

3.8.2 輪重横圧推定式の概要及び解析結果

(1) 輪重横圧推定式の構成

第3.8.1項で述べた時刻歴シミュレーションは、乗り上がり脱線に至るプロセスの説明や車両諸元や線路条件の差異による走行特性への影響評価のために実施されたものである。このような影響評価を数多くのケースについて感度分析として行う場合には、計算に長時間を要する時刻歴シミュレーションではなく、短時間で計算・評価が可能な輪重横圧推定式を用いることとした。この推定式は、輪重・横圧の発生メカニズムの理論と曲線通過時の実測データを基にして構成され、曲線外軌側の横圧最大値と輪重最小値を推定した後に、その比として脱線係数最大値（＝推定脱線係数）を求めることができる。さらに、ナダル（Nadal）の式により限界脱線係数を算出して推定脱線係数比（＝限界脱線係数／推定脱線係数）を求め、これにより乗り上がり脱線に対する余裕度の評価を行うこととした。

a. 輪重推定式

輪重推定式は以下に示す要素を主体に定式化した。

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、これにより内外軌の定常的な輪重増減が生じる（図3.8-23）。均衡速度以下の場合には外軌側輪重は、静止輪重よりも小さくなる。

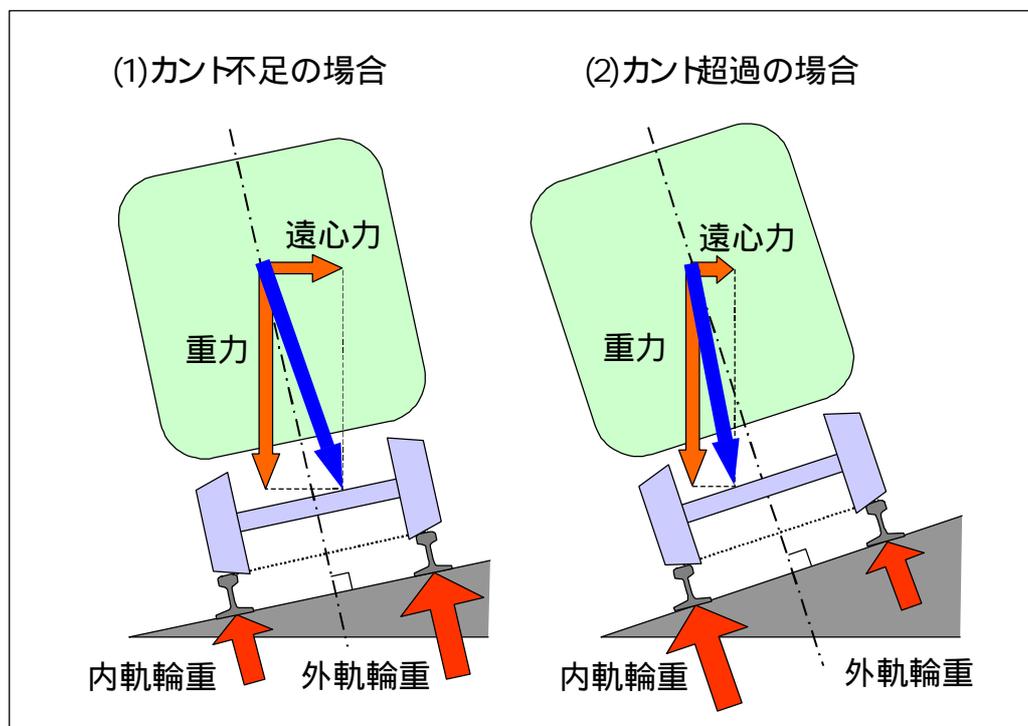


図 3.8-23 遠心力による輪重増減のメカニズム

緩和曲線部における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を生じる。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

外軌側の輪重が減少し、枕ばねの伸縮により前側台車の外軌側の輪重が減少することになる（図 3.8-24）。同様に、局所的な軌道の平面性狂いによるばねの伸縮によって輪重増減を生ずる。

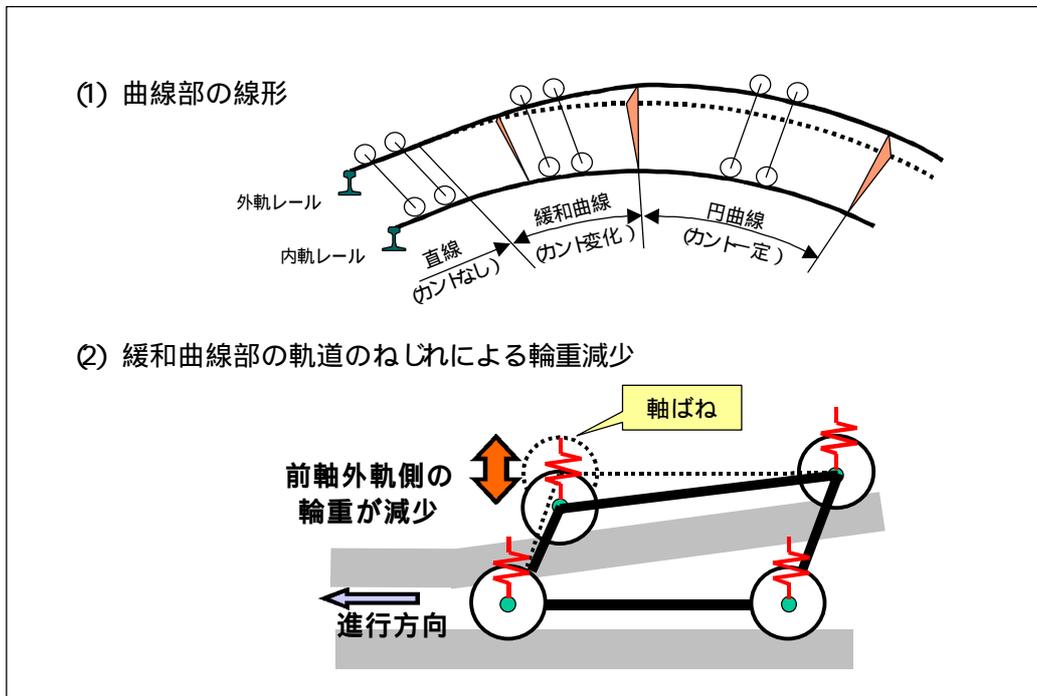


図 3.8-24 緩和曲線における軌道面のねじれによる輪重減少のメカニズム

ボルスタレス台車では、曲線通過時の車体・台車間の相対回転変位によって枕（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と同時に、上下方向には輪重成分の反力が生じる。

b. 横圧推定式

横圧推定式は以下に示す要素を主体に定式化した。

曲線通過時の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（曲線転向横圧）として作用する（図 3.8-25）。従って、内軌側車輪・レール間の摩擦係数が大きいほど曲線転向横圧は大きくなる。

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。均衡速度以下の場合には、外軌側に対しては負の横圧となる。

曲線通過時の車体・台車間の相対回転変位によって枕（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。前台車前軸では、外軌側に対しては正の横圧となる。

軌道狂い（特に、通り狂い）がある場合には、車両動揺等による慣性力を主体とした輪軸横圧の変動分を生じる。これらは速度が高いほど大きくなる。

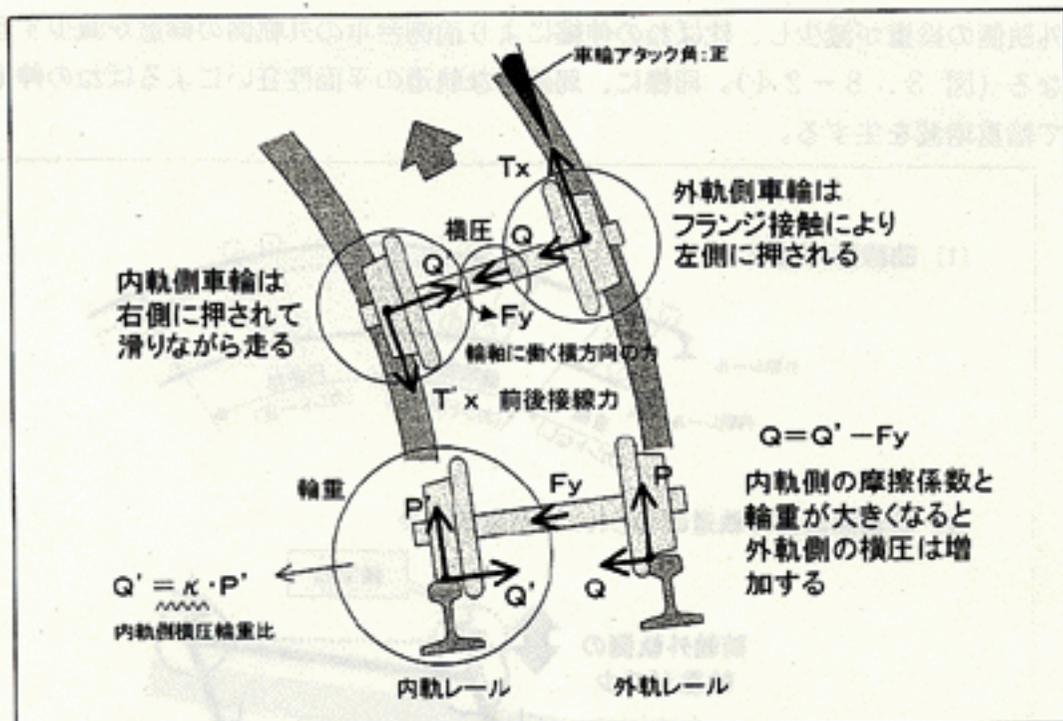


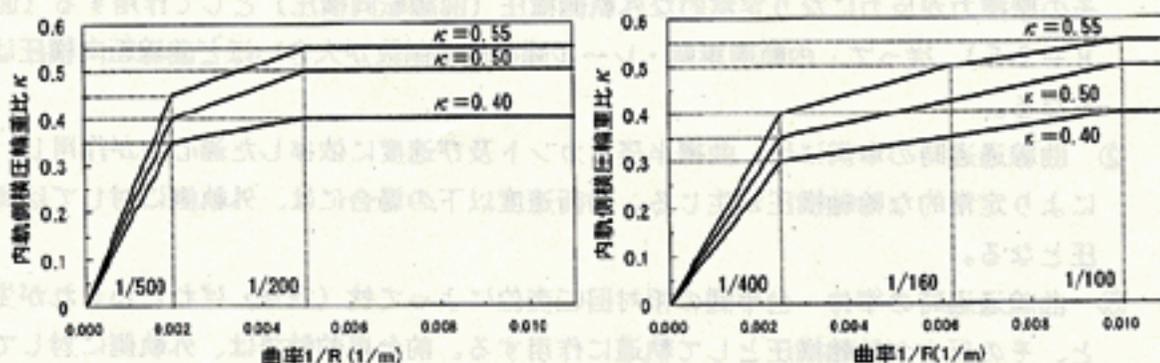
図 3. 8-25 曲線通過時の横圧発生メカニズム

c. 外軌側脱線係数の推定式

前 2 項で得られた外軌側車輪の横圧最大値と輪重最小値から、その比として脱線係数最大値を求める。

d. 内軌側横圧輪重比 κ のモデル

急曲線通過時の脱線係数に大きく影響するパラメータとして、定常的な曲線転向横圧を決定する内軌側横圧輪重比 κ が挙げられる。これは、b. ①で述べた内軌側車輪・レール間の摩擦係数に相当するものであり、時刻歴シミュレーション結果及び実測データを踏まえ、車輪踏面形状別（基本踏面と円弧・修正円弧踏面）に、図 3. 8-26 に示すモデルを用いることとした。



(1)基本踏面

(2)円弧・修正円弧

図 3. 8-26 内軌側横圧輪重比 κ の設定モデル

e. 輪重横圧推定式による推定値と実測値の比較

営団日比谷線における現地走行試験時に車上測定で得られた輪重、横圧、脱線係数の実測値と、輪重横圧推定式による計算値を比較した結果を図 3.8-27 に示す。実測値にはある程度のばらつきは見られるものの、推定値は概ね実測値の平均的なところを捉えている。

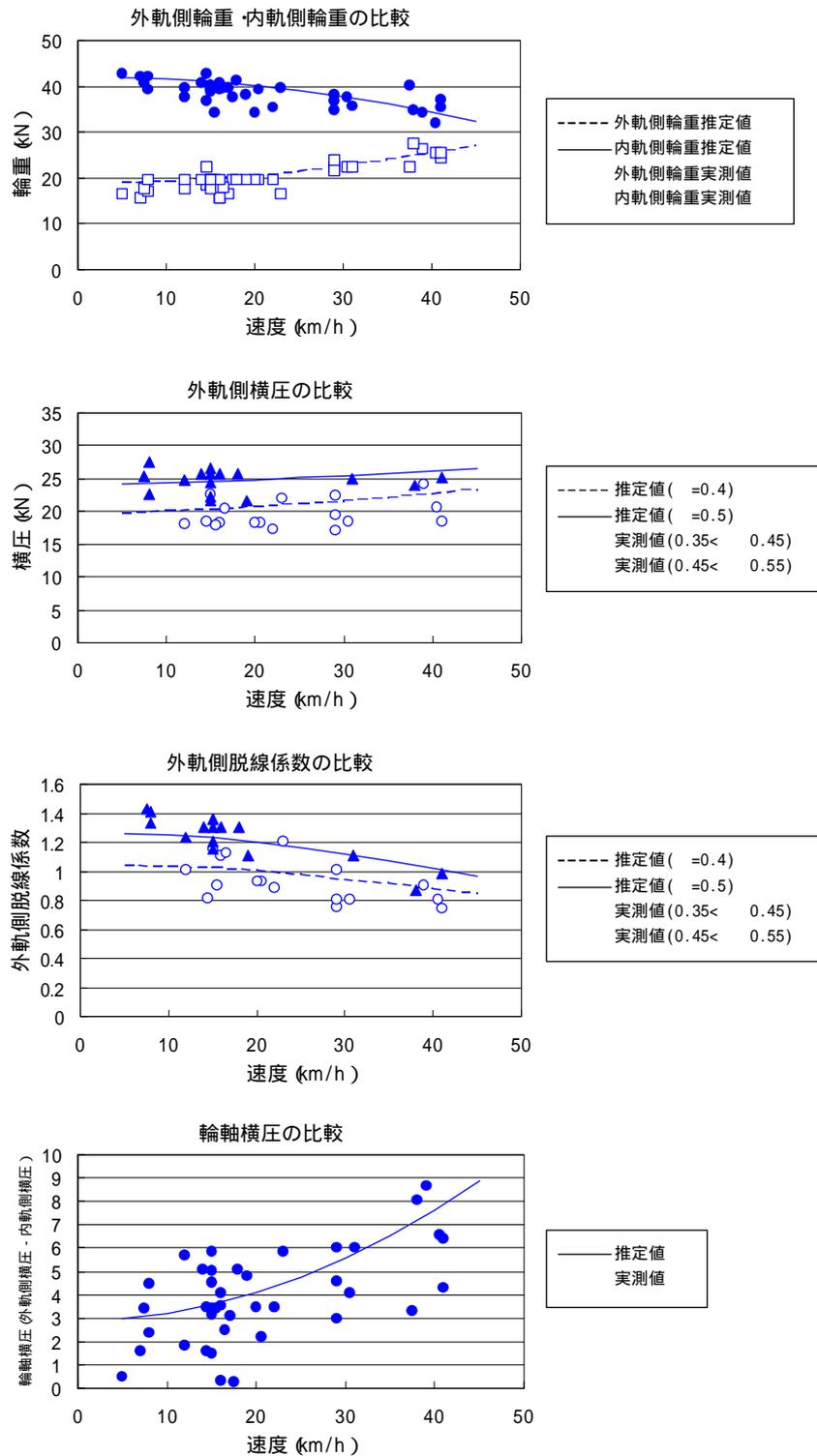


図 3.8-27 輪重横圧推定式による推定値と車上実測値の比較

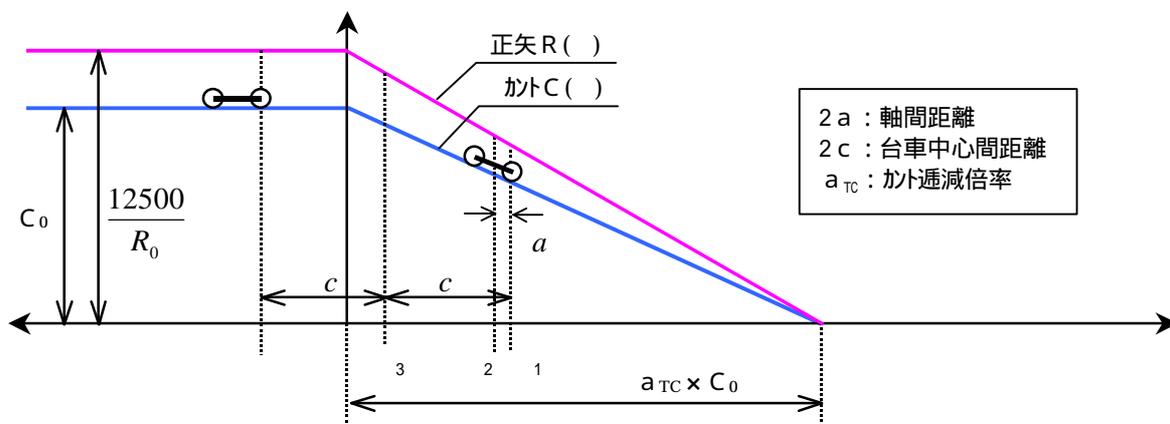
f. 限界脱線係数の推定方法

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) 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、結果的にはナダル式による従来の限界脱線係数より大きい値を与えることになる。なお、急曲線通過時には、外軌側車輪フランジ部の接線力が摩擦力にほぼ飽和しているが、曲線半径が小さいほど輪軸が旋回するための前後接線力が大きくなり、脱線に影響する左右接線力が相対的に減少するため、限界脱線係数を算定する摩擦係数 μ として 0.3 を仮定した。

アタック角の算定モデルは、輪軸の曲線転向性能を考慮することとし、時刻歴シミュレーション結果を参考にして車輪踏面形状別 (基本踏面と円弧・修正円弧踏面) に設定した。

g. 線形条件の設定方法

輪重横圧推定式を用いた推定脱線係数比の計算は、円曲線～出口側緩和曲線を 1 m ピッチで実施し、この間に発生する最小値をその条件における推定脱線係数比とした。線形条件の設定を図 3.8-28 に、推定脱線係数比の計算例を図 3.8-29 に示す。



- ・内軌側横圧輪重比、継目部の横圧変動分の算出に使用する曲線半径 = $12500 / R(1)$
- ・アタック角、台車・車体間の相対回転変位による横圧の算出に使用する曲線半径 = $12500 / R(2) = 12500 / R(1 - a)$
- ・遠心力の算出に使用する曲線半径 = $12500 / R(3) = 12500 / R(1 - c)$
- ・遠心力の算出に使用するカント = $C(3) = C(1 - c)$

図 3.8-28 線形条件の設定

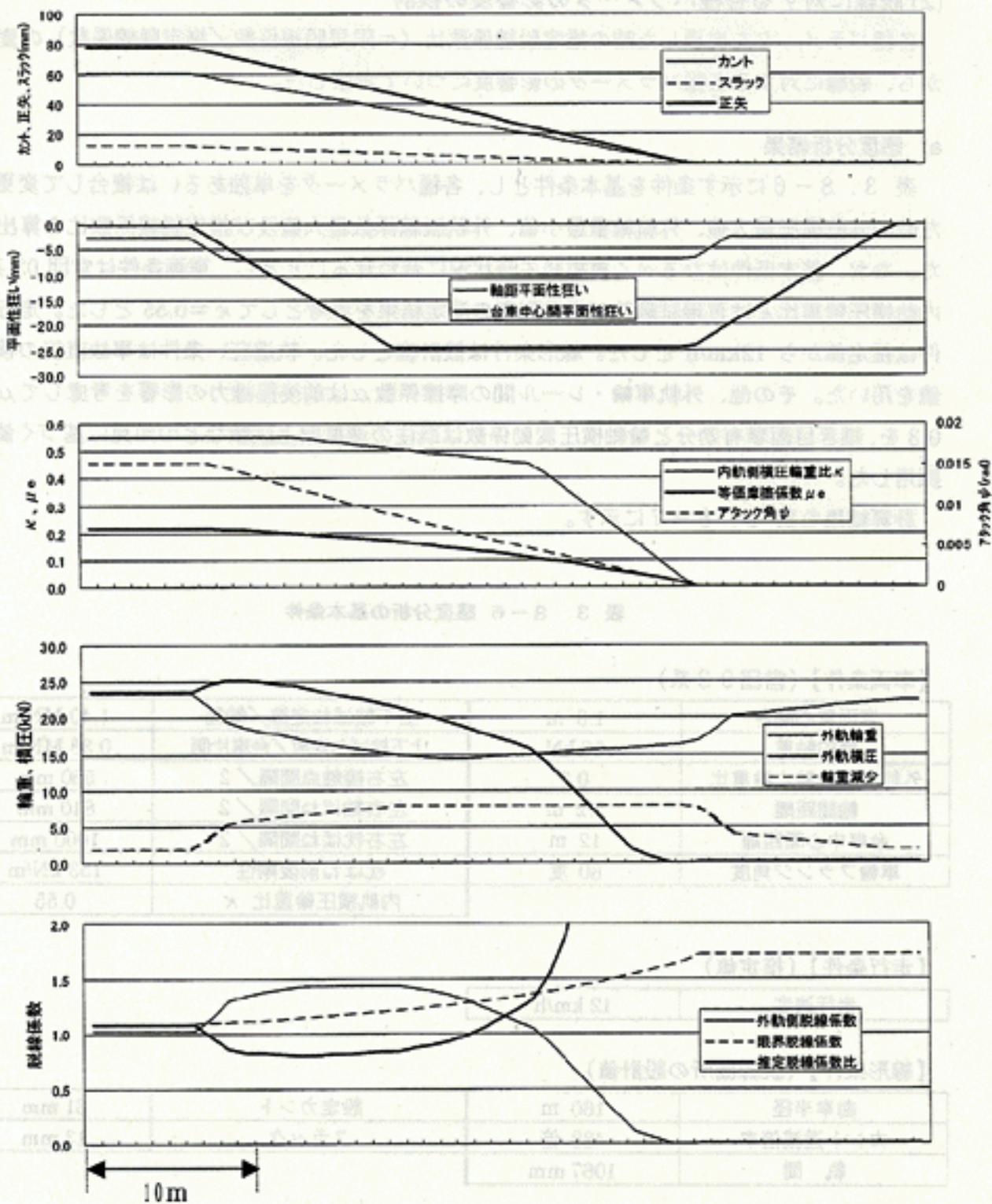


図 3. 8-29 輪重横圧推定式を用いた推定脱線係数比の計算例

mm 01		mm 0.5	
mm 5		mm 8	
8.0		mm 10	
0.00010		mm 20	

(2) 脱線に対する各種パラメータの影響度の検討

各種パラメータ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した。

a. 感度分析結果

表 3.8-6 に示す条件を基本条件とし、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。なお、基本条件はなるべく事故発生時状況に合わせることにし、車両条件は営団 03 系、内軌横圧輪重比 は再現試験及び営業列車の測定結果を参考として $=0.55$ とした。走行条件は推定値から 12km/h とした。線形条件は設計値とした。軌道狂い条件は事故直後の検測値を用いた。その他、外軌車輪・レール間の摩擦係数 μ は前後接線力の影響を考慮して $\mu = 0.3$ を、継ぎ目衝撃有効分と輪軸横圧変動係数は既往の速度向上試験などの知見に基づく値を採用した。

計算結果を表 3.8-7 に示す。

表 3.8-6 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	上下軸ばね定数 / 軸箱	1.40 MN/m
静的軸重	56 kN	上下枕ばね定数 / 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	左右枕ばね間隔 / 2	1000 mm
車輪フランジ角度	60 度	枕ばね前後剛性	153 kN/m
		内軌横圧輪重比	0.55

【走行条件】(推定値)

走行速度	12 km/h
------	---------

【線形条件】(脱線箇所の設計値)

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

【軌道狂い条件】(脱線直後の検測値ほか)

軸距平面性狂い	2.6 mm	横動遊間	10 mm
10 m弦通り狂い	8 mm	軌間狂い	- 2 mm
10 m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

表 3.8-7 感度分析結果

パターン	設定条件	Qmax (kN)	Qmax の比 基本 = 1	Pmin (kN)	Pmin の比 基本 = 1	外軌側Q/P 最大値 (Q/P)	Q/P の比 基本 = 1	限界 Q/P	限界 Q/P比 基本 = 1	推定 脱線 係数比	比 基本 = 1
基本	表 3.8-6 参照	28.3	1.00	8.8	1.00	2.62 (24.3/9.3)	1.00	1.21	1.00	0.46	1.00
	カント：61mm 30mm	28.2	0.99	10.6	1.20	1.94 (21.5/11.1)	0.74	1.13	0.93	0.61	1.33
	カント遞減倍率： 488倍 800倍	27.7	0.98	11.4	1.29	2.08 (26.0/12.5)	0.79	1.16	0.96	0.56	1.21
	軸距平面性狂い： 2.6mm + 構造分4.5mm 構造分4.5mmのみ	27.3	0.96	10.7	1.22	2.09 (23.3/11.1)	0.80	1.15	0.95	0.58	1.26
	静的軸重：56kN 80kN	37.0	1.31	16.0	1.81	2.00 (36.2/18.1)	0.76	1.14	0.94	0.57	1.24
	まくらばね前後剛性： 153 50 kN/m	25.4	0.89	8.6	0.97	2.73 (23.4/8.6)	1.04	1.14	0.94	0.44	0.95
	上下軸ばね定数： 1.40 0.80kN/mm	27.2	0.96	11.3	1.28	1.95 (23.0/11.8)	0.75	1.14	0.94	0.60	1.31
	上下まくらばね定数： 0.33 0.20kN/mm	28.2	1.00	9.8	1.11	2.32 (23.8/10.2)	0.89	1.14	0.94	0.50	1.09
	車輪フランジ角：60° 70°	28.3	1.00	8.8	1.00	2.62 (24.3/9.3)	1.00	1.76	1.45	0.67	1.47
	車輪踏面形状： 円錐踏面 円弧踏面	25.8	0.91	8.8	1.00	2.24 (20.8/9.3)	0.85	1.26	1.04	0.56	1.22
(+)	車輪踏面形状：円錐 円弧 車輪フランジ角：60° 70°	25.8	0.91	8.8	1.00	2.24 (20.8/9.3)	0.85	1.84	1.52	0.82	1.78
	外軌側静止輪重比：0.7 0.9	25.3	0.89	14.4	1.63	1.44 (21.4/14.9)	0.55	1.14	0.94	0.80	1.74
(+)	車輪フランジ角：60° 70° 外軌側静止輪重比：0.7 0.9	25.3	0.89	14.4	1.63	1.44 (21.4/14.9)	0.55	1.65	1.36	1.16	2.51
(+)	車輪踏面形状：円錐 円弧 車輪フランジ角：60° 70° 外軌側静止輪重比：0.7 0.9	23.0	0.81	14.4	1.63	1.24 (21.2/17.1)	0.47	1.66	1.37	1.37	2.97
	摩擦係数 μ ：0.30 0.15	28.3	1.00	8.8	1.00	2.62 (24.3/9.3)	1.00	1.35	1.12	0.52	1.12
	内軌側横圧輪重比： 0.55 0.40	22.2	0.78	9.2	1.04	1.92 (19.4/10.1)	0.73	1.21	1.00	0.63	1.37
	走行速度： 12km/h 35km/h	31.1	1.10	11.7	1.33	2.07 (26.8/13.0)	0.79	1.21	1.00	0.59	1.27
(+ +)	上下軸ばね定数： 1.40 0.80kN/mm 上下まくらばね定数： 0.33 0.20kN/mm まくらばね前後剛性： 153 50 kN/m	24.0	0.85	11.9	1.35	1.91 (23.8/12.5)	0.73	1.14	0.94	0.60	1.30

外軌側脱線係数 (Q/P) 及び限界脱線係数 (Q/P) は、車両が緩和曲線中を進むに従い徐々に変化し、それに伴って推定脱線係数比も変化する (図 3.8-29 参照)。

この表では、「外軌側 Q/P 最大値」は、外軌側脱線係数が最大となる地点の値を記載したが、「限界 Q/P」については、推定脱線係数比が最小となる地点の限界脱線係数の値を記載した。このため、これらの値はそれぞれ地点が異なることから、その比は推定脱線係数比とはならない。

b. 各種パラメータの影響度の検討

パターン：カント 61mm 30mm (推定脱線係数比 33%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側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：カント逡減倍率 488 倍 800 倍 (推定脱線係数比 21%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、外軌側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：軸距平面性狂い(2.6mm + 構造分 4.5mm) 構造分 4.5mm (推定脱線係数比 26%増加)

軸距平面性狂いが小さくなり外軌側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：静的軸重 56kN 80kN (推定脱線係数比 24%増加)

外軌側輪重定常分が軸重増加に伴って増加するが、軌道面のねじれによる輪重減少は変化しないため、脱線係数は相対的に小さくなる。

パターン：枕ばね前後剛性 153kN/m 50kN/m (推定脱線係数比 5%減少)

枕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、外軌側左右輪重比 = 0.7 を基本とした分析では、脱線係数はわずかながら大きくなる結果となる。前提とする基本条件によっては、輪重に与える影響は小さくなり、横圧の減少分の効果により脱線係数がわずかに小さくなる場合がある。

パターン：上下軸ばね定数 / 軸箱 1.40kN/mm 0.80kN/mm (推定脱線係数比 31%増加)

軸距平面性狂いに対する追従性が改善され、外軌側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：上下枕ばね定数 / 片側 0.33kN/mm 0.20kN/mm (推定脱線係数比 9%増加)

台車間平面性狂いに対する追従性が改善され、外軌側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：車輪フランジ角度 60° 70° (推定脱線係数比 47%増加)

輪重・横圧・脱線係数の推定値は変化しないが、フランジ角度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：車輪踏面形状 円錐踏面 円弧踏面 (推定脱線係数比 22%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 が減少するため推定脱線係数が低下すると同時に、アタック角も減少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 (= +) : 車輪踏面形状 円錐踏面 円弧踏面
車輪フランジ角度 60° 70° (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 が減少するため推定脱線係数が低下すると同時に、フランジ角度の増加及びアタック角の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 : 外軌側静止輪重比 0.7 0.9 (推定脱線係数比 74% 増加)

外軌側輪重が増加し、内軌輪重の減少に伴って外軌側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 (= +) : 外軌側静止輪重比 0.7 0.9
車輪フランジ角度 60° 70° (推定脱線係数比 151% 増加)

外軌側輪重が増加し、内軌輪重の減少に伴って外軌側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、フランジ角度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 (= +) : 外軌側静止輪重比 0.7 0.9 車輪フランジ角度 60° 70°
車輪踏面形状 円錐踏面 円弧踏面 (推定脱線係数比 197% 増加)

外軌側輪重が増加に伴う内軌輪重の減少と、内軌側横圧輪重比 の低減により外軌側横圧が減少するため、脱線係数が小さくなる。また、フランジ角度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 : 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 12% 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、推定脱線係数比は増加する。

パターン : 内軌側横圧輪重比 : 0.55 0.40 (推定脱線係数比 37% 増加)

外軌側横圧が に比例して減少するが、内軌側横圧輪重比 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、この数値を制御することは困難と考えられる。

パターン : 走行速度 12km/h 35km/h (推定脱線係数比 27% 増加)

速度が上がることにより、外軌側輪重が増加する。内軌輪重の減少に伴う外軌側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 (= + +) : 枕ばね前後剛性 153kN/m 50kN/m
上下軸ばね定数 / 軸箱 1.40kN/mm 0.80kN/mm
上下枕ばね定数 / 片側 0.33kN/mm 0.20kN/mm
(推定脱線係数比 30% 増加)

枕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、結果として脱線係数は減少する。