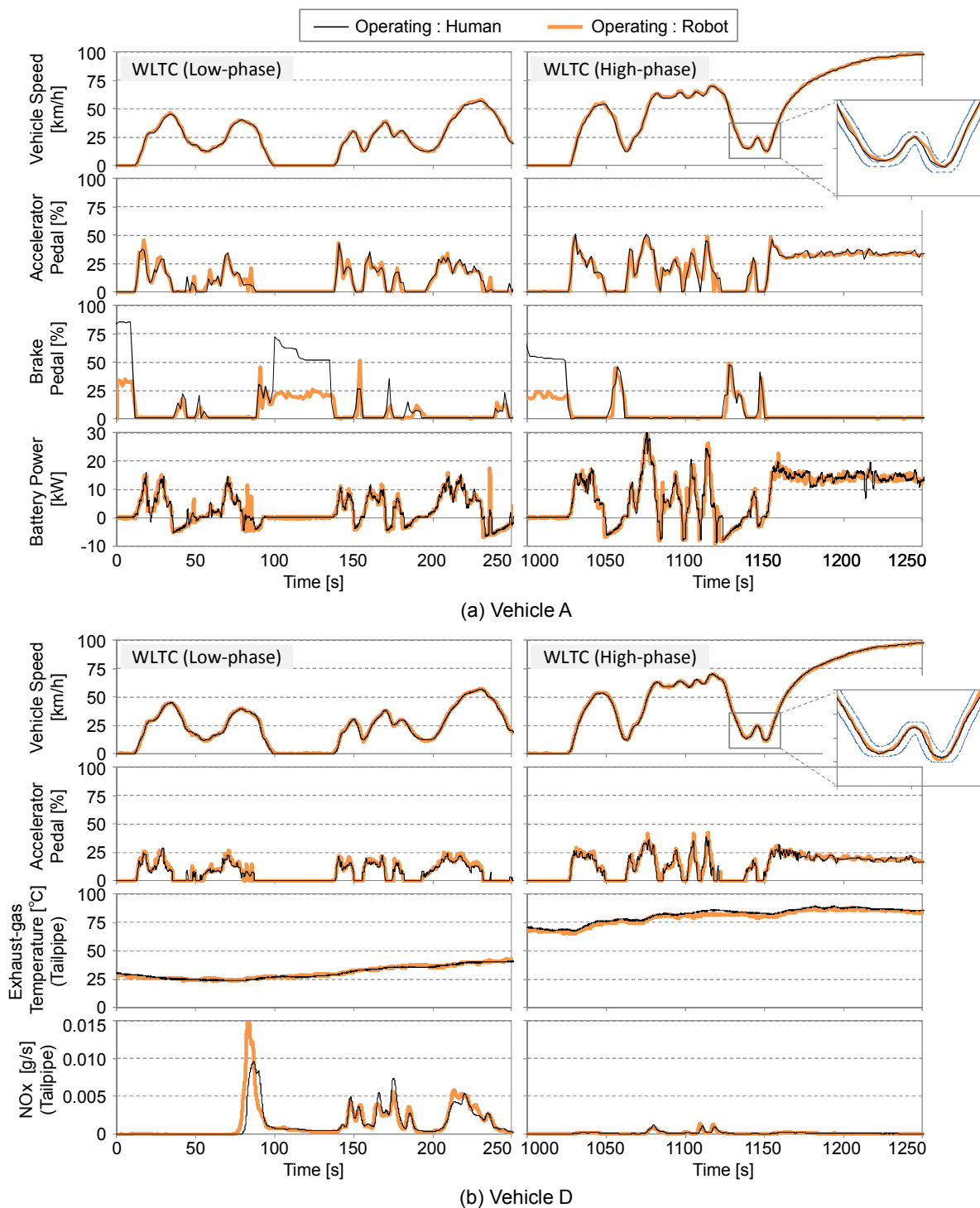


Fig.A-5 Time-series Data of Vehicle Performance Operating Human vs. Robot
(Vehicle A and Vehicle D)

A-4. 車両性能の詳細評価

図 A-5 (a) に車両 A (EV) を、図 A-5 (b) に車両 D (ディーゼル車) の車速、運転動作や車両性能の結果を、ロボットおよび人間の運転で比較し、時系列で示す。走行モードは WLTC であり、図左に Low フェーズ、図右に High フェーズを示す。また、JC08 および WLTC 走行時の車両 A の電費を図 A-6 (a) に、車両 D の燃費および排出ガスを図 A-6 (b) にまとめた。

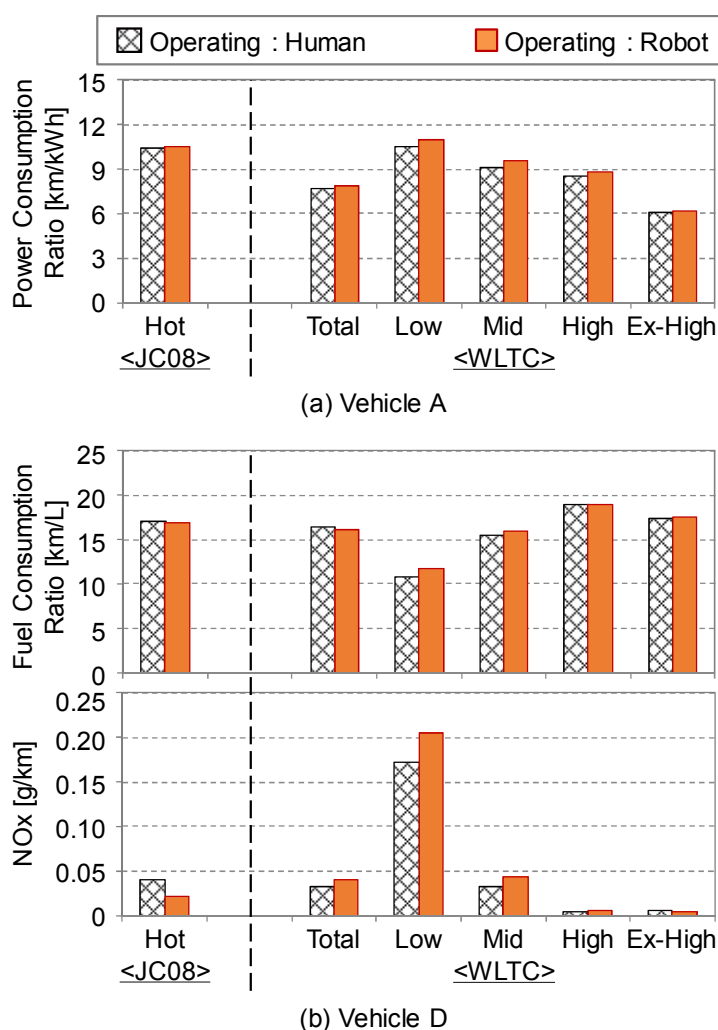


Fig.A-6 Vehicle Performance (Vehicle A and vehicle D)

始めに、車両 A に着目する。図 A-5 (a) の上段より、車速、アクセルペダル開度、ブレーキペダル開度およびバッテリー電力を示す。ロボット運転時のアクセルペダル開度およびブレ

キーペダル開度は、人間運転時と同じ時刻で同等の開度で操作できている。ただし、車両停車時のブレーキペダル開度は異なっているが、車両停車中の違いであり、車両性能に及ぼす影響はない（モデルで合わせることは可能）。バッテリー電力の履歴においても同様の傾向が得られた。図 A-6 (a) のモード走行時の電費に着目すると、同等の結果が得られた。

次に、車両 D に着目する。図 A-5 (b) の上段より、車速、アクセルペダル開度、テールパイプにおける排出ガス温度および NOx 排出量を示す。コールドスタート時のロボット運転のアクセルペダル開度、排出ガス温度や NOx 排出傾向は、人間運転時と同様であった。ここで、コールドスタート時にロボットで運転させる際、従来ドライバモデルの運転では車速追従制御がより困難となる。この理由として、エンジンホット状態の動力特性マップを使用するからである（コールド時の特性マップを温度毎に取得することは不可能）。一方、提案ドライバモデルは、ホットやコールドスタートに対し特別な調整は必要とせず、運転できることを確認した。図 A-6 (b) のモード走行時の燃費に着目すると、両者同等であった。NOx 排出率については、走行モードにより大小関係が逆転しているが、図 A-5 (b) の排出挙動はほぼ同等であることから、モード走行前の車両状態（プレコンディション）に起因したと考えられる。

以上の検証より、車両シミュレーション（HILS）に構築した提案ドライバモデルで、様々な車両仕様や走行条件下において、人間と同様の運転、燃費性能および排出ガス特性が行えることを確認した。

A-5. まとめ

7.2 で構築したドライバモデルで、様々な車両仕様や走行条件下においても人間同様の運転操作が再現できるか確かめるため、実車両とシャシダイナモメータを用いて検証を行った。

- ① 提案ドライバモデルによるロボット運転は、コールドスタート、ホットスタートに関係なく、人間と同様の運転動作を可能とし、また同等の車両性能が得られることを確認した。

参考文献

(A-1) 明電舎, “ドライブロボット TYPE-i”

<http://www.meidensha.co.jp/products/automobile/prod_02/prod_02_01/prod_02_01_04/index.html>

- (A-2) 小林一樹, “乗用車等の国際調和排出ガス・燃費試験法 (WLTP) における自動車認証審査部の取り組み”, 交通安全環境研究所フォーラム 2016 講演概要集, pp.97-98 (2016).

主な使用記号

記号

m	: 車両質量	[kg]
V	: 車両速度	[m/s]
μ_r, f_{roll}	: ころがり抵抗係数	[-]
Δm	: 駆動機構の回転部分の慣性相当質量	[kg]
ρ	: 空気密度	[kg/m ³]
a_x	: 車両の前後加速度	[m/s ²]
Cd, C_{drag}	: 空気抵抗係数	[-]
g	: 重力加速度	[m/s ²]
A, A_{front}	: 前面投影面積	[m ²]
r, r_{wheel}	: タイヤ半径	[m]
i_f	: 最終減速比	[-]
i_{mn}	: 変速機のギヤ比 (ギヤ : n=1st、2nd、3rd、・・・)	[-]
R	: 走行抵抗	[N]
P	: 出力	[W]
acc	: アクセルペダル開度	[%]
brk	: ブレーキペダル開度	[%]
F	: 車両への力	[N]
V	: 車速	[km/h]
J	: 慣性	[kgm ²]
τ	: 時定数	[-]
M	: トルク	[Nm]
ω	: 回転速度	[rad/s]
T	: 温度	[K]
R	: 抵抗	[Ω]
C	: 静電容量	[F]

i	: 電流	[A]
u	: 電圧	[V]
n	: バッテリセル数	[-]
CAP	: バッテリセル容量	[Ah]
SOC	: バッテリ充電状態	[-]
η	: 効率	[-]
nr	: ギヤ数	[-]
$gear_{num}$: ギヤ番号	[-]
$t_{interrup}$: シフト時間	[s]
r	: ギヤ比、終減速機ギヤ比	[-]
$slip$: クラッチスリップ	[-]
$pedal$: クラッチペダル	[-]

添 字

fb	: フィードバック (車速)
ref	: 基準 (車速)
ice	: エンジン
$fric$: 摩擦
exh	: 排気ブレーキ
max	: 最大
$start$: スタータモータ
em	: 電動機 (モータ)
bat	: バッテリ
s	: 直列配置 (バッテリー)
p	: 並列配置 (バッテリー)
$vehicle$: 車両
$brake$: ブレーキ
$gear$: ギヤ (変速機)

<i>in</i>	: 入力 (変速機)
<i>out</i>	: 出力 (変速機)
<i>fg</i>	: 終減速機ギヤ
<i>cl</i>	: クラッチ
<i>limit</i>	: 限界値

本論文に関する公表論文

公刊論文

- (1) 奥井伸宜, 新国哲也, 河合英直
“重量車用新方式ハイブリッドシステム検討のための蓄電エネルギー活用方法に関する研究”
自動車技術会論文集, Vol.43, No.5, pp.1057-1062 (2012-5).
- (2) Nobunori Okui, Tetsuya Niikuni and Terunao Kawai
“Research of Adaptability to Battery Energy on Heavy-Duty Hybrid Electric Vehicle”
SAE Technical Paper, No.2012-01-1608, pp.1-9 (2012-9).
- (3) Nobunori Okui, Tetsuya Niikuni, Terunao Kawai, Masahiko Suzuki, Hiroshi Takahata and Yasuhiro Maesoma
“Development of Evaluation System for Exhaust Gas and Fuel Economy of Next-generation Hybrid Electric Vehicles”
SAE Technical Paper, No.2013-01-2602, pp.1-9 (2013-10).
- (4) 奥井伸宜, 新国哲也, 河合英直
“重量車用新方式ハイブリッドシステムによる燃費改善の検討”
自動車技術会論文集, Vol.44, No.6, pp.1365-1370 (2013-11).
- (5) 奥井伸宜, 新国哲也
“小型配送用ハイブリッドトラックの燃費調査および燃費改善の検討”
自動車技術会論文集, Vol.45, No.2, pp.303-308 (2014-3).
- (6) Nobunori Okui and Tetsuya Niikuni
“A Study of Fuel Economy Improvement of Small Delivery Hybrid Trucks”
SAE Technical Paper, No.2014-01-2903, pp.1-9 (2014-10).
- (7) 奥井伸宜, 小林雅行
“ハイブリッドトラックの燃費と排出ガス温度を同時に向上させるハイブリッドアシスト制御方法の検討”
自動車技術会論文集, Vol.45, No.6, pp.1001-1006 (2014-11).
- (8) 奥井伸宜, 小林雅行
“回生エネルギー取得量の増大がハイブリッドトラックの燃費性能および排出ガス特性に与える影響”
自動車技術会論文集, Vol.46, No.3, pp.627-632 (2015-5).
- (9) Nobunori Okui and Masayuki Kobayashi
“A Study on Hybrid Control Method for Improvement of Fuel Economy and Exhaust-gas Emission of Hybrid Trucks”
SAE Technical Paper, No. 2015-01-1780, pp.1-12 (2015-9).
- (10) 奥井伸宜, 小林雅行

“ハイブリッドトラックの燃費向上と排出ガス浄化の両立を図ったハイブリッド制御に関する一考察”

自動車技術会論文集, Vol.47, No.1, pp.127-132 (2016-1).

(11)奥井伸宜, 小林雅行

“電動過給機搭載大型ハイブリッドトラックの燃費改善の一検討”

自動車技術会論文集, Vol.47, No.4, pp.901-906 (2016-7).

(12)小林雅行, 奥井伸宜

“実エンジンを用いたハイブリッド重量車モデルの評価を可能とする HILS の検討”

自動車技術会論文集, Vol.47, No.5, pp.1185-1190 (2016-9).

(13)奥井伸宜

“HILS ドライバモデルの運転操作の違いがハイブリッド重量車の燃費性能および排出ガス特性に及ぼす影響”

自動車技術会論文集, Vol.47, No.5, pp.1191-1196 (2016-9).

(14)Nobunori Okui

“A Study on Improvement of Fuel Economy of Heavy Duty Hybrid Trucks with New Type of Hybrid Electric Assist Engine System”

SAE Journal Paper, No.2016-01-2358, pp.1-10 (2016-10).

講演論文

(1) 奥井伸宜, 新国哲也, 河合英直

“ハイブリッド重量車に対する蓄電エネルギー活用方法に関する研究”

2012年自動車技術会学術講演会春季大会, 学術講演前刷集 No.11-12, pp.15-20, 20125154 (2012-5).

(2) 奥井伸宜, 新国哲也, 河合英直, 鈴木雅彦, 高畑洋, 前嶋康祐

“次世代ハイブリッド車の排出ガス・燃費評価のための試験システム開発”

2012年自動車技術会学術講演会秋季大会, 学術講演前刷集 No.114-12, pp.9-14, 20125703 (2012-10).

(3) 奥井伸宜, 新国哲也, 河合英直

“重量車用新方式ハイブリッドシステムによる燃費改善の検討—電動過給機付ディーゼルエンジンのエンジン性能および排出ガス性能に関する基礎調査—”

2013年自動車技術会学術講演会春季大会, 学術講演前刷集 No.57-13, pp.1-6, 20135151 (2013-5).

(4) 奥井伸宜, 新国哲也

“小型配送用ハイブリッドトラックの燃費調査および燃費改善の検討”

2013年自動車技術会学術講演会秋季大会, 学術講演前刷集 No.148-13, pp.1-6, 20135787 (2013-10).

(5) 奥井伸宜, 新国哲也, 河合英直, 鈴木雅彦, 高畑洋, 前嶋康祐

“ハイブリッド重量車の次期排出ガス・燃費評価に向けた試験装置の検討”

自動車技術会計測診断部門委員会 シンポジウムテキスト No.11-13, pp.58-63, 20134902

- (2014-1).
- (6) 奥井伸宜, 小林雅行
 “ハイブリッドトラックの燃費と排出ガス温度を同時に向上させるハイブリッドアシスト制御方法の検討”
 2014 年自動車技術会学術講演会春季大会, 学術講演前刷集 No.60-14, pp.1-6, 20145187 (2014-5).
- (7) 奥井伸宜, 小林雅行
 “回生エネルギー取得量の増大がハイブリッドトラックの燃費性能および排出ガス特性に与える影響”
 2014 年自動車技術会学術講演会秋季大会, 学術講演前刷集 No.121-14, pp.1-6, 20145850 (2014-10).
- (8) 奥井伸宜, 小林雅行
 “ハイブリッドトラックの燃費向上と排出ガス浄化の両立を図ったハイブリッド制御に関する一考察”
 2015 年自動車技術会学術講演会春季大会, 学術講演前刷集 No.57-15S, pp.1345-1350, 20155259 (2015-5).
- (9) 奥井伸宜, 小林雅行
 “新方式ハイブリッドシステム搭載大型ハイブリッドトラックの燃費改善の検証”
 2015 年自動車技術会学術講演会秋季大会, 学術講演前刷集 No.14-15A, pp.332-337, 20156064 (2015-10).
- (10) 肥喜里邦彦, 浅海靖男, 宮田達司, 小川博, 小林雅行, 奥井伸宜
 “電動過給機を用いた大型ハイブリッドトラックの走行燃費改善”
 2015 年自動車技術会学術講演会秋季大会, 学術講演前刷集 No.14-15A, pp.322-327, 20156062 (2015-10).
- (11) 小林雅行, 奥井伸宜
 “実エンジンをを用いたハイブリッド重量車モデルの評価を可能とする Extended - HILS の検討”
 2015 年自動車技術会学術講演会秋季大会, 学術講演前刷集 No.60-15A, pp.1455-141460, 20156280 (2015-10).
- (12) 奥井伸宜
 “HILS ドライバモデルの運転操作の違いがハイブリッド重量車の燃費性能・排出ガス特性に及ぼす影響”
 2016 年自動車技術会学術講演会春季大会, 学術講演前刷集 No.42-16S, pp.1038-1043, 20165194 (2016-5).
- (13) 奥井伸宜
 “電動過給機付大型ハイブリッドトラックの評価を可能とする HILS 試験法の高度化検討”
 自動車技術会計測診断部門委員会 シンポジウムテキスト No.13-17, pp.56-61, 20174948 (2018-1).

謝辞

修士課程修了後に社会へ出てから、いつかは博士号を取得したいという思いがありました。幸運にも、社会人の立場で取得する機会に恵まれました。その際に、私を温かく迎え入れてくださり、常に的確なご指導を賜りました同志社大学工学部 千田 二郎教授に深く感謝を申し上げます。同学部、松村恵理子教授におかれましては、本論文をまとめ上げる過程で賜った適切なるご助言・ご指導に深く感謝いたします。同学部 藤本 元教授におかれましては機会ある毎に適切なる御助言、御指導を頂きました。謹んで感謝の意を表します。

本論文作成に対して力強い応援を頂きました独立行政法人自動車技術総合機構交通安全環境研究所 河合英直氏に深く感謝申し上げます。本研究の遂行に当たり、同研究所の新国哲也氏、小林雅行氏をはじめとする職場の関係者より、多くの有益な知識と知恵を御教示頂きました。心から感謝の意を表します。さらに、本研究の実験に際し、貴重な御助言や実験装置試作等で御協力を頂いた UD トラックス株式会社 浅海靖男氏、宮田達司氏、小川博氏に対しまして厚く御礼申し上げます。

職場をはじめ周囲の関係各位のご理解とご支援の下、本論文をまとめ、博士という大きな節目を迎えることができました。今回は将来の飛躍に向けた一つの節目に過ぎず、今後さらに研鑽して参る所存であります。

最後に本研究を進めるに当たり、心身の両面で辛抱強く支え続けてくれた妻 明子、長女 杏、長男 瞭に、心より感謝いたします。

2018年5月27日

奥井 伸宜