

# 1618 気動車における新しい動力制御方式の開発

清水 浩雅 (JR 東海) 木野村 晃 (JR 東海) ○奥山 雅貴 (JR 東海)  
 小堀 貞幸 (JR 東海) 杉田 竜彦 (JR 東海) 小野 貴博 (㈱日立エレクトロニクスミッション)

## Development of a new power control method for diesel railcar

Hirosasa SHIMIZU, Central Japan Railway Company. 1-3-4, Meieki, Nakamura-ku, Nagoya City  
 Akira KINOMURA, Central Japan Railway Company. 1-3-4, Meieki, Nakamura-ku, Nagoya City  
 Masaki OKUYAMA, Central Japan Railway Company. 1-3-4, Meieki, Nakamura-ku, Nagoya City  
 Sadayuki KOHORI, Central Japan Railway Company. 1-3-4, Meieki, Nakamura-ku, Nagoya City  
 Ryuichi SUGITA, Central Japan Railway Company. 1-3-4, Meieki, Nakamura-ku, Nagoya City  
 Takahiro ONO, Hitachi Nico Transmission Company. 405-3, Yoshino-cho, Kita-ku, Saitama City

In our conventional diesel railcars, each traction notch has constant engine power. This means traction power changes despite of the same traction notch if output for auxiliary equipment changes. We developed a new control method which makes accelerating force stable to each traction notch even if output of auxiliary equipment or boarding rate changes, and we adopted this method to our diesel railcars for the first time.

Keywords : diesel railcar, power control, engine, transmission, auxiliary, signal,

### 1. はじめに

従来の当社気動車は、マスコンノッチに対し固定した機関出力を割り当てているため、空気圧縮機、冷房装置といった補機装置負荷（以下、補機負荷とする）の変化や車両重量（乗車率）の変化に伴い、加速力が変化する。これは限られた機関出力を走行出力、補機出力に使用しているためであるが、補機負荷の変化によらず安定した加速力を得るために乗務員がマスコンノッチを頻繁に操作する必要がある。

そこで、補機負荷や乗車率の状態によらず加速力を一定に保つ新たな制御（加速力一定制御）を開発し、当社気動車で初めて採用した。対象車両であるキハ25形気動車（以下、キハ25形とする）では、これまで機関駆動が一般的であった空気圧縮機、冷房装置（冷房コンプレッサ）を電気駆動式に変更し、発電電力量を検知することで補機負荷の変化を定量的に把握できる機器構成とした。更に、2両1編成のキハ25形（1両に機関は1台）では、1台の機関が停止した場合の冗長性を確保するため、通常450PSで使用する機関を520PSに変更する機能を追加した。そのため、補機出力が何らかの原因で0PSとなった時、520PSが変速機に入力され、変速機の入力制限（450PS）を超過する恐れがあった。駆動装置を大型化することによりこの問題は回避できたが、機関出力を変速機制御装置（以下、TCUとする）が制御することにより、どんな場合でも変速機入力トルクが制限トルクを超過しない制御（変速機入力トルク一定制御）を行うこととした。これにより、駆動装置を大型化することなく、機関出力を上げることが成功した。

制御の概要、検証試験の結果について以下に紹介する。

### 2. 制御方式

#### 2.1 加速力一定制御

発電電力量と乗車率の変化に対する燃料制御指令（以下、燃制指令とする）の考え方を以下に説明する。

機関出力（20%～100%）を15Nに分割し、定員乗車重

量（ $W_c$ ）、常用最大の発電電力32.5kW時の燃制指令を基本ノッチ（ $N_b$ ）としてTable.1のとおり割り当て、車両重量に応じて燃制指令を増減させる。空車重量（ $W_e$ ）時の調整割合（ $Ad\_rate(a1)$ ）をTable.2とすると、現在の車両重量（ $W$ ）に対する調整値（ $Ad\_value(a2)$ ）を式(1)で求められる。

$$Ad\_value(a2) = (W_c - W) / (W_c - W_e) \times Ad\_rate(a1) \quad (1)$$

Table.1 Basic notch ( $N_b$ )

Traction notch	1N	2N	3N	4N	5N
$N_b$	3N 31%	6N 49%	9N 66%	12N 83%	15N 100%

Table.2 Adjustment rate for empty car weight

Traction notch	1N	2N	3N	4N	5N
$Ad\_rate(a1)$	-0.14 N	-0.67 N	-1.20 N	-1.81 N	-2.28 N

次に、発電電力量0kW時の調整割合（ $Ad\_rate(b1)$ ）をTable.3のとおりとすると、現在の発電電力量（ $E_e$ ）に対する調整値（ $Ad\_value(b2)$ ）は式(2)で求められる。

$$Ad\_value(b2) = (32.5kW - E_e) / (32.5kW - 0kW) \times Ad\_rate(b1) \quad (2)$$

Table.3 Adjustment rate for electric power production (0KW)

Traction notch	1N	2N	3N	4N	5N
$Ad\_rate(b1)$	-2.17N				

よって、基本ノッチ (Nb) にこれらの調整値を加算することで発電電力量、乗車率の変化に応じた燃制指令 (In\_fc) は式(3)のとおり決定する (小数点以下切り上げ)。

$$In\_fc = Nb + Ad\_value(a2) + Ad\_value(b2) \quad (3)$$

## 2.2 変速機入力トルク一定制御

変速機への入力トルク・馬力は、機器の特性上 1850N・m かつ 450PS 以下に制限する必要がある。本制御では以下の関係が常に成り立つように機関出力を制御する。

$$\text{機関出力} - \text{補機負荷} \leq (1850N \cdot m \text{ かつ } 450PS \text{ 以下})$$

尚、補機負荷は発電機駆動力と冷却ファン駆動力であり、発電機駆動力は発電電力量を検出し算出する。冷却ファン駆動力は機関回転数により一元的に決まる。発電電力量、機関回転数の変化に応じて、機関出力を制御するが、瞬時の大きな補機負荷減少に対しては、応答遅れにより変速機入力トルク制限を超過する恐れがある。そこで、実負荷の減少に先立ち、空調機器および空気圧縮機からの停止予告信号を制御部に入力し、減少分の出力を予め低減させ、入力制限を超過しないよう以下のように制御する。

$$\begin{aligned} \text{機関出力} - (\text{補機負荷} - \text{停止予告信号分の出力}) \\ \leq (1850N \cdot m \text{ かつ } 450PS \text{ 以下}) \end{aligned}$$

以上の制御システムの概略図をFig.1に示す。

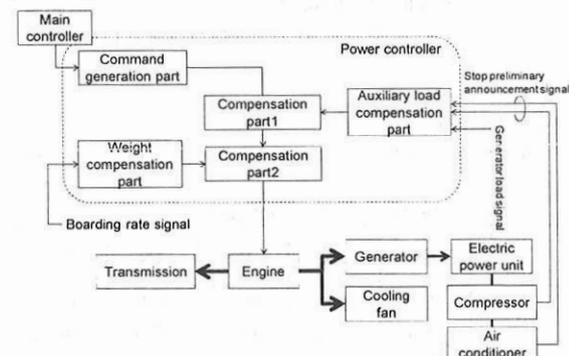


Fig.1 Schematic of control system

## 3. 試験目的及び試験機器

### 3.1 試験目的

実車ベースの機器に対し、本制御の安全性、信頼性を確認することを目的とした。

### 3.2 試験機器

当社で車両搭載の実績がある機器を基本とし、他鉄道事業者で実績のある機器を選定した。機器の組み合わせ概要はFig.2の通りであり、以下に選定した主な機器の概要について述べる。

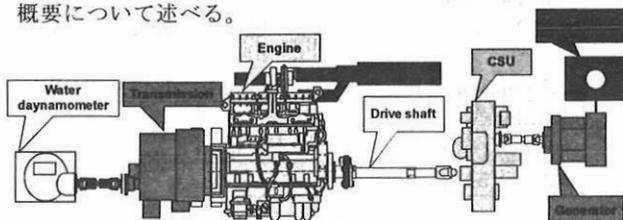


Fig.2 Test equipment

### 3.2.1 機関 (Fig.3)

カシマ社製電子燃料制御機関とした。この機関は燃料噴射制御が電子制御方式であり、マスコンからのノッチ制御信号を燃料制御装置 (以下、PIMとする) で電圧に変換し、電子制御装置 (以下、ECMとする) に送ることによって、燃料噴射バルブへの燃料供給量を調整し出力を制御する方式である。



Fig.3 Engine

### 3.2.2 変速機 (Fig.4)

変速1段・直結4段の湿式多板クラッチ式液体変速機を基本条件に、上記機関との接合可能等の条件から選定し、DW-23液体変速機とした。変速機の制御はTCUにより機関制御を含め自動的に行われるため、運転が容易で各クラッチに機械的同時投入防止油圧回路を組込むとともにTCUからも電氣的な保護回路を有している等、信頼性の高い変速機である。



Fig.4 Transmission

### 3.2.3 定速回転装置 (CSU) (Fig.5)

スリッピングクラッチ式定速回転装置を選定した。この装置は発電機を機関回転数によらず一定回転させる装置であり、 $\kappa$ 25形の発電機容量 (60kVA) からGAD50定速回転装置とした。尚、本装置は定速回転装置コントローラ (以下、CSUコントローラとする) の働きにより、常に出力軸回転数を一定回転数 ( $1,800\text{min}^{-1}$ ) に近づけるように各クラッチを制御する。



Fig.5 Constant Speed Unit

### 3.2.4 発電機 (Fig.6)

CSUとの組合せ実績がある3相交流440[V]出力の発電機を選定した。 $\kappa$ 25形の電気負荷容量に瞬時変動等に対する余裕も見込んで、容量を60[kVA]とし、この条件からDM110発電機とした。



Fig.6 Generator

## 4. 試験条件

### 4.1 測定項目

#### 4.1.1 変速機

入力軸回転数 (機関回転数) (rpm)、出力軸回転数 (rpm)、出力軸トルク (N・m)、変速機メイン油圧 (クラッチ動作油圧) (Pa)、潤滑油圧 (Pa)、各種クラッチ油圧照査、潤滑油温 (サンプル油温) ( $^{\circ}\text{C}$ )、大気温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )

#### 4.1.2 定速回転装置 (CSU)

入力軸回転数 (rpm)、出力軸回転数 (rpm)、入力軸トルク (N・m)、出力軸トルク (N・m)、定速回転装置メイン油圧 (クラッチ動作油圧) (Pa)、潤滑油圧 (Pa)、各種クラッチ油圧 (Pa)、潤滑油温 (サンプル油温) ( $^{\circ}\text{C}$ )、発電電力 (KVA)

## 4.2 測定概要

Fig.7に示す測定機器、試験機器構成とし、前項に挙げた測定項目は、サーマルログにて、動作状態や出力値を記録した。

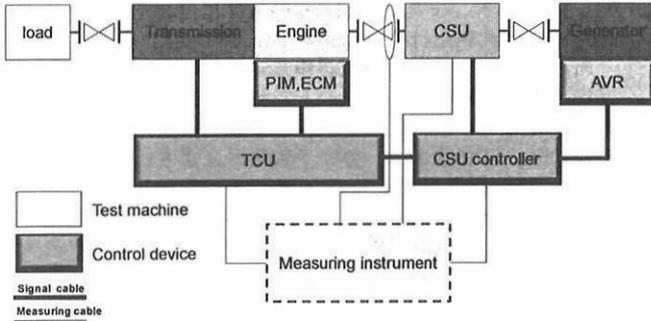


Fig.7 Measuring instrument

## 4.3 機器応答性確認試験

発電負荷の変化に対する機関、CSUの応答性を確認するため、Table.4の条件にて試験を実施した。

Table.4 Response test conditions

No.	Generator load [kW]	Temperature of CSU oil [°C]	Number of engine rotations [rpm]
A-1	0→26.8	~30	800(idling state)
A-2	37.7→50.7		
A-3	50.7→37.7		
A-4	26.8→0		
A-5	0→26.8	70~90	
A-6	37.7→50.7		
A-7	50.7→37.7		
A-8	26.8→0		

## 4.4 駆動力安定性確認試験

発電負荷に対する走行出力(変速機出力トルク)の安定性を確認するため、Table.5の条件にて試験を実施した。

Table.5 Drive output stability test conditions

No.	Number of engine rotations [rpm]	Notch	Generator load [kW]	Temperature of CSU oil [°C]
B-1	1200	5N	0	70~90
B-2			13.6	
B-3			26.8	
B-4			37.7	
B-5	1600	5N	0	
B-6			13.6	
B-7			26.8	
B-8			37.7	
B-9			50.7	
B-10	2100	5N	0	
B-11			13.6	
B-12			26.8	
B-13			37.7	
B-14			50.7	

## 4.5 停止予告信号の検証試験

### 4.5.1 予告信号発信から機器停止までの時間

停止予告信号発信後、高負荷装置を停止させるまでの時間を見極めるため、機関回転数 2100rpm、発電機負荷 50.7kW の状態で停止予告信号を ON とし、機関出力を減少させた後、機関回転数(変速機出力)が安定するまでの時間 (Fig.8. a) を計測した。

### 4.5.2 発電負荷停止から発電電力信号 0kW までの時間

高負荷機器の停止後、発電電力信号が実際に 0kW になるまでの時間を見極めるため、機関回転数 1800rpm、発電機負荷 50.7kW→0kW とし、発電電力信号が 0kW になるまでの時間 (Fig.8. b) を計測した。

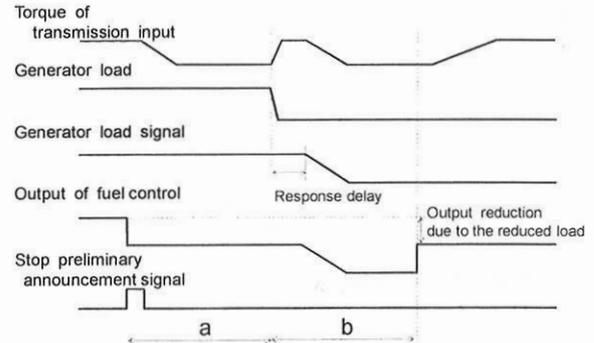


Fig.8 Stop preliminary announcement signal

## 4.6 変速機入力トルク制御確認試験

高い補機負荷が 0 となった場合においても、変速機入力トルク制御により変速機入力トルクが制限を超過しないことを確認するため、Table.6の条件にて試験を実施した。

Table.6 Transmission input torque control test conditions

No.	Number of engine rotations [rpm]	Notch	Generator load [kW]	Temperature of CSU oil [°C]
C-1	1200	5N	26.8→0	70~90
C-2			37.7→0	
C-3	1600	5N	26.8→0	
C-4			37.7→0	
C-5			50.7→0	
C-6	2100	5N	26.8→0	
C-7			37.7→0	
C-8			50.7→0	

## 5. 試験結果

### 5.1 機器応答性確認試験

Fig.9 のとおり機関アイドル時の発電機負荷の変動に対し、発電機回転数が瞬間的に変動しているが、ほぼ 1800[ $\text{min-1}$ ]であり、CSU の仕様範囲内(瞬間変動: 1800  $\pm$  30% [ $\text{min-1}$ ])である。また機関回転数については、負荷変化後、約 7 秒程度で収束する結果となった。

CSU の油温の影響については、高温状態 (Fig.10) では低温状態 (Fig.9) に比べ、発電機回転数、変速機入力回転数ともに変動が小さい。これは、油粘性の影響によるものと考えられるが、ほぼ差異はない。機器の特性上、高温状態での使用が主であることから以降の試験は高温状態 (70~90°C) で実施することとした。

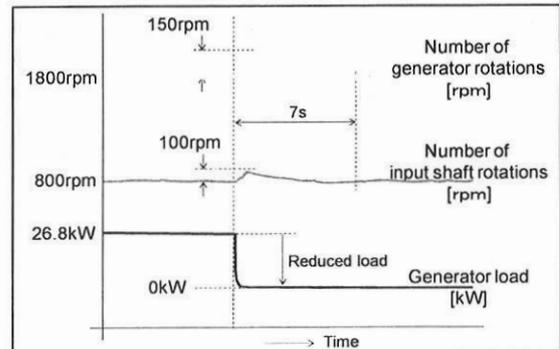


Fig.9 Result of table.4 No.A-4

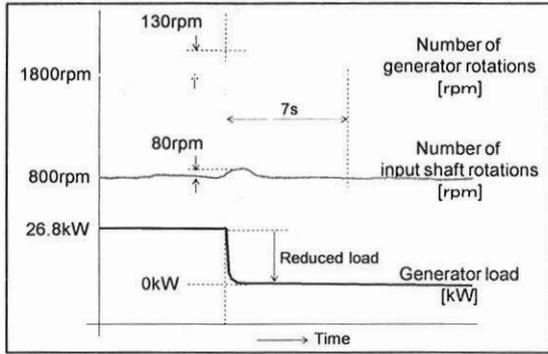


Fig.10 Result of table.4 No.A-8

## 5.2 駆動力安定性確認試験

Fig.11 は 5N で異なる機関回転数、発電機負荷における変速機入力軸トルク（実線）と燃料制御出力（破線）を示した図である。この結果から、異なる機関回転数、発電機負荷であっても、燃料制御出力を変化させることにより、同ノッチの変速機入力トルクをほぼ一定に制御できていることが確認できた。

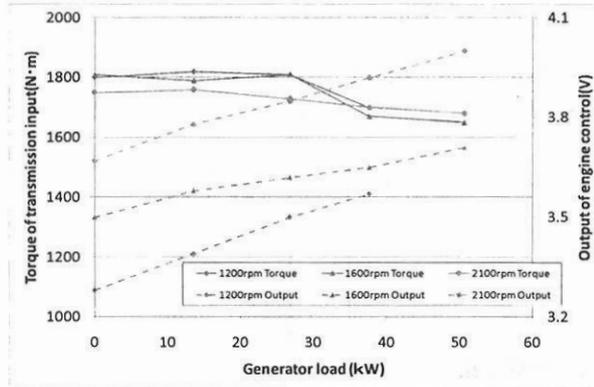


Fig.11 Result of table.5

## 5.3 停止予告信号の検証試験

Fig.12 は停止予告信号を発信し、機関出力を減少させ、実際に変速機出力軸トルクが低下するまでの時間（Fig.8. a）を計測した結果である。動作遅れも含め約 5.0 秒という結果となった。

尚、Fig.8. b の時間

は Fig.13 のとおりほぼ 0 となったが、負荷低下直後に発電機回転数が CSU 回転制限を超過することが分ったため、発電機の回転数が安定するまでの時間（3.0 秒）を Fig.8. b の時間とした。

以上結果より、停止予告信号の発信継続時間を  $a+b=8$ （秒）とした。

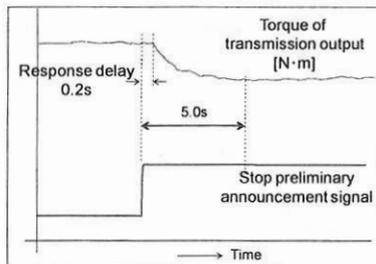


Fig.12 Result of chapter 4.5.1

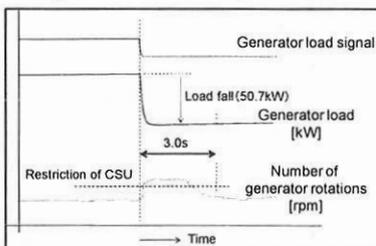


Fig.13 Result of chapter 4.5.2

## 5.4 変速機入力トルク制御確認試験

6.3 項の結果より、停止予告信号は発電機負荷が停止する 5 秒前に発信、負荷停止後 3 秒まで継続することとした。この条件により Table.6 の試験を行った結果が Fig.14 である。また、Table.6 の条件で停止予告信号を使用しない試験を行った結果を Fig.15 に示す。

Fig.15 では、発電機負荷が停止したのとほぼ同時に変速機入力トルクが瞬間的に増加し、収束するまでには一定の時間を要しているのに対し、停止予告信号を用いた制御では、Fig.14 のとおり、停止予告信号により一時的に変速機入力トルクは低下するものの、その後は信号前の値に戻ることが確認できた。また、変速機入力軸トルクの制限も超過しないことを確認した。

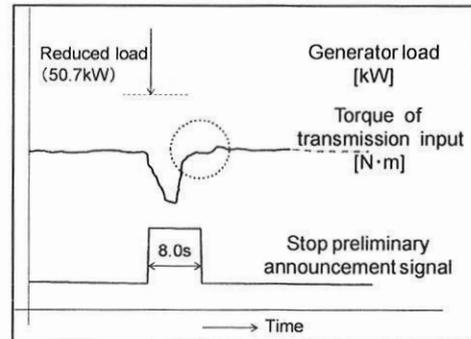


Fig.14 Result of table6. No.C-8

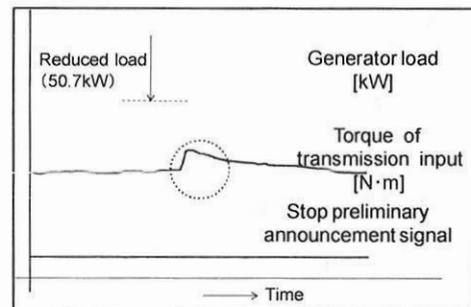


Fig.15 Result of table6. No.C-8

(without stop preliminary announcement signal)

## 6. まとめ

本研究によって、補機を電動化し発電電力量から補機負荷を定量的に把握、機関燃料制御にフィードバックすることで、走行に必要な駆動力と補機駆動力を総合した機関出力制御が実現可能であることが立証できた。また、機関最大出力が変速機の制限トルクを上回る場合であっても、負荷機器からの「停止予告信号」を活用することにより、変速機を大型化することなく安全に駆動システムを制御することが可能であることが確認された。

現在、本制御については、平成 23 年 3 月から運用を開始した 25 形に採用しており、運用の安定化に大きく貢献している。

今後は、本制御を応用し、従来と同等の力性能を維持しつつ、今まで余剰加速力となっていた出力分を減少させることで、燃料消費量・排気ガス量の低減等を図る他、変速機を含めたシステム全体の小型化の可能性についても検討する。