

鉄道車両の乗り上がり脱線に対する
安全性の実用的評価手法とその応用

2013年5月

高井 秀之

鉄道車両の乗り上がり脱線に対する 安全性の実用的評価手法とその応用

高井 秀之

概 要

本研究は、鉄道車両の乗り上がり脱線に対する安全性の実用的評価手法とその応用について論じたものである。本論文は全6章で構成し、各章の概要は以下のとおりである。

第1章は序論であり、本研究の背景と目的、本研究に取り組んだ動機、既往の研究、本研究の構成について示すとともに、本研究で使用する用語の定義および説明を示した。

第2章では、最初に鉄道車両の脱線形態について述べ、その中から代表的な例として①競合脱線、②側線用分岐器脱線、③急曲線乗り上がり脱線を取り上げ、それぞれの脱線の特徴、原因及び脱線防止対策について考察する。さらに、これらの脱線の要因を比較する。

第3章では、輪重推定式、横圧推定式及び限界脱線係数算定式を構成し、乗り上がり脱線に関する総合的な安全性評価指標として推定脱線係数比を導出した。また、推定脱線係数比を用いて乗り上がり脱線に対する車両・軌道の各種パラメータの影響度について示した。

第4章では、急曲線乗り上がり脱線を対象として、車両走行シミュレーション、軌道の実測データ及び輪重横圧推定式により緩和曲線を通過中の車両走行特性を確認した。さらに、推定脱線係数比算定式により、走行安全性を確保するための緩和曲線部のカントてい減倍率の要件について示した。

第5章では、本研究の実務への応用の例として、2000年3月に発生した日比谷線事故後に導入された脱線防止対策について示した。そして、その後に発生した脱線事故の状況を分析することにより、これらの対策が有効に機能していることを確認した。

第6章では、各章をまとめて本研究の結論とするとともに、より一層の安全性向上を図るための今後の課題について示した。

鉄道車両の乗り上がり脱線に対する 安全性の実用的評価手法とその応用

目 次

第1章 序 論	1
1. 1 本研究の背景と目的	2
1. 2 本研究に取り組んだ動機	4
1. 3 既往の研究	5
1. 4 本研究の構成	9
1. 5 用語の定義及び説明	11
第2章 乗り上がり脱線の発生状況と対応経緯	15
2. 1 鉄道車両の脱線形態	16
2. 2 競合脱線	18
2. 2. 1 競合脱線の特徴	18
2. 2. 2 競合脱線の防止対策	18
2. 2. 3 現時点における競合脱線現象の分析	19
2. 3 側線用分岐器脱線	21
2. 3. 1 側線用分岐器脱線の特徴	21
2. 3. 2 脱線の発生状況	22
2. 3. 3 側線用分岐器脱線の防止対策	23
2. 4 急曲線乗り上がり脱線	24
2. 4. 1 営団地下鉄日比谷線の脱線衝突事故	24
2. 4. 2 脱線要因の推定	27
2. 4. 3 急曲線乗り上がり脱線の防止対策	28
2. 5 脱線要因の比較	30
第3章 乗り上がり脱線の安全性評価手法	31
3. 1 課題解決の方法	32
3. 2 輪重推定式の構成	33
3. 2. 1 遠心力による輪重の増減	33
3. 2. 2 軌道面のねじれによる輪重増減	34
3. 2. 3 空気ばねのねじれによる輪重増減	35
3. 2. 4 外軌側・内軌側輪重の推定式	36

3. 3	横圧推定式の構成	37
3. 3. 1	内軌側の摩擦力の反力による曲線轉向横圧	37
3. 3. 2	遠心力・空気ばねのねじれによる輪軸横圧	39
3. 3. 3	軌道狂い・継目衝撃による横圧変動分	41
3. 3. 4	外軌側横圧の推定式	41
3. 4	限界脱線係数の構成	42
3. 4. 1	限界脱線係数の考え方	42
3. 4. 2	ナダル (Nadal) の式	42
3. 4. 3	等価摩擦係数 μ_e の近似計算	42
3. 4. 4	アタック角の設定方法	43
3. 5	推定脱線係数比の算出と試算例	44
3. 5. 1	推定脱線係数比の算出	44
3. 5. 2	推定脱線係数比の試算例	44
3. 5. 3	脱線に対する各種パラメータの影響度の検討	46
第4章 乗り上がり脱線を考慮したカントてい減倍率		52
4. 1	課題解決の方法	53
4. 2	車両走行シミュレーションによる検討	54
4. 2. 1	新幹線電車のシミュレーション	54
4. 2. 2	在来線電車のシミュレーション	58
4. 2. 3	軌道狂いの影響とその推定法	60
4. 2. 4	緩和曲線における静的輪重減少率の計算方法	62
4. 3	軌道の実測データによる検討	64
4. 3. 1	緩和曲線部での軌道狂いの実態調査	64
4. 3. 2	軌道の実測データによる検討	66
4. 4	輪重横圧推定式による検討	71
4. 4. 1	実測値と推定値の比較	71
4. 4. 2	輪重横圧推定式と車両走行シミュレーションとの比較	72
4. 4. 3	輪重横圧推定式によるカントてい減倍率の検討	73
4. 5	推定脱線係数比算定式による検討	75
4. 5. 1	推定精度の確認	75
4. 5. 2	推定脱線係数比算定式による検討結果	78
4. 5. 3	カントてい減倍率の決定手法	80
4. 5. 4	本手法の位置付け	82

第5章 本研究の実務への適用とその検証	84
5.1 実務への適用	85
5.1.1 脱線事故の再発防止のための緊急措置	85
5.1.2 事故防止対策	85
5.1.3 実務への適用	86
5.2 車両諸元の選定に関する検討事項	88
5.2.1 車両諸元選定時の留意事項	88
5.2.2 走行安全性に影響する因子	88
5.2.3 車両設計上の「ねらい値」の考え方	89
5.3 脱線防止対策の効果の検証	90
5.3.1 脱線事故の発生状況	90
5.3.2 運輸安全委員会の事故統計	91
5.3.3 近年発生した乗り上がり脱線事故の概要	92
5.4 実線区における推定脱線係数比の例	94
5.4.1 大都市通勤線区A線の推定脱線係数比の例	94
5.4.2 大都市通勤線区B線の推定脱線係数比の例	96
第6章 結論及び今後の課題	99
6.1 結 論	100
6.2 今後の課題	102
参考文献	103
謝 辞	106
発表文献リスト	109

第 1 章 序 論

第1章 序論

1. 1 本研究の背景と目的

(1) 背景

交通機関としての鉄道の特質は「安全・大量・高速・正確」であり、これらの中で大量・高速・正確の優先順位は路線毎の使命や性格により異なるが、安全は常に最優先とされてきた。しかし、鉄道関係者の努力にもかかわらず各種の事故の発生は避けがたく、鉄道の安全関係技術開発は事故発生を契機とする原因調査と再発防止対策の繰り返しであった。

鉄道事故の典型である脱線事故は各種の要因で発生するが、この中で1950（昭和25）年代から主として貨物列車で発生した競合脱線は特異なものであった。競合脱線とは、国鉄部内での定義としては「車両・軌道ともに管理基準値内であるが、様々な要素が競合することによって発生した脱線」と定義された。この定義は事故統計上の分類としては意味のあるものであるが、工学的には「原因不明」、組織運営的には「責任箇所なし」を意味するものであった。

1963（昭和38）年11月に発生した東海道本線鶴見事故後に設置された「東海道本線鶴見列車事故技術調査委員会」¹⁾、それに続く「脱線事故技術調査委員会」²⁾によって現車試験を含む種々の検討がなされた結果、車両・軌道両面からの競合脱線防止対策が確立され、直ちに実施された。これらの対策が功を奏し、競合脱線は激減した。

1987（昭和62）年の国鉄のJR移行頃から、側線用分岐器を分岐側から通過する際の乗り上がり脱線（以下「背向脱線」という。）が頻発した。共通する特徴は、乗り上がり位置はトングレール通過後50～100cm、新型式の通勤車両が多い、車輪転削直後が多いなどであった。

1997（平成9）年度には、当時の鉄道に関する技術基準であった「普通鉄道構造規則」及び「新幹線鉄道構造規則」における曲線部の線形諸元に関する考え方を体系的に整理するため、鉄道総合技術研究所を事務局とする「曲線部の線形諸元に関する検討委員会」³⁾（委員長：松浦章夫芝浦工業大学教授）が設置された。

この委員会での検討が終盤に差し掛かっていた2000（平成12）年3月に、帝都高速度交通営団（現在の東京地下鉄）の日比谷線中目黒駅構内で列車脱線衝突事故が発生した。この事故を受けて当時の運輸省に「事故調査検討会」⁴⁾（主査：井口雅一東京大学名誉教授）が設置され、詳細な調査や脱線箇所での走行試験の結果を踏まえて、同年10月に報告書が公表された。その中で、車両の静止輪重管理や軌道の平面性管理などの5項目の緊急脱線防止対策が示され、直ちに運輸省から全鉄道事業者に指導された。

一方、曲線諸元委員会では、中目黒事故の発生状況を踏まえて急曲線・低速時の乗り上がり脱線のメカニズムの解明と曲線線形諸元の整理がされ、2002（平成14）年3月に報告書を取りまとめられた。その内容は、技術基準の性能規定化に伴って「鉄道に関する技術上の基準を定める省令」⁵⁾（平成13年12月25日国土交通省令第151号）に取り込まれた。

一方、日比谷線報告書では、脱線要因、安全対策並びに今後の検討課題について提言がなされた。このため、2001（平成13）年2月26日に学識経験者や実務者からなる「急曲線における低速域での乗り上がり脱線等の防止に関する検討会」が設置された。検討会は、試験線による実車両での脱線走行試験、営業線での各種測定、机上での車両運動シミュレーションの構築や理論解析など広範な検討を実施し、2004（平成16）年3月に「急曲線における低速域での乗り上がり脱線等の防止に関する検討会報告書」⁶⁾（座長：宮本昌幸明星大学教授）を取りまとめた。

(2) 目的

脱線は様々な原因によって発生するが、その中でも急曲線・低速走行時の乗り上がり脱線は、車両あるいは軌道の損傷や保守不良、あるいは乗務員や指令員の取扱誤りではなく、車輪／レールを用いる鉄道システムの存立原理に関わるものである。すなわち、車輪フランジとレールとの幾何学的な接触状態に基づくガイド機能と、鉄道の駆動力の根源である車輪／レール間の摩擦力（粘着力）とのバランスが一定の範囲から外れた場合に発生する現象である。

本研究の目的は、これまでに発生した脱線事故の原因調査の及び理論的分析により、急曲線・低速走行時の乗り上がり脱線に対する安全性の実用的な評価手法を提案するとともに、走行安全性から見た緩和曲線部のカントてい減勾配の要件について明らかにすることである。

1. 2 本研究に取り組んだ動機

筆者が鉄道軌道の設計・保守を専門とする技術者として鉄道車両の脱線現象に関与することになったのは、1986（昭和61）年に日本国有鉄道（以下「国鉄」という。）鉄道技術研究所の軌道研究室に配属となってからである。それ以来、日本各地で年に数回の頻度で発生する脱線事故の原因調査を担当し、車両技術者と意見交換あるいは議論を交わしながら報告書を取りまとめ、その中で推定された原因に対応して脱線防止対策を提案してきた。脱線原因は多岐に渡るとともに、いくつかの脱線要因が互いに悪い方向に重なった極めて特異な組み合わせで発生することを実感した。

(1) 側線用分岐器背向脱線

側線用分岐器は、側線や車両基地内において数多く敷設されている大正14年形分岐器の置き換え用として設計されたものであり、政策及び保守コストの低減を目指しながらも従来と同等の安全性を持つものであった。

国鉄がJRに移行した1987（昭和62）年頃から側線用分岐器での脱線が頻発するようになった。脱線した車両は、新たに開発された軽量ボルスタレス台車を装備した通勤車両がかなりの割合を占めた。この台車は、車両重量が軽量化された割には軸ばね係数が従来車両とほぼ同じであったこと、軸箱支持方式は円錐積層ゴム式でガタがなくなったこと、使用しているゴムが経年により硬化の傾向が見られたことなどにより、軌道の平面性への追従性が小さかったことが影響したものと推測された。その時点では、車両特性との関係について明確な判断はされず、軌道側では対処できる確実な脱線防止対策として「トングレール先端ガード」が側線や車両基地内の主要ルートに設置された。この対策により、側線用分岐器背向脱線は激減した。

(2) 営団地下鉄日比谷線脱線

一方、分岐器内あるいは分岐器以外の急曲線において、低速走行時に乗り上がって脱線する例がその後も続いた。1998（平成10）年頃からこの種の脱線が増加する傾向を示していたことから、鉄道総研としては車両・軌道の両面から脱線現象の解明に取り組むこととし、1999（平成11）年の秋には翌年4月から車両・軌道の研究者が協力して研究開発テーマ「走行安全性からみた車両・軌道の設計・保守基準の評価」を開始することとした。

2000（平成12）年3月、営団地下鉄日比谷線の中目黒駅構内で列車脱線衝突事故が発生したのは正にそのような時であった。脱線事故発生の連絡を受けた筆者の第一印象は「間に合わなかったか・・・」であった。それまで多数の脱線事故の調査に関与し、分岐器を含む急曲線での脱線事故に共通する設計あるいは保守上の問題点について、おぼろげながら全体像を掴みかけていたところだったからである。

以上のように、「急曲線・低速走行時の乗り上がり脱線」と呼ばれる形態の脱線事故を無くしたいという想いが、筆者が本研究に取り組んだ動機である。

1. 3 既往の研究

本研究に取り組むに当たって、急曲線乗り上がり脱線の最大の要因と考えられる曲線線形諸元の中でも、特に最小曲線半径と緩和曲線長について、既往の研究を振り返ることとする。

曲線線形諸元に関しては研究として独自に発表されているものは多くない。鉄道の建設は大規模な事業であり、1906（明治39）年の鉄道国有化法の施行後は国の事業として行われてきたため、詳細な検討がされたであろうことは間違いないが、その結果は省令である建設規程（国が定める技術基準）として建設に反映されたものの、その根拠を記録した文献は少ない。

以下、鉄道が日本で最初に敷設されてからの曲線線形諸元に関する技術基準の変遷をたどる。

(1) 鉄道開業当時の技術基準

日本において鉄道が最初に開業したのは、1872（明治5）年10月14日（旧暦の明治5年9月12日）の新橋・横浜間である。当時は鉄道技術のすべてがいわゆる「お雇い外国人」に委ねられており、その技術的根拠はほとんど示されていない。

鉄道線路の曲線諸元に関する技術基準として最初のもは、1877（明治10）年10月新橋在勤の建築師長となった雇イギリス人のエドモンド・グレゴリー・ホルサム（Edmund Gregory Holtham）が、1881（明治14）年4月までの在任中に著した「鉄道線路方職務心得」である⁷⁾。「線路方」（保線担当者）に対する技術指導の目的で書かれたもので、直線と曲線、曲線半径、カント等に関する条文が見られる。

(2) 1900（明治33）年の建設規程

鉄道建設のためには各種設備の構造や強度を定める建設規程が必要である。日本で鉄道建設に着手された1870（明治3）年には、すでになんらかの規程が存在していたものと考えられるが、記録には残っていない。

「鉄道営業法（明治33年3月16日法律第65号）」が制定され、その第1条に「鉄道ノ建設、車両器具、構造及運転ハ命令ヲ以テ定ムル規程ニヨルベシ」と規定され、その命令として同年8月10日「鉄道建設規程（逓信省令第33号）」が制定された。これが現在知り得る最初の建設規程である。この中には緩和曲線長について直接規定する記述は見られないが、カントてい減倍率は200倍以上とされた。

(3) 1958（大正10）年の建設規程

鉄道建設規程は「国有鉄道建設規程（大正10年10月14日鉄道省令第2号）」⁸⁾に引き継がれ、この中ではカントてい減倍率は300倍以上とされた。なお、このとき従来のインチ法に代わってメートル法が採用された。

(4) 1929 (昭和4) 年の建設規程

「国有鉄道建設規程 (昭和4年7月15日鉄道省令第2号)」⁹⁾では、甲線 (特甲線を含む)、乙線、丙線の線路等級が定められ、線級別に緩和曲線長は次の表に示す長さ以上とされた。

緩和曲線長	甲線 (特甲線を含む)	乙線	丙線
L	$0.6C$	$0.45C$	$0.3C$

「国有鉄道簡易線建設規程 (昭和7年5月27日鉄道省令第8号)」¹⁰⁾で「丙線中特に簡易なる構造の鉄道」の規格が追加されたが、緩和曲線長についての記述はなく、丙線に準ずるものとしている。なお、本規程は1949 (昭和24) 年の公共企業体日本国有鉄道の成立に伴って「日本国有鉄道建設規程」及び「日本国有鉄道簡易線建設規程」と改称された。

(5) 1955 (昭和30) 年の軌道構造基準規程

1953 (昭和28) 年に、「日本国有鉄道建設規程 (昭和4年7月15日鉄道省令第2号)」を改定することを目的として日本国有鉄道建設規程調査委員会が設置された。この委員会の報告書である「日本国有鉄道構造規程及び解説 (案)」¹¹⁾ (通称「赤本」) の第15条は「本線路に於ける直線と曲線とは分岐の場合を除き緩和曲線で接続しなければならない。前項の緩和曲線の長さは如何なる場合にもカントの400倍を下ってはならない。」と定めている。

条文は運転保安上必要とする緩和曲線長の最小限度を定めたものであるが、解説では「緩和曲線の適正な長さは緩和曲線通過中の車両の乗心地を考慮して決められるべきであって、線路を新設、改良する場合の緩和曲線長は、カントの変化割合及びカント不足量の変化割合を考慮した次の3式から計算される長さのうちの最大値以上とするのが望ましい」としている。

緩和曲線長	1級線	2級線	3級線	4級線
L_1 (平面性)	$1.0C$	$0.8C$	$0.6C$	$0.4C$
L_2 (カントの変化率)	$0.010CV$	$0.010CV$	$0.008CV$	$0.007CV$
L_3 (カント不足の変化率)	$0.009C_dV$	$0.009C_dV$	$0.009C_dV$	$0.009C_dV$

ここに L : 緩和曲線長 (m)

C : 平均速度に対する設定カント (mm)

C_d : 計画最高速度に対するカント不足量 (mm)

V : 計画最高速度 (km/h)

しかし、この検討結果は結局は建設規程の改正までには至らず、国鉄の部内規程である「軌道構造基準規程」¹²⁾として実質的にそれ以降の国鉄の新線建設及び改良時の緩和曲線長の設計基準となった。

1. 3 既往の研究

この時から省令である建設規程の「甲線及び特甲線、乙、丙、簡易線」と、国鉄の部内規定である軌道構造基準規程の「1級線、2級線、3級線、4級線」の2通りの線路種別が並存し、少なからず混乱をもたらした。なお、当時の区分では両者の対応は下表のとおりである。

規程	線路種別			
国有鉄道建設規程 (省令)	特甲線	甲線	乙線	丙線及び簡易線
軌道構造基準規程 (国鉄部内規定)	1級線	2級線	3級線	4級線

(6) 1987 (昭和62) 年の普通鉄道構造規則

日本国有鉄道建設規程、日本国有鉄道簡易線建設規程、地方鉄道建設規程の3規程は、国鉄のJR移行時に「鉄道事業法(昭和61年12月4日法律第92号)」の制定に伴って統合され、「普通鉄道構造規則(昭和62年3月2日運輸省令第14号)」¹³⁾が制定された。

普通鉄道構造規則では、直線と曲線の間にはカントの400倍以上の長さの緩和曲線を挿入することを規定している。また、この規則を補足するものとして、「普通鉄道の施設に関する技術上の基準の細目を定める告示(昭和62年3月23日運輸省告示第177号)」の第2条では緩和曲線長について次のように定めている。

緩和曲線長	通常の場合		やむを得ない場合	
	75km/h超区間	左記以外の区間	固定軸距2.5m超	左記以外の区間
L_1	$600 C_m$	$400 C_m$	$400 C_m$	$300 C_m$
L_2	$0.008 C_m V$	$0.007 C_m V$	$0.007 C_m V$	$0.007 C_m V$
L_3	$0.009 C_d V$	$0.009 C_d V$	$0.007 C_d V$	$0.007 C_d V$

注) L_2 は旅客車以外及び車両の回転角速度が $5^\circ/\text{sec}$ 以下の車両には適用しない。

L_3 は旅客車以外及び車両の超過遠心力の変化割合が $0.05\text{ g}/\text{sec}$ 以下の車両には適用しない。

(7) 2001 (平成13) 年の技術基準省令

曲線部の線形諸元に関する技術基準としては「普通鉄道構造規則」、「新幹線鉄道構造規則」等に規定があったが、いずれもかつて規定制定当時の技術を基礎としたものであり、その後の技術開発による速度向上などで実態と合わないものとなっていた。そこで、1997 (平成9) 年4月に曲線諸元に関する技術基準の体系化を目的として「曲線部の線形諸元等に関する検討委員会」が設置された。この委員会では、曲線部の線形諸元について全般的な見直しを行うとともに、2000 (平成12) 年3月に発生した帝都高速度交通営団・日比谷線中目黒駅構内列車脱線衝突事故の原因究明と対策に関する詳細な検討も併せて実施された。この検討結果に基づいて、2001 (平成13) 年に性能規定化を目的とする「鉄道に関する技術上の基準を定める省令(平成14年3月8日国土交通省令第19号)」⁵⁾が施行された。線路線形、特に平面線形に関する条文は以下のとおりである。

鉄道に関する技術上の基準を定める省令

第二節 線路線形

(線路線形)

第十三条 本線の曲線半径及びこう配は、設計最高速度、設計牽引重量等を考慮し、鉄道輸送の高速性及び大量性を確保することができるものでなければならない。ただし、地形上等の理由によりやむを得ない場合は、この限りでない。

(曲線半径)

第十四条 曲線半径は、車両の曲線通過性能、運転速度等を考慮し、車両の安全な走行に支障を及ぼすおそれのないものでなければならない。

2 プラットホームに沿う本線の曲線半径は、できる限り大きなものとしなければならない。

(カント)

第十五条 円曲線には、車両が受ける遠心力、風の影響等を考慮し、車両の転覆の危険が生じないよう、軌間、曲線半径、運転速度等に応じたカントを付けなければならない。ただし、分岐内曲線、その前後の曲線（以下「分岐附帯曲線」という。）、側線その他のカントを付けることが困難な箇所であって運転速度の制限その他の車両の転覆の危険が生じるおそれのない措置を講じた場合は、この限りでない。

2 カントは、円曲線のカント量、運転速度、車両の構造等を考慮して、車両の安全な走行に支障を及ぼすおそれのないよう、相当の長さにおいて逡減しなければならない。

(スラック)

第十六条 円曲線には、曲線半径、車両の固定軸距等を考慮し、軌道への過大な横圧を防止することができるスラックを付けなければならない。ただし、曲線半径が大きい場合、車両の固定軸距が短い場合その他の軌道への過大な横圧が生じるおそれのない場合は、この限りでない。

2 スラックは、車両の固定軸距を考慮し、車両の安全な走行に支障を及ぼすおそれのないよう相当の長さにおいて逡減しなければならない。

(緩和曲線)

第十七条 直線と円曲線との間及び二つの円曲線の間には、車両の構造、カント量、運転速度等を考慮し、車両の安全な走行に支障を及ぼすおそれのないよう、緩和曲線を挿入しなければならない。ただし、分岐附帯曲線、カント量が小さい円曲線その他の緩和曲線を挿入することが困難な箇所であって運転速度の制限、脱線を防止するための設備の設置その他の車両の安全な走行に支障を及ぼすおそれのない措置を講じた場合は、この限りでない。

1. 4 本研究の構成

本研究は、鉄道車両の走行特性を考慮した急曲線線形の安全性評価について論じたものである。本論文は全6章で構成し、そのフローは図1.4.1に示すとおりである。

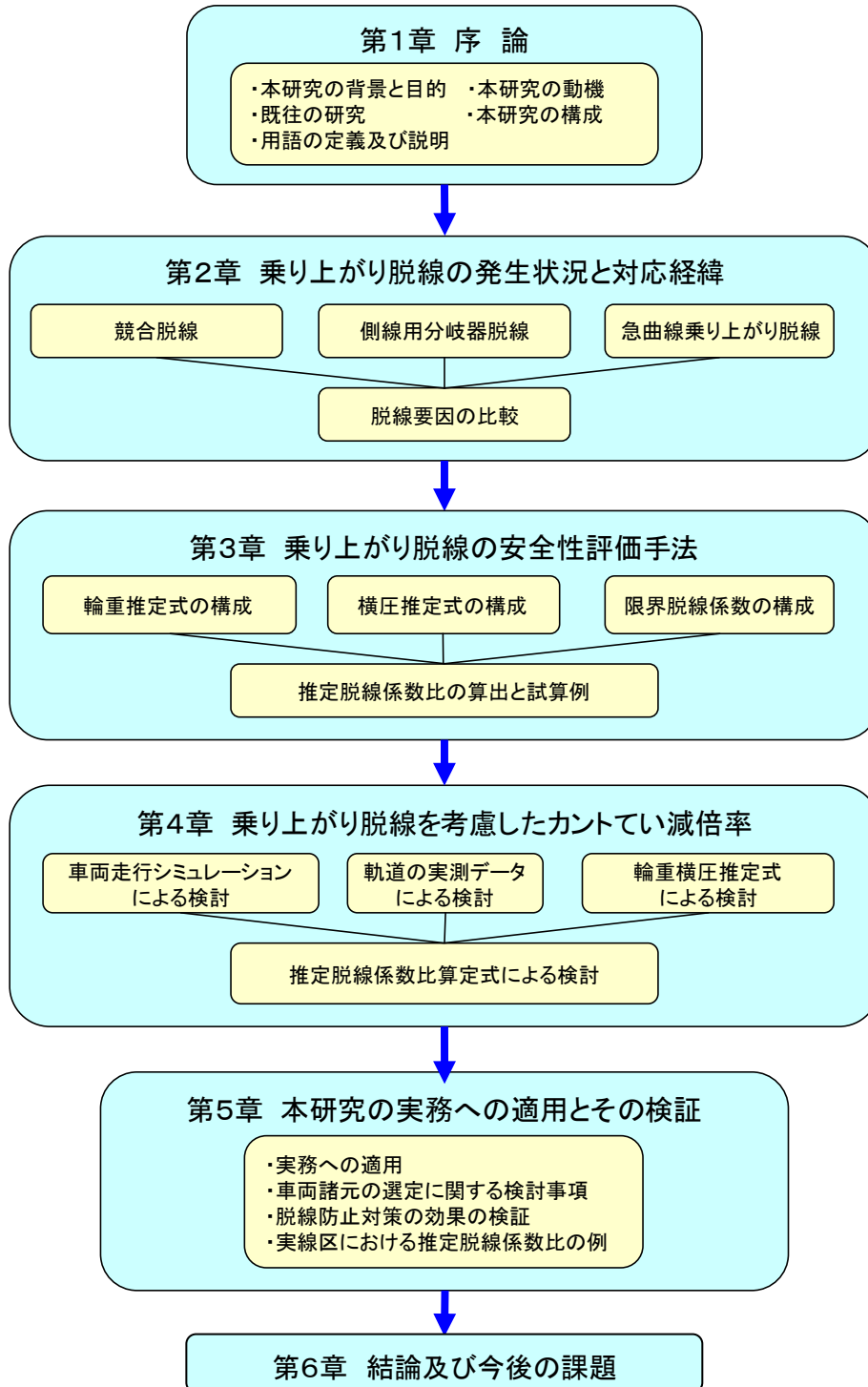


図1.4.1 本研究のフロー

本研究は、鉄道車両の乗り上がり脱線に対する安全性の実用的評価手法とその応用について論じたものである。本論文は全6章で構成し、各章の概要は以下のとおりである。

第1章は序論であり、本研究の背景と目的、本研究に取り組んだ動機、既往の研究、本研究の構成について示すとともに、本研究で使用する用語の定義および説明を示した。

第2章では、最初に鉄道車両の脱線形態について述べ、その中から代表的な例として①競合脱線、②側線用分岐器脱線、③急曲線乗り上がり脱線を取り上げ、それぞれの脱線の特徴、原因及び脱線防止対策について考察する。さらに、これらの脱線の要因を比較する。

第3章では、輪重推定式、横圧推定式及び限界脱線係数算定式を構成し、乗り上がり脱線に関する総合的な安全性評価指標として推定脱線係数比を導出した。また、推定脱線係数比を用いて乗り上がり脱線に対する車両・軌道の各種パラメータの影響度について示した。

第4章では、急曲線乗り上がり脱線を対象として、車両走行シミュレーション、軌道の実測データ及び輪重横圧推定式により緩和曲線を通過中の車両走行特性を確認した。さらに、推定脱線係数比算定式により、走行安全性を確保するための緩和曲線部のカントてい減倍率の要件について示した。

第5章では、本研究の実務への応用の例として、2000年3月に発生した日比谷線事故後に導入された脱線防止対策について示した。そして、その後に発生した脱線事故の状況を分析することにより、これらの対策が有効に機能していることを確認した。

第6章では、各章をまとめて本研究の結論とするとともに、より一層の安全性向上を図るための今後の課題について示した。

1. 5 用語の定義及び説明

本論文で用いる用語の定義及び説明は次のとおりである。

(1) 軌道に関する用語

カントこう配：単位距離あたりのカントの変化率。直線逡減の場合、カント逡減倍率の逆数に相当する。この値が大きいほどカント逡減による構造的な平面性狂いが大きくなり、これに伴う外軌側輪重の減少量も大きくなる。

ガンベル分布：連続確率分布の一種である。さまざまな分布に従う確率変数の最大値が漸近的に従う分布であり、極値分布のタイプ I 型に相当する。

サイン半波長逡減緩和曲線：曲率・カントの逡減方法をサイン半波長逡減とする緩和曲線。緩和曲線始終点での曲率・カントの変化が連続となる。なお、カント逡減倍率の最大値を直線逡減緩和曲線と同等にするには、1.57倍の緩和曲線長が必要となる。

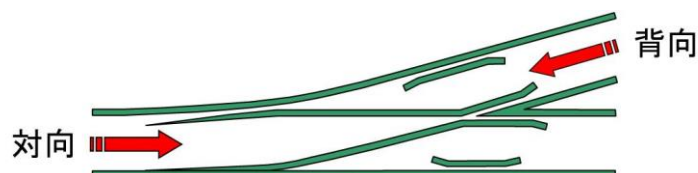
軸距平面性狂い：台車の前後軸間での軌道面のねじれ（水準の差）。軸ばねの伸縮による台車前軸の外軌側での輪重減少をもたらす。

(分岐器の) **スケルトン**：最も簡略化した線形で、分岐器類の位置、長さ、方向を示す図をスケルトンという。日本においてのスケルトンの現示方法は軌道中心線を表す。

台車中心間平面性狂い：前後台車中心間での軌道面のねじれ（水準の差）。枕ばねの伸縮による前側台車の外軌側での輪重減少をもたらす。

直線逡減緩和曲線：曲率・カントの逡減方法を直線逡減とする緩和曲線。緩和曲線始終点での曲率・カントの変化が不連続となる。

分岐器の対向と背向：分岐器の前端側から後端側への向きを「対向」といい、この逆の向きを「背向」という。



ロジスティック分布：連続型の確率分布のひとつで、その分布関数がロジスティック関数となるようなものである。

(2) 車両に関する用語

アタック角：車輪の走行方向とレールの前後方向とのなす角。曲線では輪軸が外軌側に向く方向を正とする。通常、急曲線ほど台車前軸外軌側車輪のアタック角は大きい。また、アタック角が大きいと横圧が大きくなるため、走行安全性を損なう原因となる。

基本踏面：踏面の中央付近の形状が1/20の傾斜角を持つ円錐状の車輪踏面形状。フランジ角度は60°（正確には59°21'）。（旧国鉄・JRにおける定義・呼称）

車体ロール角：ローリング（前後方向軸まわりの回転運動）により生じる車体の傾斜角度。

車体ロール角加速度：車体ロール角速度の時間変化率。緩和曲線長 L_3 を検討する際に考慮するカント不足量の時間変化率に相当する。

車体ロール角速度：車体ロール角の時間変化率。緩和曲線長 L_2 を検討する際に考慮するカントの時間変化率に相当する。

車両重心高さ：曲線通過時の遠心力に伴う台車のばね装置の影響による重心移動を考慮した、見かけ上の車両重心高さ。本研究では、輪重横圧推定式や推定脱線係数比算定式等に用い、車両重心高さの1.25倍としている。

修正円弧踏面：50Nレール及び60Kgレール双方に対して常に1点接触となるように設計された車輪踏面形状。フランジ角度は65°である。基本踏面よりも転向性能に優れ、本研究では内軌側横圧輪重比のモデルにこれを反映している。（旧国鉄・JRにおける定義・呼称）

新幹線円弧踏面：新幹線で使用されている円弧踏面形状で、フランジ角度は70°である。

ボルスタ付車両：枕ばり（ボルスタ）と心皿装置等を介して台車枠と車体が結ばれた構造の台車（ボルスタ付台車）を有する車両。

ボルスタレス車両：台車枠と車体を枕ばねで直結することにより枕ばり（ボルスタ）を用いない構造の台車（ボルスタレス台車）を有する車両。

(3) 走行安全性の評価に関する用語

横圧：車輪・レール間に作用する力のうち、レール方向に対し垂直な平面内にあり、かつ左右方向成分の分力。

競合脱線：車両、運転、軌道、積荷などがそれぞれ管理基準内の状態にあり、単独では脱線が発生することはないが、各因子がそれぞれ悪い方向に重なって起きる脱線をいう。

曲線轉向横圧：曲線通過時に内軌側車輪／レール間での摩擦力の反力として生じる定常的な外軌側横圧。曲線通過時の外軌側車輪が内軌側に押されるのに対し、内軌側車輪は摩擦力（＝内軌側輪重×摩擦係数）でこれに抵抗するため、その反力が定常的な外軌側横圧として作用する。

限界脱線係数：車輪が乗り上がり始める（滑り落ちない）状態での脱線係数。ナダル(Nadal)の式から算定し、その値は外軌側フランジ部での車輪／レール間の摩擦係数と車輪フランジ角度の関数となる。本研究では、脱線係数の限度値の算定では摩擦係数を一定値と仮定するが、推定脱線係数比を算定するにはアタック角の関数として取り扱う。

車両走行特性値：車両の走行特性を表す数値。輪重、横圧、脱線係数、輪重減少率、車体振動加速度等がこれに相当する。

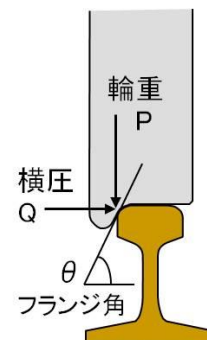
推定脱線係数比：急曲線・低速走行時の乗り上がり脱線に対する余裕度を評価する指標。限界脱線係数と脱線係数（実測値または推定値）の比で表す。この値が1.0を超えていれば乗り上がり開始状態にないことを表し、1.0を下回れば乗り上がりが発生する可能性があることを表す。本研究では、種々の不確定要素に対する余裕を考慮し、その目安値を1.2とした。

推定脱線係数比算定式：車両諸元・軌道状態と車両走行特性値の関係を数式化し、既知の入力条件から推定脱線係数比を簡易に推定する手法。営団地下鉄日比谷線脱線衝突事故の事故調査報告書⁴⁾において、「脱線防止ガードの設置基準」に用いる走行安全性の評価手法として示されている。急曲線・低速走行時の乗り上がり脱線の防止という観点から、前述の輪重横圧推定式の機能向上を図った式で、本研究では、急曲線、速度10km/hにおける走行安全性について、推定脱線係数比をもとに評価する方法として使用した。

脱線係数：乗り上がり脱線に対する安全性を評価する指標。外軌側での横圧と輪重の比で表す。本研究では、ナダル(Nadal)の式に車輪／レール間の摩擦係数0.3を代入し、15%の余裕をみた値を目安値とした。その値は、フランジ角60度で0.8、65度で0.95、70度で1.14となる。

$$\text{脱線係数 } Q/P = \frac{\sin \theta - \cos \theta}{\cos \theta + \mu \sin \theta} = \frac{\tan \theta - \mu}{1 + \tan \theta} = \tan(\theta - \lambda)$$

θ ：車輪フランジ角、 μ ：摩擦係数、 λ ：摩擦角 $=\tan^{-1} \mu$



内軌側横圧輪重比：内軌側での横圧と輪重の比。本研究では、輪重横圧推定式や推定脱線係数比算定式を用いて曲線轉向横圧を算定する際、内軌側での車輪／レール間の摩擦係数に相当する値としてこれを適用する。また、実測値や時刻歴シミュレーションでの計算結果を踏まえ、内軌側横圧輪重比の値を摩擦係数と曲率の関数として与えている。

ナダル (Nadal) の式：1896 (明治29) 年にフランスのナダル (Nadal) が発表した車輪とレールがフランジ部で1点接触する時の力の釣り合い式。車輪が乗り上がり始める (滑り落ちない) 状態での脱線係数を算定する際に使用する。

輪軸横圧：輪軸から軌道に作用する横圧。左右の車輪で測定される横圧の和に相当する。軌道の左右方向の変位をもたらす力。

輪重：車輪／レール間に作用する力のうち、レール方向に対し垂直な面内にあり、かつ上下方向成分の分力。

輪重減少率：乗り上がり脱線に対する安全性を評価する指標。左右静止輪重平均値からの輪重減少量と静止輪重の比で表す。本研究では、その目安値を車輪フランジ角度に関わらず静的で0.6、動的で0.8とした。

輪重横圧推定式：車両諸元・軌道状態と車両走行特性値の関係を数式化し、既知の入力条件から脱線係数を簡易に推定する手法。曲線通過時の輪重・横圧の発生メカニズムの理論と、実測データをもとに提案された推定式。本研究では、0 km/h～カント不足量120mmに相当する速度域における走行安全性について、脱線係数をもとに評価する方法として使用した。この推定式は、半径200m以上の曲線で実施された速度向上試験結果に基づいているため、高速域での精度は確認されているが、低速域や曲線半径200m未満の急曲線における精度の確認は十分でない。従って、本研究ではその適用範囲を曲線半径200m以上とした。

第2章 乗り上がり脱線の発生状況と対応経緯

第2章 乗り上がり脱線の発生状況と対応経緯

2. 1 鉄道車両の脱線形態

脱線にはさまざまな種類があるが、災害、踏切事故や運転取り扱い誤りではなく、軌道あるいは軌道と車両の相互作用に起因するものは表2.1.1のように分類できる。また、それぞれの脱線形態を図2.1.1に示す。

本論文では、これらの脱線形態のうち乗り上がり脱線を、特に急曲線を低速で通過中に発生する乗り上がり脱線を主な対象とする。

表2.1.1 脱線の種類

種類	状況
軌間内脱線	軌間が拡大し、車輪が軌間内に落ち込む。
滑り上がり脱線	車輪が横から押されて滑り上がる。
跳び上がり脱線	車輪がレールに衝突して飛び上がる。
乗り上がり脱線	車輪が車輪／レール間の摩擦によって乗り上がる。

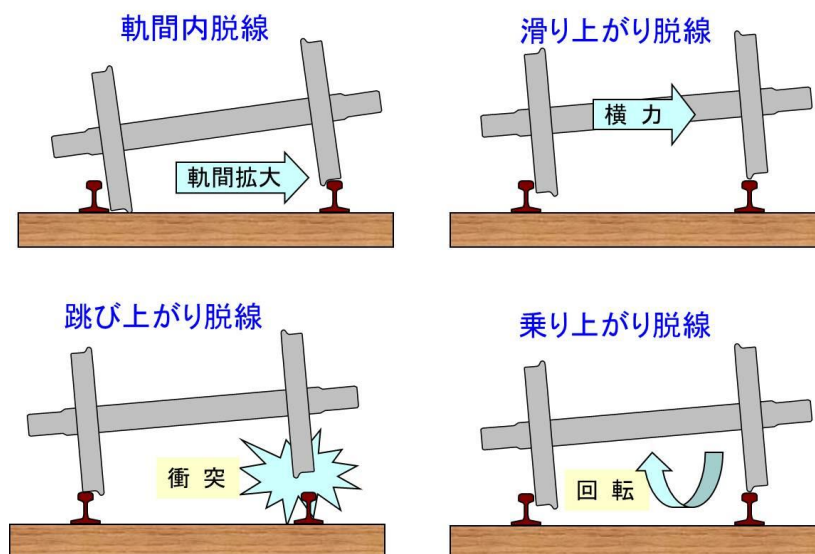


図2.1.1 脱線の分類

(1) 軌間内脱線

軌間が拡大して車輪が軌間内に落ち込む形の脱線で、ほとんどはレール締結装置の支持力不足に起因することから、軌道保守担当者としては言い訳のできないものである。軌間拡大の限度値は、輪軸と軌間との寸法によって決まります。JRでは最悪状態を想定して動的な限度値を43mmとし、この値からスラック等を差し引いて実際の管理値を定めている。

(2) 滑り上がり脱線

車輪が横から押されて、車輪／レール間の摩擦力がそれに抗し切れずに車輪がレールに滑り上がる形態の脱線である。このような脱線は、レール運搬中のレール中央を支えている台車が分岐器通過時に内側に脱線する場合などに限られている。

(3) 跳び上がり脱線

車輪がレールに衝突して、飛び上がる形態の脱線である。大きな通り狂い、継目部の角折れや目違いなどでの発生が考えられる。台車の蛇行動などでも起こる場合がある。

(4) 乗り上がり脱線

車輪が回転しながらレール側面を乗り上がる形態の脱線である。

脱線に対する安全性を定量的に評価する式としては、ナダル (Nadal) の提案した「脱線公式」が知られている。乗り上がり脱線に至る脱線係数 (限界脱線係数) は次式で表される。

$$Q/P = \frac{\sin \theta - \cos \theta}{\cos \theta + \mu \sin \theta} = \frac{\tan \theta - \mu}{1 + \tan \theta} = \tan(\theta - \mu)$$

ここで、 Q/P : 脱線係数、 θ : 車輪フランジ角

μ : 摩擦係数、 λ : $\mu = \tan \lambda$ または $\lambda = \tan^{-1} \mu$ (λ は「摩擦角」)

国鉄・JRの在来線では、基本踏面車輪の車輪フランジ角 $\theta = 60^\circ$ 、摩擦係数 $\mu = 0.3$ を代入して得られる計算値である $Q/P = 0.94$ に15%の余裕をみて0.8を安全性の目安としている。新幹線では車輪フランジ角が 70° であり、 $Q/P = 1.34$ となり、15%の余裕をみると1.14となるが、高速性を考慮して在来線と同じく0.8が安全性の目安とされてきた。

車輪フランジ角と限界脱線係数との関係を摩擦係数 μ をパラメータとして図2.1.2に示す。

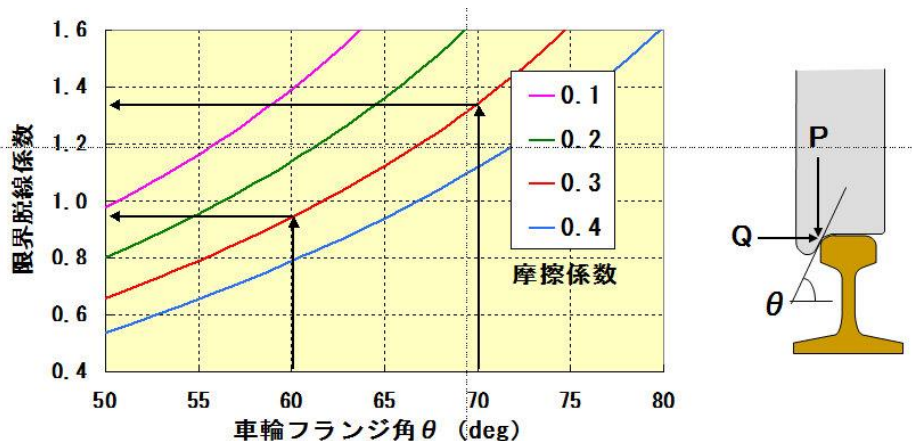


図2.1.2 車輪フランジ角と限界脱線係数

2. 2 競合脱線

2. 2. 1 競合脱線の特徴

旧国鉄の競合脱線発生件数の推移を図2.2.1に示す¹⁴⁾。1952（昭和27）年から78年までの27年間に124件の競合脱線が発生した。鉄道総合技術研究所編「鉄道技術用語辞典」¹⁵⁾には、競合脱線とは「車両、運転、軌道、積荷などがそれぞれ管理基準内の状態にあり、単独では脱線が発生することはないが、各因子がそれぞれ悪い方向に重なって起きる脱線をいう。」とある。また、「過去には、車体剛性が大きく軌道変位に追従しにくい貨車が、通り変位と水準変位（平面性変位）が複合した軌道状態の箇所で、速度や積荷の状態の影響を受けて、輪重抜けと横圧の増大によって乗り上がり脱線に至った例がある。車両の改良や複合変位管理によって貨車の競合脱線は発生しなくなった。」とされている。

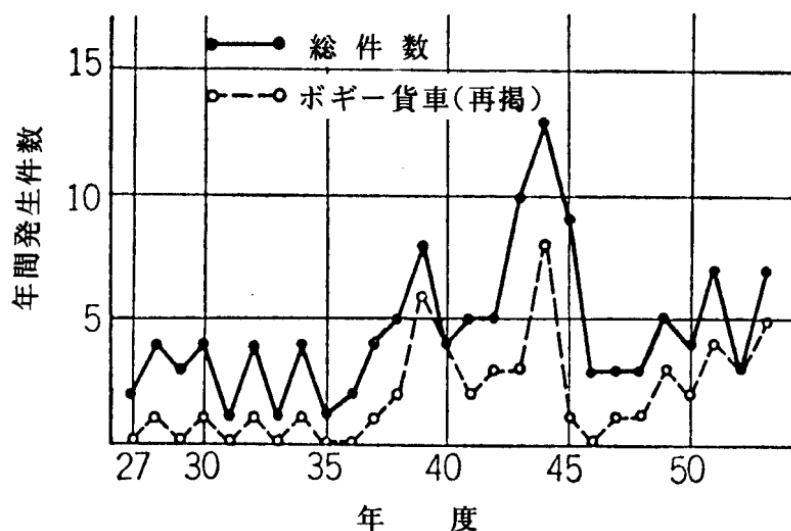


図2.2.1 競合脱線発生件数の推移（昭和27年～53年）

2. 2. 2 競合脱線の防止対策

1963（昭和38）年11月に発生した東海道本線鶴見事故を契機とする「東海道本線鶴見列車事故技術調査委員会」、それに続く「脱線事故技術調査委員会」によって現車試験を含む検討がなされた結果、以下に示す競合脱線防止対策が確立され、直ちに実施された。これらの対策が功を奏し、その後、競合脱線は激減した。

(1) 軌道関係の対策

- ① 軌道整備基準の改正（「丙修繕整備基準値」の設定）
- ② 軌道検測の強化（マヤ車を増備し検測回数を増加）
- ③ 脱線防止ガード等の敷設（脱線防止ガードの開発と要注箇所への敷設）
- ④ 複合狂い管理の導入（複合狂い＝|通り狂い－1.5×水準狂い|）

(2) 車両関係の対策

- ① 2軸貨車の車輪踏面のN踏面化（フランジ角 60° → 65° 、フランジ高さ 27mm → 30mm ）
- ② 2段リンク中間ばねつり座の改良（ばねつり下部の動作を改善）
- ③ 貨車修繕限度の改正（2軸貨車の修繕限度の見直し、ボギー貨車の側受すき間の拡大）
- ④ TR41系台車の改造（まくらばねを柔らかくし、オイルダンパを併用）

2. 2. 3 現時点における競合脱線現象の分析

第2.2.1項で示したように、競合脱線とは「車両、運転、軌道、積荷などがそれぞれ管理基準内の状態にあり、単独では脱線が発生することはないが、各因子がそれぞれ悪い方向に重なって起きる脱線をいう。」と定義される脱線である。しかし、鶴見事故調査委員会及び脱線事故技術調査委員会による調査結果から明らかなように、車両の設計及び保守管理、軌道の設計及び保守管理が特定の組み合わせとなった場合に脱線に対する余裕を確保できなかったために脱線に至ったものである。

(1) 軌道側の要因

1965（昭和40）年頃から数年にわたり、競合脱線、特にセキ車やタキ車の脱線が頻発した。脱線は急曲線だけでなく、緩曲線でも直線でも発生した。中には曲線ない方への脱線もあった。当時は国鉄の労使関係は最悪の状態にあり、それがそのまま軌道整備状態に表れていた。後述する車両構造上の弱点はあったものの、基本的には軌道状態の悪さが脱線事故の大きな要因であった。それも、通り変位と水準変位の組み合わせが車両のローリングを励起することによる動力学的な現象として理解すべきである。当時の軌道整備基準では通りと水準を別々に管理していたので、それぞれが管理基準値以下であれば問題なしという扱いも当然であった。

(2) 複合狂いの提案

このような脱線に対して、当時の保線技術者は「複合狂い」という極めて巧妙な手法を考案した。車両の左右動揺と輪重抜けに影響を及ぼす通り狂いと水準狂いを、位相と寄与度を考慮して組み合わせたものが複合狂いの計算式である。

また、下記に示すように「 $\bigcirc\text{m}$ 間に $\bigcirc\text{mm}$ 以上の複合狂いが \bigcirc 箇所以上」という形で軌道狂い波形を評価することにより、車両ローリングの周波数特性をも考慮している。

- ① 80m区間内に波高 18mm 以上の複合狂いが4箇所以上存在する区間
- ② 60m区間内に波高 21mm 以上の複合狂いが3箇所以上存在する区間
- ③ 30m区間内に波高 25mm 以上の複合狂いが2箇所以上存在する区間
- ④ 35mm 以上の複合狂い

なお、複合狂いが貨物列車運行時の走行安全性を確保するための管理基準と限定されたことは、走行安全性の管理体系の中で残念なことであった。

(3) 線形諸元に関する検討

当時の検討では、曲線半径や緩和曲線長などの曲線線形基準については言及されていない。これは、軌道側の要因としては曲線線形諸元よりも局所的な軌道状態が脱線原因として支配的であることから、前項で示した脱線防止対策で十分な成果が得られたことが一つの理由と考えられる。もう一つの理由は、全国统一基準である線形諸元の見直しは影響が大きすぎるという理由があったのではないかと推測される。

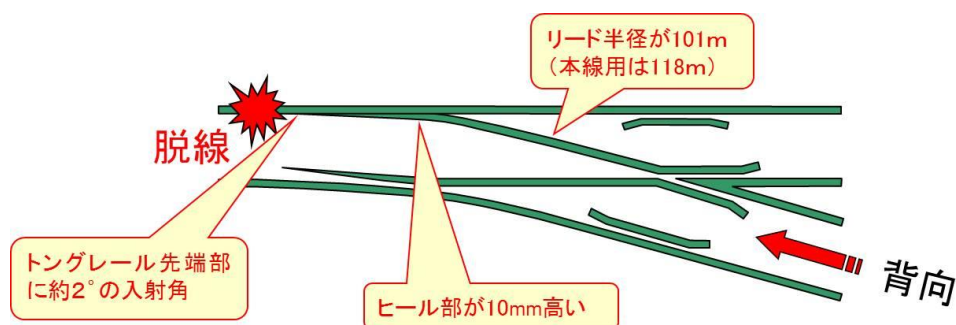
2. 3 側線用分岐器脱線

2. 3. 1 側線用分岐器脱線の特徴

側線用分岐器（正確には「50kgN レール側線用分岐器」）は、国鉄の構造物設計事務所が設計し、駅構内や車両基地内などの側線で使用することを目的として設計された簡易型の分岐器である。この分岐器の設計コンセプトは汎用性と製作及び保守の低コスト化であり、次のような特徴がある（図2.3.1）。

- ・直線トングレールを使用している。トングレール長は8番用の4mと、10番・12番共用の5mの2種類のみであり、片開き、両開き、振分分岐器に共通して使用できる。
- ・トングレールは低コスト化のために50Nレールを削り出したものである。このため、レール底部の断面を確保するためにヒール部が基本レールよりも10mm高い。
- ・駅構内や車両基地内に多く敷設されている大正14年形分岐器からの交換が容易にできるように、スケルトン（基準線形）を同じとした。

この設計コンセプトは当時のニーズに合致するものであり、全国に急速に普及した。一方、デメリットについては、仕様上は従来の50Nレール用分岐器と比べると明らかに性能が劣るが通常の使用上の問題はなく、技術的に適切な改良と受け止められた。



特 徴	メリット	デメリット
直線トングレール	低コスト 左右・各番数に共通使用	入射角が約2°ある ヒール部に角折れがある
50Nレール削り出しトングレール	低コスト	強度確保のためヒール部が10mm高い
スケルトンが大正14年形分岐器と同じ	交換が容易（線形の変更が不要）	リード半径が101mと小さい（一般用は118m）

図2.3.1 50Nレール側線用分岐器の特徴

2. 3. 2 脱線の発生状況

1987（昭和62）年の国鉄のJ R移行頃から、側線用分岐器を背向通過する際の乗り上がり脱線が頻発した。これらの脱線に共通する特徴は次のとおりである。

- ・乗り上がり箇所はトングレール通過後50～100cmが多い
- ・新形式の軽量通勤形車両が多い
- ・レール転削直後が多い

(1) 脱線箇所はトングレール通過後50～100cmが多い

側線用8番分岐器は直線トングレールを使用していることから、トングレール先端部に2°の入射角がついている。車両が背向でトングレールに進入すると、ヒール後端の構造的平面性狂いの影響を受けて、外軌側輪重が減少した状態で、2°の入射角を持って基本レールに衝突する状態となり、外軌側車輪が乗り上がりを開始してトングレール先端から50～100cmの範囲で車輪フランジがレール頭頂面に達して脱線に至るものである。

(2) 新形式の軽量通勤形車両が多い

脱線した車両の多くは、この頃に急速に普及した軽量ボルスタレス台車を装備した新形式の通勤形車両であった。台車型式は動台車がD T50系、付随車がT R235系と呼ばれ、次のような特徴があった。

- ・端梁をなくして軽量化した
- ・空気ばね直結ボルスタレス構造とした
- ・軸箱支持方式を円筒積層ゴム支持とした

この台車は軽量、低コスト、省メンテナンス性に優れた画期的な台車であり、通勤形車両に留まらず、その後に登場した近郊形から特急形まで、J R各社の電車に幅広く採用された。

この形式の台車で脱線が多く発生したのは、大幅に軽量化された車体及び台車に対して、軸ばねは共通品を使用しており、軽量の付随車では相対的に軸ばねが硬めとなり、側線用8番分岐器内に存在する構造的平面性狂いに追従できずに外軌側の輪重が減少しやすかったことの影響が大きいと考えられる。

(3) レール転削直後が多い

側線用分岐器を背向で通過する際に発生した乗り上がり脱線のうち、約半数が車輪転削直後であった。車輪転削の周期は年に数回であることから、脱線と車輪転削の間には何らかの因果関係があると推測されるが、そのメカニズムは明らかになっていない。現時点では、車輪転削によって車輪踏面のフレッシュな金属面が露出し、急曲線のフレッシュなレール面と接触する際の摩擦係数が著しく大きくなり、車輪が乗り上がり易くなるものと考えられる。

2. 3. 3 側線用分岐器脱線の防止対策

当初は、側線用分岐器での脱線の発生例があるといっても極めてまれであり、当初は有効な対策が講じられないままに数年が経過した。しかし、同種の脱線が何回か繰り返された後に、確実な脱線防止対策として図2.3.2に示すトングレール先端ガードの設置が進められた。トングレール先端ガードは、トングレール先端部の直近から約1mの範囲の内軌側レール近傍にガードを設置し、乗り上がりを開始した輪軸の内軌側車輪の内側を拘束することによって脱線を防止する設備である。側線用分岐器を背向で通過する際の乗り上がり脱線は、乗り上がり開始個所がトングレール先端から50～100cmの範囲に限定されているため、トングレール先端ガードは信頼性の高い脱線防止対策と言える。

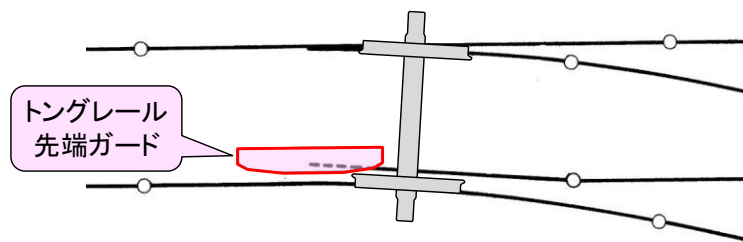


図2.3.2 トングレール先端ガード

2. 4 急曲線乗り上がり脱線

2. 4. 1 営団地下鉄日比谷線の脱線衝突事故

急曲線乗り上がり脱線の代表例として、2000（平成12）年3月に発生した営団地下鉄日比谷線脱線衝突事故を挙げる。この事故の状況を調査報告書⁴⁾から抜粋して以下に示す。

・発生日時、天候

平成12年3月8日(水)9時1分、天候：晴れ

・発生場所

帝都高速度交通営団 日比谷線 中目黒駅構内（起点から18K340M付近にて脱線）

半径160mの左円曲線に続く緩和曲線の始端付近、こう配：上り35%

上下線間の軌道中心間隔：3.5m

脱線防止ガード：無し

・脱線した列車

種別：普通 列車番号：第A861S 編成両数：8両編成

行先：北千住発・菊名行き 車両所属：営団

乗客数：約100名（進行方向8両目車両の乗客数6名）

編成の車両番号： 〈8両目〉

/	03-102	03-202	03-302	03-402	03-502	03-602	03-702	03-802 \
---	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	----------

中目黒方 ← 進行方向

(脱線車両)

・相手列車

種別：普通 列車番号：第B801T 編成両数：8両編成

行先：中目黒発・竹ノ塚行き 車両所属：東武鉄道

乗客数：約1,000名（各車両の平均乗客数 約125名）

編成の車両番号： 〈6両目〉 〈5両目〉

21852	22852	23852	24852	25852	26852	27852	28852 \
-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	---------

(大きく損傷した車両)

進行方向→ 北千住方

・被害者数

被害者数68名（死亡5名、負傷63名）

・状況

A線（下り線）を中目黒駅へ向かって進行中の第A861S列車の進行方向8両目車両の第1台車（前側の台車）の全2軸が18K340M付近で脱線し、18K390M付近に設置してある機材線用横

2. 4 急曲線乗り上がり脱線

取り装置のリードレール部において、脱線した車両が進行方向右側にはみ出したため、B線（上り線）を走行していた第B801T列車の進行方向5両目車両の前部と6両目の前部に衝突した。これにより、第A861S列車の8両目車両と第B801T列車の5、6両目の車両が大破した。第A861S列車は、車掌の非常ブレーキ操作により停止、第B801T列車は、5両目と6両目の間にあるブレーキ用空気が損傷して自動的に非常ブレーキが動作して停止した。

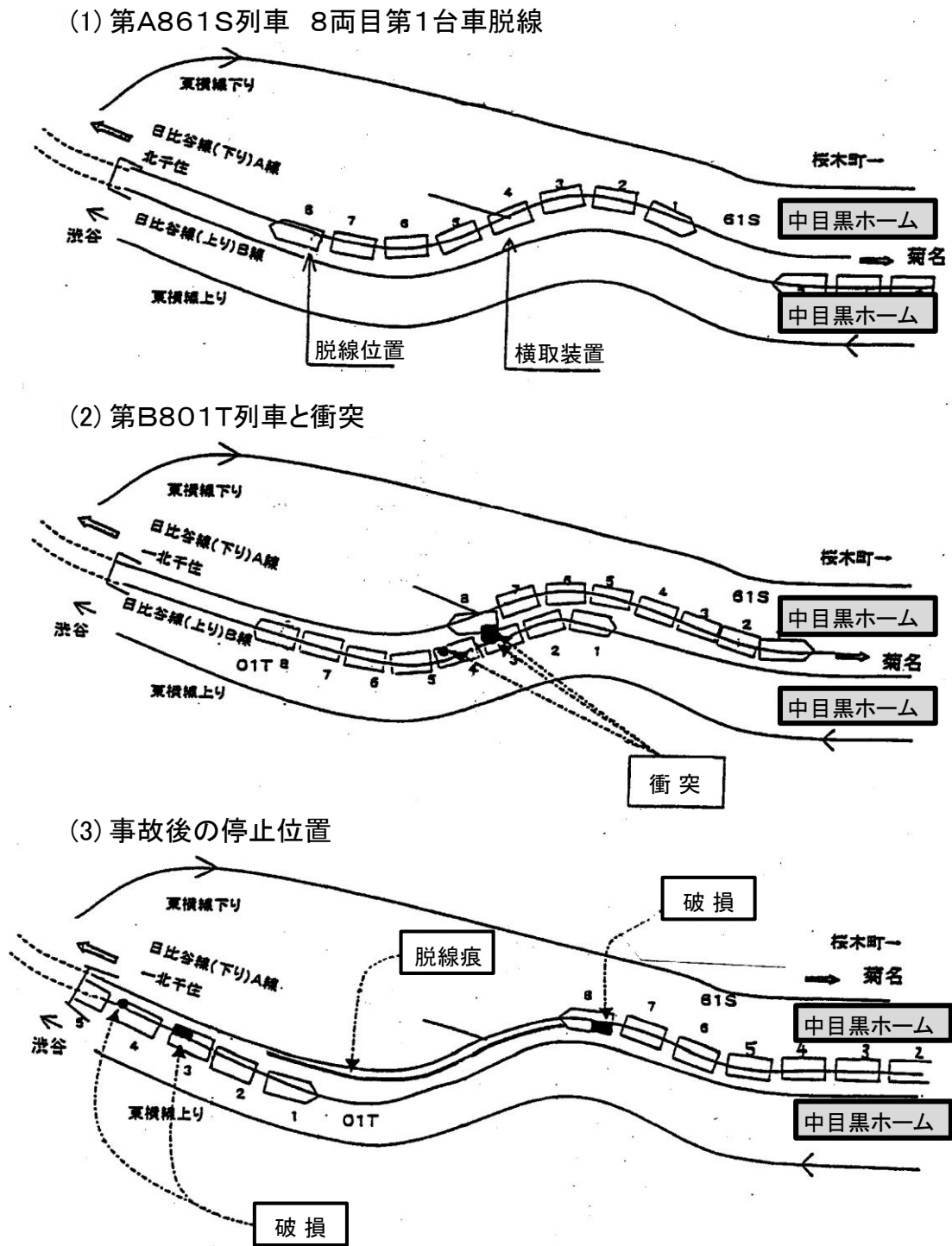


図2.4.1 事故列車の位置関係概況図

2. 4 急曲線乗り上がり脱線

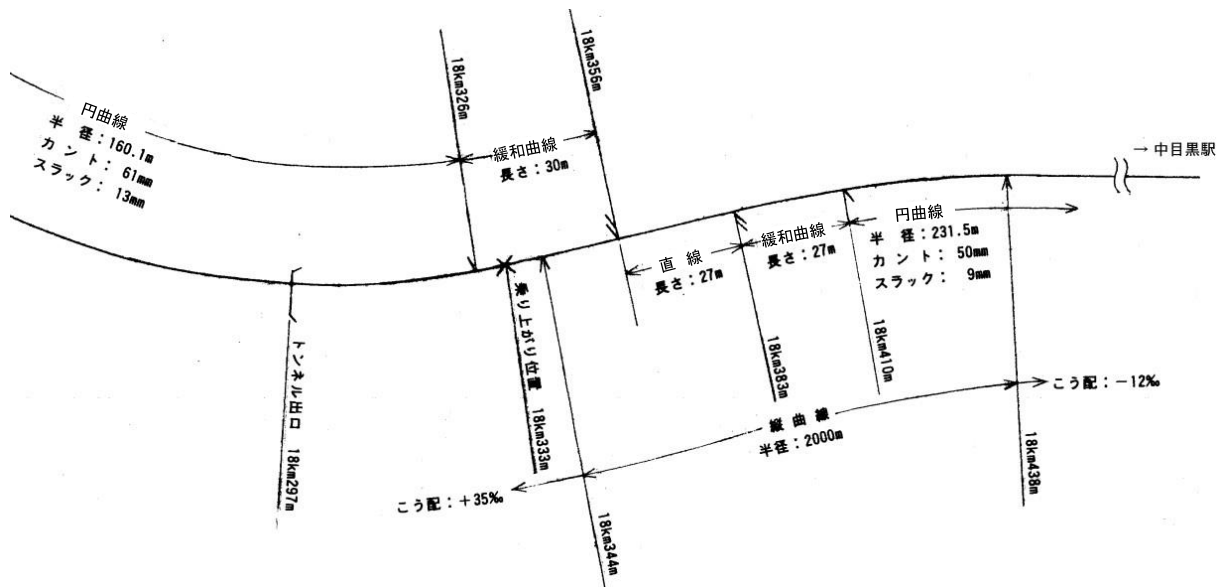


図2.4.2 発生個所付近の線路線形図

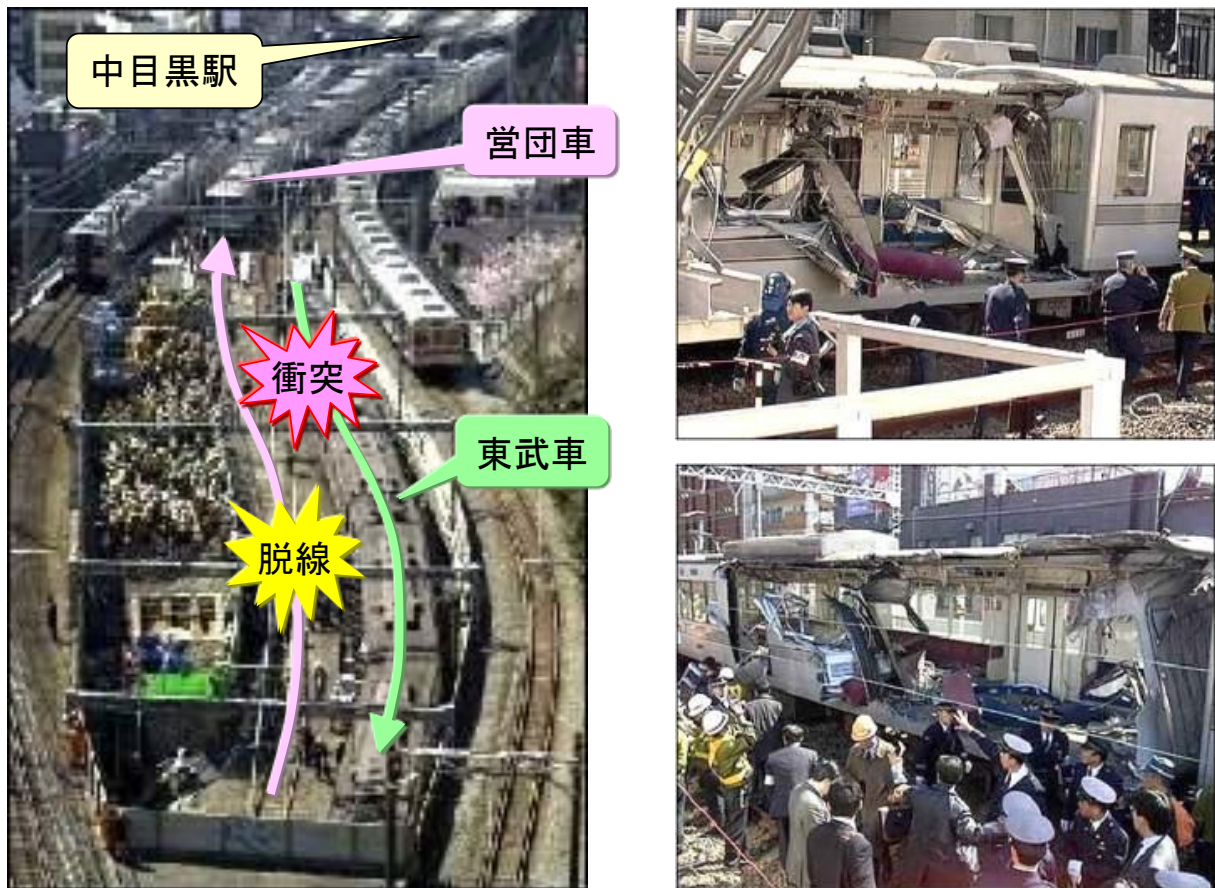


図2.4.3 脱線衝突事故状況写真

2. 4. 2 脱線要因の推定

調査報告書では、脱線要因を次のように推定している。以下は関係部分の引用である。

帝都高速度交通営団日比谷線中目黒目駅構内列車脱線衝突事故に関する調査報告書⁴⁾

3. 9. 2 脱線要因の推定

この脱線は、左急曲線に続く緩和曲線の始端付近（この箇所は、構造上の軌道面の緩やかなねじれ（保守基準値内の誤差を含む）により、右側車輪の輪重の減少と横圧の増加が生じる）という線形条件の箇所において、輪重減少や横圧増加を引き起こす複数の因子の影響が複合的に積み重なったことにより、8両目車両第1軸の右側車輪の脱線係数が増大し、車輪がレールに乗り上がり脱線したことによるもの（いわゆる「乗り上がり脱線」）と推定される。

主要な脱線要因の推定結果をとりまとめると、以下のとおりである。

鉄道は、その通常の走行状態においては、脱線現象に至るまでの間には相当に大きな余裕度を有しており、そのため、通常は脱線を生じることはない。したがって、ここで述べる各因子は、それぞれ単独に作用しただけでは脱線に至るものではなく、各因子の存在をもって直ちに危険な状態であったとはいえないが、これらの因子が同時に作用した場合には、影響が複合して脱線に至る場合があるものと考えられる。

脱線した車両は、

- ① 製造時における静止輪重の測定結果において、第1軸右側車輪と第4軸左側車輪の静止輪重が小さく、車両の対角におけるアンバランスを有していたこと
- ② 供用後、静止輪重の測定・調整等の管理が行われていなかったこと
- ③ 事故発生後に行った、他の同形式（03系）車両の静止輪重の測定結果において、大きなアンバランスが計測されたこと

から、事故当時に第1軸に大きな静止輪重のアンバランスを有しており、それが脱線に大きく影響したものと考えられる。

また、その他の因子として、以下のものが輪重の減少と横圧の増加を助長したと考えられる。なお、これらには、現在の設計・保守に関する技術的評価では特に異常とはみなせないものや、管理が困難なものも含まれており、また、各因子の脱線への影響度も一律ではない。

- ・脱線箇所付近の車輪・レール間の摩擦係数が事故発生時刻に増大したと推定され、それが横圧の増加をもたらしたこと
- ・当該車両の空気ばねの台車転向に対する剛性、台車の軸ばねの特性が、横圧の増加及び輪重の減少に影響したこと
- ・摩耗・損傷等の軽減を目的として研削されたレールの断面形状が、当該車両の踏面形状との組み合わせにおいて、横圧の増加に影響したこと

なお、輪重減少や横圧増加に直接影響を与えたものではないが、研削されたレールの断面形状では、車輪踏面がレールから浮き上がった場合に、新品レールに比べて少ない浮き上がり量で車輪がレール上に乗り上がることから、この断面形状は、脱線の限界値にも影響を与えた因子と考えられる。

このように、今回の脱線は、各因子の影響が複合した結果により、最終的に脱線に至ったと推定される。

2. 4. 3 急曲線乗り上がり脱線の防止対策

脱線要因の推定結果から、急曲線線における低速域での乗り上がり脱線による事故の再発防止を図るためには、次の5項目が重要であることが示された。

(1) 静止輪重の管理

車両の静止輪重のアンバランスが乗り上がり脱線の発生に大きな影響を与えることが明らかとなった。このため、脱線に対する安全性を向上させるためには、静止輪重の管理を行い、アンバランスを改善することが必要であると考えられる。また、全国の鉄道事業者から抽出して行った静止輪重の実態調査の結果や、すでに静止輪重の管理を実施している鉄道事業者の実績等を勘案すると、静止輪重を管理する上での努力目標値は10%とすることが適当であると考えられる。

(2) 軌道の平面性等の管理

軌道の平面性狂いが大きい場合は、脱線の発生に対して大きな影響を与えることが明らかとなった。平面性の管理を行っている鉄道事業者では、概ね表2.4.1のような管理基準値を設けている。管理基準値は、対象とする線区を走行する車両の特性を考慮して決められてきた経緯があり、例えば旧国鉄・JR在来線では、二軸ボギー車に比べて軌道面のねじれに対する追従性が劣るとされた二軸貨車（軸距4.6m）を基本として、5mの基準長が採用された。また、平面性の測定方法についても、軌道検測車を用いているところや、手動の検測装置を用いているところなど、鉄道事業者により異なっており、このため、用いられている管理基準値も一律とはなっていない。

このようなことから、今後新たに平面性の管理を行う鉄道事業者は、表2.4.1に示した管理基準値を参考とし、使用している車両の特性や測定装置の確保の容易さ等、各社の実状を勘案して管理基準値を定めることが適当であると考えられる。

表2.4.1 平面性曲線の管理基準値（2000年当時）

基準長	動的平面性狂い（注1）	静的平面性狂い（注1）	備考
5.0 m	23 mm	18 mm	JR系
2.5 m	18 mm（注2）	14 mm	公営地下鉄
2.0 m	15 mm（注2）	12 mm	大手民鉄の一部

注1) 緩和曲線部における構造的な軌道面のねじれを含む。

注2) 5m基準長の管理基準値に基づき換算したもの。実際には規定されていない。

(3) レール研削における断面形状

今回の調査検討の結果から、脱線した箇所を外軌の断面形状は、レールの研削により、乗り上がり脱線に対する車輪上昇量の余裕に影響を与える結果となっていたと考えられる。また、この外軌の断面形状が、外軌側車輪の横圧の増大にも影響を与えた可能性が考えられる。

レールの断面形状が脱線の発生に与える影響を極力少なくするためには、急曲線部において外軌の研削を行う際に、今回の事例に見られるような、レールのゲージコーナー部の上側を斜めに研削することは避け、可能な限り新品のレールの断面形状に近づくよう、研削断面形状の設計を行うことが必要である。

なお、研削によるレールの延命効果等を考慮しつつ、脱線の発生に対して影響を及ぼさない、新たな断面形状や研削方法については、引き続き取り組むべき重要な研究テーマであると考えられる。

(4) 車輪のフランジ角度の変更

車輪のフランジ角度約60度を65度～70度に変更することは、脱線に対する限界を高めることにつながる。これまで述べてきた他の対策は、保守管理等を通じて、元々あるべき脱線に対する余裕を極力損ねないようにすることを目的としているが、本対策は、現在、フランジ角度が約60度である鉄道にとっては、新たに大きな余裕を獲得することができる極めて効果的な対策である。また、現在においても、日比谷線に乗り入れを行っているA社では、フランジ角度70度の円錐踏面の車輪を採用しており、JRにおいても、フランジ角度が65度の修正円弧踏面の車輪の採用を進めているなど、多くの実績がある。

フランジ角度の変更にあたっては、以下に述べるような諸点を確認することが必要であり、対応の可否については、各鉄道事業者における検討が必要であるが、得られる効果の大きさに鑑み、各社の積極的な取り組みを強く推奨する。

(5) 脱線防止ガードの設置基準

上記(1)～(4)の各対策は、これらを講じることにより脱線に対する余裕度の向上を図ることが可能であるが、この余裕度の大きさは走行する車両や軌道の条件により異なると考えられる。

このため、脱線防止ガードの設置の必要性を判断するためには、各線区の曲線ごとに脱線に対する余裕度を推定し、その結果に基づき、余裕が少ないと考えられる箇所を対象に設置を進めることが適当である。

脱線防止ガードについては、今回の事故に対する緊急措置として、半径200m以下の曲線に設置することとされたが、このような基本的な考え方に基づき、推定脱線係数比の算定結果が1.2を下回る曲線にも設置することとされた。なお、円曲線中では推定脱線係数比が1.2以上であり、曲線出口側の緩和曲線中に限り1.2を下回る曲線については、当該緩和曲線部のみに脱線防止ガードを設置することで差し支えないと考えられる。

2. 5 脱線要因の比較

前節までに示した競合脱線、側線用分岐器脱線、急曲線乗り上がり脱線の3者について、その脱線要因の比較を表2.5.1に示す。表の最下欄の「筆者の見解」に示すように、3者とも脱線形態は類似しているが、主たる脱線要因あるいは特定時期から特定車種において多発傾向を示した理由はそれぞれ異なる。

表2.5.1 脱線要因の比較

項目	競合脱線	側線用分岐器脱線	急曲線乗り上がり脱線
形態	車両、運転、軌道、積荷などがそれぞれ管理基準内の状態にあり、単独では脱線が発生することはないが、各因子がそれぞれ悪い方向に重なって起きる脱線。	上記形式の分岐器内での脱線。	急曲線を低速で走行中に、外軌側車輪がレールに徐々に乗り上がる形態で発生する脱線。
発生個所	駅中間部の直線、曲線、緩和曲線	対向：トングレール先端部、リード曲線内継目部 背向：トングレール通過後0.5～1.0m	駅構内または車両基地内の曲線（分岐器内曲線を含む）。駅中間部の出口側緩和曲線。
車両種別	貨物列車が多い。特にセキ車、タキ車	通勤形気動車、軽量通勤形電車が多い。	軽量通勤形電車が多い。
脱線速度	貨物列車の本線走行中が多く、65km/h以下。	分岐側許容速度である25km/h以下。	ほとんどが25km/h以下。
輪重減少要因	車両あるいは台車の3点支持、車両ローリング	対向：なし 背向：リードレール後端の構造的平面性変位	カントてい減、低速走行時のカント超過
横圧増加要因	急曲線、局部的通り変位、継ぎ目角折れ、車両ローリング	対向：急曲線、継ぎ目角折れ、入射角 背向：急曲線、継ぎ目角折れ、入射角	急曲線、局部的通り変位、継ぎ目角折れ
筆者の見解	車両、運転、軌道、積荷など要素が絡み合っていることは確かであるが、各要因について定量的に分析するには至らなかった。事故毎に異なる様々な原因を内包している。	対向：トングレール先端の形状に起因する典型的な脱線形態である。 背向：トングレール入射角、トングレール部の構造的平面性という設計上の弱点と、平面性に対する追従性の劣る車両との組み合わせが脱線という形で顕在化したもの。	平面性に対する追従性の劣る車両が増加したこと、台車型式の特徴から左右輪重差が発生しやすいことが重なったものと推定される。軌道の線形的な変化はないことから、車両の変化に伴うものと言える。

第3章 乗り上がり脱線の安全性評価手法

第3章 乗り上がり脱線の安全性評価手法

3. 1 課題解決の方法

急曲線部を低速で走行する車両の乗り上がり脱線に影響する因子としては、車両側では、静止軸重、静止輪重の左右のアンバランス、軸ばねや枕ばねの硬さ、車両重心高さ等が挙げられ、軌道側では、曲線半径、カント、カント逡減倍率、軌道狂い（通り、平面性）等が挙げられる。その他、走行速度や車輪／レール間の摩擦係数も大きく影響する。

乗り上がり脱線に対する安全性を設計レベルで評価する方法としては、曲線外軌側の横圧と輪重の比である脱線係数の推定値が、限度値（一般に、ナダルの式が用いられる）を下回れば乗り上がりは発生しないと判断する方法がある。その際の脱線係数の推定値を求める方法には、精緻な車両運動モデルによる時刻歴シミュレーション¹⁶⁾があるが、計算時間が長いため、数多くの条件の組み合わせに対する評価を行うためには適さない。そこで、車両・線路等の多くのパラメータを入力条件として、容易に輪重・横圧・脱線係数を推定する式を提案した。

この輪重横圧推定式は、曲線通過時の輪重・横圧の発生メカニズムの理論^{17), 18)}と実測データの解析結果をもとに構成され、曲線外軌側の横圧と輪重の推定値を求めた後、脱線係数を求めるものである。本推定式は、筆者らが1990年代の一連の曲線通過速度向上試験結果をもとに提案し、改良を加えてきたものであるが¹⁹⁾、2000年3月に発生した営団地下鉄日比谷線脱線事故の原因究明の過程で、脱線に寄与する多くの因子の影響度評価を効率的に行うために機能向上を図った上で活用されたものである²⁰⁾。

本稿では、輪重横圧推定式の算定、限界脱線係数の算定、推定脱線係数比（＝限界脱線係数／推定脱線係数）による脱線に対する余裕度の評価方法、試算例等について述べる。また、日比谷線事故における脱線に対する各種パラメータの影響度について確認する。

3. 2 輪重推定式の構成

3. 2. 1 遠心力による輪重の増減

曲線通過時の車両には図3. 2. 1に示すように曲線半径、カント及び速度に依存した遠心力が作用し、これにより内外軌の定常的な輪重増減が生じる。走行速度が均衡速度以下（カント超過）の場合には、外軌側輪重は静止輪重よりも小さくなり、均衡速度以上（カント不足）の場合には逆に大きくなる。このような遠心力による輪重増減のメカニズムを考慮した外軌側輪重定常分及び内軌側輪重定常分の推定式を式3. 2. 1及び式3. 2. 2に示す。

$$\bar{P}_o = \frac{W_0}{2} \left\{ \left(\gamma + \frac{v^2}{gR} \cdot \frac{C}{G} \right) + \frac{H_G^*}{G/2} \cdot \left(\frac{v^2}{gR} - \frac{C}{G} \right) \right\} \dots \dots \dots \text{式3. 2. 1}$$

$$\bar{P}_i = \frac{W_0}{2} \left\{ \left((2-\gamma) + \frac{v^2}{gR} \cdot \frac{C}{G} \right) - \frac{H_G^*}{G/2} \cdot \left(\frac{v^2}{gR} - \frac{C}{G} \right) \right\} \dots \dots \dots \text{式3. 2. 2}$$

ここで、

\bar{P}_o : 外軌側輪重定常分 (kN)

\bar{P}_i : 内軌側輪重定常分 (kN)

γ : 外軌側車輪の静止輪重比 W_0 : 静的軸重 (kN) v : 走行速度 (m/s)

G : 軌間 (m) C : カント (m) R : 曲線半径 (m)

g : 重力加速度 (9.8m/s²)

H_G^* : 車両有効重心高さ (m) (非振り子車両の場合は実車両重心高さの1.25倍とする)

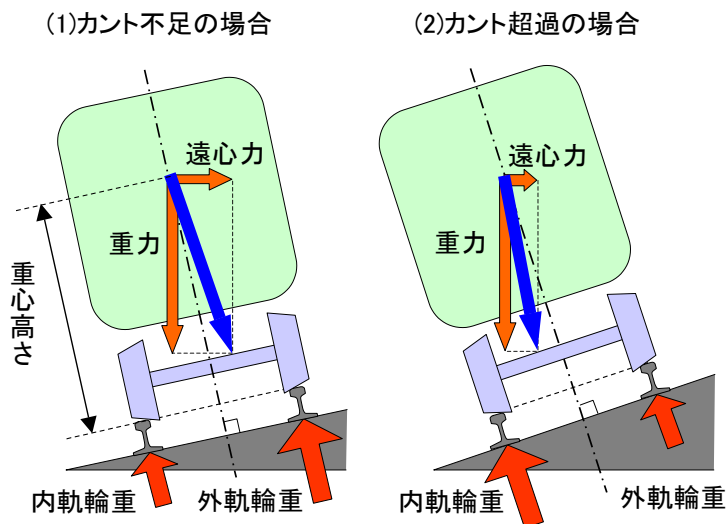


図3. 2. 1 遠心力による輪重の増減

3. 2. 2 軌道面のねじれによる輪重増減

緩和曲線部では図3.2.2に示すように、カント逡減に伴う軌道面のねじれにより、軸ばね及び枕ばねの伸縮による輪重増減が生じる。特に出口側緩和曲線では、軸ばねの伸縮により台車前軸の外軌側輪重が減少し、枕ばねの伸縮により前側台車の外軌側輪重が減少することになる。

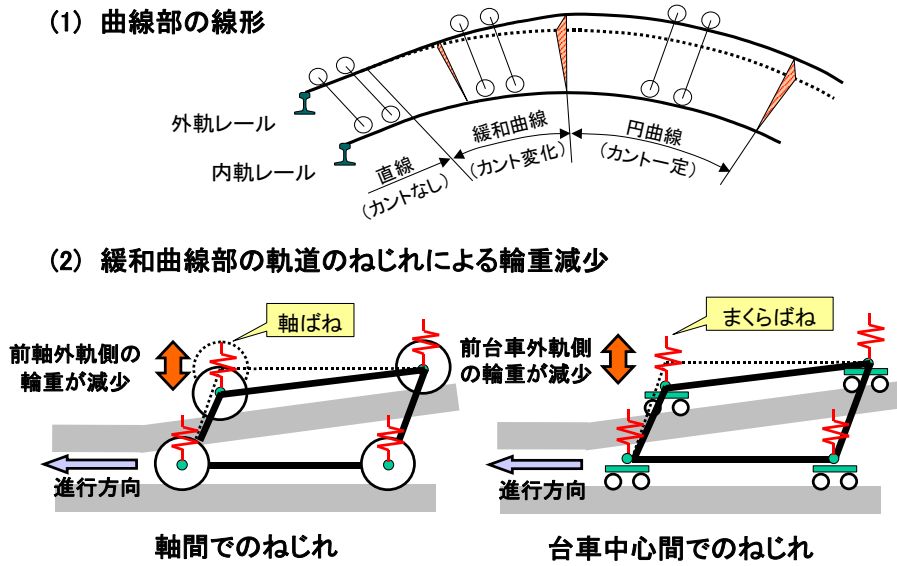


図3.2.2 軌道面のねじれによる輪重の増減

同様に、局部的な軌道の平面性狂いによるばねの伸縮によっても輪重増減が生じる。この軌道面のねじれによる輪重減少のメカニズムを考慮した静的輪重減少分の推定式を式3.2.3に示す。

$$\overline{\Delta P} = \frac{1}{8b^2} \left(\frac{\Delta t_c}{2} \cdot K_\phi + \Delta t_a \cdot k'_{\phi 1} \right) \dots\dots\dots \text{式3.2.3}$$

$$K_\phi = \frac{1}{\frac{1}{4k_1 b_1^2} + \frac{1}{2k_2 b_2^2}} \quad k'_{\phi 1} = 2k_1 b_1^2$$

$$\Delta t_c = \frac{2c}{a_{TC}} + t_c \quad \Delta t_a = \frac{2a}{a_{TC}} + t_a$$

ここで、

$\overline{\Delta P}$: 平面性狂いによる静的輪重減少分 (kN)

K_ϕ : 総合回転ばね定数 (kN・mm)

$k'_{\phi 1}$: 台車の総合回転ばね定数 (kN・mm)

$2b$: 左右接触点間隔 (mm)

$2b_1$: 左右軸ばね間隔 (mm)

$2b_2$: 左右枕ばね間隔 (mm)

k_1 : 上下軸ばね定数 / 1 軸箱 (MN/m)

k_2 : 上下枕ばね定数 / 台車片側 (MN/m)

3. 2 輪重推定式の構成

Δt_c : 台車中心間平面性狂い (mm)

Δt_a : 軸距平面性狂い (mm)

$2a$: 軸間距離 (mm)

$2c$: 台車中心間距離 (mm)

a_{TC} : カント逡減倍率

t_c : カント逡減分を除く台車中心間平面性狂い (mm)

t_a : カント逡減分を除く軸距平面性狂い (mm)

3. 2. 3 空気ばねのねじれによる輪重増減

曲線通過時には図3.2.3に示すように車体・台車間に生じる相対回転変位によって枕ばねとして使われている空気ばねにねじれが生じると、その反力 F_1 が輪軸横圧として軌道に作用すると同時に、上下方向には輪重成分の反力 F_1' ($= F_1 / \tan \theta$) が生じる。

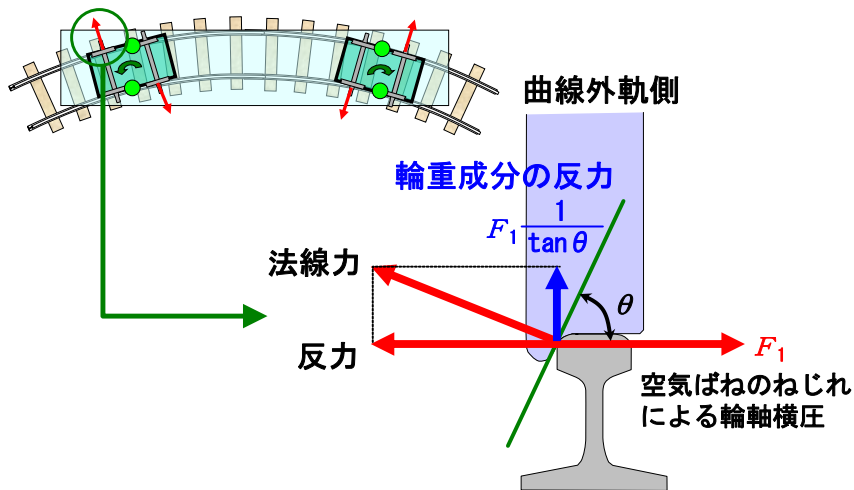


図3.2.3 空気ばねのねじれによる輪重の増減

3. 2. 4 外軌側・内軌側輪重の推定式

遠心力、軌道面のねじれ及び空気ばねのねじれの3つの要素を考慮し、内軌及び外軌の輪重は式3.2.4及び式3.2.5より算出する。

$$P_o = \bar{P}_o - \Delta P + F_1 \times \frac{\eta}{t a \theta} \dots\dots\dots \text{式3.2.4}$$

$$P_i = \bar{P}_i + \Delta P - F_1 \times \frac{\eta}{t a \theta} \dots\dots\dots \text{式3.2.5}$$

ここで、

P_o : 外軌側輪重 (kN)

P_i : 内軌側輪重 (kN)

\bar{P}_o : 外軌側輪重定常分 (kN)

\bar{P}_i : 内軌側輪重定常分 (kN)

ΔP : 平面性狂いによる静的輪重減少 (kN)

F_1 : 空気ばねのねじれによる輪軸横圧 (kN)

η : F_1 の輪重成分の補正係数

3. 3 横圧推定式の構成

3. 3. 1 内軌側の摩擦力の反力による曲線轉向横圧

曲線通過時には図3.3.1に示すように、台車前軸の外軌側車輪はレールとフランジ接触して内軌側に押されながら走行しており、内軌側車輪は摩擦力（＝輪重×摩擦係数）によりこれに抵抗するため、その摩擦力が反力になり定常的な外軌側横圧（曲線轉向横圧）として作用する。従って、内軌側車輪・レール間の摩擦係数（≒内軌側横圧輪重比 κ ）が大きいほど曲線轉向横圧は大きくなる。

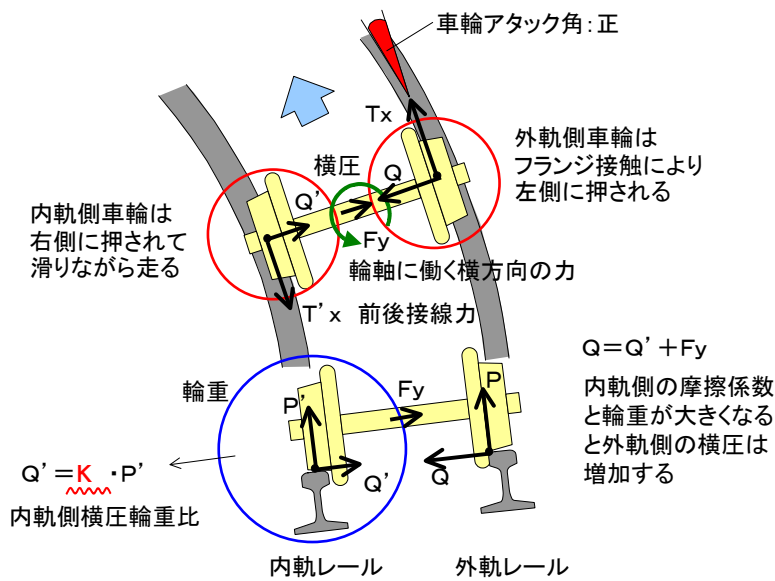


図3.3.1 曲線通過時の横圧発生メカニズム

この摩擦力（曲線轉向横圧）に相当する内軌側横圧定常分の推定式を式3.3.1に示す。

$$\bar{Q}_i = \kappa P_i = \kappa \left\{ \bar{P}_i + \Delta P - \beta \left(\frac{2kb_2^2c}{aR} \times 10^{-6} \right) \times \frac{\eta}{t a \theta} \right\} \dots \dots \dots \text{式3.3.1}$$

ここで、

\bar{Q}_i : 内軌側横圧定常分 (kN)

P_i : 内軌側輪重 (kN)

κ : 内軌側横圧輪重比

3. 3 横圧推定式の構成

内軌側横圧輪重比 κ は図3.3.2に示すように、時刻歴シミュレーションによる計算結果及び実測データを踏まえ、基本踏面と円弧・修正円弧踏面の車輪踏面形状別に設定した。

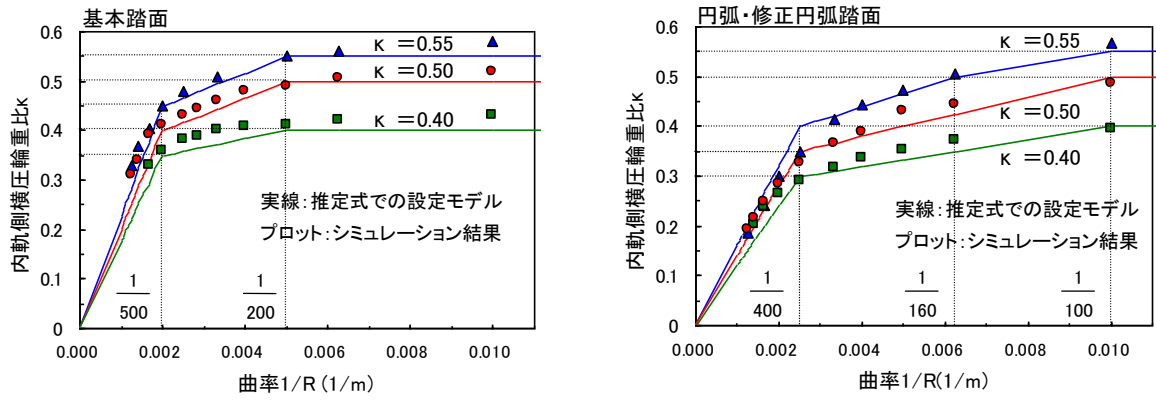


図3.3.2 内軌側横圧輪重比 κ の設定モデル

3. 3. 2 遠心力・空気ばねのねじれによる輪軸横圧

(1) 遠心力による輪軸横圧

曲線通過時の車両には、曲線半径、カント及び速度に依存した遠心力が作用し、これにより定常的な輪軸横圧が生じる。走行速度が均衡速度以下（カント超過）の場合には外軌側に対しては負の横圧となり、均衡速度以上（カント不足）の場合には正の横圧となる。

(2) 空気ばねのねじれによる輪軸横圧

曲線通過時の空気ばねのねじれによる横圧発生メカニズムを図3.3.3に示す。車体/台車間の相対回転変位によって枕ばねである空気ばねにねじれが生じると、その反力が輪軸横圧として軌道に作用するが、前台車前軸では外軌側に対して正の横圧となる。

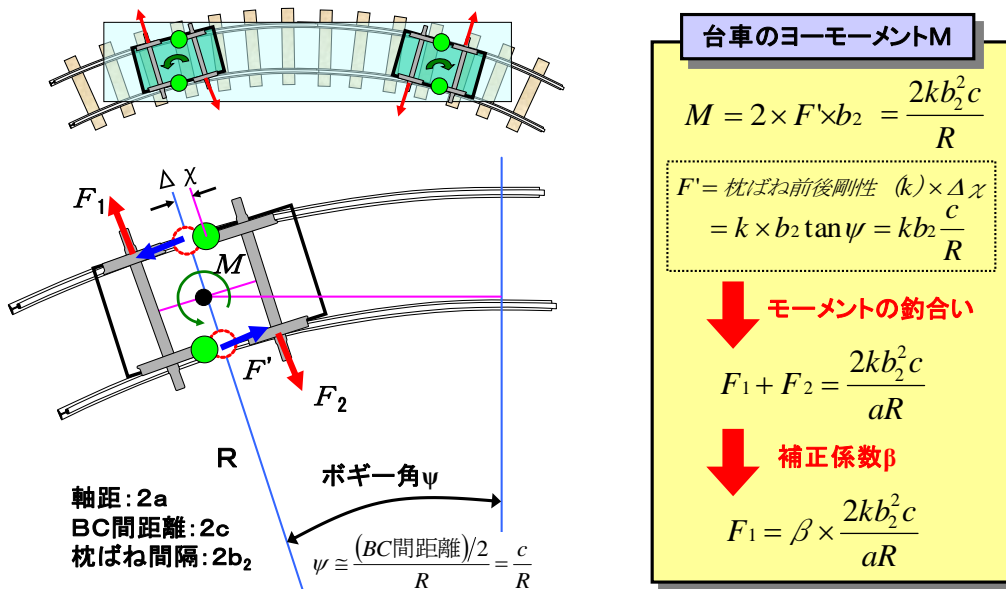


図3.3.3 空気ばねのねじれによる横圧発生メカニズム

(3) 輪軸横圧定常分の推定式

前述の(1)及び(2)より、遠心力及び空気ばねのねじれにより発生する輪軸横圧定常分の推定式は式3.3.2で表される。

$$\Delta Q_{AS} = W_0 \left(\frac{v^2}{gR} - \frac{C}{G} \right) + F_1 = W_0 \left(\frac{v^2}{gR} - \frac{C}{G} \right) + \beta \left(\frac{2kb_2^2c}{aR} \times 10^{-6} \right) \dots \dots \dots \text{式3.3.2}$$

ここで、

ΔQ_{AS} : 輪軸横圧定常分 (kN)

F_1 : 空気ばねのねじれによる輪軸横圧

W_0 : 静的軸重 (kN) v : 走行速度 (m/s) G : 軌間 (m)

C : カント (m) R : 曲線半径 (m) g : 重力加速度 (9.8m/s²)

3. 3 横圧推定式の構成

$2b_2$: 左右枕ばね間隔 (mm) $2a$: 軸間距離 (mm) $2c$: 台車中心間距離 (mm)

k : 枕ばね前後剛性 (kN/m) (ボルスタレス台車以外の車両は0とする)

β : 空気ばねのねじれによる輪軸横圧 F_1 の補正係数

(4) 空気ばねのねじれによる輪軸横圧の補正係数 β

空気ばねのねじれによる輪軸横圧 F_1 の推定値と、時刻歴シミュレーションによる計算結果の比較を図3.3.4に示す。これに基づいて、 F_1 の補正係数 β を内軌側横圧輪重比 κ の値に応じて式3.3.3、式3.3.4のように設定した。

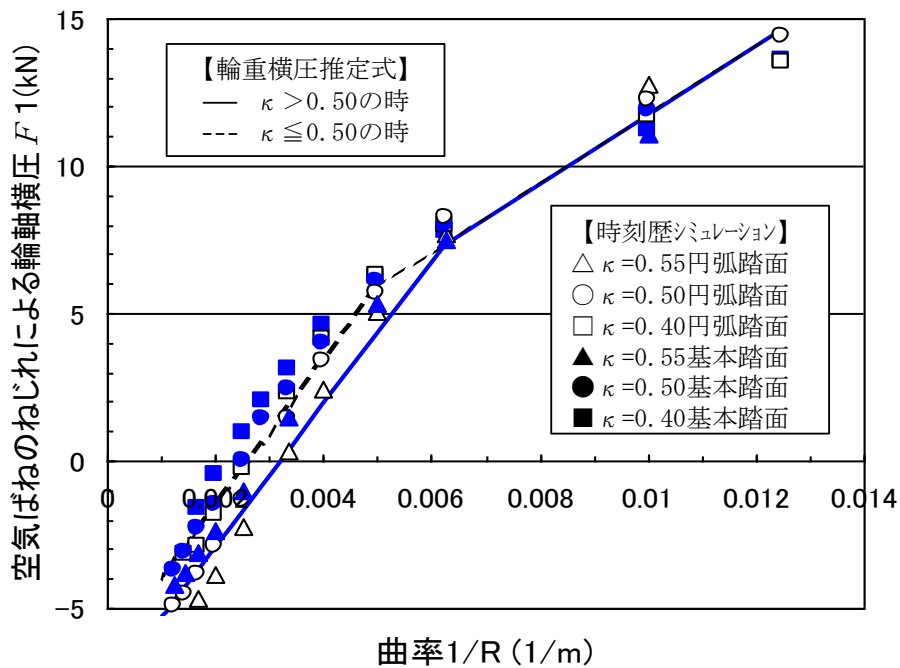


図3.3.4 補正後の F_1 とシミュレーション計算結果の比較

- ・ 内軌側横圧輪重比 $\kappa \leq 0.50$ の時

$$\begin{aligned} \beta &= 0.7 && (R \leq 200) \\ \beta &= 0.7 \times \frac{(380 - R)}{180} && (200 \leq R \leq 1000) \quad \dots \dots \dots \text{式3.3.3} \\ \beta &= -2.4 && (1000 \leq R) \end{aligned}$$

- ・ 内軌側横圧輪重比 $\kappa > 0.50$ の時

$$\begin{aligned} \beta &= 0.7 && (R \leq 160) \\ \beta &= 0.7 \times \frac{(310 - R)}{150} && (160 \leq R \leq 1000) \quad \dots \dots \dots \text{式3.3.4} \\ \beta &= -3.2 && (1000 \leq R) \end{aligned}$$

図3.3.4では曲率がある値以下になると、空気ばねのねじれによる輪軸横圧 F_l が負の値となり、その結果、外軌側での輪重成分の反力は下向き、すなわち外軌側輪重を減少させる方向に作用することになる。しかし、このような現象は実状や時刻歴シミュレーションと合致しないため、輪軸横圧 F_l の輪重成分の補正係数 η を式3.3.5のように設定した。

$$\eta = 1 \quad (\beta > 0)、\quad \eta = 0 \quad (\beta \leq 0) \quad \dots\dots\dots \text{式3.3.5}$$

3. 3. 3 軌道狂い・継目衝撃による横圧変動分

軌道狂い、特に通り狂いがある場合には、車両動揺による慣性力を主体とした輪軸横圧の変動分が生じる。また、レール継目部においては衝撃的な横圧の変動分が発生するが、これらは速度が高いほど大きくなる。以上による横圧変動分は、式3.3.6及び式3.3.7より算出する²¹⁾。

$$\Delta Q_{AD} = 3W_0 k_Q \sigma_z V \quad \dots\dots\dots \text{式3.3.6}$$

$$\Delta Q_{unsp} = \left(\frac{\varepsilon}{100} \right) \times \left(\frac{2500}{R} + 4 \right) \frac{V}{100} \quad \dots\dots\dots \text{式3.3.7}$$

ここで、

- ΔQ_{AD} : 輪軸横圧変動分 (kN)
- W_0 : 静的軸重 (kN)
- σ_z : 通り狂い標準偏差 (mm)
- V : 走行速度 (km/h)
- k_Q : 輪軸横圧変動係数 (1/mm/km/h)
- ΔQ_{unsp} : 継目部の横圧変動分 (kN)
- R : 曲線半径 (m)
- ε : 継目部の横圧変動分の有効分 (%)

3. 3. 4 外軌側横圧の推定式

内軌側の摩擦力による転向横圧、遠心力及び空気ばねのねじれによる輪軸横圧、軌道狂い及び継目衝撃による横圧変動分の3つの要素を考慮し、外軌側横圧は式3.3.8より算出する。

$$Q_o = \bar{Q}_i + \Delta Q_{AS} + \Delta Q_{AD} + \Delta Q_{unsp} \quad \dots\dots\dots \text{式3.3.8}$$

ここで、

- Q_o : 外軌側横圧 (kN)
- \bar{Q}_i : 内軌側横圧定常分 (kN)
- ΔQ_{AS} : 輪軸横圧定常分 (kN)
- ΔQ_{AD} : 軌道狂いによる輪軸横圧変動分 (kN)
- ΔQ_{unsp} : レール継目部での横圧変動分 (kN)

3. 4 限界脱線係数の構成

3. 4. 1 限界脱線係数の考え方

限界脱線係数の算定には従来から用いられているナダル (Nadal) の式を用いるが、これに用いる摩擦係数 μ には車輪アタック角の関数となる等価摩擦係数 μ_e を用いることとした。これは車両が走行している位置における線路線形 (曲率) の差異を忠実に反映することを目的としたものであり、結果的には μ を一定とした場合の限界脱線係数より大きな値を与えることになる。

3. 4. 2 ナダル (Nadal) の式

乗り上がり脱線に対する余裕度を定量的に評価するため、式3.4.1に示すナダルの式から限界脱線係数を算出する。

$$(Q/P)_{c r i} = \frac{t a \alpha - \mu_e}{1 + \mu_e t a \alpha} \quad \text{式3.4.1}$$

ここで、

$(Q/P)_{c r i}$: 限界脱線係数 α : 車輪フランジ角 (rad)

μ_e : 等価摩擦係数 = f_y / N (f_y : 横クリープ力、 N : 法線力)

3. 4. 3 等価摩擦係数 μ_e の近似計算

クリープ力の飽和特性を考慮した場合、等価摩擦係数 μ_e は式3.4.2で表すことができる。

$$\mu_e = \mu \times \frac{\kappa_{22} \nu_y / N}{\left\{ \mu^\beta + (\kappa_{22} \nu_y / N)^\beta \right\}^{\frac{1}{\beta}}} \quad \text{式 3.4.2}$$

ここで、

β : 飽和特性を表す指数 (=1.5) ν_y : 左右クリープ率

κ_{22} : 左右クリープ係数 N : 法線力 $\kappa_{22} / N \doteq 27.0$

また、輪軸のアタック角を ϕ とすると $\nu = \tan \alpha \sin \alpha (1 - \cot^2 \alpha)$ $\phi \doteq \alpha$ となり、結果として、等価摩擦係数 μ_e は式3.4.3で表される。

$$\mu_e = \mu \times \frac{27.0 \times \phi}{\left\{ \mu^{1.5} + (27.0 \times \phi)^{1.5} \right\}^{\frac{2}{3}}} \quad \text{式 3.4.3}$$

なお、ここでの μ は外軌側フランジ部の動摩擦係数に前後接線力の影響を考慮した実効的な値に相当する。

3. 4. 4 アタック角の設定方法

基本踏面車両及び円弧・修正円弧踏面車両を対象として、式3.4.5より算出したアタック角 ϕ と時刻歴シミュレーション結果の比較を図3.4.1に示す。

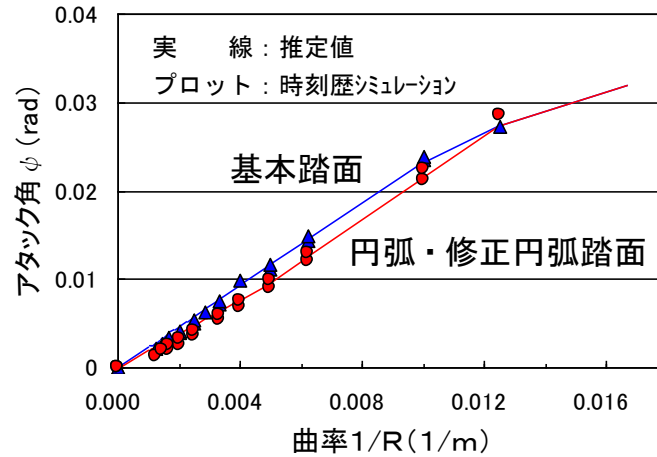


図3.4.1 アタック角の推定値とシミュレーション結果の比較

$$\phi = \frac{a}{R} - \phi_T - \phi_w \quad \dots \quad \text{式3.4.5}$$

・基本踏面の場合

$$\left. \begin{aligned} -\phi_T - \phi_w &= \frac{90}{R} \frac{\delta_1 + \delta_2}{2a} & (R \geq 90) \\ -\phi_T - \phi_w &= \frac{\delta_1 + \delta_2}{2a} & (R < 90) \end{aligned} \right\} \dots \quad \text{式3.4.6}$$

・円弧及び修正円弧踏面の場合

$$\left. \begin{aligned} -\phi_T - \phi_w &= \frac{60}{R} \frac{\delta_1 + \delta_2}{2a} & (R \geq 200) \\ -\phi_T - \phi_w &= \frac{\delta_1 + \delta_2}{2a} \left\{ 0.3 + \frac{0.7}{0.0075} \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{200} \right) \right\} & (80 \leq R < 200) \\ -\phi_T - \phi_w &= \frac{\delta_1 + \delta_2}{2a} & (R < 80) \end{aligned} \right\} \dots \quad \text{式3.4.7}$$

ここで、

- ϕ : アタック角(rad) $2a$: 軸距 (m)
- R : 前台車中心位置での曲線半径 (m)
- ϕ_T : 台車ヨー角 (車体ヨー角を含む) (rad)
- ϕ_w : 輪軸の操舵によるヨー角 (rad)
- δ_1 : 横動遊間+前軸位置でのスラック/2 (mm)
- δ_2 : 横動遊間+後軸位置でのスラック/2 (mm)

3. 5 推定脱線係数比の算出と試算例

3. 5. 1 推定脱線係数比の算出

外軌側脱線係数を、同じ位置の外軌側横圧と外軌側輪重の比とし、式 (20)から算出する。

$$(Q/P)_o = \frac{Q_o}{P_o} \dots\dots\dots \text{式3.5.1}$$

ここで、

$(Q/P)_o$: 外軌側脱線係数 Q_o : 外軌側横圧(kN) P_o : 外軌側輪重(kN)

第3.4節で示した限界脱線係数と外軌側脱線係数との比を「推定脱線係数比」と称する。この値は1.0を基準として、その大小により乗り上がり脱線に対する余裕度を表す。なお、推定脱線係数比は同じ位置における限界脱線係数と外軌側脱線係数の比とし、式3.5.2より算出する。

$$\text{推定脱線係数比} = \frac{(Q/P)_{cri}}{(Q/P)_o} \dots\dots\dots \text{式3.5.2}$$

ここで

$(Q/P)_{cri}$: 限界脱線係数 $(Q/P)_o$: 外軌側脱線係数

3. 5. 2 推定脱線係数比の試算例

推定脱線係数比の試算に使用した条件を表3.5.1に、各種パラメータを変更した時の推定脱線係数比を試算した結果を図3.5.1に示す。なお、推定脱線係数比の計算は、円曲線部から出口側緩和曲線部を1m間隔で実施し、この間に発生する最小値をその条件での推定脱線係数比とした。

表3.5.1 推定脱線係数比の試算に使用した条件

条 件	数 値	条 件	数 値
車両重心高さ (mm)	1.3	走行速度 (km/h)	10
静的軸重 (kN)	56	通り狂いσ (mm)	2.5
外軌車輪の静止輪重比	0.9	軸距平面性狂い (mm)	3mm/2m + 構造分
軸 距 (m)	2.2	台車中心間平面性狂い(mm)	構造分のみ
台車中心間距離 (m)	12	曲線半径 (m)	200、400、600
左右軸ばね間隔 (m)	1620	カント (mm)	105
左右枕ばね間隔 (m)	2000	カント逓減倍率 (倍)	400
軌 間 (m)	1067	スラック (mm)	10
上下軸ばね定数/軸箱(MN/m)	1.3	横動遊間 (mm)	10
上下枕ばね定数/台車片側 (MN/m)	0.33	外軌フランジ部摩擦係数μ	0.3
枕ばね前後剛性/台車片側(MN/m)	153	輪軸横圧変動係数	0.00015
車輪フランジ角 (度)	60	継目衝撃有効分 (%)	20
車輪踏面形状	基本踏面		

3. 5 推定脱線係数比の算出と試算例

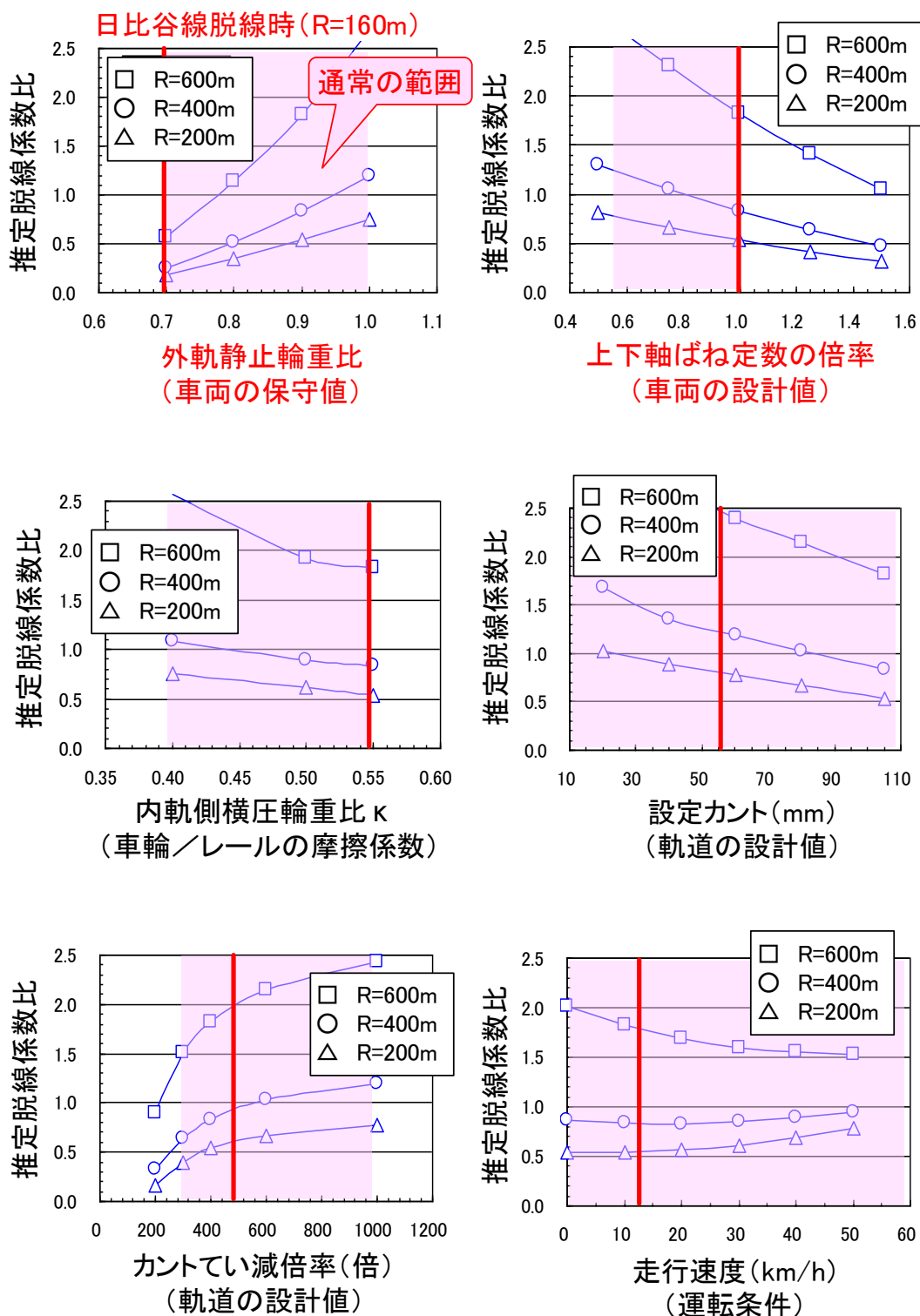


図3.5.1 推定脱線係数比の試算結果

3. 5. 3 脱線に対する各種パラメータの影響度の検討

2000年3月に発生した日比谷線事故時の各種パラメータを基本とし、それを変更した時の推定脱線係数比（＝限界脱線係数／推定脱線係数）の変化から、脱線に対する各種パラメータの影響度について考察する。

(1) 感度分析の基本条件

感度分析の基本条件を表3.5.2に示す。

表3.5.2 感度分析の基本条件

【車両条件】（営団03系）

車両重心高さ	1.3 m	軸ばね上下定数／軸箱	1.40 MN/m
静的軸重	56 kN	枕ばね上下定数／台車片側	0.33 MN/m
外軌車輪の静止輪重比	0.7	左右接触点間隔／2	560 mm
軸間距離	2.2 m	左右軸ばね間隔／2	810 mm
台車中心間距離	12 m	左右まくらばね間隔／2	1000 mm
車輪フランジ角	60 度	枕ばね前後剛性	153 kN/m
		内軌横圧輪重比 κ	0.55

【走行条件】（中間報告における推定値）

走行速度	12 km/h
------	---------

【線形条件】（事故現場の設計値）

曲率半径	160 m	設定カント	61 mm
カントてい減倍率	488 倍	スラック	13 mm
軌 間	1067 mm		

【軌道狂い条件】（事故直後の検測値ほか）

軸距平面性狂い	2.6 mm	横動遊間	10 mm
10m弦通り狂い	8 mm	軌間狂い	- 2 mm
10m弦通り狂い標準偏差	2.3 mm	摩擦係数 μ	0.3
継目衝撃有効分	20 %	輪軸横圧変動係数	0.00015

3. 5 推定脱線係数比の算出と試算例

(2) 感度分析結果

表3.5.2を基本条件とし、各種パラメータを単独あるいは複合して変更した時の外軌横圧最大値、外軌輪重最小値、外軌脱線係数最大値及び推定脱線係数比を算出した結果を表3.5.3に示す。

表3.5.3 感度分析結果 (1/2)

パターン	設定条件	Qmax (kN)	比 基本 = 1	Pmin (kN)	比 基本 = 1	外軌側 Q/P最大	Q/P比 基本 = 1	限界 Q/P	P比 基本 = 1	推定 脱線 係数比	比 基本 = 1
基本	基本	29.0	1.00	9.7	1.00	2.41	1.00	1.14	1.00	0.50	1.00
①	カント：61mm⇒30mm	28.6	0.99	10.9	1.13	1.88	0.78	1.14	1.00	0.63	1.25
②	カント遞減倍率： 488倍⇒800倍	28.5	0.98	12.2	1.26	1.95	0.81	1.14	1.00	0.59	1.18
③	軸距平面性狂い： 2.6mm+構造分4.5mm ⇒構造分4.5mmのみ	28.1	0.97	11.6	1.20	1.96	0.81	1.14	1.00	0.62	1.23
④	静的軸重：56kN⇒80kN	38.3	1.32	17.2	1.78	1.87	0.78	1.14	1.00	0.61	1.22
⑤	枕ばね前後剛性： 153⇒50 kN/m	26.1	0.90	9.6	0.99	2.50	1.04	1.14	1.00	0.48	0.95
⑥	軸ばね上下定数： 1.40⇒0.80kN/mm	27.9	0.96	12.2	1.26	1.84	0.76	1.14	1.00	0.64	1.28
⑦	枕ばね上下定数： 0.33⇒0.20kN/mm	29.0	1.00	10.6	1.10	2.16	0.90	1.14	1.00	0.54	1.08
⑧	車輪フランジ角： 60°⇒70°	29.0	1.00	9.7	1.00	2.41	1.00	1.76	1.54	0.73	1.46
⑨	車輪踏面形状： 円錐踏面⇒円弧踏面	26.4	0.91	9.7	1.00	2.06	0.86	1.26	1.11	0.61	1.21
⑩複合 (⑧+⑨)	車輪踏面形状：円錐⇒円弧 車輪フランジ角：60°⇒0°	26.4	0.91	9.7	1.00	2.06	0.86	1.84	1.61	0.89	1.78
⑪	外軌静止輪重比：0.7⇒ 0.9	25.5	0.88	14.7	1.52	1.42	0.59	1.14	1.00	0.81	1.62
⑫複合 (⑧+⑪)	車輪フランジ角： 60°⇒70° 外軌静止輪重比： 0.7⇒0.9	25.5	0.88	14.7	1.52	1.42	0.59	1.66	1.45	1.17	2.33
⑬複合 (⑧+⑨ +⑪)	車輪踏面形状： 円錐⇒円弧 車輪フランジ角： 60°⇒70° 外軌静止輪重比： 0.7⇒0.9	23.2	0.80	14.7	1.52	1.29	0.54	1.66	1.46	1.39	2.76

表3.5.3 感度分析結果 (2/2)

パターン	設定条件	Qmax (kN)	比 基本 = 1	Pmin (kN)	比 基本 = 1	外軌側 Q/P最大	Q/P比 基本 = 1	限界 Q/P	P比 基本 = 1	推定 脱線 係数比	比 基本 = 1
⑭	摩擦係数 μ : 0.30 \Rightarrow 0.15	29.0	1.00	9.7	1.00	2.41	1.00	1.35	1.18	0.56	1.11
⑮	内軌側横圧輪重比 κ : 0.55 \Rightarrow 0.40	22.7	0.78	9.7	1.00	1.78	0.74	1.14	1.00	0.68	1.36
⑯	走行速度 : 12km/h \Rightarrow 35km/h	31.0	1.07	11.7	1.21	2.08	0.86	1.14	1.00	0.58	1.16
⑰複合 (⑤+⑥ +⑦)	軸ばね上下定数 : 1.40 \Rightarrow 0.80kN/mm 枕ばね上下定数 : 0.33 \Rightarrow 0.20kN/mm 枕ばね前後剛性 : 153 \Rightarrow 50 kN/m	24.7	0.85	12.9	1.34	1.79	0.74	1.14	1.00	0.64	1.27

パターン① カント61mm \Rightarrow 30mm (推定脱線係数比25%増加)

カント超過が小さくなり、内外軌の輪重差が減少して外軌輪重が増加するため、脱線係数が小さくなる。また、今回の線形の入力条件によれば最大脱線係数の発生位置は変わらないため、当該箇所における曲率が減少し、これに伴いアタック角も減少するため、限界脱線係数が増加する。

パターン② カント逡減倍率488倍 \Rightarrow 800倍 (推定脱線係数比18%増加)

軸距平面性狂い及び台車中心間平面性狂いが小さくなり、外軌の輪重減少が小さくなるため脱線係数が小さくなる。

パターン③ 軸距平面性狂い(2.6mm+構造分4.5mm) \Rightarrow 構造分4.5mm (推定脱線係数比23%増加)

軸距平面性狂いが小さくなり外軌輪重減少が小さくなるため、脱線係数が小さくなる。上下軸ばね係数が大きい場合には影響度は大きくなる。

パターン④ 静的軸重56kN \Rightarrow 80kN (推定脱線係数比22%増加)

外軌輪重定常分が軸重増加に伴って増加するとともに、軌道のねじれによる輪重減少が変化しないため、脱線係数は相対的に小さくなる。

パターン⑤ まくらばね前後剛性153kN/m \Rightarrow 50kN/m (推定脱線係数比5%減少)

まくらばねのねじりによる横圧は減少するが、同時に輪重を増加させる分力成分も減少するため、結果として脱線係数はわずかながら大きくなる結果となる。外軌左右輪重比=0.7を基本としていることもこの傾向を助長している。

パターン⑥ 上下軸ばね定数／軸箱1.40kN/mm⇒0.80kN/mm (推定脱線係数比28%増加)

軸距平面性狂いに対する追従性が改善され、外軌輪重抜けが小さくなるため、脱線係数が小さくなる。一般的に用いられている諸元の範囲であり、影響度は大きい。

パターン⑦ 上下まくらばね定数／片側0.33kN/mm⇒0.20kN/mm (推定脱線係数比8%増加)

台車間平面性狂いに対する追従性が改善され、外軌輪重抜けが小さくなるため、脱線係数が小さくなる。

パターン⑧ 車輪フランジ角 $60^\circ \Rightarrow 70^\circ$ (推定脱線係数比46%増加)

輪重・横圧・脱線係数の推定値は変化しないが、フランジ角の増加により限界脱線係数が大幅に増加するため、推定脱線係数比が大幅に増加する。

パターン⑨ 車輪踏面形状 円錐踏面⇒円弧踏面 (推定脱線係数比21%増加)

左右輪径差が増大して操舵機能が高まり、内軌側横圧輪重比 κ が減少するため推定脱線係数が低下すると同時に、アタック角も低減するため限界脱線係数が大きくなる。結果的に、推定脱線係数比は増加する。

パターン⑩ (=⑧+⑨) 車輪踏面形状 円錐踏面⇒円弧踏面 }
車輪フランジ角 $60^\circ \Rightarrow 70^\circ$ } (推定脱線係数比78%増加)

左右輪径差が増大して操舵機能が高まり、内軌側横圧輪重比 κ が減少するため推定脱線係数が低下すると同時に、フランジ角の増加及びアタック角に低減により限界脱線係数が大幅に増加する。結果的に、推定脱線係数比は大幅に増加する。

パターン⑪ 外軌側静止輪重比0.7⇒0.9 (脱線係数比62%増加)

外軌輪重が増加し、内軌輪重の減少に伴って外軌横圧が減少するため、脱線係数が小さくなる。影響度は大きい

パターン⑫ (=⑧+⑪) 外軌側静止輪重比0.7⇒0.9
車輪フランジ角 $60^\circ \Rightarrow 70^\circ$ (推定脱線係数比133%増加)

外軌輪重が増加し、内軌輪重の減少に伴って外軌横圧が減少するため、外軌側脱線係数の推定値が小さくなる。また、フランジ角増加により限界脱線係数が大幅に増加するため、推定脱線係数比も大幅に増加する。

パターン⑬ (=⑧+⑨+⑪)	外軌側静止輪重比0.7⇒0.9 車輪フランジ角60° ⇒70° 車輪踏面形状 円錐踏面⇒円弧踏面	}	(推定脱線係数比 176%増加)
----------------	--	---	---------------------

外軌輪重が増加に伴う内軌輪重の減少と、内軌側横圧輪重比 κ の低減により外軌横圧が減少するため、脱線係数が小さくなる。また、フランジ角の増加とアタック角の減少により限界脱線係数が大幅に大きくなるため、推定脱線係数比も大幅に増加する。

パターン⑭ 外軌側フランジ部の摩擦係数 μ : 0.30⇒0.15 (推定脱線係数比11%増加)

輪重・横圧・脱線係数には影響しない。等価摩擦係数 μ_e が小さくなり限界脱線係数が大きくなるため、脱線係数比は増加する。

パターン⑮ 内軌側横圧輪重比 κ : 0.55⇒0.40 (脱線係数比36%増加)

外軌横圧が κ に比例して減少するが、 κ は輪重には影響しないため、脱線係数が小さくなる。影響度は大きいですが、この数値を制御することは困難と考えられる。

パターン⑯ 走行速度12km/h⇒35km/h (脱線係数比16%増加)

カント超過による外軌輪重抜けが減少するため、外軌輪重が増加する。内軌輪重の減少に伴う外軌横圧の低減とあいまって脱線係数が小さくなる。

パターン⑰ (=⑤+⑥+⑦)	まくらばね前後剛性153kN/m⇒50kN/m 上下軸ばね定数/軸箱1.40kN/mm⇒0.80kN/mm 上下まくらばね定数/片側0.33kN/mm⇒0.20kN/mm	}	(推定脱線係数比27%増加)
----------------	---	---	----------------

まくらばね前後剛性の低減による脱線係数の増加よりも、上下軸ばね定数及び上下枕ばね定数の低減による脱線係数の減少の影響度が大きいため、結果として脱線係数は減少する。

(3) 各種パラメータの影響度に関する考察

推定脱線係数比に対する各種パラメータの影響度を、推定脱線係数比が小さいものから順に図3.5.2に示す。

今回計算に用いたパラメータの変更範囲では、推定脱線係数比を顕著に大きくする効果があったのは⑪外軌静止輪重比 0.7⇒0.9及び⑧車輪フランジ角 60°⇒70°であった。次は⑮内軌側輪重横圧比 κ 0.55⇒0.40であるが、この数値は設計あるいは保守では管理できないので、脱線防止対策として期待できない。

脱線防止ガードの設置基準の目安とされる推定脱線係数比1.2を超えたのは、ケース⑬複合【⑧車輪フランジ角60°⇒70°+⑨車輪踏面形状 円錐⇒円弧+⑪外軌静止輪重比 0.7⇒0.9】だけであった。日比谷線脱線事故現場は半径160mの急曲線であり、このような急曲線では乗り上がり脱線に対して十分な安全性を確保することは容易でなく、脱線防止ガードは必須の設備であると考えられる。

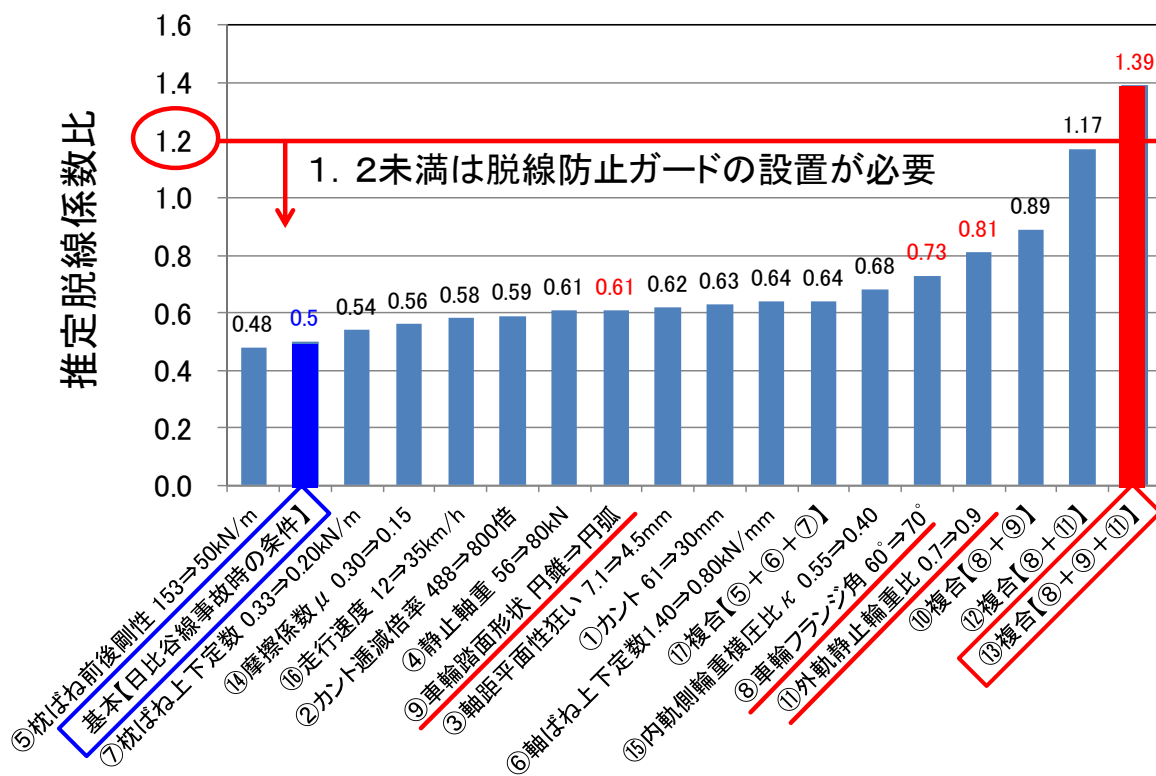


図3.5.2 推定脱線係数比に対する各種パラメータの影響度

第4章 乗り上がり脱線を考慮したカントてい減倍率

第4章 乗り上がり脱線を考慮したカントてい減倍率

4. 1 課題解決の方法

前章では、急曲線を低速で走行する際の乗り上がり脱線に対する総合安全性指標として推定脱線係数比が有効であることを述べた。これによって、車両条件、運転条件及び軌道条件が与えられた場合には、乗り上がり脱線に対する余裕度を定量的に算出することが可能となった。

軌道条件の中で乗り上がり脱線に及ぼす影響が大きいのは、曲線半径と緩和曲線長である。緩和曲線長は、緩和曲線形状には直線てい減と曲線てい減があるが、一般に用いられている直線てい減緩和曲線の場合は、カントてい減倍率がその指標となる。

本章では、以下に示す手順により、急曲線乗り上がり脱線を考慮した緩和曲線のカントてい減倍率の要件を示す²²⁾。なお、本章の内容は、鉄道総合技術研究所が国土交通省から委託を受けて術基準原案作成作業の一環として平成10年度から13年度の4年間にわたって実施した「曲線部の線形諸元等に関する委員会」の成果の一部をなすものである。その成果は平成13年3月31日に施行された「鉄道に関する技術上の基準を定める省令」として鉄道事業者の規範となった。

(1) 車両走行シミュレーションによる検討

新幹線と在来線電車（狭軌）の1車両モデルによる車両走行シミュレーションにより、曲線線形諸元が車両の走行特性に及ぼす影響について検討した。特に緩和曲線長の影響を把握した。

(2) 軌道の実測データによる検討

軌道の整備状態は、軌間、水準、高低、通り及び平面性により管理されている。軌道検測車による軌道狂いデータの調査を実施し、車両走行シミュレーション等に用いる緩和曲線部の軌道狂いの設定条件を、実態に基づいて決定した。

(3) 輪重横圧推定式による検討

曲線走行中の車両走行特性値の観点から必要とされる緩和曲線長について、輪重横圧推定式から算出される脱線係数及び輪重減少率を評価指標として検討した。

(4) 推定脱線係数比算定式による検討

輪重横圧推定式は、1990年代の一連の曲線速度向上試験（主に曲線半径200m以上での試験）結果に基づいて提案されたものであり、通常の営業速度域での精度は確認されているが、半径200m未満の急曲線や低速域での精度は確認されていない。そこで、この領域での安全性の評価に重点が置かれている推定脱線係数比算定式を用いる。

4. 2 車両走行シミュレーションによる検討

新幹線電車及び在来線電車（狭軌）の1車両モデルを用いて車両走行シミュレーション（以下「シミュレーションという。）を実施し、緩和曲線長が車両の走行に及ぼす影響を把握した。また、在来線電車（狭軌）については、軌道に通り狂いがある場合のシミュレーションも行い、曲線線形諸元の影響に軌道狂いの影響が加わった時の車両走行特性値を推定する方法について考察した。

4. 2. 1 新幹線電車のシミュレーション

(1) 実測試験データとシミュレーション出力波形との検証

曲線線形諸元が車両の運動に及ぼす影響の調査に先立ち、新幹線での実測試験データを用いて、シミュレーション出力波形の検証を行った。実測とシミュレーションの輪重及び横圧の波形例を図4.2.1に、脱線係数及び車体加速度の波形例を図4.2.2に示す。シミュレーションの際に入力しなかったレール溶接継目部等での短波長狂いの影響と推定される外軌側輪重、横圧の衝撃的な成分を除き、実測とシミュレーションの出力波形に良い一致が得られたことから、シミュレーションは検討目的に対して十分な精度を有すると考えられる。

4. 2 車両走行シミュレーションによる検討

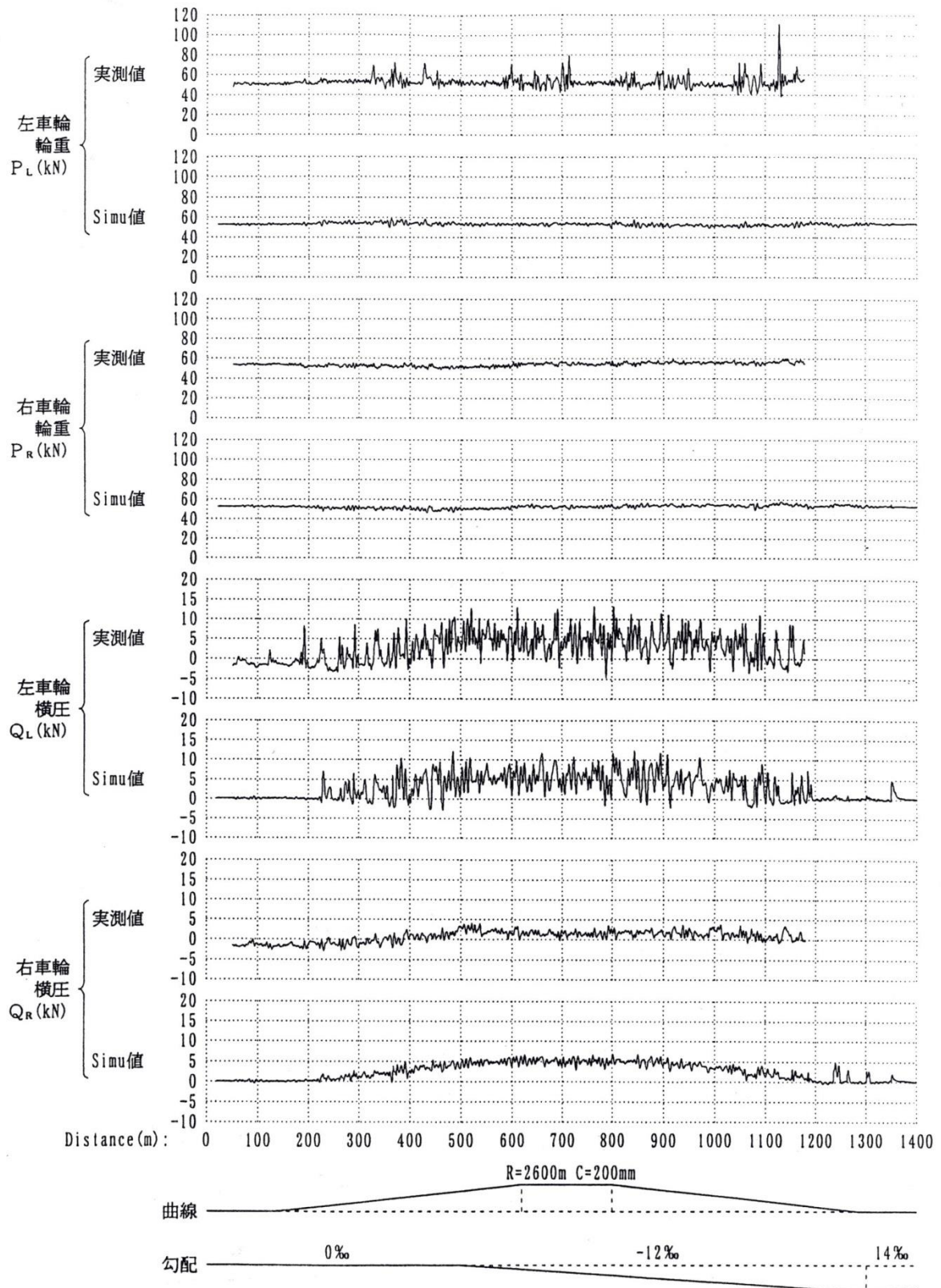


図4.2.1 実測とシミュレーションの輪重、横圧波形例 (新幹線電車)
 (半径2600m、カント200mm、緩和曲線長485m、縦曲線半径15000m、速度205km/h)

4. 2 車両走行シミュレーションによる検討

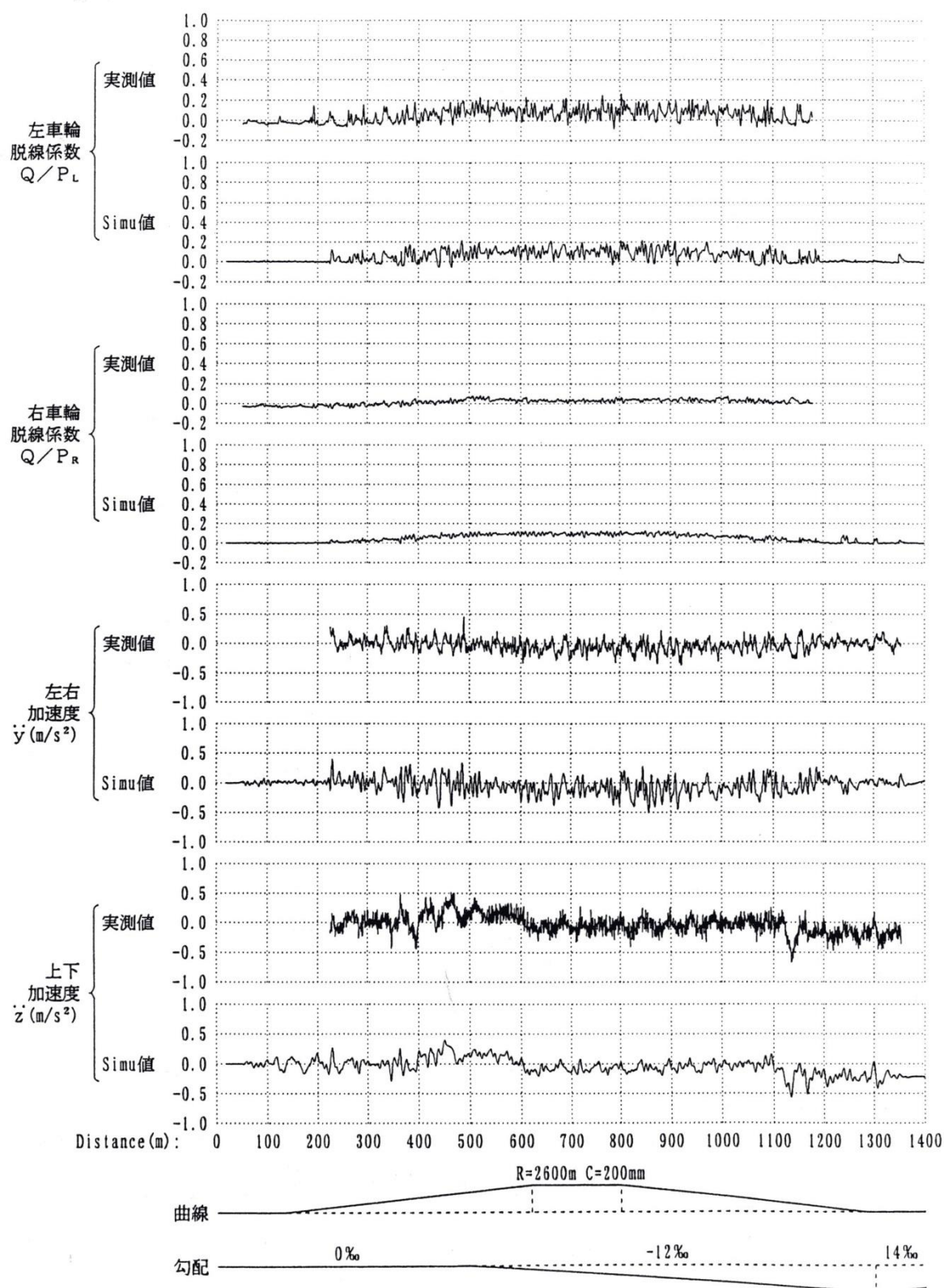


図4.2.2 実測とシミュレーションの脱線係数、車体加速度波形例（新幹線電車）
 （半径2600m、カント200mm、緩和曲線長485m、縦曲線半径15000m、速度205km/h）

4. 2 車両走行シミュレーションによる検討

(2) シミュレーション条件

新幹線電車1車両モデルに対する緩和曲線長を変化させたシミュレーションは、表4.2.1に示す条件で実施した。

表4.1.1 車両走行シミュレーション条件 (新幹線)

モデル種別	条件
車両モデル	新幹線電車1車両モデル 新幹線円弧踏面/60kgレール 車輪/レール間の摩擦係数: 0.3 走行速度: 10、260、275、300、350km/h
軌道モデル	$R=4000\text{m}$ 、 $C_m=200\text{mm}$ 、スラック=0mm 曲率・カントはサイン半波長逓減 円曲線長200mの反向曲線 (均衡速度260km/h) 曲線間直線長: 100m 緩和曲線長: 30, 60, 70, 80, 90, 100, 120, 140, 150, 340, 400m (カント倍率: 150, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700, 750, 1700, 2000)

(3) シミュレーション結果

走行区間全体での輪重減少率、横圧、脱線係数、車体左右加速度 (前後台車上车体床面)、車体ロール角速度、車体ロール角加速度の各最大値と緩和曲線長との関係を図4.2.3に示す。なお、図中、黒塗りのデータ (緩和曲線長30m=150 C_m : 脱線) は、脱線するまでの間の最大値を表す。検討結果は以下のとおりであった。

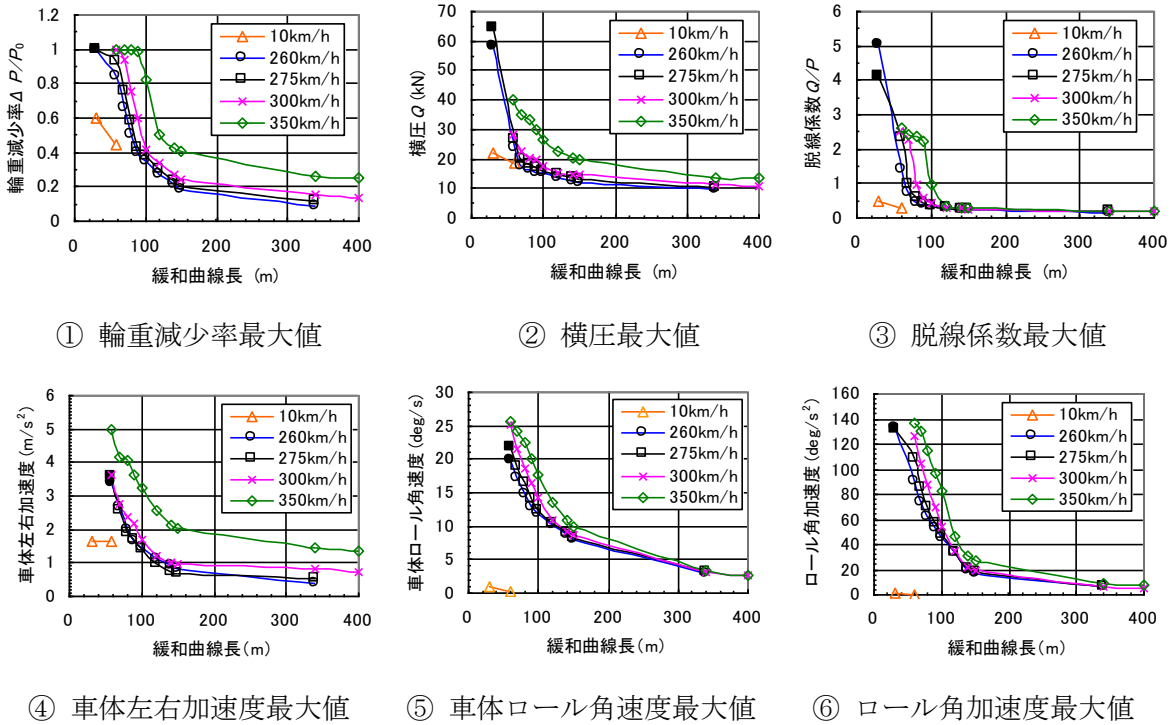


図4.2.3 新幹線電車のシミュレーション結果 (緩和曲線長の影響、●と■は脱線前の最大値) (反向曲線、半径4000m、カント200mm、円曲線長200m、曲線間直線長100m、軌道狂いなし)

4. 2 車両走行シミュレーションによる検討

- 輪重減少率、横圧及び脱線係数の最大値は、概ね最初の入口側緩和曲線から円曲線に入った辺りで発生した。車体ロール角速度は緩和曲線の中間部で最大となり、緩和曲線長150m (750 C_m) の場合は約 $8^\circ/\text{sec}$ であった。
- 輪重減少率、横圧及び脱線係数の各最大値は、入口側緩和曲線から円曲線に入った辺りで発生した。これらの値は、緩和曲線長が短い場合に急激に増加する傾向にあった。
- 緩和曲線長30mの場合、走行速度260km/h以上では最初の入口側緩和曲線で内軌側車輪が浮き上がり、最初の出口側緩和曲線で外軌側に脱線した。また、走行速度10km/hのとき、出口側緩和曲線での静的輪重減少率が60%に達した。
- 輪重減少率については緩和曲線長70m (350 C_m) と80m (400 C_m)、横圧、脱線係数については緩和曲線長60m (300 C_m) と70m (350 C_m) との間で変化の勾配が急であるが、いずれの指標値も概ね緩和曲線長が長くなるに従い漸減する傾向にあった。
- 半径4000m、カント200mmの曲線区間を走行する場合、脱線係数が新幹線の高速性を考慮した際の目安値0.8未満となった緩和曲線長は、速度275km/h以下で80m (400 C_m) 以上、300km/hで90m (450 C_m) 以上、350km/hで120m (600 C_m) 以上であった。

(4) 新幹線の乗り上がり脱線を考慮したカント逡減倍率

以上のシミュレーション結果より、新幹線で速度260km/h以上を対象とした場合、カントがサイン半波長逡減であることを前提に、カント逡減倍率は速度300km/hまでは450 C_m 以上、速度300km/h超過の場合は600 C_m 以上とすべきである。

4. 2. 2 在来線電車のシミュレーション

新幹線と同様の検討を、在来線電車（狭軌）を対象に実施した。

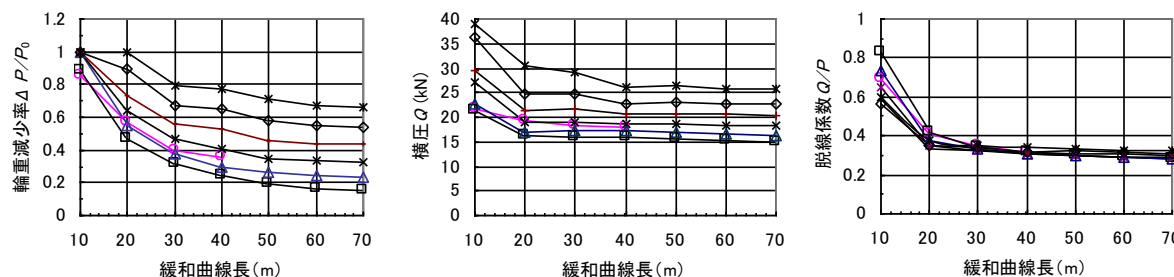
車両走行シミュレーション条件は表4.2.2に示すとおりであり、緩和曲線長を10～70m（カントてい減倍率=95～667倍）まで変化させた。

表4.2.2 車両走行シミュレーション条件（在来線狭軌）

モデル種別	条件
車両モデル	在来線電車（狭軌）1車両モデル 修正円弧踏面／50Nレール 車輪／レール間の摩擦係数：0.3 走行速度：10、70、80、90、100、110、120km/h
軌道モデル	半径=400m、カント=105mm、スラック=0mm 曲率・カントは直線逡減 円曲線長30mの反向曲線（均衡速度70km/h） 曲線間直線長：0m 緩和曲線長：10、20、30、40、50、60、70m (カント倍率：95、190、286、381、476、571、667倍)

(2) シミュレーション結果

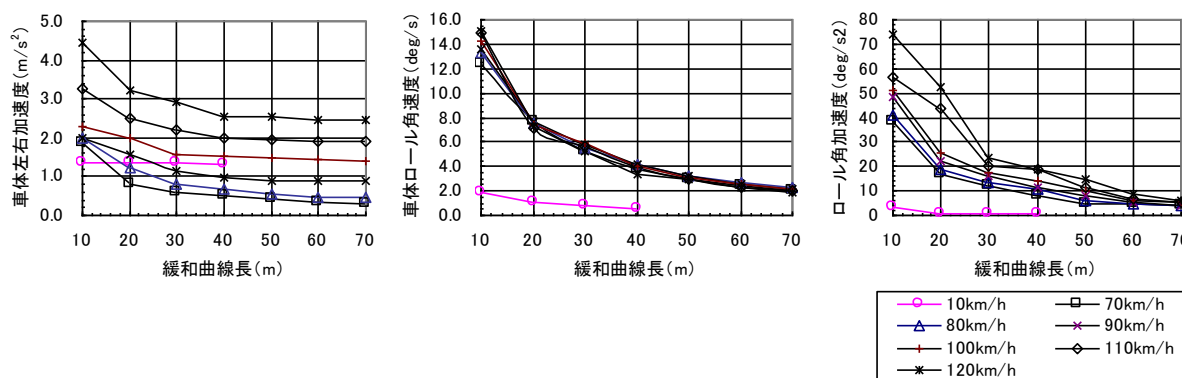
在来線電車（狭軌）について、シミュレーションにより求めた緩和曲線長と、輪重減少率・横圧・脱線係数・車体左右加速度（前後台車上车体床面）・車体ロール角速度・車体ロール角加速度の各最大値との関係を図4.2.4に示す。



① 輪重減少率最大値

② 横圧最大値

③ 脱線係数最大値



④ 車体左右加速度最大値

⑤ 車体ロール角速度最大値

⑥ ロール角加速度最大値

図4.2.4 在来線電車（狭軌）のシミュレーション結果（緩和曲線長の影響）
 (反向曲線、半径400m、カント105mm、円曲線長30m、曲線間直線長0m、軌道狂いなし)

検討結果は以下のとおりであった。

- ・脱線係数最大値は、いずれの条件でも曲線外軌側で発生した。また、輪重減少率の最大値は速度10km/hの時は外軌側で、速度70km/h以上の時は内軌側で発生した。
- ・半径400mの曲線を90km/h ($C_d=65\text{mm}$) 以下で走行する場合、緩和曲線42m (400倍) 以下では、円曲線から出口側緩和曲線に入った直後の外軌側横圧最大値に対応して脱線係数最大値が発生した。この時の外軌側横圧の最大値は、円曲線中における定常横圧とほぼ同じであった。
- ・走行速度が100km/h以上になると、入口側緩和曲線から円曲線に入った直後に脱線係数が最大となる傾向が現れたが、出口側緩和曲線における値との差は0.01~0.03とわずかであった。
- ・輪重減少率の最大値が1.0となる場合は、内軌側車輪が瞬間的にレールから離れる状態が見られた。
- ・車体左右振動加速度の最大値 (前位、中央、後位で最も大きい0-peak値) は、同じ緩和曲線長では、走行速度が均衡速度70km/hから離れるほど増大した。
- ・車体ロール角速度の最大値は、緩和曲線長が短くなるほど増大し、均衡速度である70km/h以上では、走行速度の違いによる差異は顕著でなかった。
- ・今回の条件 ($R=400\text{m}$ 、 $C_m=105\text{mm}$ 、 $V=120\text{km/h}$ 以下) では、緩和曲線長が20m (カントてい減倍率=190倍) 以上の場合、速度による脱線係数の差はほとんどなく、フランジ角60度の場合の目安値である0.8を超えたのは、緩和曲線長10m (カントてい減倍率=95倍)、走行速度70km/hの場合だけであった。

(3) 在来線 (狭軌) の乗り上がり脱線を考慮したカント逡減倍率

以上のシミュレーション結果より、半径400mの場合、通常考えられる条件の中ではカントてい減倍率に関する配慮は不要である。

4. 2. 3 軌道狂いの影響とその推定法

前述のシミュレーション結果は、軌道狂いがない場合についてのものである。曲線中に軌道狂いがある一般の場合に対して走行安全性を確保するためには、さらに余裕をみる必要がある。そこで、軌道狂いを設定した曲線での車両走行シミュレーションを行い、軌道狂いが輪重減少率、横圧及び脱線係数に与える影響を調査するとともに、軌道狂いの影響も加味した結果を推定する簡易な方法について検討した。

シミュレーションは、速度90km/hを想定した在来線電車 (狭軌) の1車両モデルを用い、半径400m、カント105mm、円曲線長30m、緩和曲線長30m (カント:直線逡減) の曲線 (均衡速度:70km/h) で実施した。また、軌道狂いは、正弦1波の通り狂い (正負の軌道狂い2種類、軌道狂いの設定位置3箇所) とし、軌道狂いの振幅は10m弦で14mmを基本に正矢の振幅利得を考慮して設定した。

直線区間と円曲線区間に通り狂いがある場合の先頭軸の輪重、横圧について、定常分を差し引いた軌道狂いによる変動分の波形を比較すると、同じ波長、振幅の通り狂いであっても直線区間と曲線区間とでは輪重、横圧の変動波形が異なり、輪重最小値、横圧最大値にも差があることが

分かった。また、①：曲線のみ、②：曲線+通り狂い、③：通り狂いによる変動分（②-①）の各波形を比較した結果、緩和曲線長に対して軌道狂いの波長が長い時、通り狂いの位置により通り狂いによる変動分波形に若干の相違が生じたが、内軌側輪重の最小値と外軌側横圧の最大値はいずれの位置でもほぼ同じ値であった。従って、軌道狂いのない曲線（緩和曲線を含む）でのシミュレーション結果をもとに、軌道狂いがある場合の輪重減少率、横圧、脱線係数を推定するには、円曲線中の軌道狂いによる変動分を活用することが可能と考えられる。

軌道狂いのない曲線通過時のシミュレーション結果から、軌道狂いがある場合の輪重減少率、横圧、脱線係数の各最大値を推定する実用的な手法について検討するため、表4.1.2に示す3方法による計算結果を比較した。

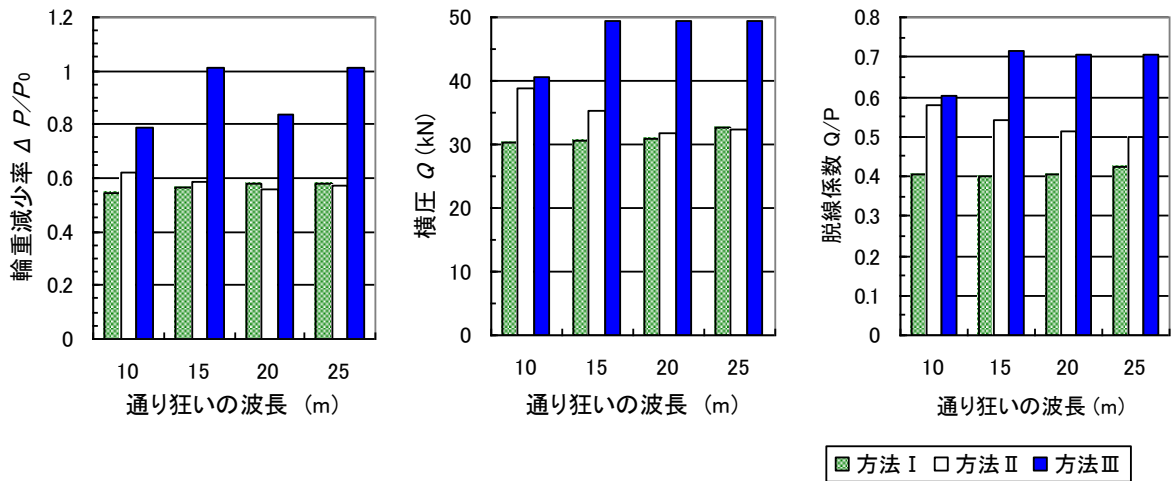
表4.2.3 軌道狂いがある場合の推定のための3方法

ケース	推定方法
方法Ⅰ	軌道狂いのある曲線通過時のシミュレーション結果（基準）
方法Ⅱ	軌道狂いのない曲線通過時の最大値に、円曲線上の軌道狂いによる変動（定常値を差し引いた値）の最大値を加算する。
方法Ⅲ	軌道狂いのない曲線通過時の最大値に、緩和曲線上の軌道狂いによる変動分の最大値を加算する。

方法Ⅰと方法Ⅲとの違いは、軌道狂いのある曲線通過時と、軌道狂いのない曲線通過時の最大値の差として生じる軌道狂いによる変動分の最大値は、一般に発生地点が異なることによる。

上記の3方法により算出した輪重減少率、横圧、脱線係数の各最大値を図4.2.5に示す。なお、軌道狂いの正負による結果への影響は小さかった。方法Ⅱは、ほとんどの場合について方法Ⅰよりわずかに大きい安全側の推定値が得られ、方法Ⅲは方法Ⅰよりかなり大きい推定値が得られる場合が多かった。

なお、データ処理の容易さを考慮すると、方法Ⅱが、実際の軌道狂いの影響を推定する実用的な手法であると考えられる。



① 輪重減少率最大値 ② 横圧最大値 ③ 脱線係数最大値

図4.2.5 軌道狂いの影響の推定結果 (在来線狭軌)

(単曲線、R=400m、カント105mm、円曲線長30m、速度90km/h、軌道狂いあり)

4. 2. 4 緩和曲線における静的輪重減少率の計算方法

出口側緩和曲線では、カント逡減により前軸外軌側の輪重が減少し、曲線外軌側への脱線の危険性が増加する。従って、緩和曲線長を走行安全の面から検討する場合、この静的な輪重減少率が一つの重要な指標となる。

このような出口側緩和曲線での静的輪重減少については、車両が低速で走行する場合の車両走行シミュレーションを行うまでもなくすでに理論解析が行われ、以下の計算式が提案されている。

(a) 二軸車両の場合²³⁾

$$\frac{\Delta P}{P_0} = \frac{W_B}{W_B + 2w} \left\{ \frac{e_x}{a} + \frac{e_y}{b} + \frac{b_1}{b} \cdot \frac{\mu + \frac{k_1}{W_b} \cdot \frac{b_1}{b} \delta' (1 - \mu^2)}{1 + \frac{I}{K} (1 - \mu^2)} \right\} \dots\dots\dots \text{式4.2.1}$$

担ばね摩擦係数 $\mu=0$ の場合：

$$\frac{\Delta P}{P_0} = \frac{I}{W_B + 2w} \left\{ W_B \left(\frac{e_x}{a} + \frac{e_y}{b} \right) + \frac{K_\phi}{b^2} \cdot \frac{\delta'}{2} \right\} \dots\dots\dots \text{式4.2.2}$$

W_B : 車体重量 (積荷を含む)、 w : ばね下重量/1軸

e_x : 車体重心のx方向偏倚、 e_y : 車体重心のy方向偏倚

$2a$: 軸距、 $2b$: 左右接触点間隔、 $2b_1$: 左右軸ばね間隔、 k_1 : 軸ばね定数/1軸箱

$\kappa = G j_B / (a \cdot 2b_1^2 \cdot k_1)$: 車体半分のx軸まわりねじり剛性と軸ばねによる回転ばね定数との比
 $G j_B$ 車体相当ねじり剛性

K_ϕ : 総合回転ばね定数 $K_\phi^{-1} = (G j_B / a)^{-1} + (2b_1^2 k_1)^{-1}$: 二軸車両 ($\mu=0$) の場合

δ' : 軌道の軸距平面性狂い $\delta = \delta_1 + \delta_2$

$\delta_1 = 2a/l/C_1$: 構造分 (λ/C_1 : カント逡減倍率)、 δ_2 : 軌道の局所的な水準狂い (継目落ち等)

(b) 二軸ボギー車両の場合¹⁸⁾

$$\frac{\Delta P}{P_0} = \frac{1}{W_B + 2W_T + 4w} \left\{ W_B \left(\frac{e_x}{c} + \frac{e_y}{b} \right) + \frac{1}{b^2} \left(\frac{\delta'_c}{2} K_\phi + \delta'_a k'_{\phi 1} \right) \right\} \dots\dots\dots \text{式4.2.3}$$

- W_B : 車体重量、 W_T : 台車ばね間重量/1台車、 w : ばね下重量/1軸
- $2a$: 軸距、 $2b$: 左右接触点間隔
- $2c$: 台車中心間距離、 e_x : 車体重心の x 方向偏倚、 e_y : 車体重心の y 方向偏倚
- $2b_1$: 左右軸ばね間隔、 k_1 : 軸ばね定数/1軸箱、 Gj_B : 車体相当ねじり剛性
- $2b_2$: 左右枕ばね間隔、 k_2 : 枕ばね定数/台車片側、 Gj_T : 台車相当ねじり剛性
- K_ϕ : 総合回転ばね定数 $K_\phi^{-1} = (Gj_B / c)^{-1} + (4b_1^2 k_1)^{-1} + (2b_2^2 k_2)^{-1}$: 二軸車両 ($\mu = 0$) の場合
- $k'_{\phi 1}$: 台車の総合回転ばね定数 $k'_{\phi 1}^{-1} = (Gj_T / a)^{-1} + (2b_1^2 k_1)^{-1}$: 二軸ボギー車両の場合
- δ'_c : 軌道の台車中心間平面性狂い $\delta'_c = \delta_{c1} + \delta_2$
- $\delta_{c1} = 2c / l / C_1$: 構造分 (λ / C_1 : カント逓減倍率)、 δ_2 : 軌道の局所的な水準狂い
- δ'_a : 軌道の軸距平面性狂い $\delta'_a = \delta_{a1} + \delta_2$
- $\delta_{a1} = 2a / l / C_1$: 構造分 (λ / C_1 : カント逓減倍率)、 δ_2 : 軌道の局所的な水準狂い

以上の計算式は、特に貨車の設計時において、机上での走行安全性の確認に用いられている。貨車用台車は、一般的に大きな積空差による車体上下変位を抑えるため、ばねのたわみ量に制限が設けられており、まくらばねと軸ばねの剛性が大きい（あるいは軸ばねがない）という特徴がある。その代わりに、台車枠のねじり剛性を小さくして軌道の平面性狂いに追従するように作られている。従って、貨車については、二軸貨車のみならず二軸ボギー貨車の場合も静的輪重減少率の計算には式4.2.2を用い、軸距 $2a$ を台車中心間距離 $2c$ に、軸ばねに関する数値 k_1 、 b_1 をまくらばね k_2 、 b_2 に置き換えて計算している²⁴⁾。

4. 3 軌道の実測データによる検討

4. 3. 1 緩和曲線部での軌道狂いの実態調査

車両走行シミュレーション等に用いる軌道狂いの設定条件を、緩和曲線部での軌道狂いの実態に基づいて決定するため、軌道検測車による軌道狂いデータの調査を実施した。

(1) 調査データの概要

調査は在来線（狭軌）を対象とし、以下の4線区のデータを用いた。

- 線区A（JR 2級線：135曲線）
- 線区B（JR 3級線：48曲線）
- 線区C（JR 3級線 [旧4級線]：92曲線）
- 線区D（民鉄単線：40曲線）

(2) 緩和曲線部の軌道狂い状態

対象線区毎に線形別の軌道狂い分布を調査した結果、直線は軌道状態が良く、緩和曲線、曲線の順に軌道状態が悪くなっていた。

(3) 軌道狂いの分布形状 に関する検討

線区Cのデータを対象として、軌道狂いの分布と、正規分布及びロジスティック分布の適合度を図4.3.1に示す。ロジスティック分布は正規分布に比べて中央と両端付近で頻度が高くなる特徴を持ち、正規分布に比べて高い適合度が得られた²⁵⁾。

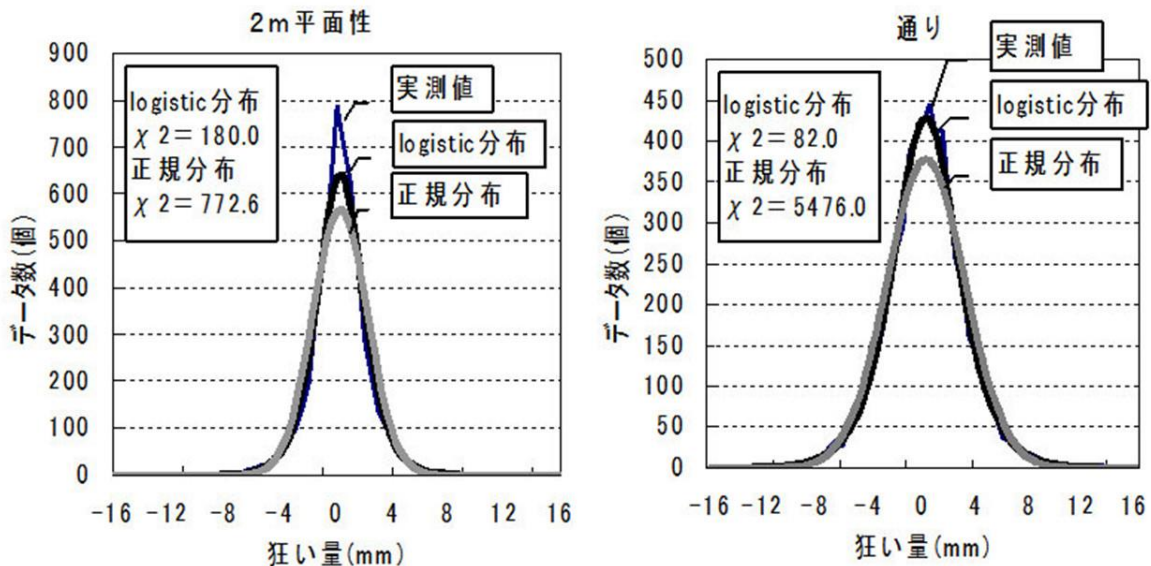


図4.3.1 軌道狂い分布と確率分布の適合度（線区C）

(4) 通り狂いと平面性狂いの複合発生状況

通り狂いと平面性狂いが同じ箇所が存在する場合、横圧増大と輪重抜けが併せて発生するため、注意が必要となる。そこで、線区Cの緩和曲線部について、通り狂いと2m平面性狂いの複合発生状況を調査した結果を図4.3.2に示す。各軌道狂いの発生が独立であるとすれば、複合発生確率は、各軌道狂いの発生確率の積で表すことができる。

図中の太線は各軌道狂いを独立として、ロジスティック分布を仮定した場合のある発生確率での軌道狂いの境界線である。このように、限度とする発生確率からその条件下での軌道狂いの組合せが求められる。

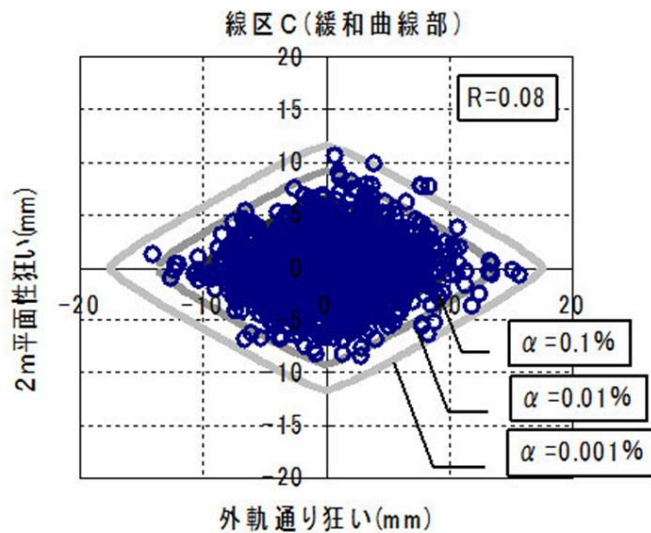


図4.3.2 通り狂いと2m平面性狂いの複合発生状況

(5) 区間最大値に関する検討

近傍に大きな軌道狂いが存在する場合も考慮して、5m及び10m区間での区間最大値の発生状況についても調査した。区間最大値の場合、その分布は極値分布（タイプI＝ガンベル分布）に従うと考えられる²⁶⁾。10m間最大値の分布形状を極値分布にあてはめたものが図4.3.3で、高い適合度が認められた。

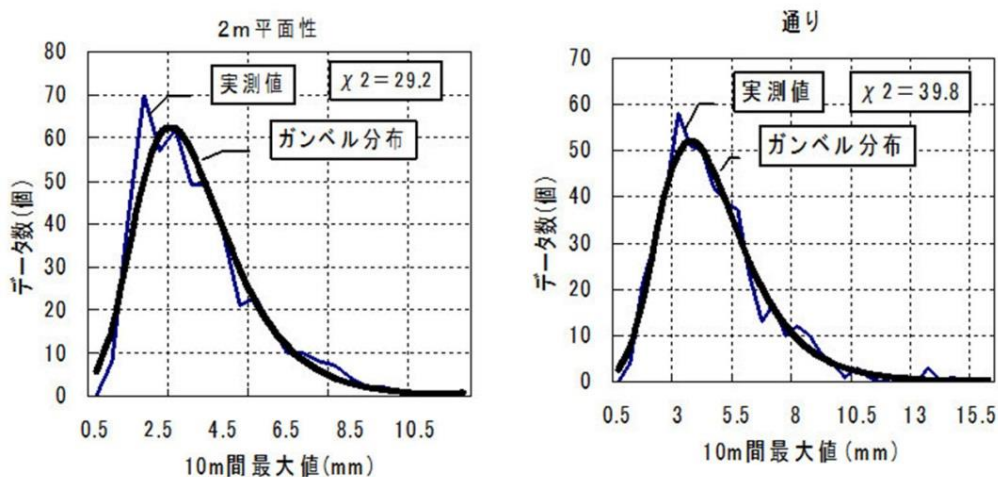


図4.3.3 10m間最大値分布と極値分布の適合度

(6) 通り狂いと平面性狂いの10m間最大値の複合発生状況

先の結果同様に、10m間最大値について各軌道狂いを独立と仮定して極値分布をあてはめた結果が図4.3.4であり、境界値を図中の太線で示す。

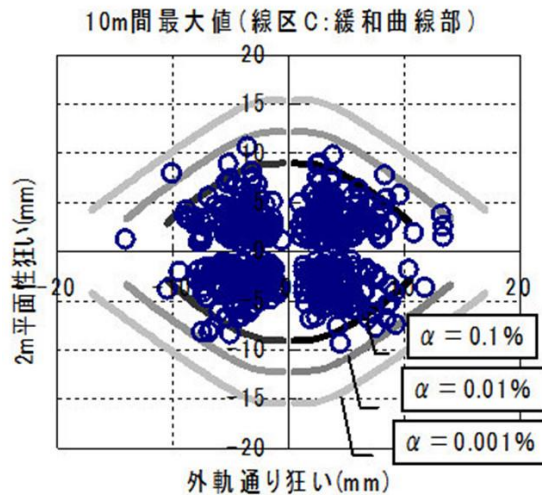


図4.3.4 通り狂いと2m平面性狂いの10m間最大値の複合発生状況

(7) 発生確率0.01%の軌道狂いの組み合わせ例

以上より、線区Cにおける発生確率0.01%（緩和曲線部データ10kmに1個の確率）の軌道狂いの組合せ例として表4.3.1の結果が得られる。

表4.3.1 発生確率0.01%の軌道狂いの組み合わせ例（線区C）

種別	同一箇所での狂い			10m間最大値		
	通り	—	7mm	14mm	—	9mm
2m平面性	—	9mm	5mm	—	12mm	6mm

4. 3. 2 軌道の実測データによる検討

速度向上試験で測定された輪重変動とカント逡減倍率・軌道狂いの関係を求め、緩和曲線中における脱線係数の推定結果から、緩和曲線長の走行安全性からみた参考値を検討する。

(1) 輪重算定方法

(a) 遠心力による成分

輪重増減のカント、遠心力による成分は、実測データから実半径、実カント量を読み取り、輪重推定式より算出した。

(b) カント逡減による成分

測定データに61点ミディアンフィルタ処理²⁷⁾を施して得られた輪重定常分から、遠心力による成分を除いたものをカント逡減による成分とする。カント逡減による外軌側輪重変動の例を図4.3.5に示す。入口側緩和曲線で輪重が増し、出口側で輪重が抜ける現象が把握できる。

4. 3 軌道の実測データによる検討

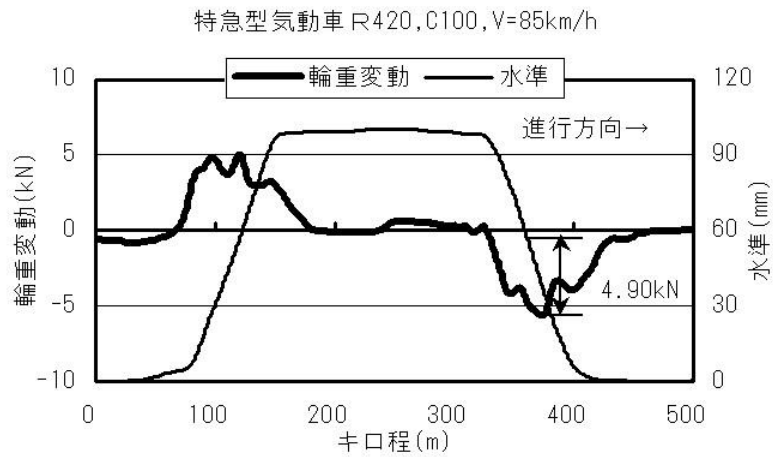


図4.3.5 カント逡減による輪重変動例

出口側緩和曲線における輪重減少をカント逡減倍率別にプロットした結果を図4.3.6に示す。同図には2軸ボギー車の静的輪重減少を算出する式4.2.3による理論値も示す。実測値は概ね静的計算値の周辺にばらついており、3点支持による静的輪重減少の計算で概略値を推定できることがわかる。

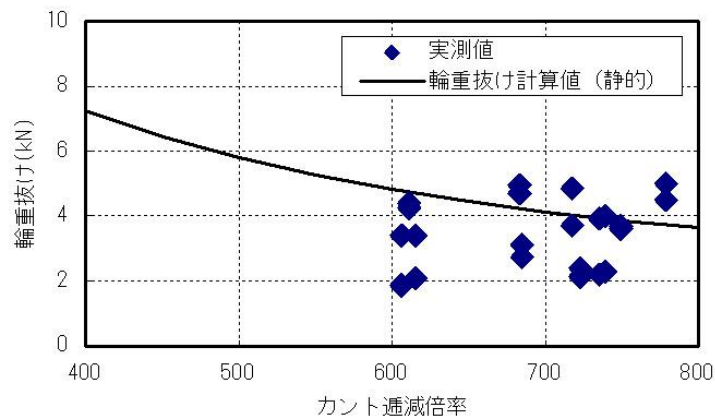


図4.3.6 カント逡減倍率と出口側緩和曲線の輪重抜け

(c) 軌道狂いと輪重変動分の関係

2 m平面性狂い10m弦正矢通り狂いについて、外軌側輪重変動分（以下「輪重変動分」という。）とのコヒーレンス計算の結果を図4.3.7に示す。2 m平面性狂いと輪重変動分の中波長成分に、また外軌側通り狂いの長波長成分と輪重変動分の長波長成分に類似性が見られた。

また、同一区間で走行速度が異なる輪重変動分のパワースペクトル密度の比較から、長波長域で速度依存性が見られた（図4.3.8）。

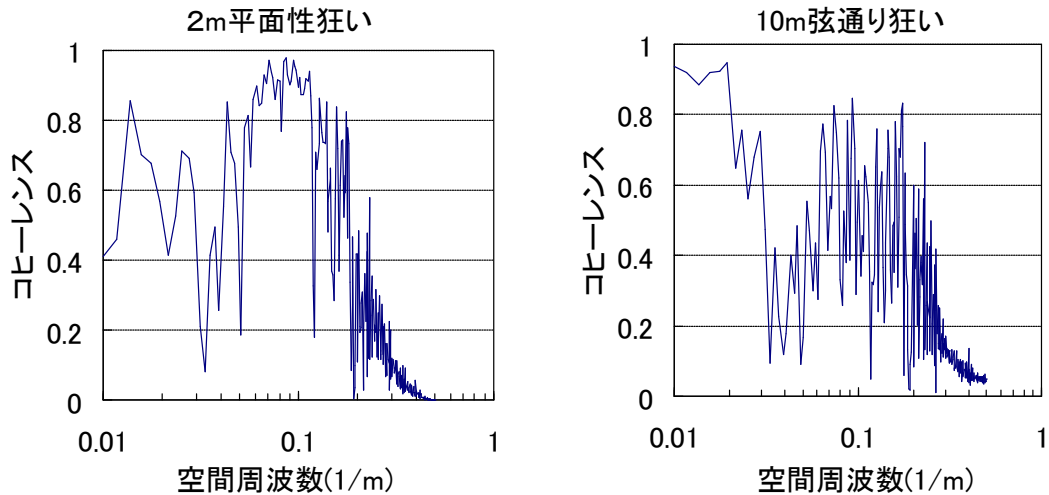


図4.3.7 軌道狂いと輪重変動分のコヒーレンス（ $V=110\text{km/h}$ 、 $L=1600\text{m}$ ）

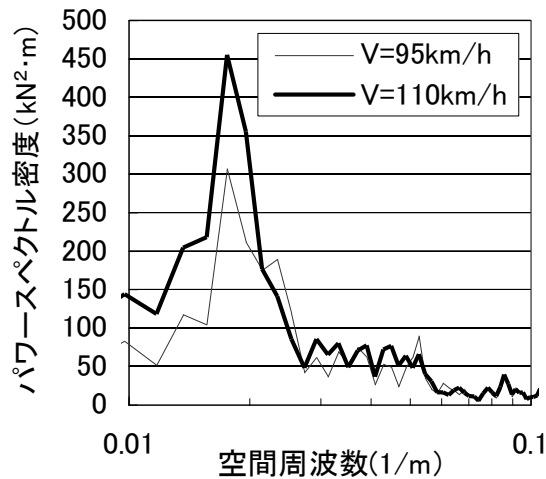


図4.3.8 列車速度の違いによる輪重変動分のパワースペクトル（ $L=2, 100\text{m}$ ）

このため、輪重変動分と軌道狂いの関係を次式で表すことを試みた。

$$\sigma_P = a \cdot \sigma_{i2} + b \cdot \sigma_{ZL} \cdot V \quad \dots\dots\dots \text{式4.3.1}$$

ここで、

- | | |
|----------------------------------|------------------------------------|
| σ_P : 輪重変動分標準偏差 (kN) | σ_{i2} : 2 m平面性狂い標準偏差 (mm) |
| σ_{ZL} : 長波長通り狂い標準偏差 (mm) | V : 走行速度 (km/h) a, b : パラメータ |

2車種の曲線部のデータを用いて、重回帰分析を行った結果を表4.2.2に示す。2車種とも高い重相関係数が得られ、これらの変数で輪重変動分が概ね説明できると考えられる。

表4.3.2 重回帰分析結果（曲線部）

車種	2 m平面性狂い係数 a (t 値)	長波長通り狂い係数 b (t 値)	重相関係数
車種A	1.300 (5.75)	0.0095 (4.61)	0.863
車種B	0.909 (5.88)	0.0211 (6.27)	0.795

以上の結果から、曲線出口付近での外軌側輪重極小値を次式により算出する。

$$P_{om i} = \bar{P}_o - \Delta P - 3 \times \sigma_p \quad \dots \dots \dots \text{式4.3.2}$$

ここで、

$$P_{om i} : \text{外軌側輪重極小値 (kN)} \quad \bar{P}_o : \text{外軌側定常輪重 (kN)}$$

$$\Delta P : \text{構造的平面性狂いによる静的輪重減少 (kN)} \quad \sigma_p : \text{輪重変動分標準偏差 (kN)}$$

(2) 緩和曲線中の横圧算定方法²⁸⁾

緩和曲線中と円曲線中で横圧の発生状況に顕著な差は見られないため、円曲線の諸元を輪重横圧推定式に代入して求めた値を用いれば安全側の推定結果が得られると考える。

(3) 緩和曲線長の走行安全性からみた参考値の検討

円曲線部の出口付近で横圧極大値及び輪重極小値が発生する状況を想定し、輪重横圧推定式から、表4.3.2に示す車種Aについてカント逡減倍率と脱線係数の関係を求めた。なお、カントは直線逡減を仮定し、軌道狂いには表4.3.1を参考に、10m間最大値の同時発生確率が0.01%となる組み合わせとして以下の値を用いた。

- 2 m平面性狂い = 9 mm (6 mm + 構造的平面性狂い)
- 10m弦通り狂い = 9 mm (標準偏差2.53mm) (長波長通り狂い = 5 mm、標準偏差 = 1.41mm)

曲線半径300m及び400m (いずれも $C_m = 105\text{mm}$) におけるカント逡減倍率と脱線係数の関係を図4.3.9に示す。これより、カント逡減倍率が小さいほど脱線係数は大きくなり、特にカント逡減倍率が300倍より小さくなる辺りから増加割合が大きくなるのがわかる。

カント105mm、カント逡減倍率400倍での走行速度と脱線係数の関係を図4.3.10に示す。これより、曲線半径が小さいほど脱線係数は大きくなり、走行速度で見ると、高速の場合よりもむしろ中低速の場合に最も脱線係数が大きくなるのが分かる。これは、低速走行時には、外軌側ではカント逡減による三点支持に伴う輪重抜けに、カントの超過による輪重減少が加わり、曲線転向横圧を主体とした横圧が作用することになるため、脱線係数は必ずしも高速時の方が危険な状態とはならないためである。

今回設定した条件では、脱線係数がフランジ角60度の場合の目安値である0.8を超えたのは、 $R = 300\text{m}$ 、カント逡減倍率200倍の場合のみであった。

4. 3 軌道の実測データによる検討

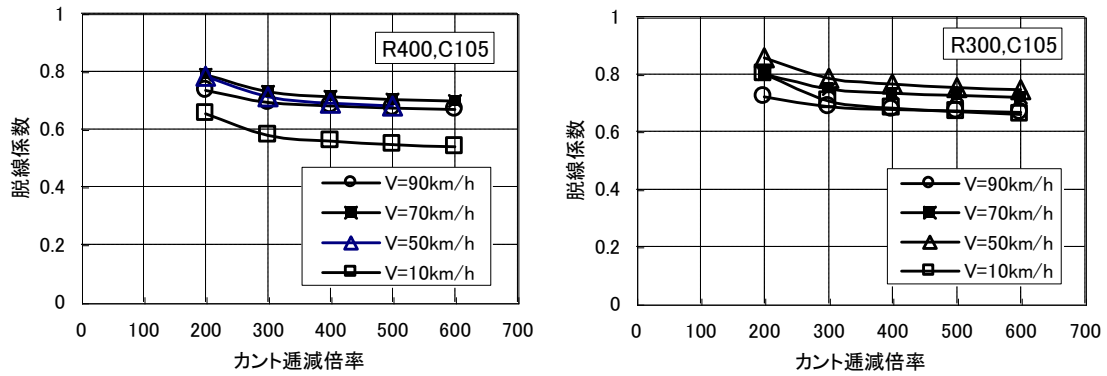


図4.3.9 カント逡減倍率と脱線係数の関係

(2 m平面性狂い9 mm (構造狂い含む)、通り狂い9 mm)

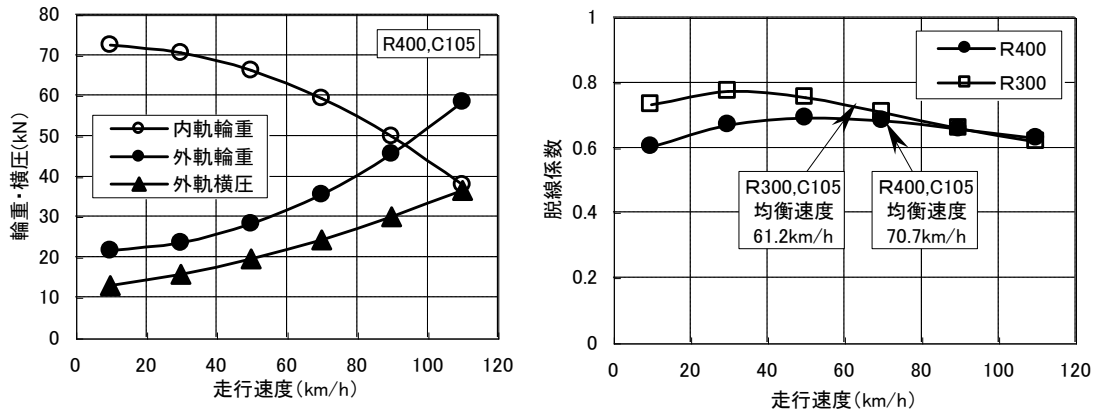


図4.3.10 走行速度と車両走行特性値の関係

(カント逡減倍率400倍、2 m平面性狂い9 mm (構造狂い含む)、通り狂い9 mm)

(4) 在来線 (狭軌) の乗り上がり脱線を考慮したカントてい減倍率

以上より、半径300m以上の曲線を対象にした場合、在来線 (狭軌) におけるカントてい減倍率は300倍以上とすべきである。

4. 4 輪重横圧推定式による検討

4. 4. 1 実測値と推定値の比較

現行規定での緩和曲線長は、多くの場合、乗り心地の観点から必要な長さが決められてきたが、本項では、曲線走行中の車両走行特性値から緩和曲線長の「走行安全性からみた参考値」に関する検討を行った。なお、評価指標としては輪重横圧推定式から算出される脱線係数、輪重減少率を用いた。

$$\left(\frac{Q_o}{P_o}\right)_{max} = \frac{\overline{Q_i} + \overline{\Delta Q} + 3\sigma_{\Delta Q}}{\overline{P_o} - \overline{\Delta P}} \quad \dots\dots\dots \text{式4.4.1}$$

$$\left(\frac{P}{P_o}\right)_{min} = \frac{P_o - \overline{P_i} - \overline{\Delta P} - 3\sigma_p}{P_o} \quad \dots\dots\dots \text{式4.4.2}$$

ここで、

P_o : 静止輪重 (軸重の1/2)

$\overline{P_o}$, $\overline{P_i}$: カント超過・不足を考慮した輪重成分 (それぞれ外軌側、内軌側)

$\overline{\Delta P}$: カント逡減による輪重減少分

σ_p : 軌道狂いによる輪重変動分

$\overline{Q_i}$: 内軌側定常横圧 $\overline{\Delta Q}$: 輪軸横圧 $\sigma_{\Delta Q}$: 軌道狂いによる横圧変動分

外軌側の輪重、横圧、脱線係数の実測値と、輪重横圧推定式による推定値の波形の比較を図4.4.1に示す。輪重推定値は概ね実測値の平均的な値を捉えており、横圧及び脱線係数の推定値は実測値を包絡する形となっており、安全側の推定結果となっていることがわかる。

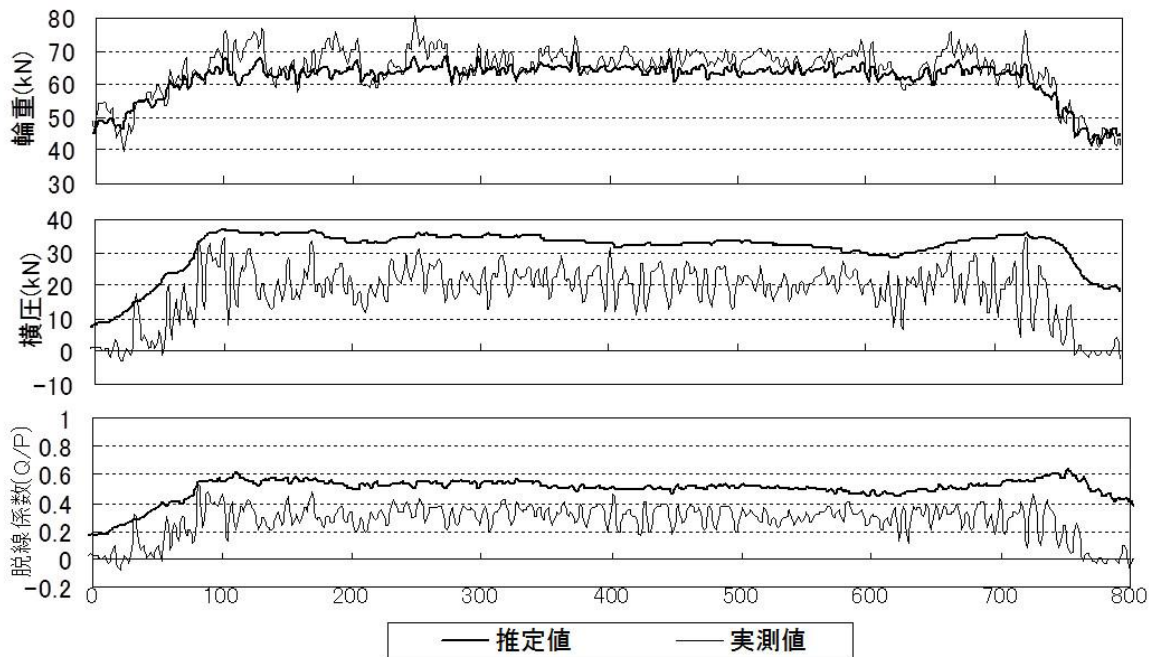


図4.4.1 輪重横圧推定式による実測値と推定値の比較 (R=400m、Cm=100mm、V=105km/h)

4. 4. 2 輪重横圧推定式と車両走行シミュレーションとの比較

輪重減少率及び脱線係数について、輪重横圧推定式と車両走行シミュレーションとの比較を図4.4.2に示す。同図より、カントでい減倍率200倍までは両者の傾向は概ね一致しており、両式を用いてカント逡減倍率200倍～600倍における車両走行特性を推定することは妥当であると判断できる。

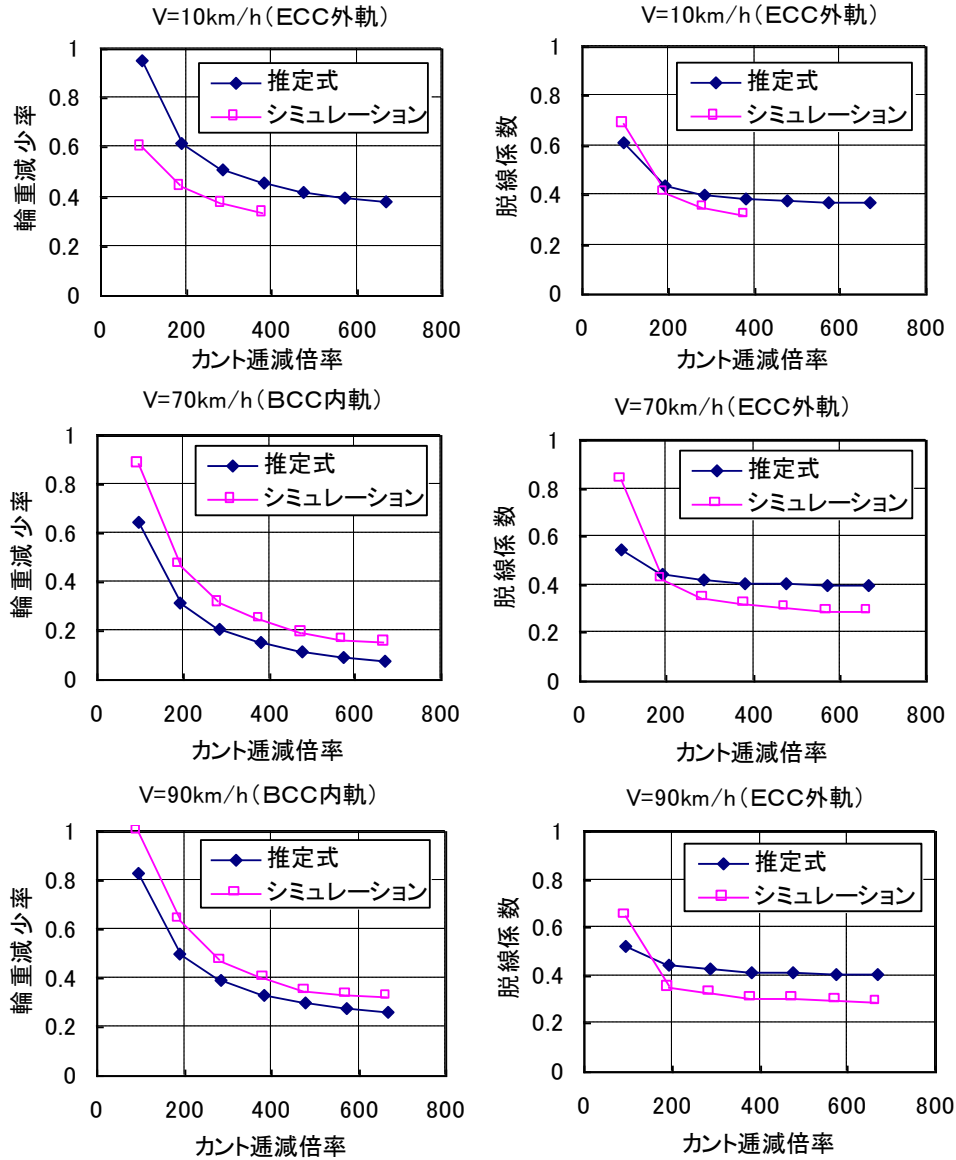


図4.4.2 輪重横圧推定式と車両走行シミュレーションの比較 ($R=400\text{m}$ 、 $C_m=105\text{mm}$)

4. 4. 3 輪重横圧推定式によるカントてい減倍率の検討

輪重横圧推定式を用いて、曲線半径とカント逡減倍率別に脱線係数及び輪重減少率を算出した例を図4.4.3及び図4.4.4に示す。なお、軌道狂い条件は表4.3.1を参考にして、軸距平面性狂いを6mm/2m+構造分、通り狂いを9mm ($\sigma=2.53\text{mm}$)とし、カントは直線逡減とした。また、走行速度は、0km/hから $C_d=120\text{mm}$ 相当までを計算し、その際の脱線係数の最大値を採用した。

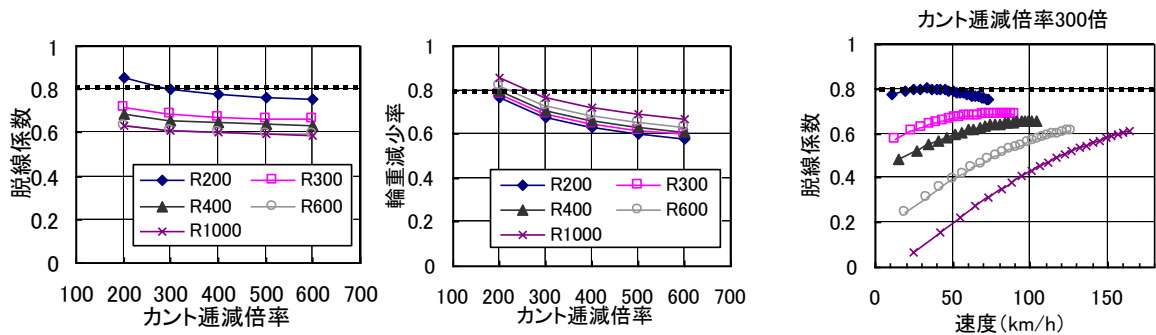


図4.4.3 在来線（狭軌）での推定結果

($C_m=105\text{mm}$ 、通り狂い9mm、軸距平面性狂い6mm/2m)

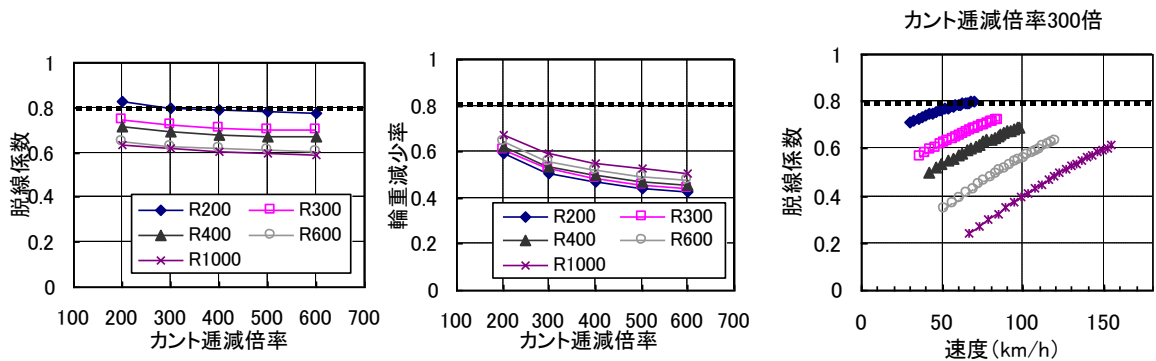


図4.4.4 在来線（標準軌）での推定結果

($C_m=150\text{mm}$ 、通り狂い9mm、軸距平面性狂い6mm/2m)

これらの図から、カント逡減倍率の減少とともに、台車三点支持による輪重抜けが増加し、脱線係数、輪重減少率が大きくなるのがわかる。輪重減少率は、カント逡減倍率が300倍以上であれば曲線半径に関わらず0.8以下である。また、脱線係数は、曲線半径200m以上でカントてい減倍率300倍以上あれば、フランジ角60度での目安値0.8以下となる。

ここで、カント逡減倍率は、出口側緩和曲線における構造的な平面性狂いとして外軌側での輪重減少に寄与するため、実際には、カントてい減倍率として考慮する必要がある。従って、カントを曲線てい減している場合には、カントてい減倍率の最大値が直線てい減の場合と同等となる緩和曲線長を確保することが望ましい。

次に、カントてい減倍率を300倍とした場合の、速度と脱線係数の関係を各図の右側に示す。これより、本項での設定条件であるカント不足量120mm以下では、速度が160km/hでも脱線係数はフランジ角60度での目安値0.8以下となる。また、許容カント不足量が同じなら、急曲線になるほど最高速度は小さくなるが、脱線係数は逆に大きくなる。従って、普通鉄道においては、速度によらず緩和曲線長の「走行安全性からみた参考値」に同じ値を用いるものとする。

以上より、 $R=200\text{m}$ 以上の曲線を対象にした場合、在来線（狭軌・標準軌）における緩和曲線長の「走行安全性からみた参考値」は、カントが直線てい減の場合は $300C_m$ （カントてい減倍率300倍）以上、カントが曲線てい減の場合はカントてい減倍率の最大値が $1/300$ 以下となる緩和曲線長とする。また、軸距が2.5mを超過する車両が走行する線区では、カントが直線てい減の場合は従来どおり $400C_m$ （カントてい減倍率400倍）以上を適用し、カントが曲線てい減の場合はカントてい減倍率の最大値が $1/400$ 以下となる緩和曲線長とすることが望ましい。

4. 5 推定脱線係数比算定式による検討

前節で輪重横圧推定式を用いた車両の走行安全性に関する関係解析に基づき、緩和曲線長の「走行安全性からみた参考値」に対する検討を実施した。この検討で使用した輪重横圧推定式は、曲線通過時の輪重・横圧の発生メカニズムの理論と、1990年代の一連の曲線通過速度向上試験結果（主に曲線半径200m以上での試験）をもとに提案されたものである。従って、高速域での精度は確認されているが、低速域や曲線半径200m未満の急曲線における精度の確認は十分でない。

一方、2000（平成12）年10月に発表された営団地下鉄日比谷線脱線衝突事故の事故調査報告書⁴⁾において、「脱線防止ガードの設置基準」に用いる走行安全性の評価手法として推定脱線係数比算定式が示されている。この式は、日比谷線脱線衝突事故の原因究明の過程で、脱線に寄与する多くの因子の影響度評価を効率的に行うために、前述の輪重横圧推定式の機能向上を図ったうえで活用されたものであり、急曲線・低速走行時の乗り上がり脱線に対する安全性の評価に重点が置かれたものとなっている。

4. 5. 1 推定精度の確認

(1) 実測値との比較

推定脱線係数比算定式による脱線係数の推定値と実測値の比較を図4.5.1に示す。実測値にはある程度のバラツキがあるものの、推定値は実測値の平均的などころを捉えており、急曲線・低速走行時での推定精度が確認できる。

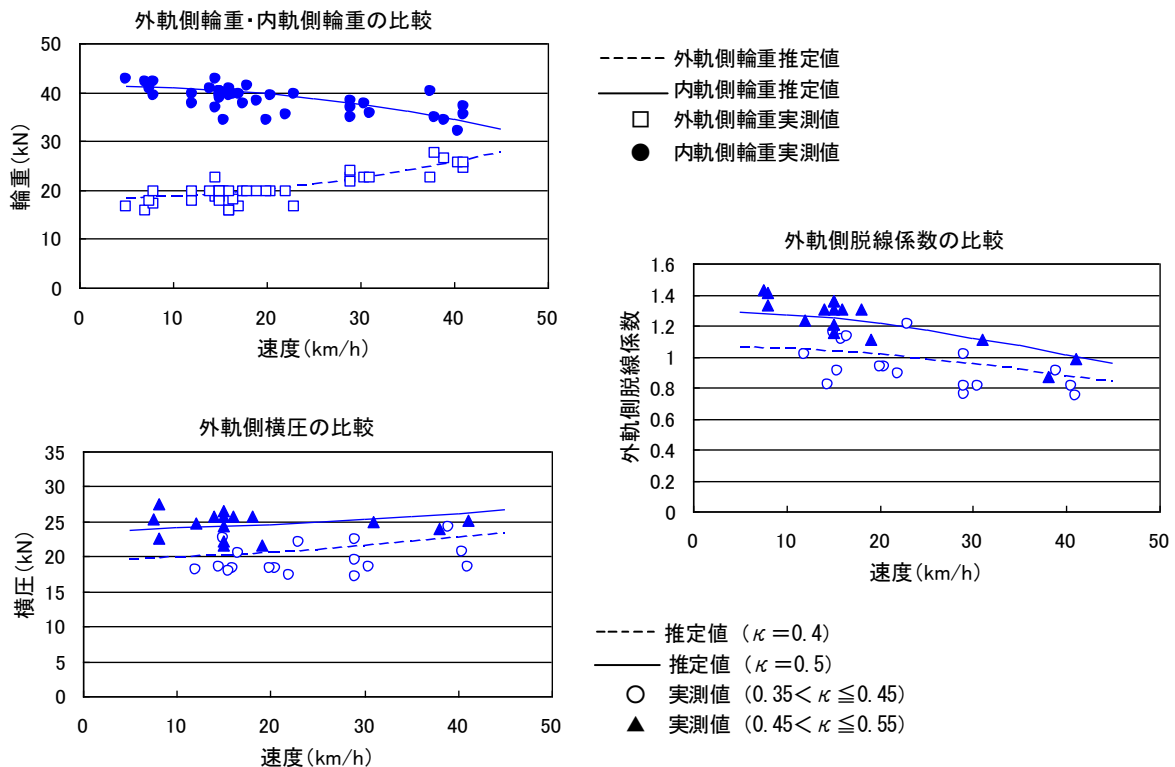


図4.5.1 外軌側輪重、横圧、脱線係数の実測値と推定値の比較
 (半径160m、カント61mm、逓減倍率488倍、出口側緩和曲線部)

(2) 時刻歴シミュレーションとの比較

時刻歴シミュレーションとの波形の比較を図4.5.2に示す。時刻歴シミュレーションの出力波形ともその形状が概ね一致していることがわかる。

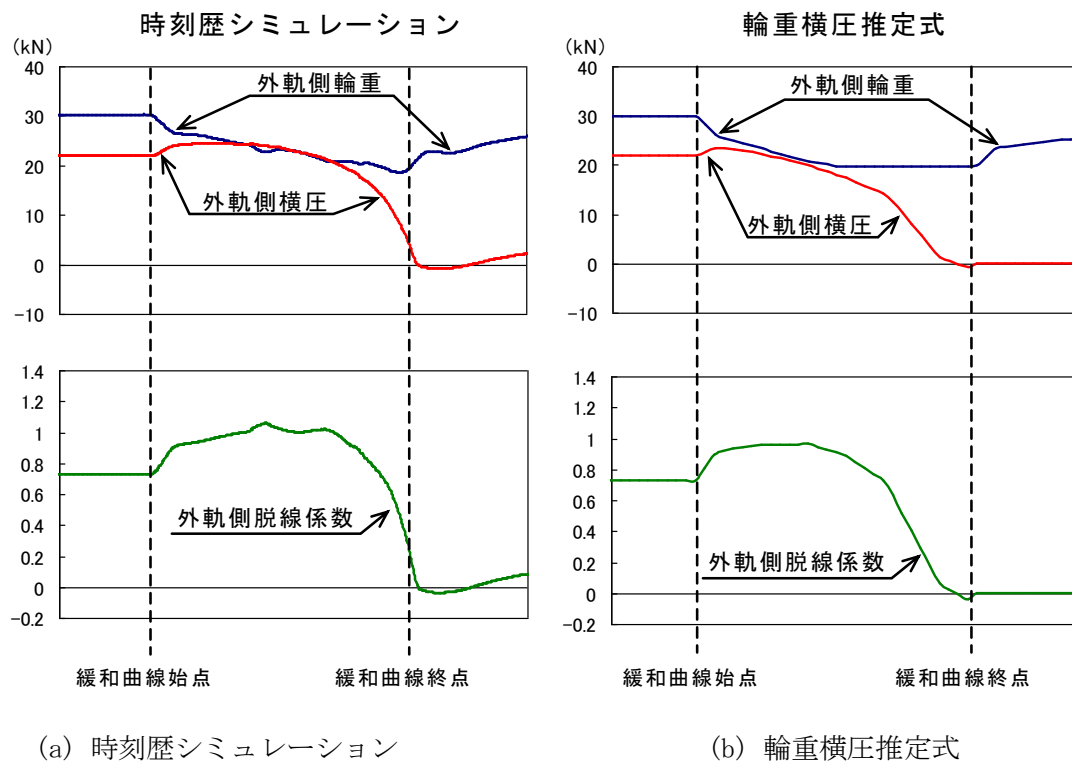
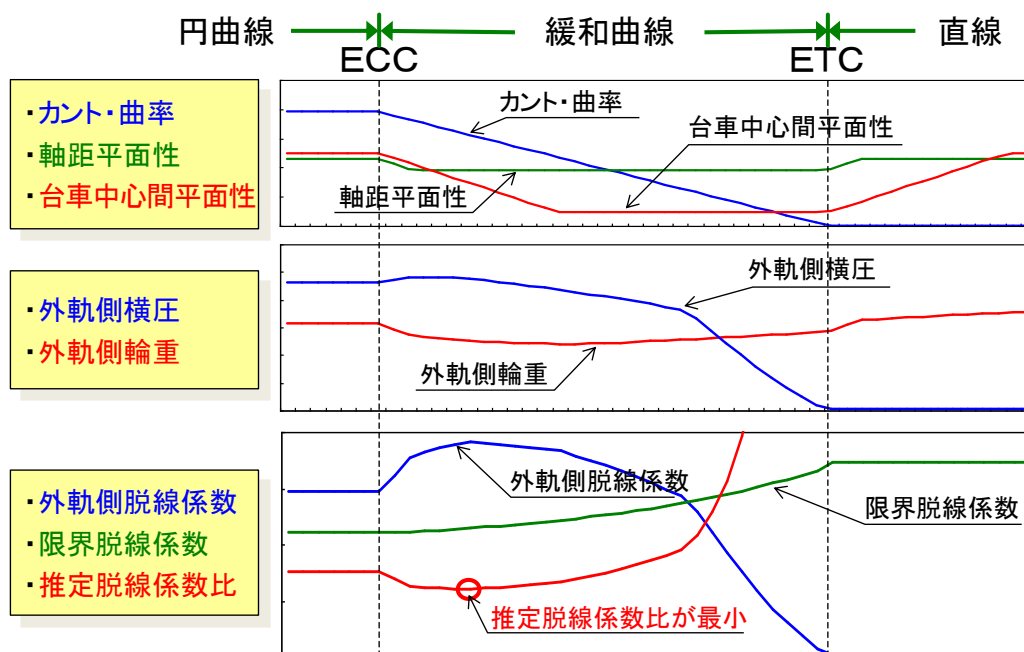


図4.5.2 時刻歴シミュレーションと推定脱線係数比算定式の出力波形の比較
 (半径160m、カント61mm、逓減倍率488倍、出口側緩和曲線部)

以上の状況を踏まえ、曲線線形諸元の各項目に対する検討において、車両の走行安全性の評価手法として、時刻歴シミュレーション、輪重横圧推定式及び推定脱線係数比算定式を用いた3手法を用いる。

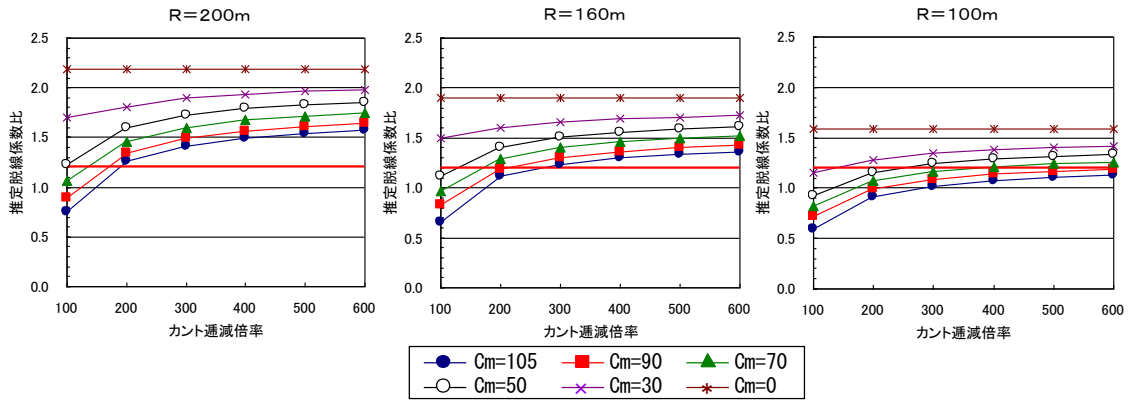
(3) 曲線通過中の推定脱線係数比の変化

円曲線から出口側緩和曲線を通過中の線形、平面性狂い、外軌側横圧、外軌側輪重、外軌側脱線係数、限界脱線係数、推定脱線係数を模式的に図4.5.3に示す。乗り上がり脱線の総合的な指標である推定脱線係数比は、出口側緩和曲線に入った直後に最小となる。各種パラメータ変更時の走行安全性を比較する場合には、この位置での推定脱線係数比を比較することになる。

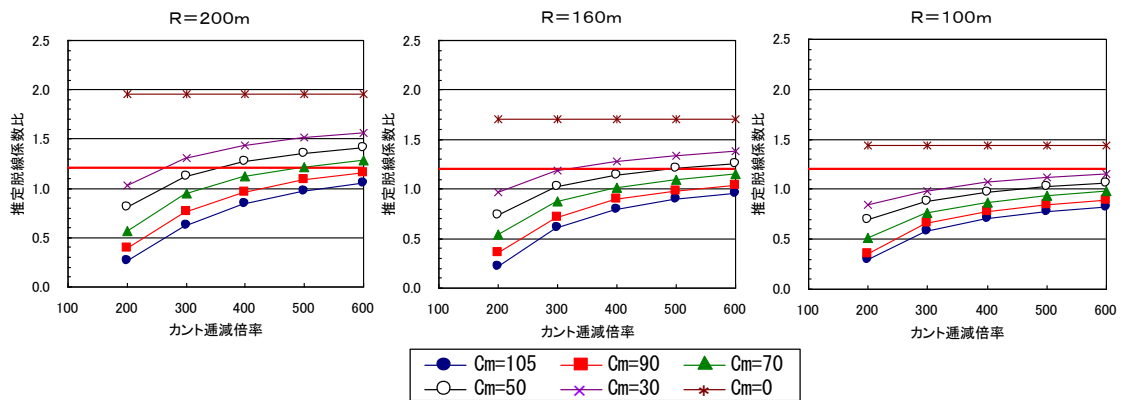


4. 5. 2 推定脱線係数比算定式による検討結果

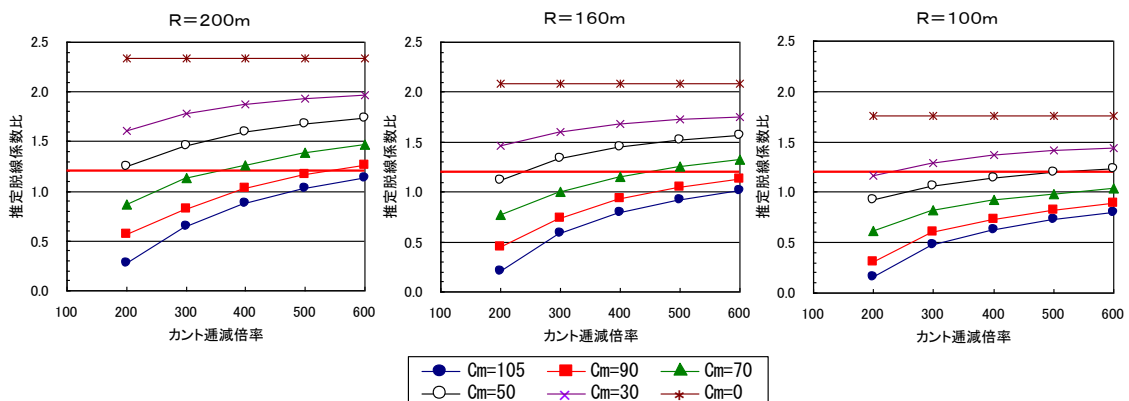
推定脱線係数比算定式を適用し、推定脱線係数比とカント通減倍率の関係を、車両条件、カント及び曲線半径別に算出した結果を、狭軌車両について図4.5.4に、標準軌車両について図4.5.5に示す。なお、計算の便宜上、曲率・カントは直線通減とした。



① 特急車両・狭軌、 $V = 10 \text{ km/h}$



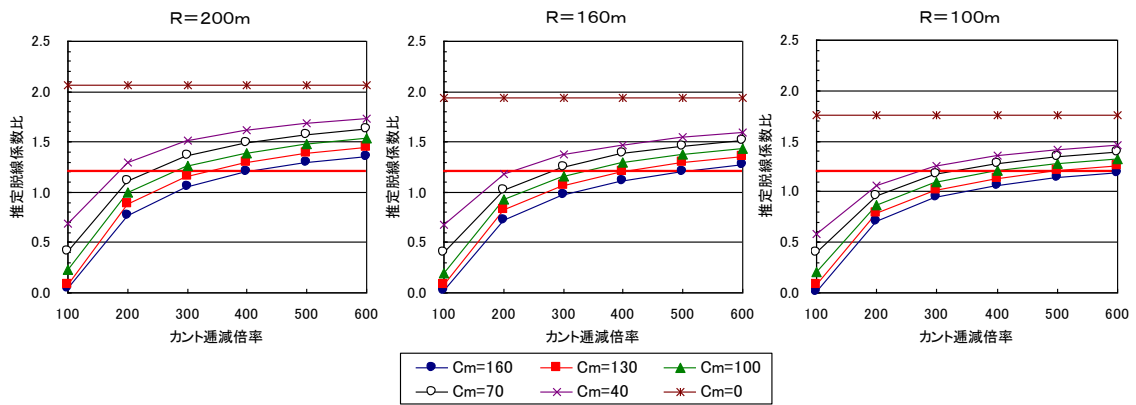
② ボルスタレス車両・狭軌、 $V = 10 \text{ km/h}$



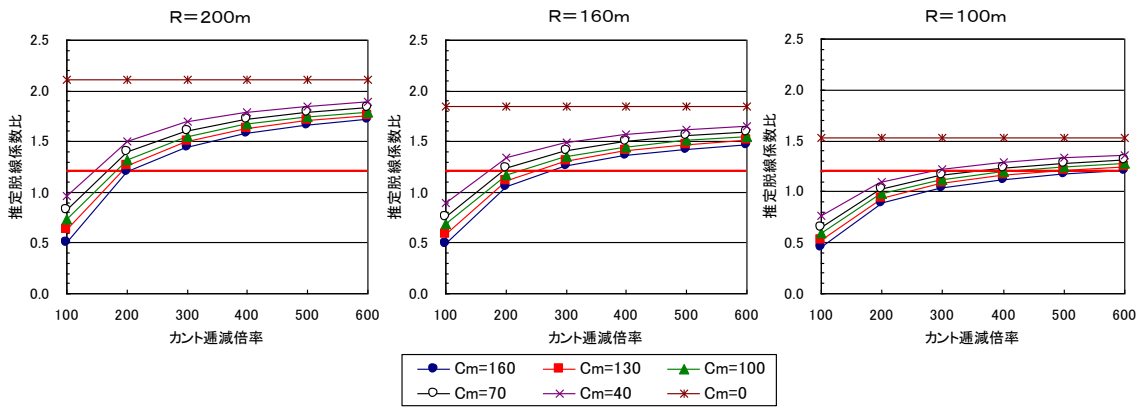
③ ボルスタ付車両・狭軌、 $V = 10 \text{ km/h}$

図4.5.4 カント通減倍率と推定脱線係数比 (狭軌)

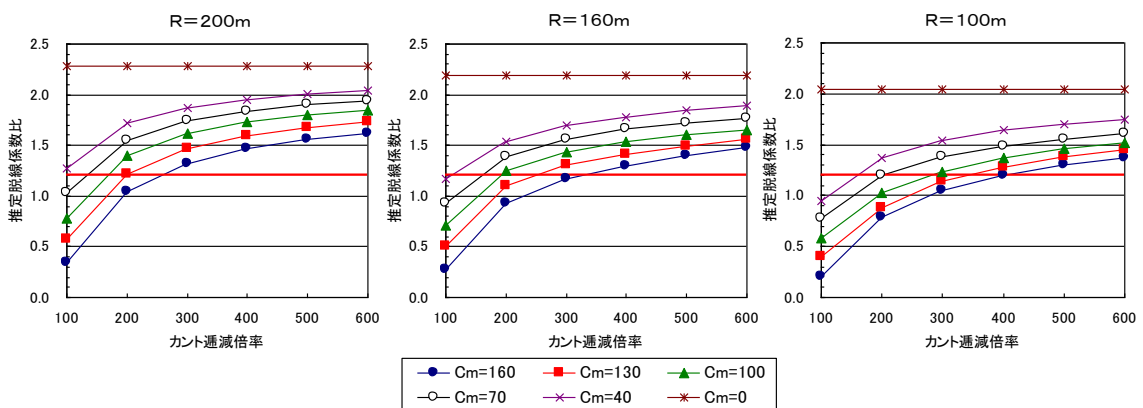
4. 5 推定脱線係数比算定式による検討



① ボルスタレス車両・標準軌 1、 $V = 10\text{km/h}$



② ボルスタレス車両・標準軌 2、 $V = 10\text{km/h}$



③ ボルスタ付車両・標準軌、 $V = 10\text{km/h}$

図4.5.5 カント逓減倍率と推定脱線係数比 (標準軌)

(5) 在来線の乗り上がり脱線を考慮したカントてい減倍率

在来線（狭軌・標準軌）において、カントを直線通減とした場合、車両諸元と曲線半径（ $R = 200\text{m}$ 、 160m 、 100m ）の組み合わせにより、カントてい減倍率300倍が許容される（推定脱線係数比 ≥ 1.2 となる）カント量は異なる。従って、車両諸元、曲線半径及びカントの組み合わせを考慮すれば、カントてい倍率300倍（緩和曲線長 $300 C_m$ ）は許容できる。なお、カントを曲線てい減とした場合は、カントてい減倍率の最大値 $1 / 300$ 以下を適用すべきである。

4. 5. 3 カントてい減倍率の決定手法

緩和曲線長は、従来は次の3条件のうち最も長いものを選択することとされている。

$$L_1 = K_1 C_m \quad \dots \dots \quad (\text{平面性} \rightarrow \text{輪重減少を抑制})$$

$$L_2 = K_2 C_m V \quad \dots \dots \quad (\text{カントの時間的変化率} \rightarrow \text{車両の内方ローリングを抑制})$$

$$L_3 = K_3 C_d V \quad \dots \dots \quad (\text{カント不足量の時間的変化率} \rightarrow \text{車両の外方ローリングを抑制})$$

ここで、

C_m : 設定カント、 C_d : カント不足量
 V : 列車速度、 K_1 、 K_2 、 K_3 : 軌間による定数

上式において、JR在来線幹線の標準的な緩和曲線諸元である $L_1 = 600 C_m$ 、 $L_2 = 10 C_m V$ 、 $L_3 = 10 C_d V$ の場合の列車速度と緩和曲線の関係を図4.5.6に示す。この条件では、70km/h以下の低速域では列車速度に依存しない L_1 が長くなり、70km/h以上では L_2 の方が長くなる。 L_2 と L_3 のどちらが長くなるかは、設定カント C_m とカント不足量 C_d のどちらが大きいかにによる。一般的には設定カント（最大105mm）の方がカント不足量 C_d （最大70mm）の方が大きいので、結局、緩和曲線長は設定カント C_m によって決まると言うて良い。

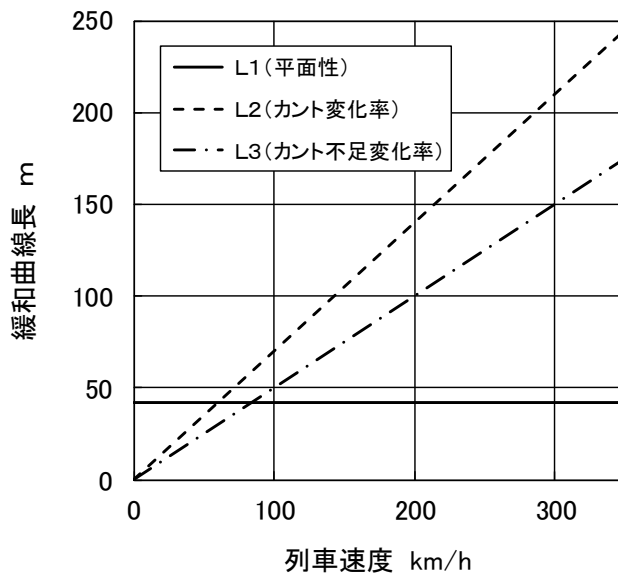


図4.5.6 列車速度と緩和曲線長

($L_1 = 600 C_m$ 、 $L_2 = 10 C_m V$ 、 $L_3 = 10 C_d V$ の場合)

しかし、実際には急曲線・低速走行時の乗り上がり脱線に対する安全性は、車両・軌道の多数のパラメータによって大きく異なる。第3.5.3節で使用した感度分析に使用した基本条件を用いて、十分に安全な条件として推定脱線係数が1.2（限度値）となるカントてい減倍率を計算した結果を表4.5.1に示す。また、この関係を図4.5.2に示す。

表4.5.1 推定脱線係数比=1.2となるカントてい減倍率

曲線半径	設定カント $C_m=100\text{mm}$	70mm	40mm
200 m	—	500	340
250 m	600	400	300
300 m	440	310	240
400 m	300	230	190
600 m	160	—	—

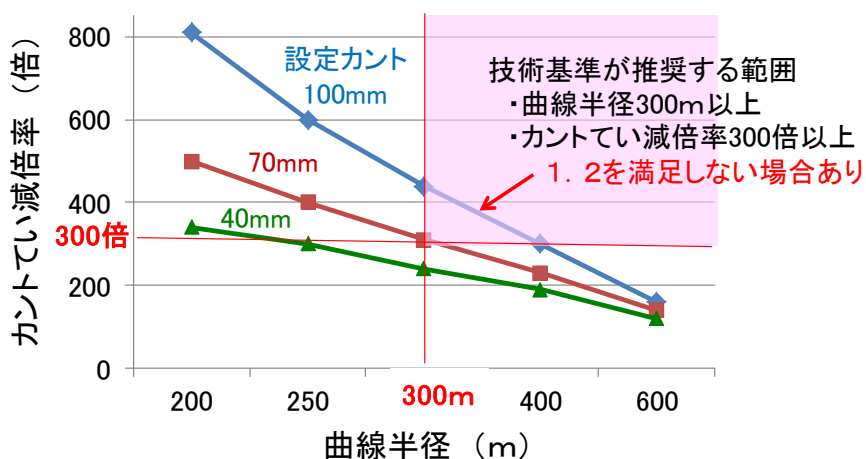


図4.5.2 推定脱線係数比が1.2となるカントてい減倍率
(狭軌ボルスタレス台車の場合)

このように、推定脱線係数比は曲線半径と設定カントの両者の影響を受けるので、現行規定のように緩和曲線長を設定カントの倍数で規定することは、乗り上がり脱線に対して一定の余裕を付加しているとは言いがたい。

いずれにしても、曲線線形諸元の面から緩和曲線中の輪重減少を低減するためには、曲線半径を大きくするという方策を除くと、カントのてい減倍率を大きくすることが最も効果的である。そのための方法としては、

- ・緩和曲線長を長くする。
- ・カントを低下する。
- ・緩和曲線の平面線形は変更せず、カントのてい減長さのみを延長する。

の3通りが考えられる。

(1) 緩和曲線長を長くする

基本的な方法であり、線路の新設時には極力緩和曲線を長くするべきである。しかし、営業線では平面線形を変更して緩和曲線長を延伸することは困難であり、以下の方策を取ることが現実的と考えられる。

(2) カントを低下する

設定カントは当該曲線を通る列車の計画ランカーブに基づいて均衡カントとするのが基本である。しかし、何らかの理由により曲線通過速度が低く変更された場合、あるいは曲線通過速度は変わらないが、駅近くの曲線でラッシュ時などに乗降混雑などのために曲線通過速度が極めて低速となる場合は、カントを低下することも一方策となる。日比谷線事故では、営団・日比谷線と東急・東横線の接続駅である中目黒駅で、ラッシュ時に慢性的な列車渋滞が発生し、脱線箇所付近で列車が停止あるいは最徐行を繰り返す状態であった。

車両基地内では最高速度が一律25km/hとされている場合がほとんどである。この場合、最少曲線半径100mでも均衡カントは52.5mmに過ぎない。したがって、カントをまったく設定しなくてもカント不足量は52.5mmである。この値は乗り心地上の目安値である70mmに対して余裕があり、実用上は問題にならない。また、車両基地内では、車両入れ替え上の都合から、あらゆる場所で最徐行あるいは停止することが考えられ、この場合はカント設定はオーバーカントにつながり横圧の増加をもたらす。さらに、カントを減部では台車前軸の外軌側輪重減少の原因となることから、車両基地内でのカント設定は極力避けるべきである。

(3) 緩和曲線の平面曲線は変更せず、カントのてい減長さのみを延長する

本方法は、平面曲線の曲率に対応してカントをてい減するという原則から外れるものであり、通常は選択されるべきではない。しかしながら、既設線においてカントのてい減倍率が十分でなく、かつ緩和曲線の延長が困難な状況では次善の策としてカントのてい減長さのみを延伸する手法が考えられる。この場合、平面緩和曲線の終端を最大とするカントオーバー区間が生ずるが、その量は小さいので問題になることはない。

現在運行している鉄道線の中でも、軌道（路面電車）にその著を發する鉄道では、もともと緩和曲線がなかったが、高速鉄道線に改良する際に円曲線部には所定のカントを設定し、その両側の直線中でカントをてい減する簡便な方法がとられたものがある。この場合でも大きな支障は生じていない。

4. 5. 4 本手法の位置付け

鉄道技術は、長い歴史の中で性能向上を追求し続けるとともに、事故の発生と対策の実施を繰り返してきた。

脱線は鉄道事故の代表的なものであり、その防止のために常に最大限の努力が払われ、その際の安全性評価の指標としては脱線係数と輪重減少率が用いられてきた。しかし、脱線現象はまさに車両と軌道の相互作用であり、また、車輪／レール間の摩擦係数については未解明な部分が多かった。そのような状況から、関係者の努力にもかかわらず原因の特定できない脱線が年に数件

ではあるが発生していた。

本手法は、車両及び軌道関係技術者の協調により、脱線に関する事項をすべて数値化することにより、推定脱線係数比という指標によりあらゆる条件に対して一定の安全余裕を確保することを可能にした。さらに、現状を評価するだけでなく、車両・軌道の設計・保守に対しても具体的な改善策を示すものである。

本手法が成立するに至った背景として、ボルスタレス方式の斜体支持方式や無摩擦方式の軸箱支持方式の開発など、車両技術の進展に伴って車両構造部材にガタや摩擦要素が少なくなってきたことが挙げられる。

第5章 本研究の実務への適用とその検証

第5章 本研究の実務へ適用とその検証

5. 1 実務への適用

5. 1. 1 脱線事故の再発防止のための緊急措置

2000（平成12）年3月8日に発生した日比谷線事故の発生直後に運輸省（当時）に設置された事故調査検討会は、3月10日に開催された第2回検討会で、同種事故の再発防止の観点から、営団を含む全国の旅客輸送を行う鉄軌道事業者に対する緊急的な措置として、以下の対策を講ずることが必要との判断を示した。この対策については、運輸省より該当する鉄軌道事業者に以下を内容とする指示が行われた。

- ① 半径200m以下の曲線部について、曲線に続く緩和曲線部において、可及的速やかに脱線防止ガード、脱線防止レール又は安全レールを設置すること。
- ② ①以外の区間において、以下の条件を総合的に勘案して必要性が高いと考えられる箇所から優先的に計画を策定し、できるだけ早期に脱線防止ガード、脱線防止レール又は安全レールを設置すること。
 - ・カント逡減倍率
 - ・曲線半径
 - ・反向曲線
 - ・急こう配及びびこう配変更点
 - ・脱線があった場合の被害状況（分岐器の手前、橋梁上等）

5. 1. 2 事故防止対策

事故調査検討会は2000（平成12）年10月26日に調査報告書を発表した。その中で、急曲線における低速域での乗り上がり脱線による事故の再発防止を図るためには、以下に掲げる具体的な対策に取り組むことが効果的であり、これらの対策の確実な実現に向けた施策を求めた。

- ① 静止輪重の管理（アンバランスの管理値10%を努力目標とする）

車両の左右静止輪重のアンバランスが乗り上がり脱線の発生に大きな影響を与える。脱線に対する安全性を向上させるためにはアンバランスを改善することが必要であり、静止輪重を管理する上での努力目標値は10%とすることが適当である。
- ② 軌道（平面性）の管理（未実施事業者について導入）

軌道の平面性狂いが大きい場合は、脱線の発生に対して大きな影響を与える。現在、鉄道事業者によっては、平面性を軌道保守の管理項目に含めていないところがあるが、今後は脱線に対する余裕を確保する観点から、平面性の管理を行うことが必要である。

③ レール研削形状の適正化

脱線した箇所の外軌の断面形状は、レールの研削により、乗り上がり脱線に対する車輪上昇量の余裕や外軌側車輪の横圧の増大に影響を与えた可能性が考えられる。したがって、急曲線部において外軌の研削を行う際に、可能な限り新品のレールの断面形状に近づくよう、研削断面形状の設計を行うことが必要である。

④ 必要に応じ車輪フランジ角度の変更

車輪フランジ角が60度の場合、これを65～70度に変更することは、脱線に対する限界を高めることにつながる。本対策は、現在、フランジ角度が60度である鉄道にとっては、新たに大きな余裕を獲得することができる極めて効果的な対策である。

⑤ 脱線防止ガードの追加措置（推定脱線係数比が1.2未満の区間）

上記の各対策は、これらを講じることにより脱線に対する余裕度の向上するが、この余裕度は走行する車両や軌道の条件により異なる。脱線防止ガードについては、緊急措置として半径200 m以下の曲線に設置することとしたが、さらに推定脱線係数比の算定結果が1.2を下回る曲線に設置する。

5. 1. 3 実務への適用

(1) 事故防止対策の意図

これらの対策の意図するところは次のとおりである。

「① 静止輪重の管理（左右静止輪重差を10%以内）」は、直接的に脱線係数を低下させる方策であり、走行安全性向上への寄与度は非常に大きい。

「② 軌道（平面性）の管理」は軌道の整備状態に関して、車両の輪重減少に最も影響の大きい軌道の平面性の管理を義務付けるものである。本来であれば平面性の管理値を示すべきであるが、管理すべき値は車両諸元によって異なるので一律の制限は適当でないこと、また、中小鉄軌道事業者などでは平面性管理の概念がなかったことから、まずは何らかの管理を導入することを義務付けた。

「③ レール研削形状の適正化」は、脱線箇所のレール断面が曲線通過時の横圧軽減を目的とする特殊な形状に研削されており、その寄与度は不明であるが幾何学的に脱線に不利な方向に作用することを考慮して、意図的なレール断面の改変を禁止したものである。

「④ フランジ角度の変更（60°→65°または70°）」は、①と同じく直接的に脱線係数を低下させる方策であり、走行安全性向上への寄与度は非常に大きい。

「⑤ 脱線防止ガードの追加措置」は、乗り上がり脱線に関する総合的な評価指標である推定脱線係数比を導入し、その値が1.2未満の場合は脱線防止ガードを設置することは求めるものである。推定脱線係数比は一種の安全率であり、1.0以下の場合には車輪が乗り上がり始める可能性があることを示す。本指標を用いて安全性を評価する場合、多岐にわたる車両・軌道のパラメータについて個別に安全余裕を見ることは現実的ではないので、全体として20%の安全余裕を見る

ことにした。なお、目安値を1.2と決定するに当たっては、全鉄道事業者の曲線半径別の軌道延長の調査結果から、脱線防止ガードの設置延長が過大とならないよう配慮された。

(2) 推定脱線係数の計算ソフト

推定脱線係数比の計算は、車両関係及び軌道関係の非常に多くのパラメータ入力と複雑な計算を要することから、鉄道事業者が独自に計算することは困難であった。そこで、ワークシートタイプの計算ソフトである「マイクロソフト・エクセル」による推定脱線係数比計算ソフトを鉄道総合技術研究所が作成し、各地方運輸局を通じて全鉄道事業者に配布された。

推定脱線係数比の計算プログラム（入力画面の例）を図5.1.1に、計算結果（出力画面の例）を図5.1.2に示す。

推定脱線係数比の計算(単曲線の出口側緩和曲線)			
○車両重心高さ		○設計線形	
車両重心高さ	1.3 m	曲線半径: R	300 m
○静的軸重・静止輪重比		カント: C	100 mm
静的軸重	56 kN	カント減速倍率: a	600 倍
外軌車輪の静止輪重比	0.9	曲率の減速延長: L	60 m
○寸法等		曲率とカントの減速位置のズレ: b	0 m
軸間距離	2.2 m	※カント減速位置基準	
台車中心間距離	12 m	カント減速延長: C * a / 1000	60 m
左右枕ばね間隔	1820 mm	○条件入力時の注意事項	
左右枕ばね間隔	2000 mm	※単曲線の出口側緩和曲線部を対象とする。	
軌間	1067 mm	※ばね定数や前後剛性は、1軸箱あるいは台車片あたりの値を入力する。	
※軌間: 1435, 1067, 1372, 762より選択		※スラックの減速延長は、曲率の減速延長と同じと仮定する。	
○ばね定数		※「青字」のセルに数値を入力する。「白字」のセルは計算値なので入力しない。	
上下軸ばね定数/1軸箱	1.3 MN/m	※カントがゼロの場合、「便宜上1」を入力する。	
上下枕ばね定数/台車片側	0.33 MN/m	※緩和曲線が無い場合、曲率の減速延長には「便宜上1」を入力する。	
枕ばね前後剛性/台車片側	153 kN/m	※カント減速倍率は、出口側緩和曲線部の値を入力する。	
※前後剛性: ボルスタレス台車以外は「0」		(カント減速倍率 = カント減速長(m) ÷ 設定カント(m))	
○車輪フランジ角度・踏面形状			
車輪フランジ角度	60 度		
踏面形状	基本		

図5.1.1 推定脱線係数比の計算プログラム（入力画面の例）

1. 基本踏面の場合								
曲線半径 (m)	カント (mm)	出口側 カント減速倍率 (倍)	出口側緩和曲線部			円曲線部		
			限界 Q/P	推定 Q/P	推定 脱線係数比	限界 Q/P	推定 Q/P	推定 脱線係数比
300	100	600	1.27	1.38	0.92	1.25	1.00	1.25
2. 修正円弧踏面の場合								
曲線半径 (m)	カント (mm)	出口側 カント減速倍率 (倍)	出口側緩和曲線部			円曲線部		
			限界 Q/P	推定 Q/P	推定 脱線係数比	限界 Q/P	推定 Q/P	推定 脱線係数比
300	100	600	1.32	1.11	1.19	1.29	0.80	1.61

図5.1.2 推定脱線係数比の計算結果（出力画面の例）

5. 2 車両諸元の選定に関する検討事項

5. 2. 1 車両諸元選定時の留意事項

急曲線・低速走行時の乗り上がり脱線については、営団地下鉄（現・東京メトロ）日比谷線中目黒駅構内で2000（平成12）年3月に発生した脱線衝突事故の原因究明の過程で、脱線に至るメカニズムのの解明が大きく前進した。この形態の脱線はまさに車両と軌道の相互作用の問題であり、乗り上がり脱線の可能性は第4章で示した推定脱線係数比算定式のような判定式によらないと適切な判断は困難である。

鉄道線路の曲線線形は一旦建設されると、軌道構造やカントの変更などの軽微なものを除いて、その変更は極めて困難である。一方、鉄道車両の使用期間は20～30年であり、技術の発展に伴って速度向上や軽量化などの改良がなされるのが普通である。したがって、新型式の車両を導入する際には、既存の曲線線形諸元を所与のものとして、乗り上がり脱線がなるべく起こりにくい車両諸元を選択すべきである。

5. 2. 2 走行安全性に影響する因子

急曲線・低速走行時の乗り上がり脱線に限定すると、以下の項目について検討することが必要である。

(1) 軌道の軸重制限

軸重は軌道の軸重制限でなければならない。この制限はその線区の構造物の設計荷重、基本的な軌道構造などによって厳密に定められている。ただし、この値は次に述べる軌道狂い進みによる限度よりもかなり大きいので、軌道の軸重制限が車両設計上の制約になることはない。

(2) 軌道狂い進み

軌道構造の基本は、土構造物である盛土または切土の上に、材質を調整された路盤を構築し、粒度調整された砕石を敷き、レールとまくらぎをレール締結装置ではしご上に組んだ「軌框（ききょう）」を置いたものである。このような構造であるから、軌道構造によって軸重制限は設けられるものの、それ以下の軸重であっても車両走行による衝撃で極めて徐々にではあるが沈下する。この沈下は場所により不同であり、列車の繰り返し通過により次第にレール面の凹凸となる。この軌道狂いの進む早さ、すなわち軌道狂い進みがメンテナンスの頻度を定めることになり、軌道狂い進みがある一定の範囲内でないと適切なメンテナンス体制を維持できない。このように軌道狂い進みの観点から、車両の軸重は一定値以下であることが求められる。

(3) 風による転ぶく限界

乗り上がり脱線とは直接の関係はないが、車両の走行安全性に関して考慮すべき項目として、風による転ぶくがある。厳密な安全性確認のためには、軌間、車体断面形状、車体側面積、走行中の風向角などを含めた計算が必要であるが、軸重と転ぶく限界の関係を定性的に評価するためには、ある程度以上の軸重があれば「転ぶくの可能性は小さい」ことを確認すれば十分である。

(4) 軸ばねたわみ

乗り上がり脱線を防止するという観点では、軸ばね定数は小さいほど望ましい。しかし、ある程度の固さがないと乗客数による車体高さ変化（軸ばねたわみ）が大きくなることや、上下・左右振動を受けた場合の車体変位が大きくなるという不都合があるので、自ずから一定値以上とすることが求められる。

(5) 乗り上がり脱線

乗り上がり脱線の判定には、車両・軌道の多くの要因を考慮した計算によることが必要であるが、車両関係の要因の中では「上下軸ばね定数」と「軸重」の2要因によって定性的には評価することができる。すなわち、上下軸ばね定数が小さければ軸重をより小さく（軽量化）することが可能であり、反対に上下軸ばね定数が大きければ軸重をより大きくすることが求められる。

5. 2. 3 車両設計上の「ねらい値」の考え方

前項で示した関係を、横軸を「上下軸ばね定数」、縦軸を「軸重（車両重量）」の平面上に示したのが図5.2.1である。各種の制約条件を満足する範囲すなわち図中の5角形の領域内で、乗り上がり脱線をなるべく起こりにくくするには、乗り上がり脱線の線から最も離れた点（図中の☆印）車両設計上の「ねらい値」とすべきである。

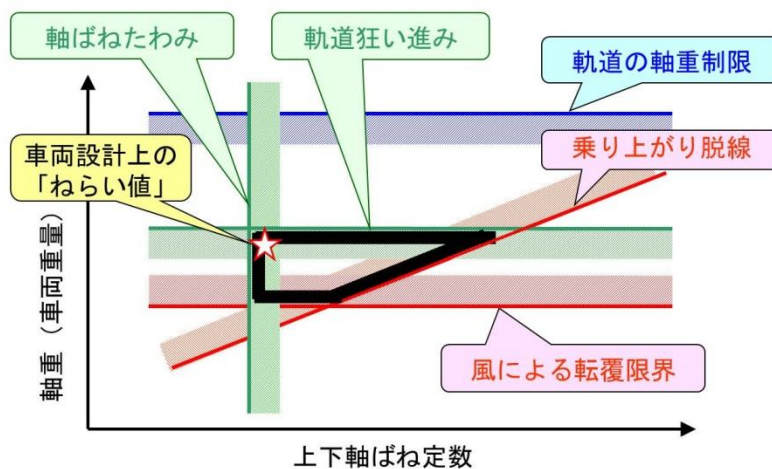


図5.2.1 走行安全性を考慮した車両設計上の「ねらい値」

5. 3 脱線防止対策の効果の検証

5. 3. 1 脱線事故の発生状況

国鉄がJRに移行した1987（昭和62）年以降の脱線事故数の推移を図5.3.1に示す。この資料は筆者が関与したもの、あるいは独自に情報を入手したものの中から、部材切損や運転取扱誤りなど脱線事故の発生原因が明確な事例を除いたものである。

1987～92年は「分岐器背向」が大半を占める。これは、側線用8番分岐器と呼ばれる構内用の分岐器に車両が背向で進入する場合の脱線で、トンダレール先端通過直後の乗り上がり脱線である。対策として、トンダレール先端部に「先端ガード」を設置することでこの種の脱線は姿を消した。

1994～2000年にかけて「曲線&リード」と分類した脱線が増加している。これは一般曲線または分岐器中のリード曲線部で乗り上がり脱線が発生したものである。2000（平成12）年3月8日に発生した日比谷線事故の直後に前項で述べた緊急措置ならびに10月にその他措置が講じられたことにより、同種の事故は大幅に減少した。

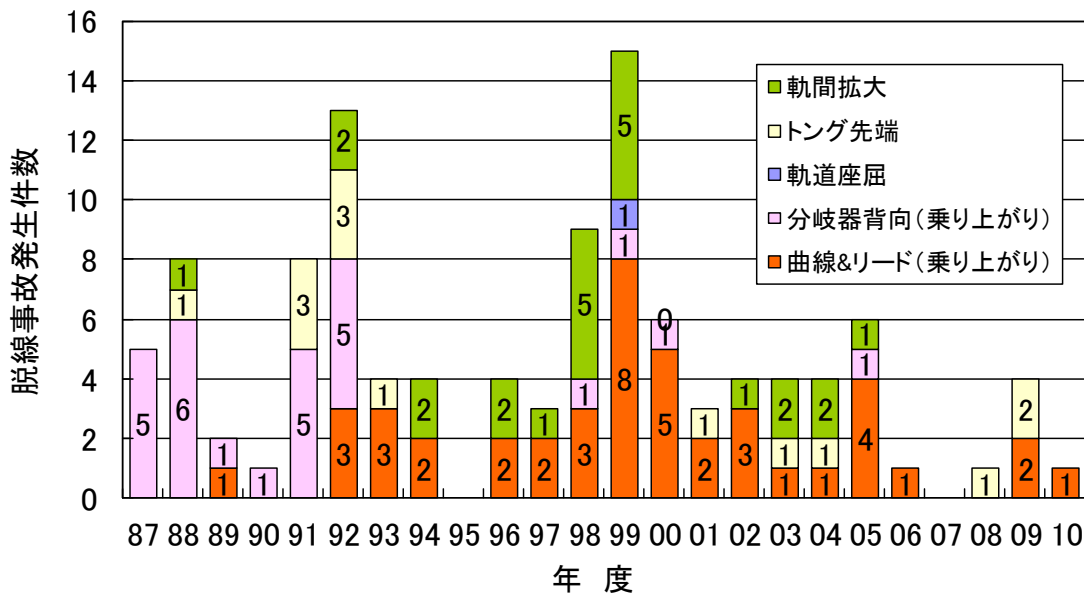


図5.3.1 脱線事故数の推移（筆者調査）

5. 3. 2 運輸安全委員会の事故統計

運輸安全委員会は、そのホームページで「鉄道事故インフォメーション」として調査した鉄道事故の調査結果を公開している。いくつかの事故種別があるが、その中で列車脱線事故数の推移を表5.3.1及び図5.3.2に示す。なお、脱線の発生原因により、本研究の対象である乗り上がり脱線、踏切支障による脱線、災害による脱線、その他（取り扱い誤りなど）に分類した。

乗り上がり脱線は、運輸安全委員会が設置された2001（平成13）年度以降、年に2件以下と非常に少ない件数で推移している。これは、乗り上がり脱線の防止策が実効を上げたものと推定できる。

表5.3.1 運輸安全委員会が調査した列車脱線事故数の推移

種別	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	計
その他	4	3	5	6	4	3	3	4	1	1	34
災害	2	3	3	13	5	4	2	2	1	6	41
踏切支障	2	9	6	6	5	3	2	1	1	2	39
乗り上がり	0	1	1	0	2	1	2	1	2	1	11
計	8	16	17	25	16	11	9	8	5	10	125

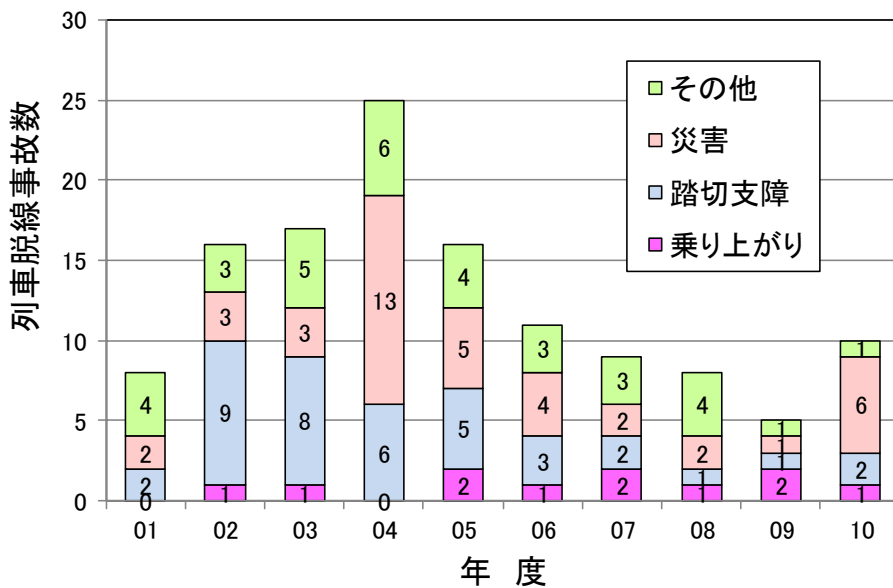


図5.3.2 列車脱線事故数の推移（運輸安全委員会調査）

5. 3. 3 近年発生した乗り上がり脱線事故の概要

運輸安全委員会が調査対象とし報告書が公表され列車脱線事故のうち、乗り上がり脱線と考えられるものは、2012（平成24）年11月現在で表5.3.2に示す11件である。なお、原因欄の車両要因及び軌道要因は筆者の判断により追記したもので、運輸安全委員会報告書には記載がない。

11件の内容を見ると、貨物列車において、軌道の平面性変位と、枕ばね上下剛性及び車体ローリングによる動的な輪重減少が影響していると考えられる脱線があるが、その他については、軌道整備不良あるいは脱線防止ガードの適用誤りなど原因が明らかであり、日比谷線事故後に通達された脱線防止対策が適切に運用されていれば防止できたと考えられる。

表5.3.2 乗り上がり脱線と考えられる列車脱線事故の概要（1/2）

No	発生日	事業者	線区／駅間	原因
1	2011 03/10	J R 貨物	成田線 久住駅 ～滑河駅間	半径406mの円曲線通過中に9両目と10両目の貨車が脱線。コキ車の平面性に対する追従性低下と軌道の複合変位の競合。 【車両要因】枕ばね上下剛性と車体ローリングによる輪重減少。 【軌道要因】通り変位と水準変位が大。
2	2009 12/19	J R 貨物	日豊線 宗太郎駅～ 市棚駅間	半径300mの円曲線を走行中に、脱線係数が増加するとともに限界脱線係数が低下したため、貨車の後台車第1軸の外軌側車輪が乗り上がって脱線。 【車両要因】枕ばね上下剛性と車体ローリングによる輪重減少。 【軌道要因】通り変位と水準変位が大。
3	2009 8/27	一畑電車	北松江線 朝日 ヶ丘駅～松江イン グレッサードン前 駅間	出口側緩和曲線で、脱線係数が増加するとともに限界脱線係数が低下したため、先頭車両の前台車第1軸の外軌側車輪が乗り上がって脱線。 【車両要因】特になし。 【軌道要因】緩和曲線中の通り変位と水準変位が大。脱線防止ガードが曲線外側設置で効果なし。
4	2008 9/20	阪急電鉄	甲陽線 甲陽園駅構内	分岐器始端付近で、脱線係数が増加するとともに限界脱線係数が低下したため、2両目後台車1軸と3両目前台車1軸の外軌側車輪がトングレーに乗り上がり脱線。 【車両要因】車輪交換直後で摩擦係数が増大。 【軌道要因】内方分岐器のトング先端に通り変位と継目角折れ。
5	2008 2/23	J R 東日本	東北線 尾久駅構内	分岐器のリード部を通過中に、脱線係数が増加するとともに限界脱線係数が低下したため、5両目前台車第1軸の左車輪がリードレールに乗り上がって脱線。 【車両要因】車体ローリングによる輪重減少。 【軌道要因】台車軸距に近い2m平面性変位が大。

表5.3.2 乗り上がり脱線と考えられる列車脱線事故の概要 (2/2)

No	発生日	事業者	線区/駅間	原因
6	2007 9/6	広島電鉄	宮島線 広電西広島駅 構内	<p>曲線半径の小さい本件分岐器で、ガードのない右トングレール部で、右車輪が、摩耗により断面形状が車輪フランジ形状に近くなっていた本件分岐器右トングレール上に乗り上がって脱線。</p> <p>【車両要因】車輪摩耗大。 【軌道要因】衝撃的横圧が作用する位置にガードなし</p>
7	2007 3/12	上信電鉄	上信線 赤津信号所～ 下仁田駅間	<p>出口側緩和曲線で、転向横圧が生じるとともに、構造的な平面性変位と列車荷重による平面性変位のため、2両目前台車第1軸左車輪が左レールに乗り上がって脱線。</p> <p>【車両要因】特になし。 【軌道要因】軌道変位が大。軌道定期検査は高低変位のみ（軌間、通り、水準なし）。</p>
8	2006 2/4	神戸電鉄	有馬線 有馬口駅構内	<p>分岐器リード曲線で、分岐内の平面性変位が大、車輪が転削直後で摩擦係数が大により、3両目前台車の第1軸右車輪が右リードレールに乗り上がり脱線。</p> <p>【車両要因】車輪転削直後による横圧増加。 【軌道要因】分岐器リード曲線中の平面性変位による輪重減少。</p>
9	2006 1/22	神戸電鉄	有馬線 有馬口駅構内	<p>分岐器トング先端部で、平面性変位が大、車輪転削直後で摩擦係数が大、トングレールの入射角2°でアタック角が大により、1両目と3両目の後台車第1軸右車輪が基本レールに乗り上がり脱線。</p> <p>【車両要因】車輪転削直後による横圧増加。 【軌道要因】分岐器トング先端部の平面性変位による輪重減少。</p>
10	2003 5/22	J R 貨物	東海道線 東京貨物ターミ ナル駅構内	<p>分岐側後端の直線長が短く、通り変位と水準変位とが複合し、それが反復していたため、積荷をほぼ満載した車体のローリングが徐々に増大し、リードレール中で脱線係数が限界値を超えて脱線。</p> <p>【車両要因】車体ローリングによる輪重減少。 【軌道要因】通りと水準変位が連続。</p>
11	2003 3/5	高松琴平 電気鉄道	志度線 房前駅構内	<p>レール継目部付近で、局所的な通りと平面性変位があったこと、通常走行速度に対して過大なカントを設定していたことから、右車輪の脱線係数・横圧輪重比が限界を超え、外軌に乗り上がって脱線。</p> <p>【車両要因】特になし。 【軌道要因】通り変位による横圧増加。走行レール37kgに対して脱線防止ガードは30kgで効果なし。</p>

5. 4 実線区における推定脱線係数比の例

5. 4. 1 大都市通勤線区 A 線の推定脱線係数比の例

ある鉄道事業者の協力を得て、路線長約40kmの大都市通勤線区において算出された推定脱線係数比の実例を示す。当該線区は、明治から大正にかけて何線かの別路線として建設され、幾度かの運行経路の変更を経て成立したものである。曲線諸元等の線形基準についても建設年代に応じて多様なものとなっている。また、輸送量増大に伴う線路増設や駅部の改良などもあり、その線形は極めて複雑なものとなっている。

この線区の49曲線の曲線半径、カント、カントてい減倍率及び推定脱線係数比を図5.4.1に示す。なお、半径300m未満の曲線については赤色で示した。

(1) 曲線半径

曲線半径が600m以上の曲線の場合は推定脱線係数比が十分に大きくなることが明らかなので、半径600m未満の曲線のみを対象とした。ほとんどの曲線半径は400～600mであり、最小曲線半径は250mである。

(2) 設定カント

設定カントは20～90mmである。急曲線をある程度の速度で通過するために所要のカントが設定されているわけであるが、何らかの理由によりこれらの曲線を最徐行（いつでも停止できる速度＝5～10km/h）、あるいは曲線中で停止する場合は、設定カントが大きいほどカント超過量が大きくなり、推定脱線係数比の面からは不利である。

(3) カントてい減倍率

カントてい減倍率は400～1,000倍である。3曲線を除いて600倍以上であり、大都市通勤線区として一定の水準が確保されている。

(4) 推定脱線係数比

推定脱線係数比は、すべての曲線において脱線防止ガードの設置基準である1.2より大きな値が確保されている。最小値は1.5で、曲線諸元としては半径250m、設定カント85mm、カントてい減倍率930倍である。その他でも推定脱線係数比が2.0を下回っているのは、半径が300m未満の曲線に限られている。

5. 4 実線区における推定脱線係数比の例

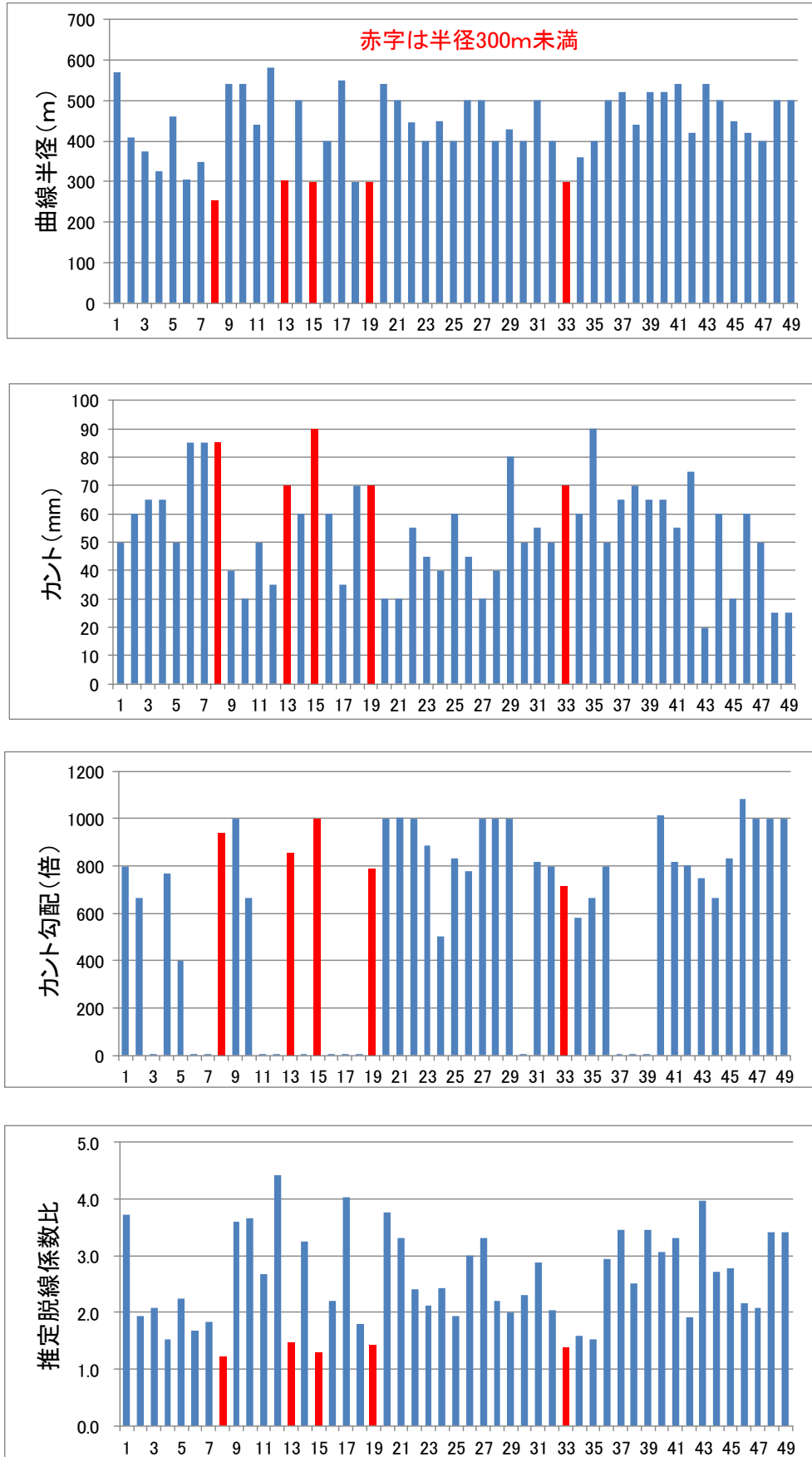


図 5.4.1 大都市通勤線区 A 線における推定脱線係数比 (半径 600m 未満)

(5) 曲線半径と推定脱線係数比の関係

この線区の49曲線について、曲線半径と推定脱線係数比の関係を図5.4.2に示す。推定脱線係数比の算出にはカント、カントてい減倍率及び曲線通過速度も関係するが、曲線半径と推定脱線係数比の両者は非常に高い相関を示している。このことから、曲線半径は推定脱線係数を決定する最大の要素であることがわかる。

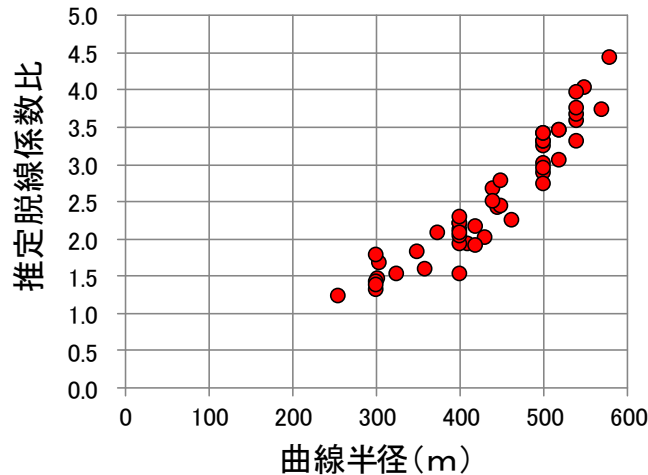


図 5.4.2 大都市通勤線区 A 線における曲線半径と推定脱線係数比

5. 4. 2 大都市通勤線区 B 線の推定脱線係数比の例

前節とは別の鉄道事業者の路線長約25kmの大都市通勤線区38曲線について、曲線半径、カント、カントてい減倍率及び推定脱線係数比を図5.4.3に示す。

(1) 曲線半径

曲線半径が600m以上の曲線の場合は推定脱線係数比が十分に大きくなることが明らかなので、600m未満の曲線のみを対象とした。最小曲線半径は152mである。

(2) 設定カント

設定カントは15～103mmである。

(3) カントてい減倍率

カントてい減倍率は500倍以上の曲線が多いが、500倍未満が7曲線あり、その中の最小値は300倍である。

(4) 推定脱線係数比

推定脱線係数比は5曲線において脱線防止ガードの設置基準である1.2を下回っている。ただし、すべての曲線に脱線防止ガードが敷設されている。

5. 4 実線区における推定脱線係数比の例

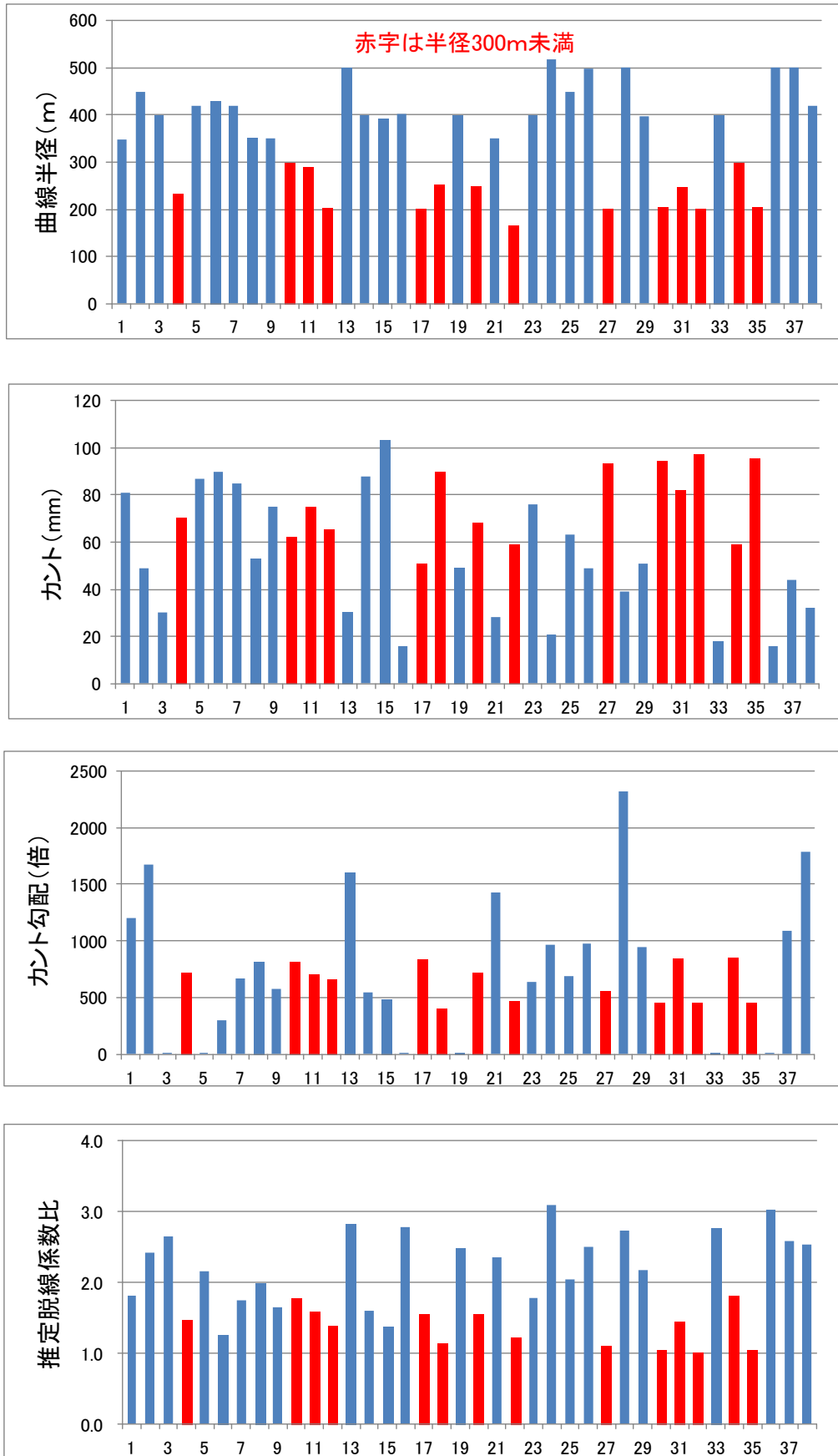


図 5. 4. 3 大都市通勤線区B線における推定脱線係数比 (半径 600m未満)

(5) 曲線半径と推定脱線係数比の関係

曲線半径と推定脱線係数比の間には正の相関がみられるが、前節のA線ほど明確ではない。この違いは、本B線はA線と比べて、

- ・半径300m未満の急曲線が多い。
- ・カントてい減倍率の小さい曲線が多い。
- ・反向曲線や複心曲線などの複雑な曲線が多い。
- ・駅間が短く加減速が多い。

ことなどが影響していると考えられる。

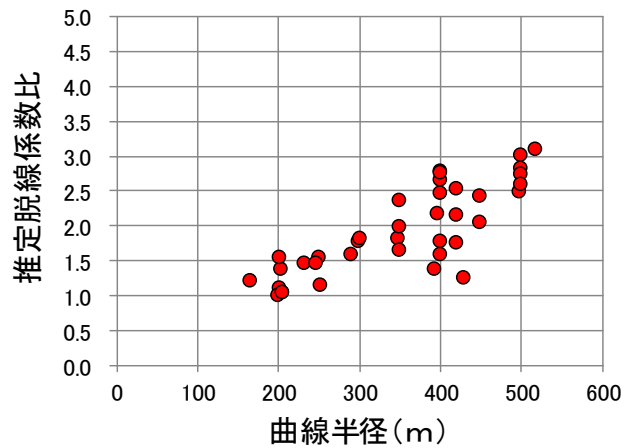


図 5.4.4 大都市通勤B線における曲線半径と推定脱線係数比

第6章 結論及び今後の課題

第6章 結論及び今後の課題

6. 1 結 論

本研究は、鉄道車両の乗り上がり脱線に対する安全性の実用的評価手法とその応用について論じたものである。本論文は全6章で構成し、各章の概要は以下のとおりである。

第1章は序論であり、本研究の背景と目的、本研究に取り組んだ動機、既往の研究、本研究の構成について示すとともに、本研究で使用する用語の定義および説明を示した。本研究の目的は、これまでに発生した脱線事故の原因調査の及び理論的分析により、急曲線・低速走行時の乗り上がり脱線に対する安全性評価指標を提案するとともに、走行安全性のから見た緩和曲線部のカット減勾配の要件について明らかにするものである。

第2章では、最初に鉄道車両の脱線形態として軌間内脱線、滑り上がり脱線、跳び上がり脱線、乗り上がり脱線の4種類があることを述べ、その中から乗り上がり脱線の代表的な例として①競合脱線、②側線用分岐器脱線、③急曲線乗り上がり脱線を取り上げて、それぞれの脱線の特徴、原因及び脱線防止対策について考察した。

競合脱線は、旧国鉄において1952～78年に124件発生した。1963年の東海道本線鶴見事故を契機とする調査委員会によって事故原因が分析され、競合脱線防止対策が確立されたことにより競合脱線は激減した。

側線用分岐器は、旧国鉄において駅構内や車両基地で使用することを目的として設計された簡易型の分岐器である。国鉄のJR移行頃から、この分岐器の分岐側から通過する際の脱線事故が頻発した。脱線の原因は側線用分岐器の持つ構造的な軌道変位と、新型式車両の軌道平面性への追従性の低下と推定された。この形態の脱線は分岐器トングレールへ先端への脱線防止ガードの設置により終息した。

急曲線乗り上がり脱線の代表例は、2000年3月に発生した営団地下鉄日比谷線脱線事故である。この脱線は出口側緩和曲線の軌道の構造的平面性と車両走行特性との不整合に起因するもので、この形式の脱線の要因分析と脱線防止対策が本論文の中心課題である。

第3章では、輪重推定式、横圧推定式及び限界脱線係数算定式を構成し、急曲線における乗り上がり脱線に関する総合安全性評価指標として推定脱線係数比を導出した過程を記した。

輪重推定式では、遠心力、軌道面のねじれ及び空気ばねのねじれを考慮した。

横圧推定式では、内軌側の車輪とレールとの摩擦により発生する横圧を、内軌側輪重横圧比を時刻歴シミュレーション及び実測データに基づいて車輪踏面形状別に設定した。また、遠心力・空気ばねのねじれによる横圧、軌道狂い及び継目衝撃による横圧を定量的に求める式を示した。

限界脱線係数は、従来から用いられているナダルの式を用いて、等価摩擦係数及びアタック角の設定方法を示した。

これらを統合して、推定脱線係数と限界脱線係数の比である推定脱線係数比を乗り越り脱線に関する総合的かつ実用的な安全性の評価手法として用いることを提案した。さらに、車両・軌道の各種パラメータを変更して、推定脱線係数比に対する影響度の試算例を示した。

第4章では、急曲線乗り越り脱線との関連が深い緩和曲線のカントてい減倍率について、車両走行レーション、軌道の実測データ及び輪重横圧推定式により緩和曲線を通過中の車両走行特性を確認した。さらに、推定脱線係数比算定式により、乗り越り脱線防止のために緩和曲線部のカントてい減倍率に求められる要件について示した。

また、推定脱線係数算定式が一定となる曲線半径とカントてい減倍率の組み合わせを示し、乗り越り脱線に対して一定の安全性の余裕を得るためには、従来行われている設定カントに一定の倍率をかける緩和曲線長の算定方法では不十分であることを示した。

第5章では、本研究の実務への適用の例として、営団地下鉄日比谷線事故以降に導入された脱線防止対策を示した。

また、乗り越り脱線の防止のために考慮すべき車両諸元の選定に関する検討事項として、軌道の軸重制限、軌道狂い進み限度、風による転ぶく限界及び軸ばねたわみ限度を考慮した車両設計上の「ねらい値」の考え方を示した。

実施された脱線防止対策の効果を検証するために、1987年の国鉄からJR移行後の筆者が関与した脱線事故の分析、2001年以降に運輸安全委員会が調査した脱線事故について分析した結果、近年は明らかな軌道保守不良などを除いて、本論文が対象とする急曲線・乗り越り脱線については発生が十分に抑制されていることを確認した。

脱線事故防止対策の実線区での適用状況の例として、大都市通勤線区の2線区における曲線半径、設定カント、カントてい減倍率及び推定脱線係数比を示した。ほとんどの曲線は推定脱線係数比1.2以上で、少数の1.2未満の曲線は脱線防止ガードが敷設済みであった。これらの曲線について曲線半径と推定脱線係数比の関係をみると高い正の相関があり、乗り越り脱線に対する安全性を高めるためには曲線半径を大きくすることが極めて重要であることを示した。

第6章は本章であり、各章をまとめて本研究の結論とするとともに、より一層の安全性向上を図るための今後の課題について示した。

6. 2 今後の課題

本研究が対象とする「急曲線・低速走行時の乗り上がり脱線」については、推定脱線係数と限界脱線係数との比である推定脱線係数比により一定の安全性評価が可能となったものとする。ただし、推定脱線係数比を導出する過程にはいくつかの未知の要素あるいはバラツキの多い要素が含まれており、それが安全率に相当する1.2が脱線防止ガードの設置基準とされた理由である。

この種の脱線に対する安全性を高めるためには、今後の課題として以下の点について明らかにするために研究を継続する必要がある。

(1) 車輪／レール間の摩擦係数の推定精度の向上

推定脱線係数比算定式の中で最も感度が高く、かつ定量的な評価が困難なパラメータが車輪／レール間の摩擦係数である。この数値は、晴雨、湿度、摩耗形状、車輪転削、レール削正などの環境の変化によって大きく変動する。これらの中で影響度の大きい要因を特定し、摩擦係数の推定精度を向上することが望まれる。

また、現在開発が進められている各種の摩擦調整剤（鉄道総研で開発中のものは「フリモス」=FRIMOS: FricModerating System）などにより、積極的に摩擦係数をコントロールすることも安全性向上につながるものと考えられる。

(2) 車両・軌道の設計・保守に関する技術基準の整備

これまでの知見により、走行安全性の確保が不確実な領域では、脱線防止ガードを敷設することを前提とすれば、実用上はほぼ確実に乗り上がり脱線を防止できる水準に達していると考えられる。

乗り上がり脱線には多数の要因が複雑に関わっており、安全性の評価は推定脱線係数比のような総合的な評価指標によらざるを得ない。より精度の高い安全性評価をするためには、実際の車両・軌道パラメータ入力による車両走行シミュレーション、あるいは想定される軌道狂いを設置した試験線による実車両の走行試験の実施が望まれる。

いずれにしても、このような知見を実際に脱線事故防止につなげるためには、何らかの形で車両・軌道の設計・保守に携わる公表された技術基準として整備し、技術者の共通認識とすることが必要である。

参考文献

参考文献

- 1) 日本国有鉄道：東海道本線鶴見列車事故技術調査委員会報告書、1968. 4
- 2) 日本国有鉄道：脱線事故技術調査委員会報告書、1972. 3
- 3) 鉄道総合技術研究所：曲線部の線形諸元に関する調査研究報告書、2002. 3
- 4) 運輸省事故調査検討会：帝都高速度交通営団日比谷線中目黒目駅構内列車脱線衝突事故に関する調査報告書、2000. 10
- 5) 国土交通省：鉄道に関する技術上の基準を定める省令、国土交通省令第151号、2001年12月25日
- 6) 国土交通省・鉄道総合技術研究所：急曲線における低速域での乗り上がり脱線等の防止に関する検討会報告書、2004. 3
- 7) 日本国有鉄道：日本国有鉄道百年史（鉄道線路方職務心得）、第2巻、p. 74、1970
- 8) 鉄道省：国有鉄道建設規程、鉄道省令第2号、1921年10月14日
- 9) 鉄道省：国有鉄道建設規程、鉄道省令第2号、1929年7月15日
- 10) 鉄道省：国有鉄道簡易線建設規程、鉄道省令第8号、1932年5月27日
- 11) 日本国有鉄道建設規程調査委員会：日本国有鉄道構造規程及び解説（案）、1955. 12（1959. 10改訂）
- 12) 日本国有鉄道：軌道構造基準規程
- 13) 運輸省：普通鉄道構造規則、運輸省令第14号、1987年3月2日
- 14) 日本鉄道施設協会：鉄道施設技術発達史、p. 587、1994. 1
- 15) 鉄道総合技術研究所編：第2版鉄道技術用語辞典、2006. 12
- 16) 宮本岳文・石田弘明・松尾雅樹：地震時の鉄道車両の挙動解析（上下・左右に振動する軌道上の車両運動シミュレーション）、機械学会論文集C、Vol. 64、No. 626、97-1856、1998. 10
- 17) 國枝正春：鉄道車両の転覆に関する力学的理論解析、鉄道技術研究報告、No. 793、1972. 2
- 18) 小柳志郎：二軸ボギー車の静的輪重配分、鉄道技術研究報告、No. 505、1965. 11
- 19) 内田雅夫・西本正人・三和雅史・三木一巨：急曲線部における振子車両の走行特性と軌道管理手法、鉄道総研報告、12-3、1998. 3
- 20) 内田雅夫・高井秀之・村松浩成・石田弘明：輪重横圧推定式による乗り上がり脱線に対する安全性評価、鉄道総研報告、15-4、2001. 4
- 21) 鉄道総合技術研究所編：鉄道構造物等設計標準・同解説 軌道構造〔有道床軌道〕（案）、1997. 3
- 22) 村松浩成・高井秀之・石田弘明：列車走行安全性からみた曲線線形諸元の検討、鉄道技術連合シンポジウム（J-RAIL 2002）講演論文集、S7-2-4、pp. 105-108、2002. 11
- 23) 國枝正春：2軸鉄道車両の軸重配分に関する理論解析、鉄道技術研究報告、No. 394、1964. 2
- 24) 貨車台車研究委員会：貨車台車研究委員会総合報告書、日本鉄道車両工業会、1974. 12
- 25) 三和雅史ほか：軌道状態推移予測モデルの構築に関する基礎的検討、J-RAIL'98、鉄道技術連合シンポジウム講演文集、pp. 443-446、1998. 11

参考文献

- 26) 池守昌幸：軌道保守管理システムの研究(7)－軌道狂い指標に関する統計的解析、鉄道線路、34-1、1986.1
- 27) 小林幹人・石田弘明・高井秀之・古川 敦・加藤 武・鈴木 貢：車両走行特性を考慮した走行安全に必要な緩和曲線長の検討、鉄道総研報告、14-4、2000.4
- 28) 西本正人ほか：急曲線通過時の振り車両の走行特性と軌道形状、鉄道技術連合シンポジウム（J-RAIL '97）講演文集、pp.267-270、1997.7

謝 辭

謝 辞

本論文は、東京大学に学位申請論文として提出したものである。

鉄道は極めて安全性の高い交通機関であることは、鉄道利用者の一般的な認識であり、また各種の交通関係の事故統計からもまぎれのない事実である。しかし、鉄道に関する研究開発に長年従事してきた経験からは、極めてまれにはあるが発生する脱線現象のメカニズムは未だすべて解明されたとは言いがたい。鉄道車両の走行特性を考慮した線路の曲線線形決定手法を体系的にまとめたいという気持ちは、筆者が鉄道の研究開発に関与するようになった早い時期から心の隅に温めていたものである。今回、急曲線・低速時の乗り上がり脱線に限定してではあるが、論文としてまとめることができたことは、何か肩の荷を下ろしたような安堵感のあるものであり、さらにそれを学位申請論文として提出できたことは身に余る光栄である。

本論文の審査会の主査は、東京大学・大学院工学系研究科社会基盤学専攻の家田仁教授に務めていただいた。家田教授は、本研究の原点となっている2000年3月に発生した帝都高速度交通営団（現東京地下鉄株式会社＝東京メトロ）の日比谷線脱線衝突事故で、運輸省（現国土交通省）に設置された「事故調査検討会」の委員として、原因解明や報告書の取りまとめに当たられたこともあり、論文の構成から執筆内容まで示唆に富むご指導いただいた。その過程では、筆者から学位論文執筆のご相談をしておきながら、筆者が日々の業務に追われて何度も中断したにもかかわらず、その度に暖かく時として厳しく励ましていただいた。論文を書き終えるに当たり、衷心からの謝意を表したい。

また、本論文の審査をご担当いただき、論文の内容やとりまとめについて貴重なご意見をいただいた、東京大学・藤野陽三教授、小澤一雅教授、石原孟教授、羽藤英二教授、須田義大教授、明星大学・宮本昌幸教授にもお礼申し上げたい。

筆者は1978年4月に日本国有鉄道に施設系職員として入社し、約1年間の鉄道業務全般の実習を終えた後に、国鉄・岡山鉄道管理局の倉敷保線区笠岡保線支区長として、鉄道の安全快適な運行を直接支える現場を経験した。その後、国鉄・鉄道技術研究所、国鉄・金沢鉄道管理局の糸魚川保線区長を経て、1987年4月に国鉄の民営・分割化に伴って旧国鉄の研究開発部門を承継して設立された財団法人鉄道総合技術研究所（以下「鉄道総研」）に移籍した。それからは、車両と軌道の相互作用、軌道保守管理、軌道関係技術基準などの研究開発に従事し、2001年10月に軌道技術研究部長として軌道関係の技術開発全般を統括する職についた。その後は管理部門に移り、総務部長、研究開発推進室長、企画室長を経て、現在は研究開発を担当とする理事の職にある。

筆者のこれまでの研究開発経歴を振り返ると、いかに多くの方々に教えられ助けられてきたかに思いを至らざるを得ない。元鉄道総研・施設研究部長の椎名公一氏には、国鉄入社時から軌

道保守の実務に関する親身なご指導を受けた。元鉄道総研・メンテナンス技術推進部長（現株式会社鉄道現業社・社長）の三浦重氏には、軌道技術の研究開発の基本をご教授いただくとともに、現在に至るまで軌道構造あるいは軌道管理に関するアドバイスをいただいている。

元鉄道総研・専務理事（現株式会社日本線路技術・副社長）の内田雅夫氏は、筆者が1981年に鉄道技術研究所に配属になって以来の直属の上司であり、軌道の保守管理全般にわたり、常に指導者であり目標であった。特に、本論文でも活用した曲線通過時の走行安全性評価に大きな役割を果たす輪重横圧推定式は、膨大な曲線速度向上試験データの分析に基づいて内田氏がまとめ上げられたものである。

また、鉄道総研・理事長の垂水尚志氏には、研究開発に対する取り組み方について常にご指導をいただくとともに、学位取得については文字どおりの叱咤激励をいただいた。本論文の提出に漕ぎつけられたのはひとえに氏の励ましのおかげである。

本論文の構成でかなりの部分を占める曲線線形諸元の検討は、1997～2001年度に鉄道総研が運輸省鉄道局からの依頼を受けて設置した「曲線部の線形諸元等に関する検討委員会」の活動の中で得られた知見を基礎としている。この委員会では、2000年3月に営団地下鉄（現東京メトロ）中目黒駅構内で発生した脱線衝突事故を受けて、急曲線・低速度での乗り上がり脱線に関して詳細な検討が行われ、推定脱線係数比を考慮した曲線線形諸元の評価手法が示された。筆者はこの委員会の事務局責任者として検討内容全般に関与した。

委員長の元芝浦工業大学・教授の松浦章夫氏、副委員長の元明星大学・教授の宮本昌幸氏を始めとする委員各位、事務局各位にも感謝したい。各種の試験、解析および報告書の作成に当たっては、元鉄道総研・軌道管理研究室の古川敦氏、小林幹人氏及び村松浩成氏（現東海旅客鉄道）の貢献が極めて大きかったことを特記したい。

本論文が対象とする車両と軌道の相互作用の問題については、筆者が専門とする軌道分野だけでは完結せず、車両分野を専門とする方々の協力が不可欠であった。中でも、前鉄道総研・車両構造技術研究部長（現株式会社テス・社長）の手塚和彦氏には、車両構造や車両検修の実態に即した有益なご意見をいただいた。また、元鉄道力学研究部長の石田弘明氏（現明星大学・教授）には、各種の車両運動シミュレーションにより曲線通過中の車両走行特性について具体的かつ定量的な裏付けをしていただいた。

本論文は、以上の方々、加えてここでお名前を挙げるができなかった多くの方々のご指導やご助力があつてこそまとめることができたものである。最後に、改めて深甚なる感謝の意を表して謝辞の結びとしたい。

2013年5月 高井 秀之

発表文献リスト

発表文献リスト

【特 許】

- 1) 佐藤吉彦・鈴木俊一・三浦 重・高井秀之・豊田 実：ポケット形車両動揺測定装置、特許第1581871号、1990.10
- 2) 高原清介・佐藤吉彦・高井秀之・竹下邦夫・藤森聡二：軌道通り狂いの検出方法、特許第1628759号、1991.12
- 3) 高木喜内・高井秀之・内田雅夫：鉄道車両の軌間可変方法、特開2000-108901、2000.4
- 4) 矢口直幸・吉田 眞・御船直人・高井秀之：バラスト充填袋、特開2000-211652、2000.8
- 5) 高井秀之・高木喜内：脱線防止ガードアタッチメント、特開2003-138501、2003.5
- 6) 藤本 裕・石田弘明・前橋栄一・徳田憲暁・高井秀之：鉄道車両、特開2003-261025、2003.9
- 7) 内田雅夫・高井秀之・高木喜内・酒井正勝・牧野茂樹・藤澤憲三・横田直樹：鉄道車両の軌間可変装置、特許第4137253号、2008.6

【単行本】

- 8) 高井秀之（共著）：1999年日本の鉄道 鉄道は再び日本を変える、交通新聞社、1989.11
- 9) 高井秀之（共著）：高速鉄道物語—その技術を追う—、成山堂、1999.6
- 10) 高井秀之（共著）：日本の鉄道技術の現状 Japanese Railway Technology Today、鉄道総研・東日本鉄道文化財団、2001.12
- 11) 高井秀之：保線の常識！非常識？、鉄道現業社、2009.10

【学会関係】

（土木学会誌）

- 12) 内田雅夫・高井秀之：日本とヨーロッパの高速鉄道の比較—新幹線とTGVとICE—、土木学会誌、1994.12
- 13) 江原 学・高井秀之：車両の振動特性に着目した軌道管理・整備手法、土木学会誌、1994.5
- 14) 高井秀之：右レールと左レール、土木学会誌、1999.9

（土木学会論文集）

- 15) 高井秀之：国際会議報告 1993年鉄道高速化国際会議（STECH'93）、土木学会論文集、1994.1

（土木学会年次学術講演会）

- 16) 高井秀之・佐藤吉彦：新幹線の軌道狂い検出特性に関する検討、土木学会年講集、IV-148、1983.9
- 17) 高井秀之・鈴木喜也・小野利之：カント付き12#両開き分岐器速度向上試験、

- 土木学会年講集、IV-258、1987.9
- 18) 高井秀之・蔭山朝昭：20m弦正矢による在来線の長波長軌道狂い管理、土木学会年講集、IV-319、1990.9
 - 19) 高井秀之：曲線部動揺管理目標値の提案、土木学会年講集、IV-46、1991.9
 - 20) 高井秀之・杉山芳隆・永沼泰州：東海道新幹線の軌道状態の推移とTGVとの比較、土木学会年講集、IV-362、1992.9
 - 21) 矢澤英治・高井秀之：軌道検測車データからの継目部通り狂い形状抽出、土木学会年講集、IV-96、1993.9
 - 22) 高井秀之・内藤博之・矢澤英治：軌道狂いの標準偏差による車両動揺の推定法、土木学会年講集、IV-93、1993.9
 - 23) 高井秀之：カント不足量に対応した通り狂い整備目標、土木学会年講集、IV-280、1994.9
 - 24) 矢澤英治・遠見一之・高井秀之：車体左右動と輪軸横圧の周波数応答特性に関する一考察、土木学会年講集、IV-278、1994.9
 - 25) 鎧坂勝則・杉山芳隆・高井秀之：道床安定作業車（DGS）の効果確認試験、土木学会年講集、IV-300、1994.9
 - 26) 矢澤英治・森本 勝・鈴木常夫・高井秀之：レール頭側面摩耗が車体左右動揺に及ぼす影響の調査、土木学会年講集、IV-413、1998.10
 - 27) 村松浩成・内田雅夫・高井秀之：輪重横圧推定式による乗り上がり脱線に対する安全性評価、土木学会年講集、IV-292、2001.10

（J-RAIL）－鉄道技術・政策連合シンポジウム

- 28) 高井秀之・矢澤英治：シミュレーション技法を活用した軌道整備、J-RAIL'94、1109R、1994.12
- 29) 内田雅夫・長戸正二・高井秀之・石川達也：振子車両の導入に伴う急曲線部の軌道管理、J-RAIL'94、1994.12
- 30) 矢澤英治・高井秀之：曲線通過時における車両走行特性値の解析と推定、J-RAIL'95、1995.12
- 31) 永沼泰州・高井秀之：新幹線の動特性を考慮した軌道狂い管理手法、J-RAIL'95、1995.12
- 32) 矢澤英治・高井秀之：車体左右動に及ぼす軌間の影響、J-RAIL'96、1996.7
- 33) 矢澤英治・高井秀之：300km/h級新幹線軌道整備目標値のシミュレーション検討、J-RAIL'97、1997.7
- 34) 小林幹人・古川 敦・高井秀之：輪重・横圧変動からみた走行安全に必要な緩和曲線長の検討、J-RAIL'99、1999.12
- 35) 村松浩成・高井秀之・石田弘明：列車走行安全性からみた曲線線形諸元の検討－「曲線部の線形諸元等に関する検討委員会」一、J-RAIL 2002、S7-2-4、2002.11

（電気学会論文誌E－センサ・マイクロマシン準部門誌）

- 36) 高井秀之：鉄道軌道の保守管理のためのセンサ技術、127-E-1、2007.1

【鉄道技術研究報告】

- 37) 佐藤吉彦・高井秀之：軌道狂い設定試験結果による軌道検測特性の提案、鉄道技術研究報告、No. 1283（施設編559）、1985. 22
- 38) 佐藤吉彦・尾高達男・高井秀之：有道床軌道における軌道振動の理論解析、鉄道技術研究報告、No. 1347（施設編591）、1987. 3

【鉄道総研報告】

- 39) 高井秀之：新幹線の長波長軌道狂い管理、鉄道総研報告、3-4、1989. 4
- 40) 黒沢勝美・高井秀之：海外技術情報－軌道狂い経時記録の保守への適用（抄訳）、鉄道総研報告、3-4、1989. 4
- 41) 等々力正文・斉藤俊彦・高井秀之・菊地勝浩：2次元モデルによる車両-軌道系の数値シミュレーション、鉄道総研報告、3-9、1989. 9
- 42) 高井秀之・菊地勝浩：在来線の長波長軌道狂い管理、鉄道総研報告、4-4、1990. 2
- 43) 鬼憲治・小野利之・宮石源基・高井秀之・藤澤憲三：在来線分岐器の分岐側通過速度向上、鉄道総研報告、4-6、1990. 6
- 44) 内田雅夫・高井秀之・須永陽一・小倉英章：在来線の高速化に対応した軌道管理手法、鉄道総研報告、6-8、1992. 8
- 45) 内田雅夫・三浦 重・高井秀之・長藤敬晴：在来線高速化に対応した軌道構造と軌道管理、鉄道総研報告、8-3、1994. 3
- 46) 高井秀之・矢澤英治：車両動揺推定システムの開発と軌道整備への適用、鉄道総研報告、8-11、1994. 11
- 47) 高井秀之・須永陽一・竹下邦夫：新幹線の高速化に対応した軌道管理手法、鉄道総研報告、9-1、1995. 1
- 48) 内田雅夫・石川達也・名村 明・高井秀之・三和雅史：軌道狂い進みに着目した有道床軌道の新しい設計法、9-4、1995. 4
- 49) 高井秀之：乗り心地評価方法の変遷、鉄道総研報告、9-8、1995. 8
- 50) 高井秀之：高速鉄道の線形基準に関する調査、鉄道総研報告、9-12、1995. 12
- 51) 永沼泰州・高井秀之：新幹線車両の動特性を考慮した軌道管理手法、鉄道総研報告、9-12、1995. 12
- 52) 内田雅夫・高井秀之・矢澤英治・三和雅史：曲線部の通り狂い整備目標値の設定方法、鉄道総研報告、9-12、1995. 12
- 53) 矢澤英治・高井秀之：シミュレーションによる300km/h級新幹線の軌道整備目標値の試算、鉄道総研報告、11-6、1997. 6
- 54) 鈴木浩明・手塚和彦・吉岡 博・高井秀之：鉄道振動の快適性評価に関わる国際規格原案、鉄道総研報告、12-11、1998. 11
- 55) 小林幹人・石田弘明・高井秀之・古川 敦・加藤 武・鈴木 貢：車両走行特性を考慮した走行安全に必要な緩和曲線長の検討、鉄道総研報告、14-4、2000. 4
- 56) 高井秀之・高木喜内・岡井忠生：軌間変換装置の開発、鉄道総研報告、14-10、2000. 10

- 57) 鈴木浩明・白戸宏明・田中綾乃・手塚和彦・高井秀之：曲線区間の乗り心地の許容限度、鉄道総研報告、14-12、2000.12
- 58) 内田雅夫・高井秀之・村松浩成・石田弘明：輪重横圧推定式による乗り上がり脱線に対する安全性評価、鉄道総研報告、15-4、2001.4
- 59) 鈴木浩明・手塚和彦・高井秀之：鉄道車両の乗り心地評価法と国際標準化、鉄道総研報告、16-1、2002.1
- 60) 高井秀之：軌道技術の研究開発動向、鉄道総研報告、16-4、2002.4
- 61) 高井秀之：海外の軌道技術の研究開発動向、鉄道総研報告、17-2、2003.2
- 62) 高井秀之：軌道技術に求められるもの、鉄道総研報告、18-3、2004.3
- 63) 高井秀之：経験技術からの脱却を目指して、鉄道総研報告、19-2、2005.2
- 64) 高井秀之：軌道技術の体系化と革新に向けて、鉄道総研報告、20-4、2006.4
- 65) 高井秀之：軌道技術開発の20年の歩みと今後の方向性、鉄道総研報告、21-6、2007.6
- 66) 芳賀昭弘・榎本 衛・石塚弘道・新井 泰・高井秀之：ホーム付近の建築限界と車両限界の変遷、鉄道総研報告、25-1、2011.1

【Quarterly Reports of RTRI】 (英文誌)

- 67) 佐藤吉彦・尾高達男・高井秀之：バラスト軌道の振動特性の理論解析 Theoretical Analyses on Vibration of Ballasted Track、QR of RTRI、29-4、1988.2
- 68) 高井秀之：新幹線の長波長軌道狂い管理 Maintenance of Track with Long-Wave Track Irregularity on Shinkansen、QR of RTRI、31-2、1990.8
- 69) 高井秀之・内田雅夫・竹下邦夫・須永陽一：300km/h級新幹線の軌道保守技術 Track Maintenance Technique for 300 km/h Class Shinkansen、QR of RTRI、34-1、1993.5
- 70) 高井秀之・矢澤英治：軌道狂いによる車両動揺推定法の研究 A Study of Estimate Method of Vehicle Vibrations by Track Irregularity、QR of RTRI、35-1、1994.5
- 71) 内田雅夫・高井秀之・石川達也・矢澤英治・三和雅史：急曲線部振子車運転のための軌道保守方法 Track Maintenance Method for Tilting Car Operation on Sharp Curves、QR of RTRI、38-4、1997.11
- 72) 上田 洋・辻村太郎・高井秀之・江本 学：まくらぎのLCAの基礎調査 Fundamental Investigation of LCA of Cross Tie、QR of RTRI、40-4、1999.12
- 73) 鈴木宏明・白戸宏明・田中綾乃・手塚和彦・高井秀之：曲線区間の乗り心地の精神生理学的評価 Psychophysical Evaluation of Railway Vibrational Discomfort on Curved Sections、QR of RTRI、41-3、2000.9
- 74) 高井秀之：軌道技術の研究開発動向 Trend of Research and Development of Track Technology、QR of RTRI、43-3、2002.9
- 75) 高井秀之・内田雅夫・村松浩成・石田弘明：輪重横圧推定式による脱線安全性評価 Derailment Safety Evaluation by Analytic Equations、QR of RTRI、43-3、2002.9
- 76) 高井秀之・岡井忠生：新下関基地の軌間変換装置 Gauge Change Equipment in Shin-Shimonoseki Depot、QR of RTRI、4-3、2003.8

【国際会議】（英文）

- 77) 内田雅夫・高井秀之：300km/h級新幹線のための軌道保守技術 Track Maintenance Technique for 300 km/h Class Shinkansen、6th WCTR, Lyon, France, 1992.6
- 78) 高井秀之・矢澤英治：軌道狂いによる車両動揺推定法の研究 A Study of Estimate Method of Vehicle Vibrations by Track Irregularity、STECH'93, Yokohama, Japan, 1993.11
- 79) 高井秀之・矢澤英治：推定車両動揺による高速線区の軌道保守 Track Maintenance of High Speed Lines with Estimated Vehicle Vibration、7th WCTR, Sydney, Austraria, 1995.7
- 80) 高井秀之・内田雅夫・石川達也・矢澤英治：急曲線振子列車運転のための軌道保守 Track Maintenance For Tilt Train Operation On Sharp Curves、STECH'96, Birmigham, U. K., 1996.9
- 81) 高井秀之・内田雅夫：急曲線部の振子列車運転のための軌道管理手法 Derailment Safety Evaluation by Analytic Equations、ERRI Interactive Conferences "Cost-effectiveness and safety aspects of railway track," Paris, France, 1998.12
- 82) 内田雅夫・高井秀之・村松浩成・石田弘明：輪重横圧推定式による脱線に対する安全性評価 Derailment Safety Evaluation by Analytic Equations、WCRR 2001, Köln, Germaney, 2001.11
- 83) 高井秀之：列車走行安全性と乗客乗り心地のための軌道狂い管理 Track Geometry Management for Train Running Safety and Passenger Riding Comfort、UIC Technical Seminar, Tehran, Iran, 2003.12
- 84) 高井秀之・佐藤吉彦・佐藤公厚：日本における合成まくらぎの仕様と製造の経験 Japanese Experiences in Using and Fabricating Synthetic Sleeper、Railway Engineering 2005, London, U. K., 2005.6
- 85) 高井秀之・佐藤吉彦・佐藤公厚：日本における合成まくらぎの25年の経験と規格化 Japanese Twenty Five Years Experiences and Standardization of Synthetic Sleeper、WCRR 2006, Montreal, Canada, 2006.6
- 86) 高井秀之：日本の高速鉄道におけるスラブ軌道の40年の経験 40 Years Experience of the Slab Track on Japanese High-Speed Lines, 1st International conference on "New technologies and building techniques in the railway industry," Bilbao, Spain, 2007.1

鉄道車両の乗り上がり脱線に対する
安全性の実用的評価手法とその応用

2013年5月

高井 秀之