

3504 編成車両のブレーキに対する力学モデル

Dynamic Model for Brakes of Train Sets on Railways

正 [機] ○野中 俊昭 ((財) 鉄道総研) 正 [機] 大山 忠夫 (株) テス

非 遠藤 靖典 (筑波大) 非 吉川 広 (三菱電機株)

Toshiaki NONAKA Railway Technical Research Institute
2-8-38, Hikaricho, Kokubunji-shi, Tokyo
Tadao OHYAMA TESS CO., LTD
Yasunori ENDO Univ. of Tsukuba
Hiroshi YOSHIKAWA Mitsubishi Electric Co.

Dynamic behavior of train sets on railways during braking can be regarded as the combination of the translation and the rotation. That is, both the kinetic energy for the translation of train sets and the one for the rotation of each axle are decreased to zero as the braking force and the adhesion force of each axle have an effect on each other. However, dynamic models for brakes have been hardly represented by train sets. We propose a dynamic model for brakes of train sets consisting of n axles, and show that the proposed model is useful to evaluate the control performances of Anti-lock Braking System (ABS) for train sets.

keywords : Railway, Train Sets, ABS, Braking Distance, Adhesion Coefficient, Fuzzy Reasoning

1 はじめに

鉄道車両のブレーキ時の力学的な挙動は、各軸に働くブレーキ力とレール・車輪間の粘着力とが相互に影響し合いながら、編成全体の並進運動エネルギーと各軸の回転運動エネルギーとをゼロにする運動とみなすことができる。したがって、鉄道車両の場合には、編成として力学的な挙動を考える必要がある。一方、鉄道車両は自動車などと異なり、現車試験を容易に行うことができないため、シミュレーションの活用が滑走防止制御（以下、ABS）などの研究開発を効率的に進めるために重要である。しかしながらこれまで、鉄道車両のブレーキなどに対しては、ほとんど1軸でしか力学モデルが表現されておらず、ABSなどの性能評価に対する編成車両としての定式化およびシミュレーションは、ほとんど行われてこなかった^{[1]~[5]}。

そこで本研究では、編成車両としてのシミュレーションを可能とする、編成車両のブレーキに対する力学モデルの定式化を図るとともに、シミュレーション例として、3両編成（12軸）モデルのABSシミュレーションを示す。

2 編成車両のブレーキに対する力学モデル

Fig. 1をもとに、機械ブレーキ時における編成車両の挙動について考える。

編成としての車両に働くブレーキ力には、各軸の回転運動に加わるブレーキ力として、各軸の制輪子（またはパッド）の摩擦力（以下、制輪子摩擦力）があり、また、編成の並進運動に加わる減速力として、空気抵抗と勾配抵抗（以下、両者の総和を「車体抵抗」と呼ぶ）がある。

ところで、制輪子摩擦力を F_{bi} ($1 \leq i \leq n$)、車体抵抗を F_r とすると、 F_{bi} と F_r はともに、編成車両の並進運動と、

各軸の回転運動の双方に影響する。具体的には、 F_{bi} と F_r によって、並進運動としての編成に対するブレーキ力 F と、回転運動としての各軸の回転を停止させるブレーキ力 F_i が発生する。つまり、 F_{bi} と F_r の総和は、 F と F_i の総和に等しくなる。このことは別の見方をすると、車両を停止させるためには、編成全体が持つ並進運動エネルギー $Mv^2/2$ と、各軸の回転運動エネルギー $J_i\omega_i^2/2$ とをゼロにする必要があり、 F_{bi} と F_r は、双方のエネルギーをゼロにするために与えられる力であると考えることができる。

一方、 F_{bi} 、 F_r によって F 、 F_i が発生する際、各軸の車輪・レール間には粘着力が発生する。なお、ここでの粘着力とは、巨視すべり領域におけるレール・車輪間の接線力も含めた広義の意味での粘着力を指すものとする。このレール・車輪間の粘着力は、 F_{bi} の反力から発生する粘着力 F_{mi} と、並進運動のブレーキ力から発生する進行方向と同じ向きの摩擦力（負方向の粘着力） $J_i\beta/R_i^2$ との合力から成り、かつ、輪重と粘着係数の積から決まる上限値が存在する。レール・車輪間の粘着力がこの上限値以下となるように制輪子摩擦力を与えれば、車輪は滑走せずにいわば定常状態（粘着状態、滑走していない状態）を維持し、角減速度は編成の減速度相当、つまり『角減速度と車輪半径の積 = 編成の減速度』となる。一方、上限値を超えるように制輪子摩擦力を与えると、車輪は滑走状態（滑走の度合が増加している状態）となり、『角減速度と車輪半径の積 > 編成の減速度』となる。さらには、ABS動作によりブレーキ圧が弛むなどして制輪子摩擦力が下がり、上限値よりも粘着力が低くなると、滑走状態から再粘着過程（滑走状態からの回復過程）となり、『角減速度と車輪半径の積 < 編成の減速度』となる。

以上を踏まえて、編成の並進運動と各軸の回転運動についての定式化を行う。なお、以下ではすべて、ブレーキ方向を正とするとともに、編成としての車両は剛体であり、各軸とも固着に至ることはないものとする。また、制輪子摩擦力の摩擦係数は一定とするともに、輪軸に働く軸受抵抗と曲線抵抗は、制輪子摩擦力に含まれるものとする。

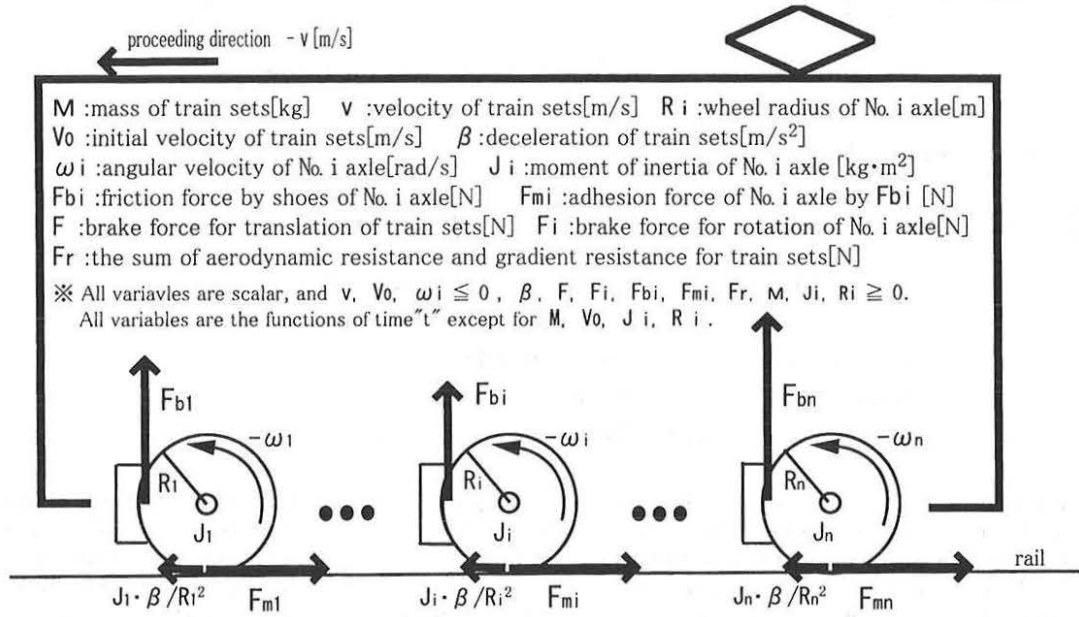


Fig. 1: Dynamic model for train sets of n axles

編成の並進運動の減速度 β を与える力を F とすると,

$$M\beta = F \quad (1)$$

また、各軸の回転を停止させるためのブレーキ力を F_i とすると,

$$J_i \frac{d\omega_i}{dt} = F_i R_i \quad (\forall i) \quad (2)$$

F , F_i の総和は、 F_{bi} と F_r の総和と等しいので,

$$F + \sum_{i=1}^n F_i = \sum_{i=1}^n F_{bi} + F_r \quad (3)$$

各軸の回転運動は、定常状態では,

$$J_i \frac{d\omega_i}{dt} = \frac{J_i}{R_i} \beta \quad (\forall i) \quad (4)$$

一方、滑走状態ならびに再粘着過程においては、定常状態の回転運動に $F_{bi} - F_{mi}$ が加わった運動となる。すなわち、 $F_{bi} = F_{mi}$ のとき定常状態、 $F_{bi} > F_{mi}$ のとき滑走状態、 $F_{bi} < F_{mi}$ のとき再粘着過程となる。したがって、式 (4) は、定常、滑走、再粘着過程のすべての状態に対して成立する式、

$$J_i \frac{d\omega_i}{dt} = (F_{bi} - F_{mi}) R_i + \frac{J_i}{R_i} \beta \quad (\forall i) \quad (5)$$

として書き直すことができる。

以上の物理モデルは、 F_{mi} , F_{bi} , F_r , R_i , J_i , M , V_0 が入力であり、出力は F , F_i , β , $d\omega_i/dt$ である。そこで、式 (1) ~ (3), (5) より F_{mi} , F_{bi} , F_r , R_i , J_i , M を用いて、 F , F_i , β , $d\omega_i/dt$ について解くと、それぞれ以下のようになる。

$$F = M \cdot \frac{\sum_{i=1}^n F_{mi} + F_r}{M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2}} \quad (6)$$

$$F_i = F_{bi} - F_{mi} + \frac{J_i}{R_i^2} \cdot \frac{\sum_{j=1}^n F_{mj} + F_r}{M + \sum_{j=1}^n \frac{J_j}{R_j^2}} \quad (\forall i) \quad (7)$$

$$\beta = \frac{\sum_{i=1}^n F_{mi} + F_r}{M + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{R_i^2}} \quad (8)$$

$$\frac{d\omega_i}{dt} = \frac{R_i}{J_i} (F_{bi} - F_{mi}) + \frac{1}{R_i} \cdot \frac{\sum_{j=1}^n F_{mj} + F_r}{M + \sum_{j=1}^n \frac{J_j}{R_j^2}} \quad (\forall i) \quad (9)$$

以上、式 (6) ~ (9) が、編成車両のブレーキに対する力学モデルの定式化である。

ところで、ブレーキ中、各軸の速度が、編成の速度を超えることはない。従って、これまでの議論は、初速度 V_0 から完全に停止するまでの間の任意の時刻 T に対して、

$$\begin{aligned} -R_i \omega_i &\leq -v \\ \text{i.e. } -V_0 - \int_0^T R_i \frac{d\omega_i}{dt} dt &\leq -V_0 - \int_0^T \beta dt \quad (\forall i) \end{aligned} \quad (10)$$

を前提としている。式 (8), (9) を用いて式 (10) を整理すると、

$$\int_0^T F_{mi} dt \leq \int_0^T F_{bi} dt \quad (\forall i) \quad (11)$$

式 (11) の意味するところは、「固着に至らない限り、時刻 T において、 F_{bi} による運動量は F_{mi} による運動量よりも、滑走状態および再粘着過程では大きく、定常状態では等しくなる」ということである。

なお、以上の議論は、回生ブレーキなどの電気ブレーキに対しても同様に適用することができる。また、符号に注意すれば、力行時についても一般性を失わずに適用することができる。

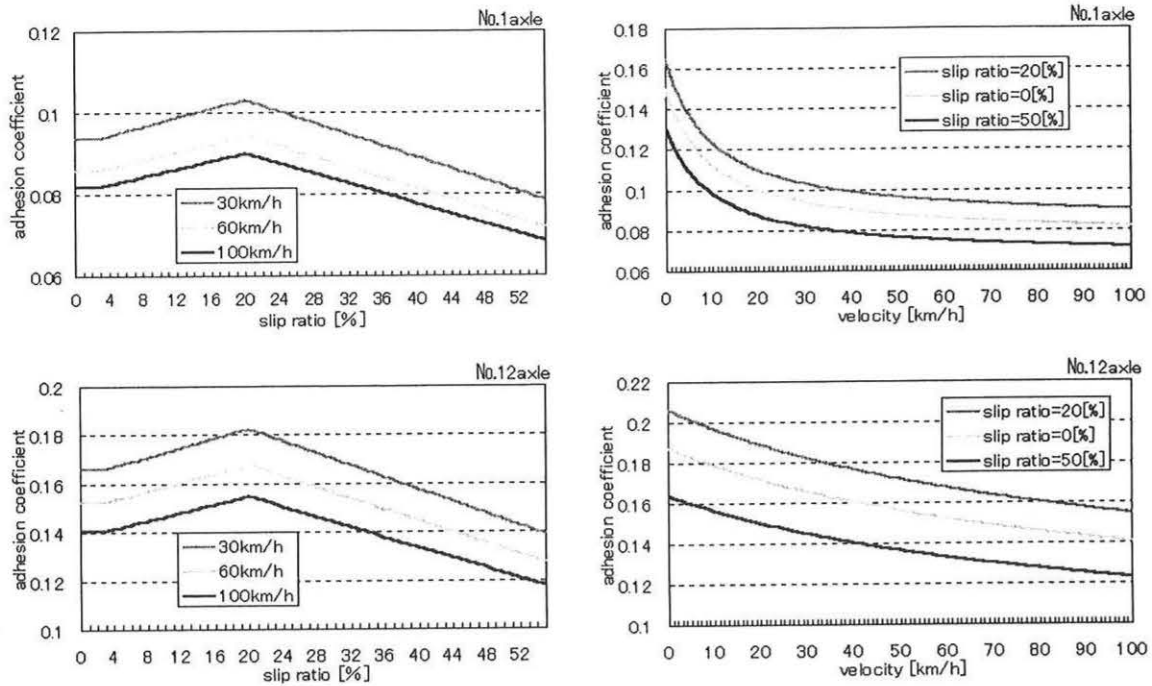


Fig. 2: Adhesion coefficient model

3 シミュレーション例

本章では、前章をもとに、3両編成（12軸）モデルに対するファジィ推論を用いたABSについてのシミュレーション例を示す。シミュレーションの各種条件をTable 1に、レール・車輪間の粘着係数モデル（巨視すべり領域まで拡張したモデル）をFig. 2に示す。本シミュレーションにおけるファジィ推論を用いたABSは、現在実用に供されている三菱電機製のABSと同一のものである。

粘着係数については、一般に、これまでの実車試験などを通じ、定性的に以下のことがわかっている [6], [7]。

- (1) 粘着係数は前方の車輪の方が低い。
- (2) 後方の車輪ほど粘着係数に対する走行速度の影響が低くなる。
- (3) 前方の車輪が滑走すると、後方の車輪の粘着係数が向上する。

そこで上記(1)～(3)を満たすよう、Fig. 2に示すとおり、粘着係数は、走行速度、すべり率（＝（編成の走行速度－自軸の走行速度）／走行速度）の他、軸位についても考慮している。また、Fig. 2では表現されていないが、前方の車輪のすべり率に応じて、軸間距離相当の遅れで後方の車輪の粘着係数が向上するような関数も付加している。

またシミュレーション結果として、Fig. 3は、各軸の速度、ブレーキ圧の給排気、給気電磁弁（以下、AV）と排気電磁弁（以下、RV）の動作、ブレーキ距離を示している。Fig. 3とFig. 4より、シミュレーションにおける結果が、実際の走行試験結果とほぼ同じ挙動となっていることがわかる。またFig. 3から、先頭軸であるNo.1軸の滑走がもっとも大きく、後方軸ほど滑走が小さくなっていることがわかる。これは、編成車両として軸位を考慮した粘着係数モデルとしていることが結果となって現れていることを示している。さらに、同一台車において、前方となる奇数軸よりも後方となる偶数軸の方が滑走が小さくなっているが、こ

れは、AV/RVが台車単位となっているためである。

Table 2は、1両編成（4軸）、2両編成（8軸）、3両編成（12軸）それぞれの単独編成に対して、同一のシミュレーション条件、粘着係数モデルを与えたときのブレーキ距離を比較したものである。一般に「降雨時では短編成の方がブレーキ距離が延びる」ということが知られているが、シミュレーション上でもこのことを表現できることがTable 2からわかる。

以上、Fig. 3、Table 2より、編成車両としてモデル化することで、従来の1軸モデルでは不可能であったシミュレーション上での実車との相違を、より実車に近い結果に表現できることがわかる。

item	value	unit
initial velocity	100	km/h
calculation cycle	20	ms
wheel load	4000	kg
BC pressure / a wheel	550	kPa
friction coefficient of shoes	constant	
wheel radius	430	mm
moment of inertia / an axle	60	kg · m ²
waste time of BC pressure	0.05	s
time constant of BC pressure	1.2	s
number of axles (cars)	12 axles(3cars)	
unit of AV/RV valves	2 axles(1truck)	
unit of AV/RV control	4 axles(1car)	
way of AV/RV control	fuzzy reasoning	

Table 1: Conditions of simulation

4 おわりに

本研究では、編成車両としての力学的な挙動に対して、理論的に定式化を行った。その結果、編成車両として、より実車に近い形でのシミュレーションが可能となった。

この理論に基づくシミュレーションの応用としては、ここで示した ABS の他、1 軸モデルでのシミュレーションでは不可能な、制御伝送を用いた編成ブレーキ制御などに対する研究・開発が考えられる。また、このモデルを用いることで、ABS の製品開発や出荷前検査などに応用することも可能である。

今後は、本研究における力学モデルを理論的に拡張することによる ABS に対する考察と、ABS をはじめとするブレーキに関する新たな制御手法の研究をシミュレーションを用いて実施していく。また、実車試験を通じ、シミュレーションと実車との相違の改善、特に、編成車両としての粘着係数モデルの改善も行っていく。

最後に、本研究を進めるにあたり、多大なる助言をいただいた関係各位に感謝の意を表します。

参考文献

- [1] 田中, 長谷川, 保田, 高橋, 山口: 高速電車の速度と粘着特性に対応した減速度自動制御に関する研究, 日本機械学会論文集 52 巻 481 号 C 編, pp.2432~2436, S61.9
- [2] 山崎大生: 鉄道車両のブレーキ時における車輪滑走のシミュレーション, 日本機械学会第 3 回交通物流部門大会講演論文集, No.940-57, pp.232~236, 1994.12
- [3] 塩見省吾, 板野康晴: FUZZY 制御応用 ANTI-SKID 制御装置, 日本機械学会第 3 回交通物流部門大会講演論文集, No.940-57, pp.237~240, 1994.12
- [4] 飯田, 喜多, 熊野, 菊地: ファジィ粘着制御方式の開発, 電気学会産業応用部門全国大会, pp.269~272, 1995.3
- [5] 南京政信: 空気ブレーキによる車両減速度制御に関する研究, 鉄道総研報告, Vol.17, No.4, pp.35~38, 2003.4
- [6] 内田清五, 小原孝則: 粘着力有効活用による新幹線高速化のためのブレーキ制御, 鉄道総研報告, Vol.7, No.3, pp.41~48, 1993.3
- [7] 大山忠夫: 粘着の話, レールアンドテック出版, 2002.12

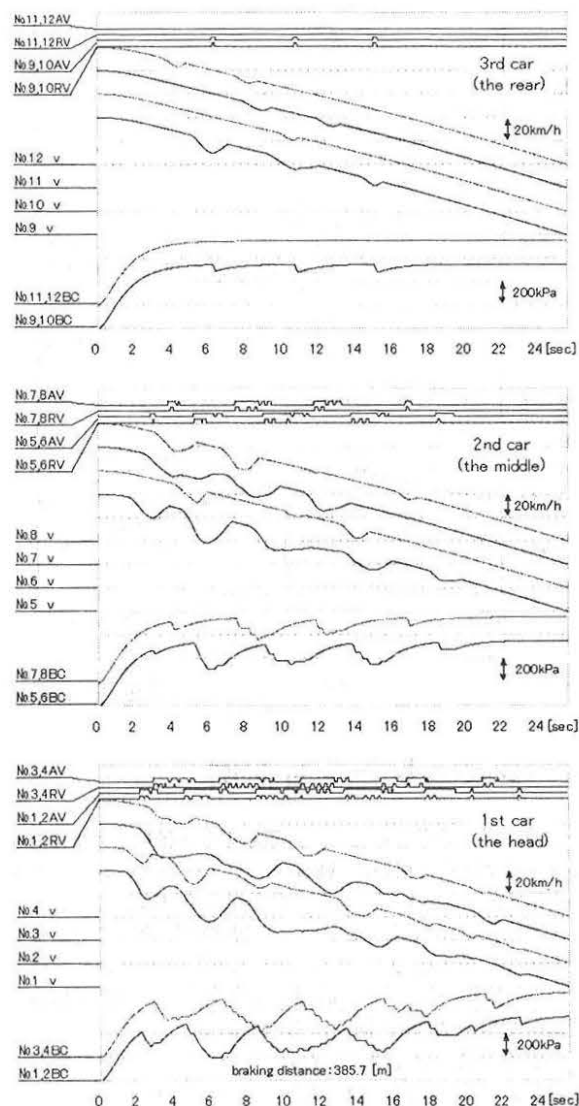


Fig. 3: Simulation result

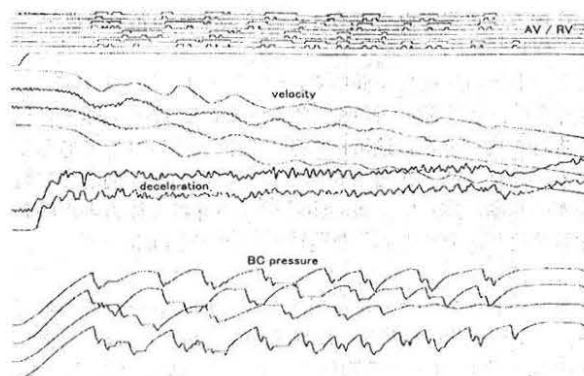


Fig. 4: Sample result of practical test

composition of train sets	1 car	2 cars	3 cars
braking distance [m]	458.1	414.0	385.7

Table 2: Comparison of braking distance