

B-14 地球温暖化防止対策技術の総合評価に関する研究

(3) 交通分野における重点対策の普及にあたっての技術的評価

④ 大型ディーゼル車のエネルギー回生向上技術に関する研究

研究代表者 運輸省 交通安全公害研究所交通公害部計測研究室 小高松男

運輸省 交通安全公害研究所

交通公害部 計測研究室 小高松男・小池章介・塚本雄次郎・石井 素・鈴木央一

(委託先) 日野自動車工業株式会社

平成7-8年度合計予算額 32,360 千円

(平成8年度予算額 16,179 千円)

[要旨] 物流の主流を占める大型ディーゼル車の燃費改善を図ることは運輸部門における効果的なCO₂低減対策と考えられる。しかしながら大型車の大幅な燃費向上は技術的に困難な状況にあり、画期的な燃費改善を達成するためには、車両減速時の運動エネルギーやエンジンの排気エネルギー等をより多く回収し、車両の走行に必要なエネルギーに効率よく転換(回生)することがCO₂の排出低減に有効な手段となると考えられる。

本研究は、大型車の走行時に廃棄されるエネルギーの回収・回生技術について明らかにすることを目的とする。このため、自動車の走行時に廃棄される各種エネルギーの中で、エネルギーの回生が比較的容易と考えられ、効果も大きいと考えられることから、大型ディーゼル機関の排気エネルギーを電気エネルギーとして回生する手法について検討した。

エンジン排気量8リットル、最高回転数3,000rpmの直接噴射式ディーゼル機関を想定し、既存の排気過給システムに着目して、余剰の高温の排気により排気タービン発電機を駆動し電氣的エネルギーとして取り出す事を試みた。発電機形式として三相永久磁石型同期式とし、出力6kW、定格回転数80,000rpmを設計目標とし、大型車用ディーゼル機関に適用できる排気タービン発電システムを設計・試作した。単体試験による結果では、ほぼ目標とした出力が取り出せることがわかった。また、エンジンとの組み合わせによる試験結果では、高速道路や長い登坂路における走行等、高回転高負荷領域での使用時間頻度が高いほどエネルギー回生効果のあることが分かった。

[キーワード] エネルギー回生、エネルギー変換、ディーゼル機関、排気タービン発電機

1. 序

自動車において、エンジンの燃焼改善や車両駆動及び走行抵抗を改善して燃費を改善することによりCO₂の排出を低減する努力が各方面で実施されている。特に、物流の主流を占める大型車の燃費改善を図ることは運輸部門における効果的なCO₂低減対策と考えられる。しかしながら大型車の大幅な燃費

向上は技術的に困難な状況にある。

現在の自動車用ディーゼル機関では、更なる大幅な燃費改善は困難と考えられているが、それでも実際の走行に使用されるエネルギーは燃料の持つエネルギーの20~30%程度にすぎず、残りは廃棄エネルギーとして捨てられている。そこで、画期的な燃費改善を達成するためには従来廃棄されていたエネルギー、即ち車両減速時の運動エネルギーやエンジンの排気エネルギー等を、より多く回収し、車両の走行に必要なエネルギーに効率よく転換（回生）することがCO₂の排出低減に有効な手段となると考えられる。したがって、これら従来廃棄されていたエネルギーを有効に活用するための技術開発を推進する必要がある。このため本研究では、自動車の走行時に廃棄されるエネルギーのうち、回生が比較的容易と考えられる排気エネルギーに着目し、この回収と電気エネルギーへの変換技術について調査、検討を行うこととした。

2. 研究実施計画

現在、大型車の廃棄エネルギーの一部を回生して補助エネルギー源として活用するシステムとしては、蓄圧式ハイブリッドシステムおよび電気ハイブリッドシステム（HIMR：Hino Inverter Motor Retarder）^{1) 2)} が実用化されている。しかしながら、これらはいずれも、減速時のエネルギーのみを機械的、あるいは電氣的に回生して、そのエネルギーを補助動力として利用するシステムである。したがって、これらのシステムでは加減速走行の頻度が高い走行状態でなければその効果を発揮することができず、比較的平均速度の低い都市内の走行に適したシステムといえる。

本研究では、主として高速走行や登坂路走行等、比較的高速高負荷運転領域におけるエネルギーを回生して既存のハイブリッドシステムに付加することにより総合的なエネルギー回生効率の向上を目指すことを目標とし、利便性の高い電気エネルギーの形で排気エネルギーを回生し、HIMRシステムを用いて回生されたエネルギーを活用することを前提に研究を進めることとした。

このため、エンジンの排気エネルギーを回生し電気エネルギーに変換する手段として、排気タービンで発電機を駆動するタービン発電システムに着目し

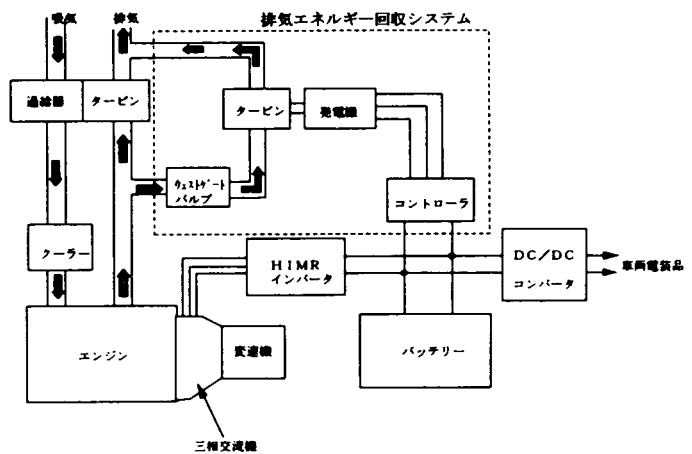


図1 排気エネルギー回生システムの概要

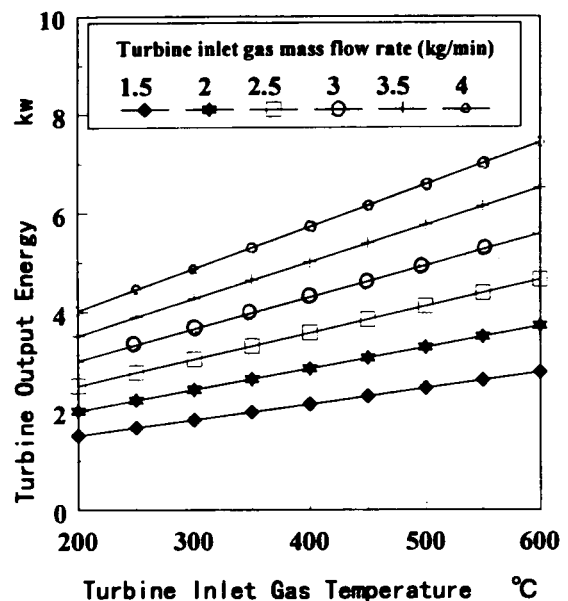


図2 タービン入口ガス温度と出力の関係

た。

まず、回生可能なエネルギー量を代表的なディーゼル機関について調査・検討し、排気エネルギーの回生量について基本的な解析を行い、この結果から具体的な開発性能目標値を設定して、これに基づいてタービン発電システムを設計・試作し、単体試験により性能確認を行った。さらに本システムを大型ディーゼル機関に装備し、台上試験によるエンジンシステムとしての評価を進めた。

これらの結果から、システムの有効性やエネルギー回生効果ならびに燃費改善効果等を明らかにすることとした。

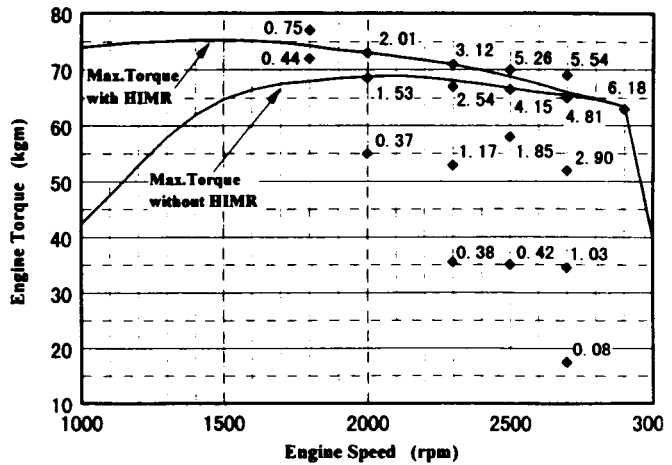


図3 エンジン各運転領域における回生電力の予測

表1 発電機形式の比較

3. 排気エネルギー回生システムの設計と製作

(1) 排気エネルギー回生システムの概念

本システムはエンジンの基本性能に影響を与えないことを前提としたので、ターボ過給機関のウェストゲートバルブから排出されるガスで発電する方式とした。図1に本研究で対象とする

排気エネルギー回生システムの構成を示す。エンジンとターボチャージャータービン間にコントロールバルブ（ウェストゲートバルブ）を設け、排気エネルギー回生システムのパワータービンへ余剰の排気エネルギーを供給し、パワータービンの回転によりこれに直結した発電機を駆動して発電を行い、余剰エネルギーを電気エネルギーの形で回生する。コントローラは、発電電力の制御および三相交流電力から直流電力への変換を行い、容易にバッテリーに充電できる方式とした。

(2) エネルギー回生の可能性検討

燃焼ガスによりタービンで回生可能なエネルギー量を以下により算出した。

タービン仕事Lは一般に以下の式で示される。

$$L = Gg \cdot Cp \cdot T_{VT} \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi^{(\kappa-1)/\kappa}} \right) \cdot \eta$$

表2 発電機諸元

発電機型式	三相永久磁石型同期電動機
定格	
出力	6kw (80000rpm)
電圧	AC 200v
極数	4極
回転数	80000rpm (2677Hz)
時間定格	連続
運転回転数	50000~80000rpm
オーバースピード	84000rpm (105%)
軸受け	ボールベアリング
重量	約 10kg
外径	115mm
長さ	170mm
その他	タービン直径 62mm、 ガス温度 約550℃

表3 パワータービン諸元

パワータービン方式	可変ノズル付ラジアルタービン
最大出力	7kw
許容入り口ガス温度	750℃
許容入り口ガス圧力	250KPa
許容回転数	100,000rpm
タービン外径	62mm
ノズル枚数	12枚
ベアリング形式	ラジアル：フルフロート式平軸受 スラスト：動圧式平軸受
ベアリング冷却方式	外部循環水冷却
取付方式	ガス入り口フランジ式
発電機接続	構造部：フランジ 回転部：スプラインカップリング

ただし、

C_p : 定圧比熱=0.28

κ : 比熱比=1.36

T_{VT} : タービン入口温度

π_T : 膨張比

G_g : タービンガス流量

η : タービン効率

タービン効率 η を65%、膨張比 π_T を2.0として、ガス流量 G_g をパラメータにとり、タービン入口温度 T_{VT} とタービン

仕事の関係を試算した結果を図2に示す。この結果から最大7kw程度のタービン仕事を得られることがわかった。

また、図3はエンジンの排気量8,000cm³の直接噴射式ディーゼル機関の排気温度、膨張比、ウエストゲートからのガス量を実測し、エンジンの異なる運転領域におけるタービン仕事の計算結果を示したものである。この図から、エンジン回転数の低い領域ではガス流量、温度ともに低くなるためにほとんどタービン仕事は得られないが、高速高負荷領域では急激に増加することを示している。したがって、本研究で指向する高速高負荷運転時のエネルギー回生に効果を発揮するものと考えられる。

(3) タービン発電機の設計

① 発電機形式

一般に高速回転で使用する発電機の形式には、永久磁石型あるいはクローポール型が用いられる。本システムではどちらの形式がより最適であるかの検討を行った。表1は比較検討結果を示したものである。クローポール型は高速運転に適するが、構造が複雑でサイズ、重量とも大型化するため、本システムでは小型軽量化が可能で発電効率に優れている永久磁石型発電機を採用することとした。

表4 第1次および第2次試作品の相違点

変更内容	改良内容	
	第1次試作品	第2次試作品
パワータービンと発電機の結合方法	タービン、発電機の各シャフトをカップリングにより接合	発電機の軸上にタービン翼をナットにより取り付け
発電機ロータの永久磁石取り付け方法	樹脂繊維により固定	金属環により固定
発電機ロータの永久磁石材質	サマリウムコバルト TS26HS	サマリウムコバルト TS28H (耐熱性向上)
コントローラ機能	—	トランジェント運転に対応するため発電機回転数信号検出回路の付加
コントローラ制御ソフトウェア	—	トランジェント運転に対応するためのソフトウェアの追加

また、冷却は水冷方式とした。表2に諸元を示す。常用回転数は50,000~80,000rpmとし、連続定格はエネルギー変換効率を90%として6kWを目標とした。

②パワータービン方式

パワータービンの諸元を表3に示す。パワータービンはディーゼル機関用ターボ過給器のタービンを利用し、システムの効率の最適化が図れるように可変ノズル付とした。発電機はカップリングによりタービン軸と固定する構造としたが、本システムを試作し、スピンテストを行った結果、高速回転時に熱ひずみによる振動の増加がさげられないことが判明したので、発電機軸とタービン軸を一体化した2次試作を行った。表4に1次試作品と2次試作品の相違点、図4に両試作品の外観を示す。2次試作品の方が発電機部分が小型化されている。また、2次試作品ではエンジンの過渡運転状態に適用させるために、表に示す発電機回転数信号の取り込み機能を追加するとともにソフトウェアの改造を行った。

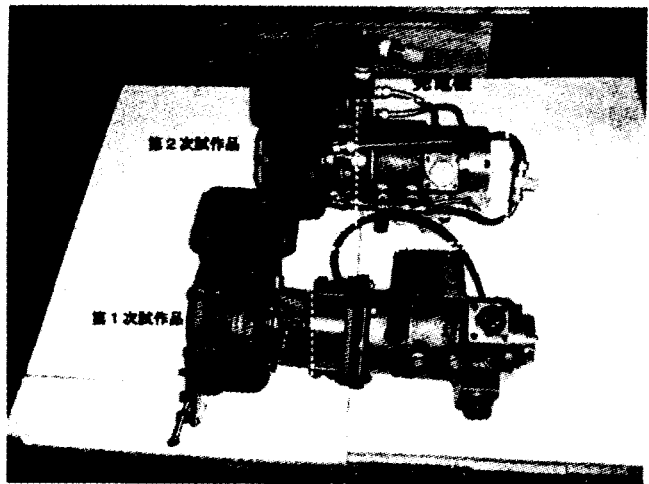


図4 1次試作品と2次試作品の外観

4. 実験結果

(1) 台上組み合わせ試験

試作システムの定常性能を評価するために、台上試験により性能確認を行った。試験では高圧空気源を用いてパワータービンに圧縮空気を導入し、発電機を駆動することによりタービン回転と発電機負荷に対する発電機出力特性を観察した。本試験では、発電電流の制御は発電機に接続されたコントローラで行い、負荷としては抵抗器を用いた。また、発電機とコントローラ間、コントローラと抵抗器間の電流、電圧を測定することにより電力を求めた。

試験方法は、パワータービンに入力する高圧空気の流量を各設定回転数となるように設定し、各回転数において電流設定値を変化させて発電を行わせ、発電機およびコントローラの出力を測定する。しかしながら、80,000rpm近傍の回転数においては負荷が軽いとオーバーランする可能性があるためオーバーランしない範囲に電流値を設定した。

図5に、タービン回転数（発電機回転数）と発電機コントローラ出力の測定結果を示す。発電機コン

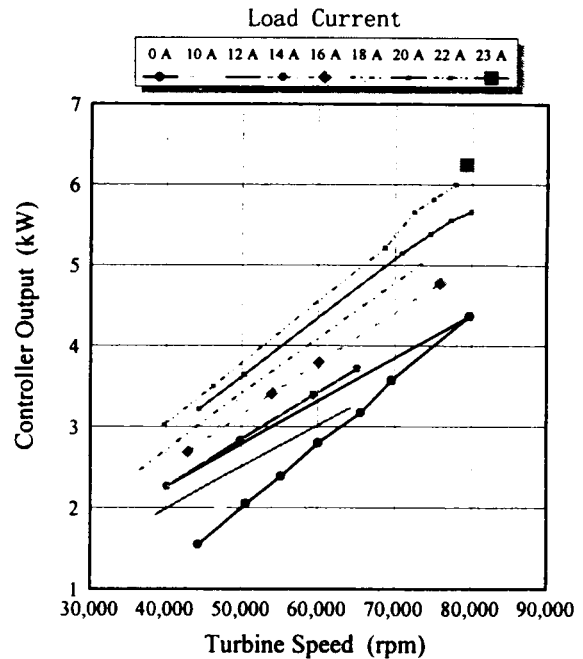


図5 試作タービン発電機の出力特性

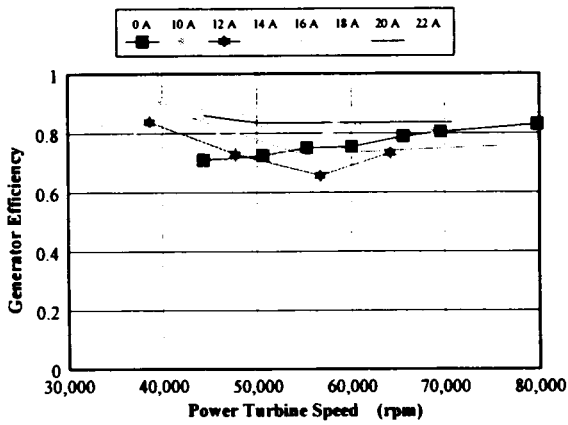


図6 発電機効率の測定結果

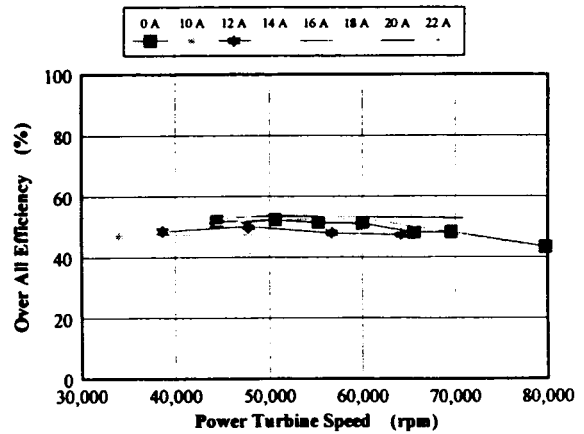


図7 試作タービン発電機の総合効率

トローラの出力は定格回転数80,000rpmにおいてほぼ計画出力である6kWが得られた。一方、発電機単体での効率は図6に示すように負荷電流や回転数により違いが見られるが、最も低いところでも70%以上であった。また、タービン入口エネルギーとの比較によるシステムの総合効率は図7に示すように約50%程度であった。

以上の結果をベースとして排気エネルギー回生による平均発電回生電力を3kWと仮定し、各種の走行パターンと車両諸元からエネルギー消費改善効果を試算した結果、5~10%程度の改善効果の得られる見通しを得た。

(2) エンジン台上試験によるエネルギー回生効果の検討

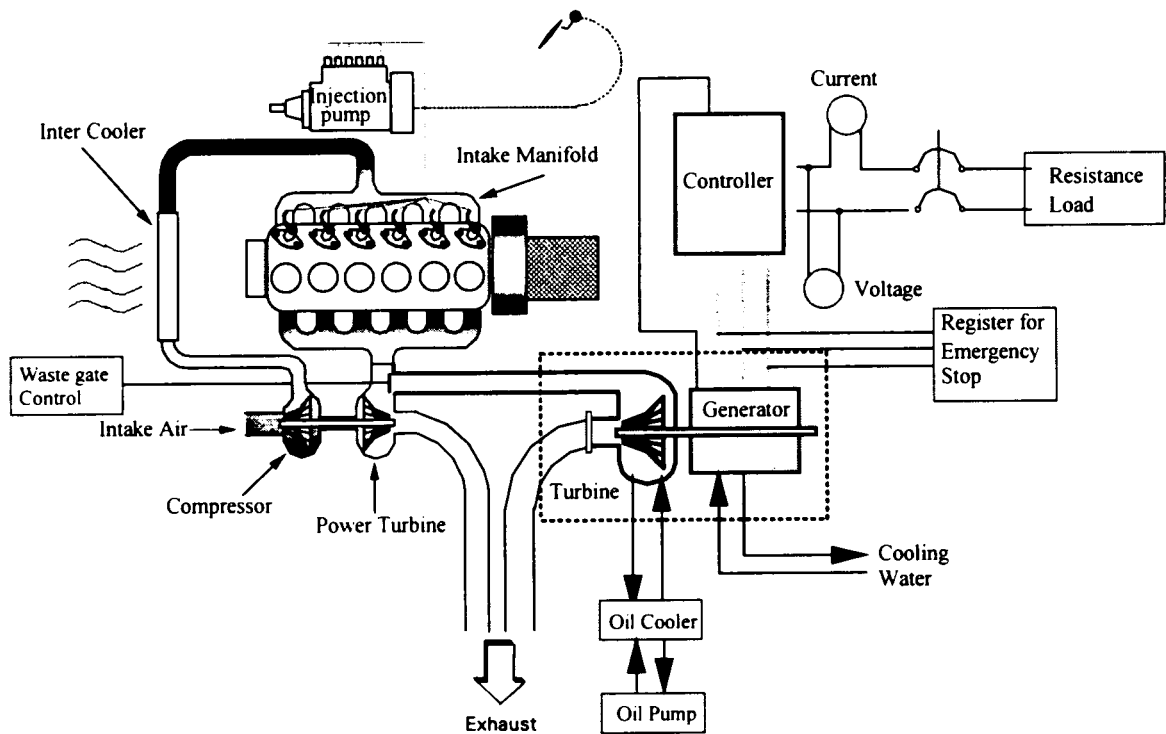


図8 エンジン台上試験の概要

エンジン台上試験の概念図を図8に示す。供試エンジンとして排気量8,000cm³の過給器付き直接噴射式ディーゼル機関を使用し、試作したタービン発電システムは図9に示すようにエンジンから独立して設置し、過給器のウェストゲートバルブからの排気をフレキシブル管により導入して発電機を駆動した。また、発電された電力は負荷抵抗器により吸収することとした。

図10に本システムとエンジンの設置状態、図11に実験で用いた負荷抵抗器を示す。

① 定常負荷試験結果

図12に、エンジンの各運転領域における定常運転時発電回生電力の測定結果を示す。最大出力は2,900rpmの全負荷点で得られ、約5.3kWであった。この値は図3に示した予測計算値の約85%であり、他の運転領域においては一部上まわった所もあるが総じて予測値よりも低い値となった。この理由として、過給器のウェストゲートバルブから本システムパワータービン入口までの距離が長く、排気温度が低下したためと考えられる。図から、1kW以上の出力が得られるのは、エンジン回転数2,000rpm以上で全負荷から1/2負荷程度の運転領域であり、このような比較的負荷率の高い運転領域を多用する走行条件下で本システムの効果が期待できることは本実験からも裏付けられた。

一方、低回転軽負荷運転領域においては過給器に排気エネルギーの大部分が消費されるためにタービン発電機によるエネルギー回生効果はほとんど期待できないといえる。

② 過渡運転試験

実路走行時における排気エネルギーの回生

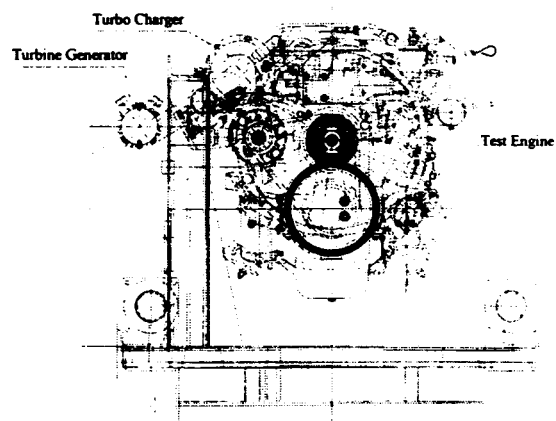


図9 タービン発電機のエンジンへの設置状況

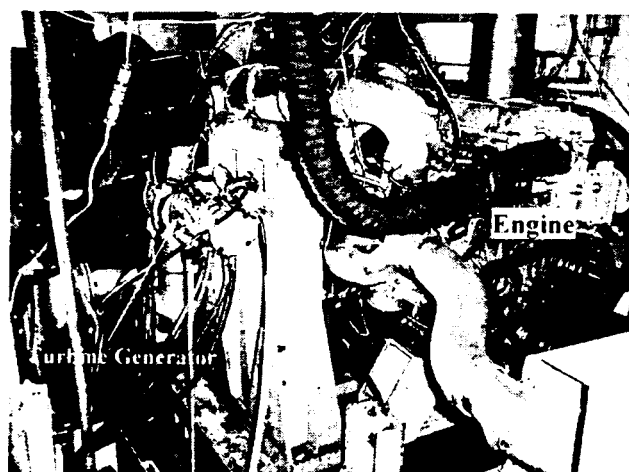


図10 発電機のエンジンへの設置状況

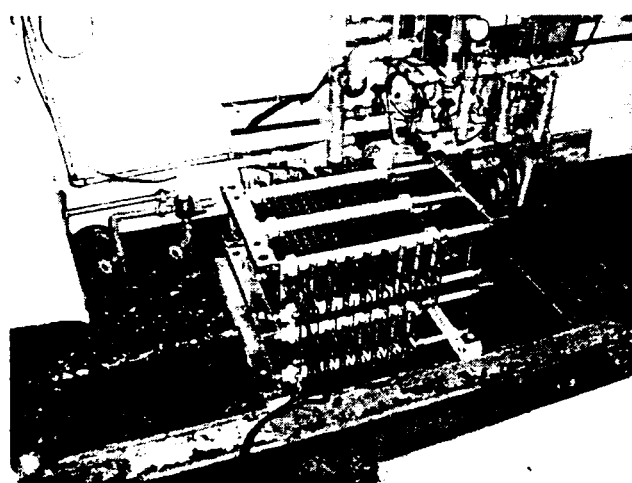


図11 負荷吸収用抵抗器の外観

効果を確認するために、平均速度の異なる車両走行パターンをベースに作成したエンジンの過渡運転パターンを用いて実験を行った。

表5は、実験に用いた運転パターンの概要を示す。これらのうちF20とF40はそれぞれ平均車速が約20km/h、40km/hの実車走行パターンから作成した運転パターンであり、都市内走行時のエンジン使用条件に近いものである。HW1は高速道路走行時のエンジン運転条件であり、HW2は高速道路走行と長距離の登坂走行を組み合わせた条件に相当する、これら4種の中では最もエンジン仕事量が高くなる運転パターンである。

図13に過渡運転時のエンジン仕事量と発電回生電力量の関係を示す。発電回生電力量はエンジン仕事量の増加に対してほぼ指数関数的に増加する。また、エンジン仕事量に対する割合も同様の増加傾向を示す。絶対値としてみると最も発電回生電力量の高かったHW2パターンにおいて0.125kWh、0.6%程度となった。

図14(a),(b),(c),(d)は各パターンを運転中のエンジンの使用運転領域を示したものである。F20、F40では1,500rpm以下の低回転領域の使用頻度が高く、定常試験の結果からも示されるように供試システムではこれらの領域における発電回生がほとんど得られないためにエネルギー回生量はきわめて低いものとなった。

一方、HW1では回生能力が増加し始める1,800rpm近傍での使用頻度が高く、都市内走行を模擬し

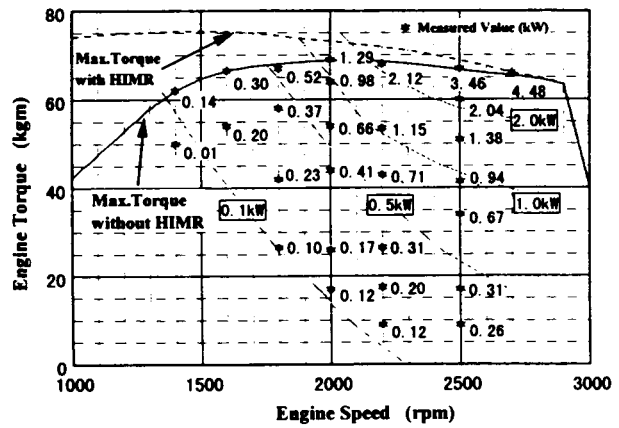


図12 定常試験におけるエンジン運転領域別発電量

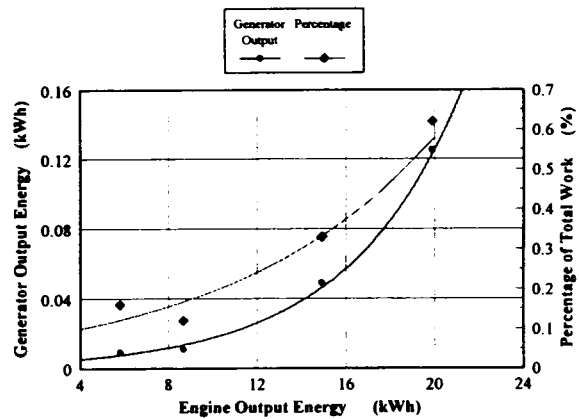


図13 過渡運転試験における発電量とエンジン仕事量に対する割合

表5 過渡運転試験に用いた運転パターンの概要

運転モード	試験時間(秒)	走行距離(km)	平均速度(km/h)	4モード時間比(%)				仕事量(kwh)
				アイドル	加速	定速	減速	
F20	789	4,726	21.56	34.7	24.9	17.7	22.7	5.79
F40	806	8,870	39.52	13	25.6	38.4	23	8.68
HW1	766	15,290	71.86	2.7	7.8	82	7.5	14.93
HW2	725	最高エンジン回転数 2500rpm	最大エンジントルク 65kgm	0	0	100	0	19.92

* HW2はエンジン耐久試験用の高速高負荷運転パターンであり、加減速を含まない。

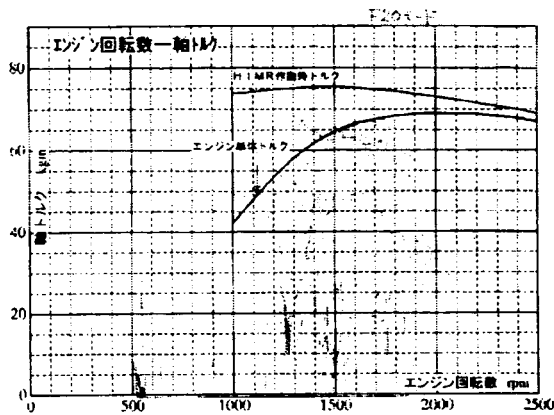


図14(a) F20運転時におけるエンジン使用領域

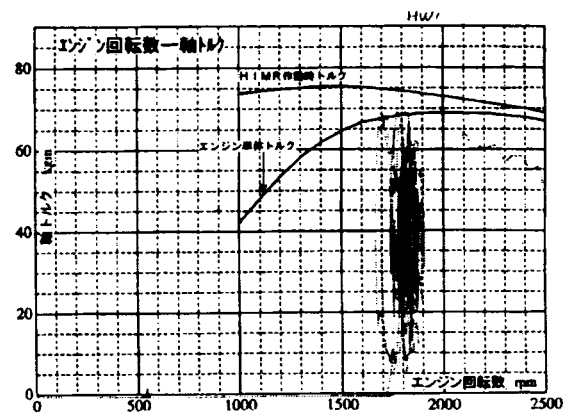


図14(c) HW1運転時におけるエンジン使用領域

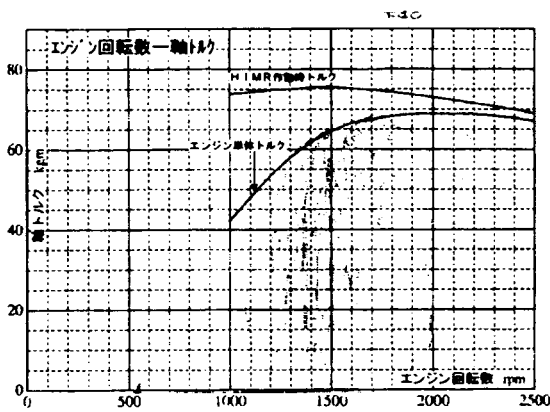


図14(b) F40運転時におけるエンジン使用領域

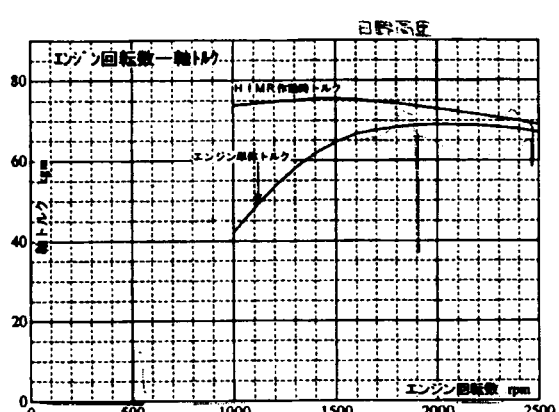


図14(d) HW2運転時におけるエンジン使用領域

たF20、F40よりも大幅に排気エネルギー回生効果が向上したものと考えられる。また、HW2では、運転領域のほとんどが1,900および2,500rpm近傍の高速高負荷領域のみで占められているため、その分発電回生電力量が増加したものと考えられる。

以上のことから、エンジンの高回転高負荷運転領域での使用時間頻度が高い運転条件ほどタービン発電システムの効果があり、たとえば積載量が多い車両の高速道路での走行や、比較的長い登坂路走行等において有効なシステムであることが実験的にも確認できた。

5. 排熱回生によるエネルギー改善ならびにCO₂削減効果の評価

以上の実験結果から、排気中のエネルギーを回収して電気エネルギーに変換できる技術的な見通しを立てることが出来た。しかしながら、単体試験の結果では、ほぼ50%以上の総合効率が得られているにもかかわらず、試作したシステムによる排気エネルギー回生効果は予期したものよりかなり低いものとなった。この原因として本供試システムではエンジンの低回転軽負荷領域で、ほとんどの排気エネルギーが過給器で消費されるためにタービン発電システムの効果が得られなかったことなど、エンジンとの整合性が必ずしもよくなかったことが主要因として考えられる。したがって、発電機タービンに導

表6 排気エネルギー回生によるCO₂削減効果の予測

対策名	大型ディーゼル車の排気エネルギー回生技術		
	現在	2000年頃	2010年頃
削減ポテンシャル (kg-C/台/年)	Case1) -244 Case2) -488 Case3) -732	Case23) -878	Case33) -976
現状と比較した削減率	Case1) -5%/台, 燃費5%向上 (現状のHIMRシステム) Case2) -10%/台, 燃費10%向上 (HIMR+廃熱回生) Case3) -15%/台, 燃費15%向上 (Case2)の性能向上 Case23) -18%/台, 燃費18%向上 (Case3)+他の廃熱回生 Case33) -20%/台, 燃費20%向上 (Case23)の性能向上		
導入コスト (MY)	(車両単体) 現状のディーゼル車におけるHIMRとの価格差: 約300万円 排気エネルギー回生システムの追加費用: 約200万円 (生産設備) 大幅な変更はなし (インフラ) 必要なし (大量導入時) 車両単体の導入コストは現行ディーゼル車の 1.5倍程度か?		

入される排気流量を適切に制御するなど、低回転領域における発電効率を向上させることで、総合的なエネルギー回生効率を大幅に向上させることが可能であろう。前述のように、タービン発電システム本体の効率は50%以上であるので、特に低速域でのエンジンとの整合性を最適化することにより、5~10%程度のエネルギー消費効率の改善は図れるものとする。

表6は、大型ディーゼル車の排気エネルギー回生により得られるCO₂削減のポテンシャルについて試算したものである。平成6年度における自動車による軽油消費量は約4,000万リットルであり、軽油1リットルあたりのCO₂排出原単位を0.775kg-Cと仮定し、排気エネルギー回生により5%の燃費改善効果が得られた場合、HIMRシステムとの併用により1台あたり約500kg-C/年のCO₂削減が可能と試算される。

6. まとめ

排気エネルギーを回生して電気エネルギーに変換するシステムの検討を行い、排気タービン発電システムを設計、試作して台上単体試験を実施した結果、定格回転数である80,000rpmで、出力電力の目標値である6kwを上回る出力が得られた。エンジンとの組合せ試験結果では、定格点で単体試験時の約85%の出力が得られたが、低回転低負荷運転領域ではほとんどエネルギー回生効果がなかった。このため、エンジンの広い運転領域を使用する実用運転条件下で得られたエネルギー回生効率は予測値よりもかなり低いものとなったが、パワータービンへ導入する排気流量を最適制御することによ

り、改善できると考えられる。

本システムにより、排気エネルギーの回生が可能であることが実証されたので、電力として回生されたエネルギーをディーゼル-電気ハイブリッドシステムに付加することにより、従来余剰エネルギーとして廃棄されていたエネルギーを有効活用し、大型ディーゼル車の燃費向上の手段ならびにCO₂の排出削減を図れる見通しが得られた。

参考文献

- 1) 小幡、鈴木: ディーゼル・電気ハイブリッド (HIMR) システム採用の低公害低燃費大型バスの開発 日本機械学会環境工学総合シンポジウム'92講演論文集
- 2) Yamamoto, Sekiya, Suzuki: Application of hybrid inverter controlled motor & retarder system to dust gathering vehicles EVS-11 Florence SYMPOSIUM PROCEEDINGS

国際研究等の状況

なし

研究発表の状況

なし