

3.8 シミュレーション解析の結果

シミュレーション解析においては、脱線した車両と線路とを数式上のモデルに置き換え、それぞれの複合したパラメータを分離して個別に設定し、解析を行うことにより各因子が脱線に及ぼす影響の評価を行った。また、軌道条件、車両のばね特性や質量特性、車輪フランジ角度など、短期間の現車走行試験では実施困難なパラメータの変更を行い、その影響や安全対策としての効果を検討した。なお、本節のシミュレーションとは、時刻歴シミュレーション(3.8.1項)と輪重横圧推定式(3.8.2項)を用いた机上における検討をいう。輪重横圧推定式は、理論と実測データをもとに構成された曲線外軌側の輪重、横圧を計算する推定式である。

時刻歴シミュレーションは、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を行う目的で実施したが、1つのケースの検討に要する計算時間が比較的長いことから、数多くのケースについて、車両・軌道条件の差異が脱線に及ぼす影響の感度分析を行う場合には、短時間で計算・評価が可能な輪重横圧推定式を活用した。

3.8.1 時刻歴シミュレーションモデルの概要及び解析結果

(1) シミュレーションモデル

a. 車両モデル

各ばね、ダンパの定数は原則として線形とした営団03系802号車の一車両モデル(図3.8-1)を作成した。モデルの主な特徴は以下のとおりである。

車体重心は前後台車中心の midpoint より後方(運転室側)に0.6m偏っている。

空気ばね装置は、高さ調整弁、差圧弁を考慮した空気ばねモデルとした。

門型板ばね牽引装置のヨー回転剛性(台車が車体に対してz軸まわりに回転するときの抵抗)を考慮した。

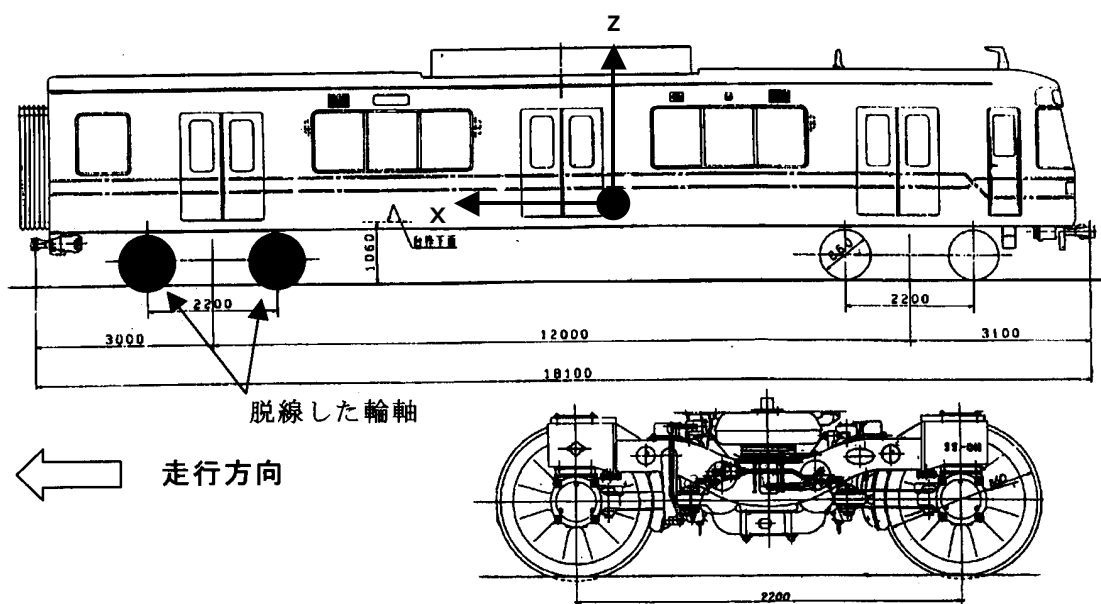


図 3.8-1 営団03系802号車とモデルの概要

b. 車輪・レール接触モデル

シミュレーションに用いた車輪とレールの形状は、以下の2通りとした。また、車輪・レール間の作用力は、Kalkerの非線形単純化理論（接触面に3次元のすべりが混在するときの接線力の飽和特性を考慮した理論）に基づき計算した。

新品基本踏面車輪・新品50Nレール

実測踏面車輪・18km333m付近の実測頭頂面形状レール

前者は、現地走行試験の条件設定も念頭に置き、空気ばねの動作や静止輪重比、車輪・レール間摩擦係数等が脱線係数に及ぼす基本的な影響を調査するために使用し、のモデルは、台車諸元、軌道狂いの影響やレール頭頂面へのフランジ乗り上がりの検討に用いた。また、これらの比較により、形状の相違が輪重、横圧に及ぼす影響を検討するとともに、基本踏面のフランジ角度を70°に変更した場合についても、その効果を調査した。

c. 軌道モデル

脱線箇所を含む以下の軌道モデルを作成した。

<基本線形>

- ・入口緩和曲線： 緩和曲線長 57.467m、3次放物線、カント直線逶減
- ・円曲線： 円曲線長 149.341m、半径 160.1m、カント 61mmの左曲線
- ・出口緩和曲線： 緩和曲線長 29.794m、3次放物線、カント直線逶減

<軌道狂い>

軌道検測結果等をもとに、脱線開始地点の18km333mを含む18km275mから18km400mの区間における、通り、高低、水準、軌間の各軌道狂いを算出して入力した。

(2) シミュレーション条件

脱線の発生に影響を及ぼしたと推定される各因子に対応し、表3.8-1に示す条件でシミュレーションを行い、各因子が輪重、横圧に及ぼす影響を調査した。基本諸元でのシミュレーションは、特にことわりのない限り、走行速度15km/h、車輪・レール間摩擦係数0.3、静止輪重比1.0、新品車輪・レール形状、軌道狂い・勾配なしで実施している。数値積分にはルンゲ・クッタ・ギル法（一階の常微分方程式を微小時間のステップ毎に解く精度のよい方法）を用い、時間刻みは走行速度に応じて0.2ms～1msとした。

表 3.8-1 シミュレーションの条件一覧

番号	因子	項目	設定条件	記事	
		シミュレーションの検証	現地走行試験条件		
車両	静止輪重	静止輪重のアパランス	車体対角・台車対角のアパランスを設計諸元を基準に増減		
		空気ばね	差圧弁設定値	設計諸元を基準に増減	
	高さ調整弁		不感帯	設計諸元を基準に増減	
			時定数	設計諸元を基準に増減	
	台車	台車枠ねじれ	静止輪重のアパランスとして考慮		
		台車回転剛性	設計諸元を基準に減少		
		軸ばね	上下ばね定数	設計諸元を基準に増減	
			前後ばね定数	設計諸元を基準に増減	
	左右動ダンパ減衰係数	設計諸元を基準に増減			
	車体	車体ねじれ	静止輪重のアパランスとして考慮		
車体質量		空車を基準に増加			
連結器力		定常力、衝撃力の負荷			
接触	車輪・レール	車輪踏面形状	新品形状と実測形状		
		レール研削形状	フランジ角度 60°と 70°	3.8.2 項	
軌道	摩擦係数	車輪/レール間摩擦係数	内外軌踏面、フランジの各摩擦係数を実測結果を参考に増減		
		線路線形	カント遞減倍率	現場の状況を基準に増減	3.8.2 項
	勾配		現場の状況を基準に増減		
	曲線半径		現場の状況を基準に増減		
	カント		現場の状況を基準に増減		
	スラック		現場の状況を基準に増減		
軌道狂い	通り,水準,高低,軌間	狂いなし、脱線箇所の狂い、各単独狂いのみ			
運転	運転条件	走行速度	速度 5km/h から 40km/h	定速	
上記因子の複合		摩擦係数、静止輪重のアパランス、軸ばね定数、左右動ダンパ減衰係数、差圧弁動作圧、高さ調整弁不感帯	車両調査結果、実測結果を参考に設定		
車輪・レール間作用力調査			浮き上がりが発生する条件		

注) 番号欄の数字は、「3.1 要因推定の手法」で述べた各因子の番号に対応している。

(3) シミュレーション解析結果

a. 現地走行試験結果との比較

現地走行試験時の車輪・レール間の摩擦係数のうち、内軌頭頂面での摩擦係数は、レールの摩擦係数測定結果や現地走行試験時の内軌側横圧輪重比(Q/P)の測定値をもとに概略の値を推定し、シミュレーション条件として入力した。しかし、外軌側のフランジ・レールゲージコーナー間の摩擦係数については、直接測定することが困難であるため、現地走行試験時に車輪踏面の浮きが発生した複数の試番について、外軌側脱線係数の測定値 Q/P と接触角の推定値をもとに次式を用いて推定した。この値は摩擦係数そのものではなく、フランジ・レール間に働く輪軸を脱線させる方向の接線力を法線力で除した等価摩擦係数 μ_e である。

$$\mu_e = \frac{\tan \alpha - (Q/P)}{1 + (Q/P) \tan \alpha}$$

表 3. 8-2 に示すとおり、低速走行時に車輪踏面の浮きが発生した現地走行試験データから推定した外軌側フランジ接触部の等価摩擦係数は概ね 0.1 程度であった。

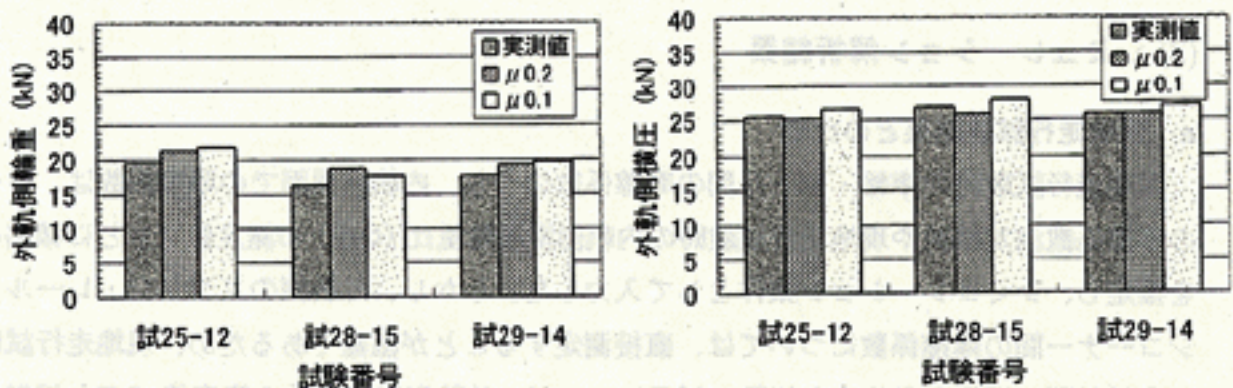
表 3. 8-2 現地走行試験データによる外軌フランジ部等価摩擦係数の推定結果

項目	試28-14	試28-16	試29-13
走行速度 (km/h)	3.00	4.00	4.00
ノッチ	P4	P4	ブレーキ
浮き上がり地点	18km333.4m	18km330.95m	18km331m
内軌側 Q/P	0.53	0.54	0.51
外軌接触角 α (deg)	61.7	61.7	61.7
外軌 $\tan \alpha$	1.86	1.86	1.86
外軌側 Q/P	1.57	1.53	1.42
外軌フランジ μ_e	0.074	0.086	0.121

※ 外軌接触角 α には、18km332m 地点、輪軸ヨー角 1.0° の場合の数値を用いた。

シミュレーション出力の検証のため、現地走行試験データと比較した結果を図 3. 8-2、表 3. 8-3 に示す。シミュレーションでは、レール頭頂面形状を 18km333m 付近の研削形状、車輪踏面は実測形状（車輪直径 825mm）とし、走行速度、静止輪重比を実測値に合わせた。車輪・レール間摩擦係数は、内軌および外軌踏面部を内軌 Q/P の実測値をもとに 0.55、外軌フランジ部を前述の推定結果から 0.1~0.2 と仮定した。

外軌側輪重は、シミュレーション結果の方がわずかに大きい傾向にあるが、事故時の軌道狂いを計算入力としたこと、走行速度一定で計算していること等、現地走行試験時の状況をすべてシミュレーションで表現しきれていない部分がある。外軌の横圧、アタック角、車輪上昇の地点と回数ともに、シミュレーションと現地走行試験の結果はよく一致しており、本シミュレーションにより現地での車両の走行状態を近似できるものと判断した。



※ 凡例の $\mu 0.2$ 、 $\mu 0.1$ は、各々外軌フランジ部摩擦係数 0.2、0.1 の場合のシミュレーション結果を表す。

図 3. 8-2 シミュレーションと実測値との比較結果 (B 測点付近の輪重、横圧)

表 3.8-3 シミュレーションと実測との比較 (B 測点付近のアタック角等)

項目	試 25-12・14km/h 静止輪重比 0.90			試 28-15・13km/h 静止輪重比 0.74			試 29-14・10km/h 静止輪重比 0.83		
	実測	$\mu 0.2$	$\mu 0.1$	実測	$\mu 0.2$	$\mu 0.1$	実測	$\mu 0.2$	$\mu 0.1$
アタック角 (rad)	0.016	0.015	0.016	-	0.015	0.015	0.014	0.015	0.015
外軌車輪の上昇	なし	なし	なし	3回	4回	3回	2回	2回	1回

項目・各試番の $\mu 0.2$ 、 $\mu 0.1$ は、外軌フランジ部摩擦係数 0.2、0.1 の場合のシミュレーション結果を表す。

車輪上昇のシミュレーション結果は、車輪上昇量 1mm 以上の発生回数を示す。

b. 静止輪重のアンバランスの影響

図 3.8-3 のように車両対角および前台車対角に静止輪重のアンバランスを設定しシミュレーションを行った。結果を図 3.8-4 に示す。

脱線係数最大値は、静止輪重のアンバランスが大きくなるほど、ほぼ直線的に増加した。静止輪重比が 0.1 小さくなったときの脱線係数最大値の増加量は、約 0.15 ~ 0.20 であった。

緩和曲線中での輪重減少率（左右の車輪の平均輪重に対する輪重の減少率）の最大値は、静止輪重比 1.0 のときの輪重減少率に、静止輪重のアンバランスにより生ずる輪重減少率（= 1.0 - 静止輪重比）を加えたものとほぼ等しかった。

A タイプと B タイプを比較すると、静止輪重比が 0.8 ~ 1.0 では、ほぼ同様の傾向を示したが、静止輪重比を 0.7 とした場合には、車体対角でアンバランスを設定した A タイプは、前台車の差圧弁が動作するため、脱線係数、輪重減少率とも B タイプより低い値となった。

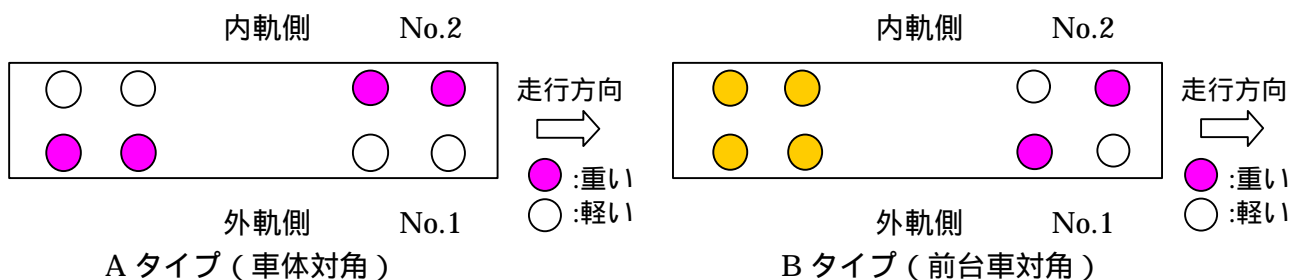
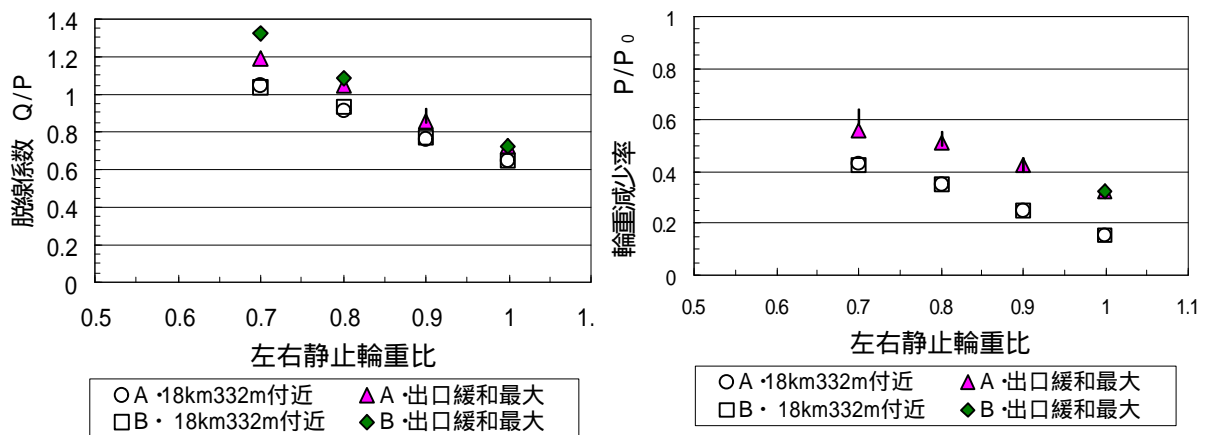


図 3.8-3 静止輪重のアンバランスの設定方法



基本線形は、上り勾配 35‰、R160,C61,S10 の円曲線と TCL=29.74m の出口緩和曲線で、カント及びスラックは緩和曲線区内で直線的に減少するとした。

輪重減少率 P/P_0 は、輪重 P の静止輪重 P_0 に対する減少量 $P = P_0 - P$ と静止輪重 P_0 との比を表す。

図 3.8-4 静止輪重比の影響に関するシミュレーション結果

(μ 0.3、走行速度 15km/h、新品形状、軌道狂い・勾配あり)

c. 空気ばねの設定、動作の影響

基本線形の軌道上を走行した場合について、差圧弁の設定圧及び高さ調整弁の不感帯の設定値の影響を調べた。

基本諸元でシミュレーションを行った場合には、緩和曲線中で高さ調整弁が動作したが、差圧弁は、円曲線及び緩和曲線出口部分でも動作しなかった。

差圧弁の設定圧を低くし、敏感に動作させた場合について解析した結果を図 3.8-5 に示す。出口緩和曲線に入った直後の 18km332m 付近では、わずかに外軌側輪重が小さくなったが、これは、入口緩和曲線において差圧弁が動作し、内軌側空気ばねに給気が行われ、その影響が出口緩和曲線の始端付近まで継続したことによるものである。一方、出口緩和曲線の終端付近である 18km360m では、出口緩和曲線中の差圧弁の動作によって外軌側空気ばねに給気が行われたことにより、外軌側輪重が増加した。

高さ調整弁の不感帯の設定を変え、感度を変化させた場合について解析した結果を図 3.8-6 に示す。高さ調整弁の不感帯を設計値の 0.5 倍とし、敏感に動作するように設定した場合は、入口緩和曲線において高さ調整弁が動作し、これにより円曲線旋回中の車体のロール変位が抑えられたため、出口緩和曲線に入った直後の 18km332m 付近では、外軌側輪重はわずかに増加した。また、横圧はほとんど変化しないことから、脱線係数はわずかに減少した。一方、高さ調整弁の不感帯の設計値を 2 倍とした場合には、逆の傾向を示した。

以上のように、差圧弁の設定圧や高さ調整弁の不感帯の設定値を変化させた場合には、空気ばね系の動作や外軌側輪重に影響を及ぼす結果となったが、18km332m における影響の大きさはわずかであった。このため、脱線箇所付近においては、空気ばねの設定、動作が脱線に及ぼす影響は小さかったと考えられる。

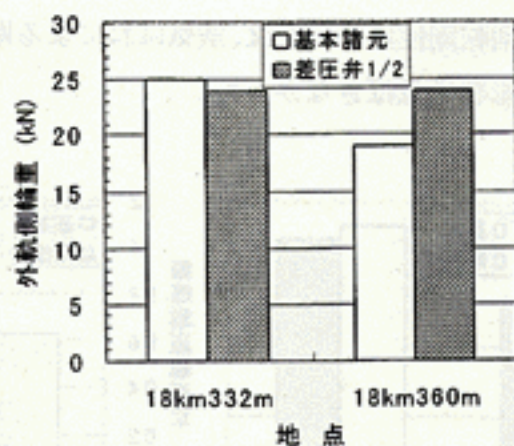


図 3. 8-5 差圧弁の影響に関するシミュレーション結果
(μ 0.3、走行速度 15km/h、新品形状、軌道狂い・勾配なし)

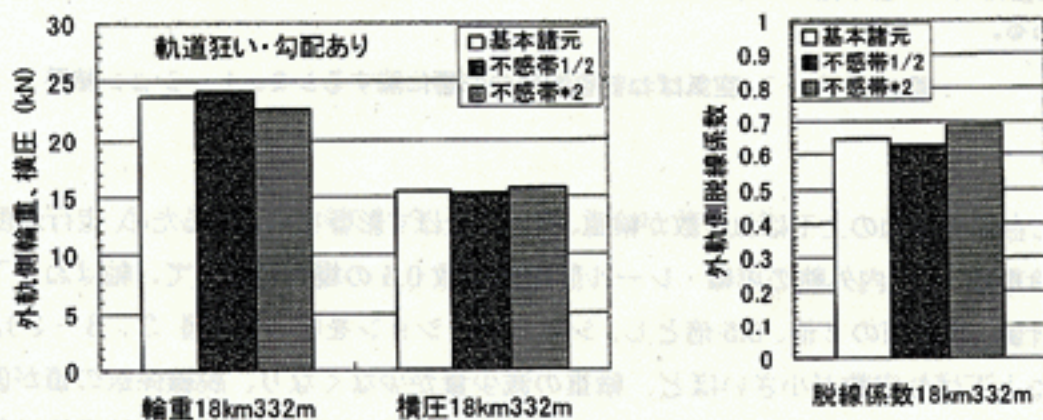


図 3. 8-6 高さ調整弁の影響に関するシミュレーション結果
(μ 0.3、走行速度 15km/h、新品形状、軌道狂い・勾配あり)

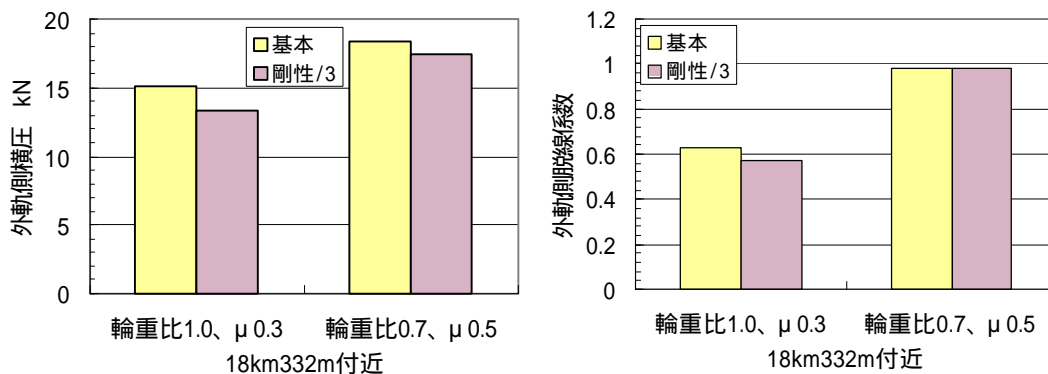
d. 台車諸元の影響

台車諸元が輪重、横圧に及ぼす影響を調査するため、実測車輪・レール形状を用い、脱線箇所の軌道狂いと勾配を考慮したシミュレーションを行った。

台車回転剛性の影響を調べるために、空気ばね前後剛性を基本諸元の $1/3$ に減じた場合の結果を図 3. 8-7 に示す。半径 160m の急曲線では、空気ばね前後剛性が大きいほど先頭軸外軌側の横圧が増加する傾向がみられた。これは、ボギー角により生じる台車の回転抵抗モーメントを先頭軸外軌側のフランジで支えるためと考えられる。ただし、この横圧の増加に伴い外軌側輪重もわずかに増えるので、外軌側脱線係数には横圧増加の影響がそのまま現れるわけではない。特に静止輪重のアンバランスが大きい場合には、外軌側輪重が小さく輪重増加の影響が相対的に大きくなるため、空気ばね前後剛性が外軌側脱線係数に及ぼす影響

は顕著でなくなる傾向にあった。

門型板ばね牽引装置の回転剛性については、空気ばねによる剛性より2桁程度小さいため、輪重、横圧にはほとんど影響を及ぼさなかった。



図中の輪重比は静止輪重比の、 μ は車輪・レール間摩擦係数の略語を示す。
輪重比 1.0 の基本諸元は走行速度 15km/h、輪重 0.7 は走行速度 13km/h でのシミュレーション結果である。

図 3 . 8 - 7 空気ばね前後剛性の影響に関するシミュレーション結果

次に台車軸ばねの上下ばね定数が輪重、横圧に及ぼす影響を調査するため、走行速度 13km/h、静止輪重比 1.0、内外軌の車輪・レール間摩擦係数 0.5 の場合について、軸ばね上下ばね定数を設計値、設計値の 2 倍、0.5 倍とし、シミュレーションを行った(図 3 . 8 - 8)。結果は、軸ばね上下ばね定数が小さいほど、輪重の減少量が少なくなり、脱線係数の値が低下した。これは、出口緩和での構造的な変化を含む軌道の平面性狂いに起因した輪重抜け量が、軸ばね上下ばね定数が小さいほど減少するためと考えられる。

以上のほか、輪軸の操舵性能や車体の動揺に関する軸ばね前後・左右ばね定数、左右動ダンパ減衰定数の影響を調べるため、走行速度 13km/h、静止輪重比 0.8、内外軌の車輪・レール間摩擦係数 0.5 とした場合について、以下の条件でのシミュレーションを行った。

- ・軸ばね定数 : 設計諸元、前後ばね定数 0.2 倍、前後・左右ばね定数 0.2 倍
- ・左右動ダンパ : 設計諸元、減衰定数 0.2 倍、減衰定数 5 倍

18km332m 付近での脱線係数に関する計算結果を比較すると、軸ばね前後・左右ばね定数の影響は顕著でなく、軸箱柔支持による横圧、脱線係数はほとんど同じであった(図 3 . 8 - 9)。これは、外軌車輪とレールとが 2 点接触しながら、半径の小さい急曲線を通過するため、輪軸単体での自己操舵機能が発揮されていないためと考えられる。また、低速で脱線箇所付近を走行する際には、軌道狂い等による車両の左右動揺がほとんど発生しないため、左右動ダンパ減衰係数は輪重、横圧に影響を及ぼさなかった。

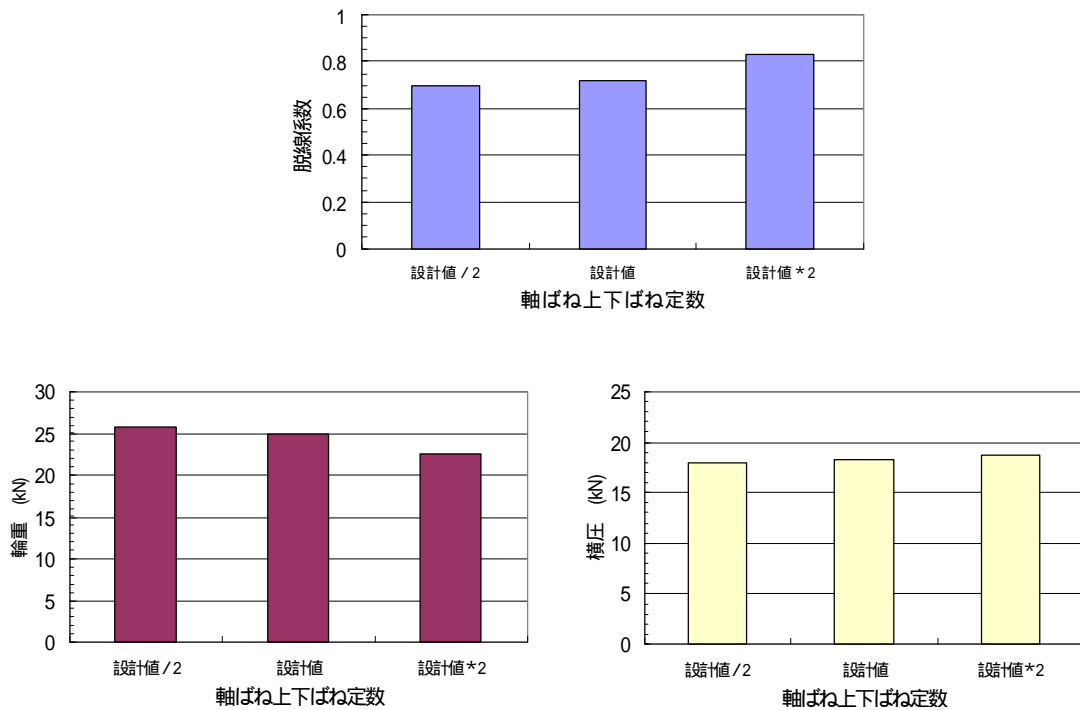


図 3.8-8 軸ばね上下ばね定数の影響(18km332m 付近でのシミュレーション結果)
(μ 0.5、静止輪重比1.0、走行速度13km/h、実測形状、軌道狂い・勾配あり)

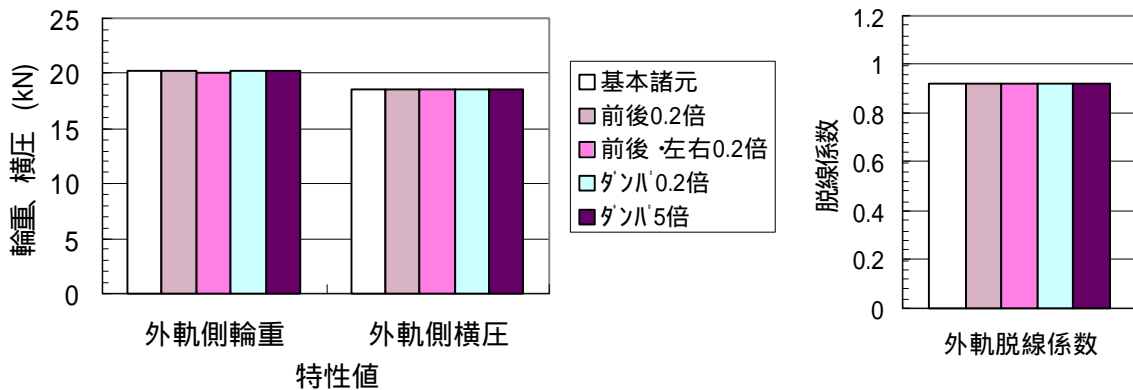


図 3.8-9 軸箱ばね定数,左右動ダンパの影響(18km332m 付近でのシミュレーション結果)

e. 車体質量、連結器力の影響

車体質量の影響を調べるため、車体質量のみを設計値の1.5倍及び2倍とした基本諸元でのシミュレーションを行った。なお、重心高さ等については基本諸元のままとした。

図 3.8-10 に示すとおり、車体質量が大きくなり静止輪重が増加すると、外軌側の横圧も増加した。円曲線中では、輪重と横圧の増加の効果が同等であるため、外軌側脱線係数

はほとんど変化しない。一方、出口緩和曲線では、軌道面のねじれによる外軌側輪重の減少の影響があり、その減少量は車体質量によらず同じとなることから、車体質量が大きく静止輪重が大きくなるほど、外軌輪重増加の効果により、外軌側の脱線係数は減少する。なお、脱線開始箇所付近では、円曲線に近いいため、外軌側脱線係数の変化はわずかであった。

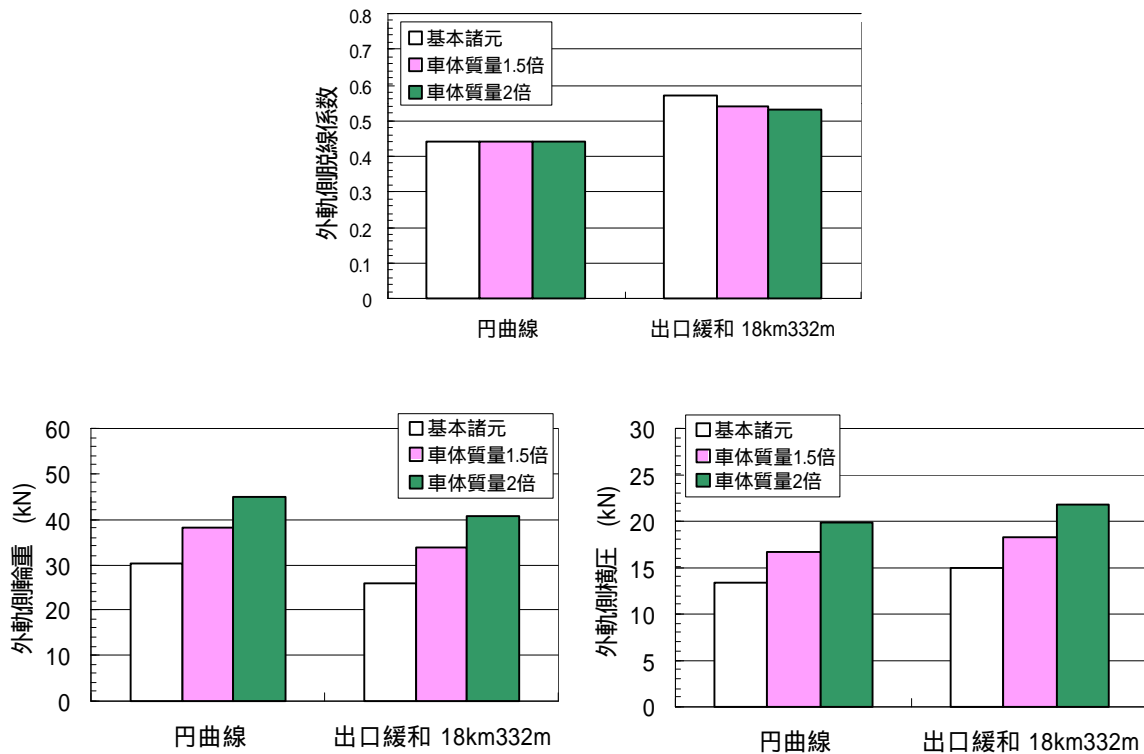


図 3.8 - 10 車体質量の影響に関するシミュレーション結果
(μ 0.3、静止輪重比1.0、走行速度15km/h、軌道狂い・勾配なし)

連結器の影響については、定常的な連結器力が車体に作用する場合と衝撃的な力が作用する場合の2ケースを想定してシミュレーションを行った。

(1) 勾配，急曲線による自重が連結器力として定常的に作用する場合

- ・上り勾配による車両質量が連結器に作用
- ・曲線通過により、連結器力左右方向成分（最大 0.88kN）が作用

の2条件が同時に加わった場合の影響を調べた。なお、ピッチング、上下変位は考慮していない。

結果は、車体重心より下で車体先頭の連結器位置に曲線中心方向の力が作用するため、横圧はわずかに減少の傾向となる。輪重への影響はほとんどなかった。

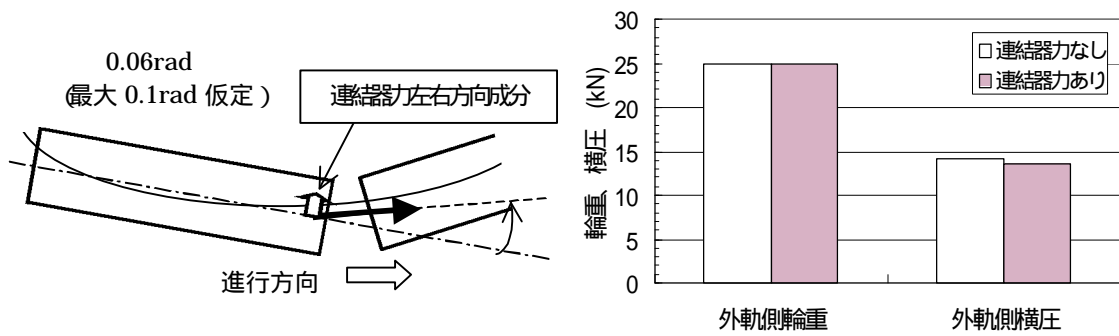


図 3.8-11 定常的な連結器力の影響に関するシミュレーション結果

(2) 衝撃的な力が連結器に作用する場合

連結器に制動による左右方向の衝撃的な力が加わる場合について、シミュレーションを行った。連結器力を考慮しない状態において脱線係数が最大となる 18km350m 付近でも、制動による外向き衝撃力として 0.98m/s^2 (0.1G) 相当の力をすべて左右方向に 0.24 秒作用させるという過大な条件を想定しない限り、連結器力が外軌側脱線係数に及ぼす影響は小さかった。

f. 車輪・レール形状の影響

新品基本踏面・新品 50N レール（以下、新品踏面・レールと略記）と第 1 軸右側車輪実測踏面・18km333m 付近の外軌レール実測頭頂面（以下、実測踏面・レールと略記）が輪重、横圧に及ぼす影響を調査した。両者の輪重、横圧を比較すると、輪重についての車輪・レール形状の影響は認められなかったが、横圧については、円曲線及び出口緩和曲線で実測踏面・レールの方がわずかに大きくなる場合があった（図 3.8-12）。ただし、新品踏面・レールの場合でも、実測踏面・レールと同様に外軌側の車輪とレールとは 2 点接触状態にあるため、実測車輪形状及びレール研削形状が横圧に及ぼす影響は小さい。車輪・レール間摩擦係数等の影響も受け、シミュレーション条件によっては実測踏面・レールの外軌側横圧の方がわずかに小さくなる場合もあり、外軌フランジ部と踏面部での輪重負担割合や両者の前後接線力の影響、車輪フランジとレールとの接触角等により変化するものと考えられる。

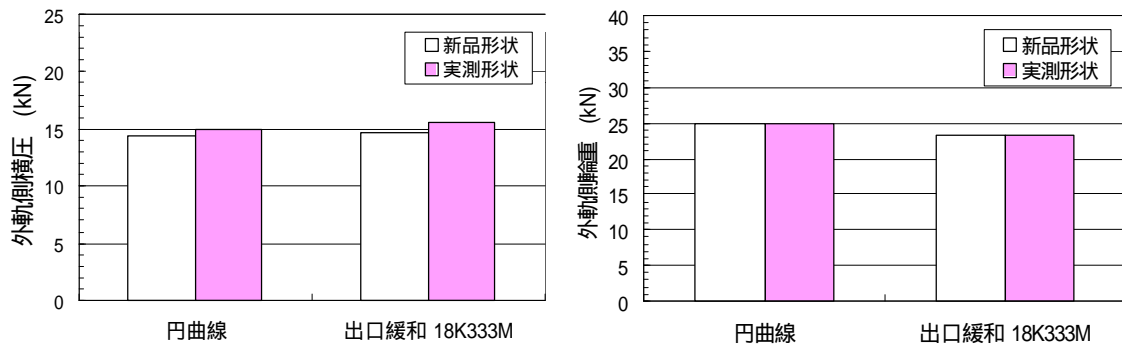


図 3.8-12 車輪・レール形状の影響に関するシミュレーション結果

($\mu 0.3$ 、静止輪重比 1.0、走行速度 15km/h、軌道狂い・勾配なし)

新品踏面・レール及び実測踏面・レールとの接触状況を調べてみると、後者の方がフランジ先端部に近い箇所ではレールゲージコーナーと接触することが分かった。このような接触特性の相違が車輪の乗り上がり脱線に及ぼす影響を確認するため、静止輪重比、車輪・レール間摩擦係数を極端に大きくした以下の厳しい条件で脱線シミュレーションを実施した。

・ 共通条件： 走行速度 13km/h

車輪・レール間摩擦係数 μ ：内軌 0.6，外軌踏面・フランジ 0.5

() 基本踏面・新品 50N レール

条件 A： 出口緩和曲線で乗り上がり脱線発生

静止輪重比 0.5 (車両対角 20%、前台車対角 30%)

第 1 軸右側及び第 2 軸左側の上下軸ばね定数が設計値の 70%

() 実測踏面・研削レール

条件 B：車輪、レール形状以外は、条件 A に同じ。

円曲線中で乗り上がり脱線発生

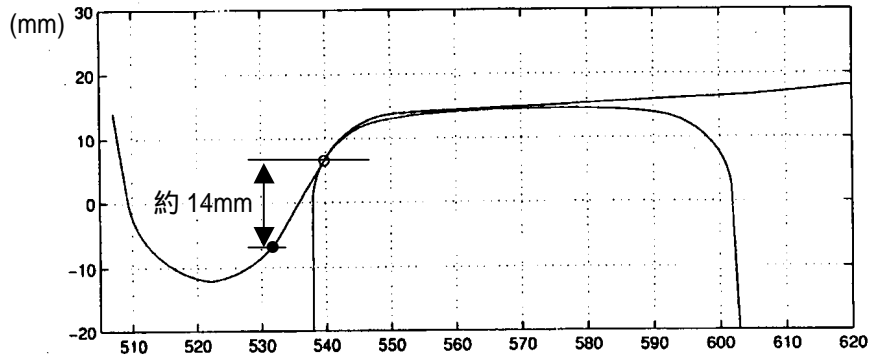
条件 C： 出口緩和曲線で乗り上がり脱線発生

静止輪重比 0.55 (車両対角 20%、前台車対角 25%)

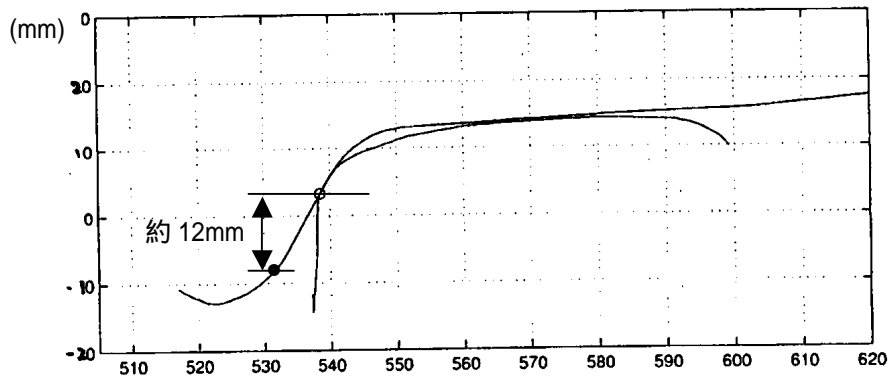
第 1 軸右側及び第 2 軸左側の上下軸ばね定数が設計値の 80%

条件別の結果を比較すると、出口緩和曲線で脱線が発生した条件 A と同じ条件 B では、円曲線中ですでに車輪の乗り上がり脱線が発生し、新品踏面・レールより、実測踏面・レールの方がわずかに脱線しやすい傾向が認められた。条件 C は実測踏面・レールの場合に緩和曲線中で脱線させるため、静止輪重のアンバランスを条件 A より小さく (静止輪重比を大きく) 設定したものである。

図 3 . 8 - 1 3 に車輪フランジ接触開始直後の車輪・レール接触位置を示す。また、図 3 . 8 - 1 4 に緩和曲線中で脱線した条件 A と条件 C の波形例を示す。図中、縦の実線を引いた箇所が、フランジ先端部の曲面がレールと接触して脱線係数 Q/P の値が減少し始めた地点を表す。新品踏面・レールの条件 A では、車輪上昇量約 14mm でフランジ先端部の曲面がレールと接触し、車輪の上昇とともに Q/P が減少し始めるが、実測踏面・レールの条件 C の場合には、車輪上昇量約 12mm で同じ状況となった。したがって、実測踏面・レールの方が、浮き上がりを開始してからフランジが脱線防止機能を失うまでの車輪上昇量が小さく、踏面の浮きが発生してから脱線に至るまでの余裕が少ないということが分かる。先述の条件 A と条件 B との結果の相違も同様の理由によると思われる。



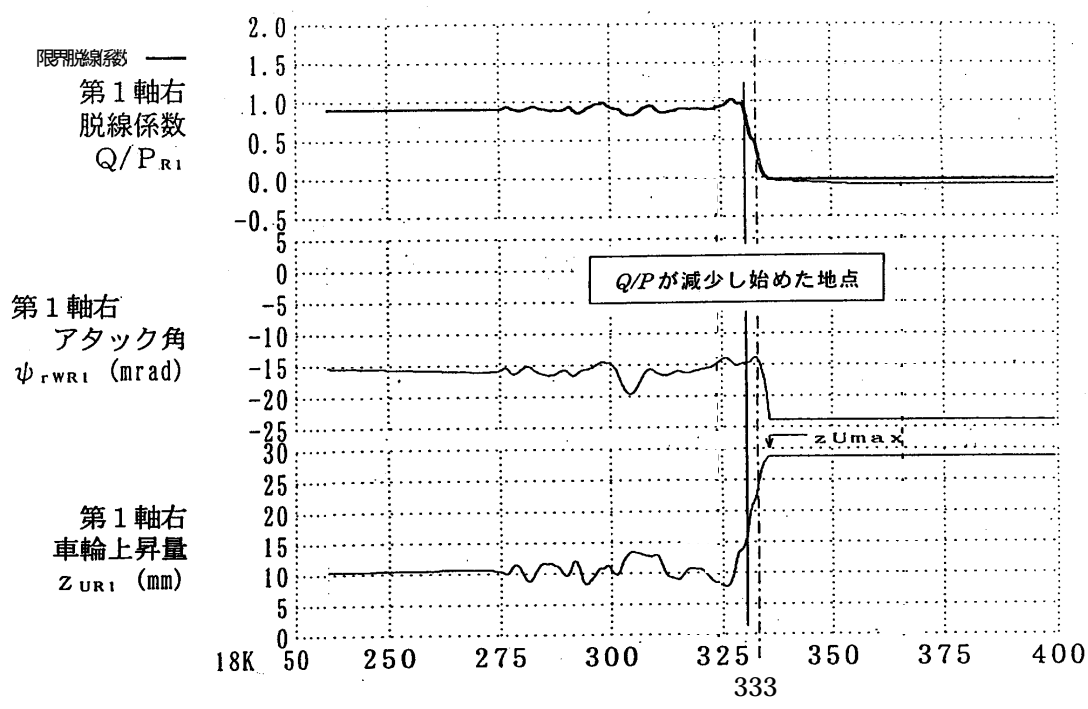
(a) 基本踏面・新品 50N レールの場合



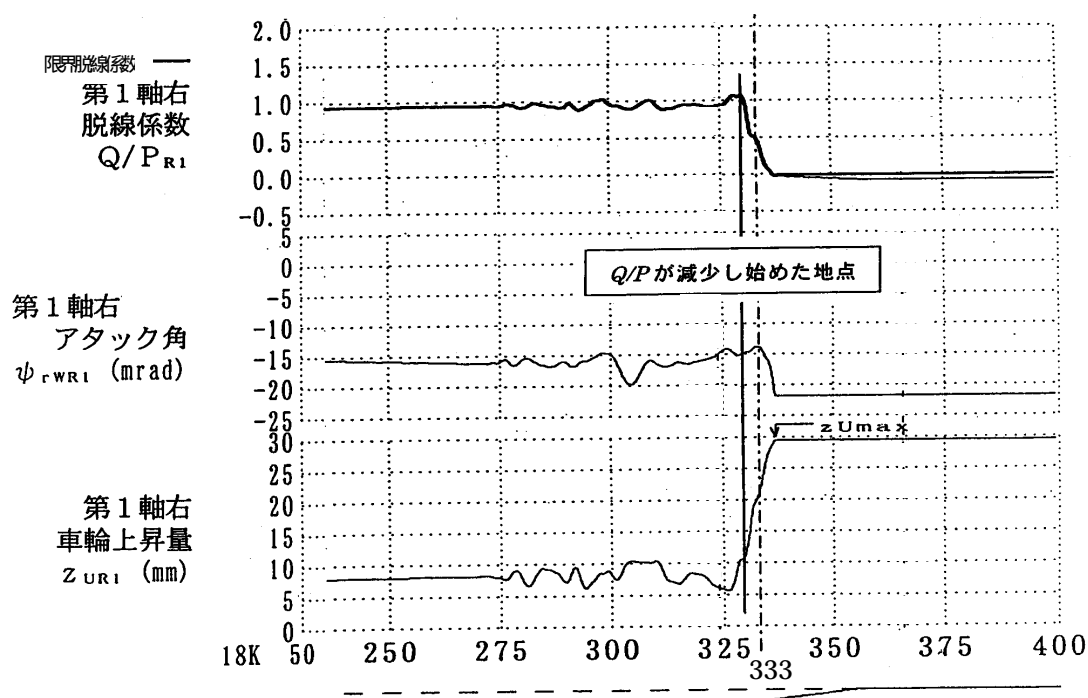
(b) 実測踏面・研削レールの場合

車輪フランジ先端R部（印）がレールに接触し始めると脱線防止機能を失う。
 実測踏面・研削レールの方が、フランジ接触開始点（印）から車輪フランジ先端R部（印）までの距離が短く、少ない車輪上昇量で乗り上がる。

図 3.8-13 車輪フランジ接触開始直後の車輪・レール接触位置



(a) 基本踏面／新品 50N レール



(b) 実測踏面／研削レール

縦の一点鎖線は、乗り上がり痕開始地点（18km333m）を示す。

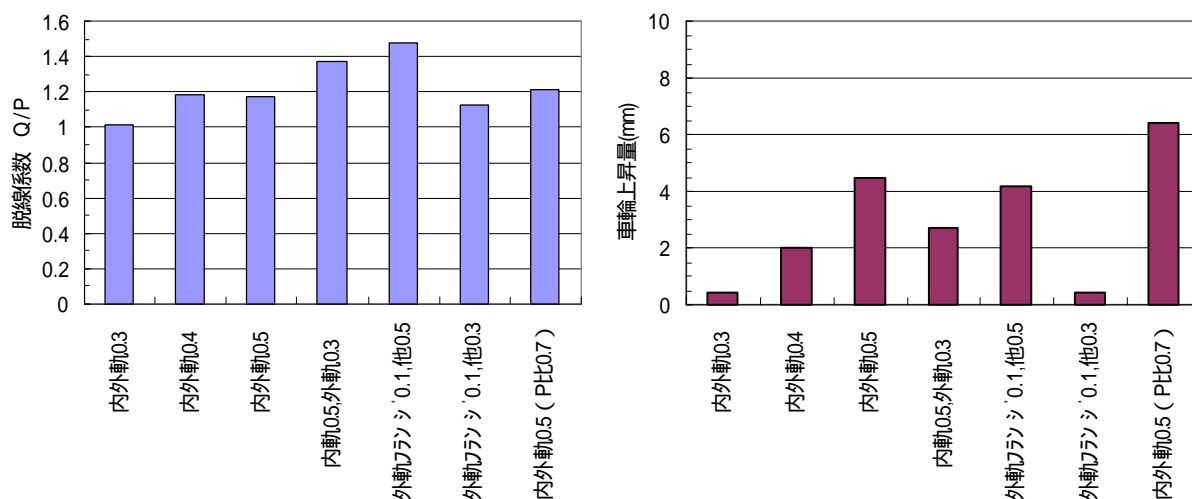
図 3.8-14 車輪の乗り上がりシミュレーション波形例
条件A（新品）、条件C（実測）の比較

g. 摩擦係数の影響

車輪上昇が生じる静止輪重比 0.8 の場合についてシミュレーションを行い、車輪・レール間の摩擦係数が第 1 軸外軌側の脱線係数及び、車輪上昇量に及ぼす影響を検討した（図 3.8 - 15）。

内外軌の車輪・レール間摩擦係数が大きくなると、外軌側脱線係数は増加する。また、内軌側の摩擦係数が同じ場合には、外軌側（特にフランジ部）の摩擦係数が内軌より小さい方が、輪軸の自己操舵機能が働きにくくなるため、外軌側の横圧および脱線係数が増加する。

いずれの条件でも、脱線係数の最大値は出口緩和曲線終端部に近い 18km350m 付近で発生したが、内軌側摩擦係数を 0.4 以上とした場合の車輪の浮き上がりは出口緩和曲線に入った直後に始まり、車輪上昇量は 18km331m または 18km335m 付近で最大となった。この地点では、円曲線中とほぼ同じアタック角の大きい状態が持続しており、アタック角が減少する出口緩和曲線の終端部付近よりも限界脱線係数が小さく、車輪が浮き上がり易いためと考えられる。



横軸の数値は、摩擦係数の値を示す。また、他とは、外軌フランジ以外の内軌及び外軌踏面を示す。
図の横軸の（P比0.7）は、静止輪重比が0.7の場合を表す。

図 3.8 - 15 車輪・レール間摩擦係数の影響（緩和曲線中で発生した最大値）
（走行速度15km/h、静止輪重比0.8、実測形状、軌道狂い・勾配あり）

h. 線路線形の影響

現地の上り勾配の影響を見るため、勾配の有無による輪重、横圧を比較した結果、一定速度で走行する条件では、現場の上り勾配 35‰により先頭軸の輪重が 0.9kN 程度減少したが、同時に横圧も減少し、線路勾配が脱線係数に及ぼす影響はわずかであった（図 3.8 - 16）。なお、勾配走行に伴う連結器力の影響については、すでに e 項で述べたとおり、外軌側横圧を若干減じ、輪重に顕著な変化を及ぼさなかった。

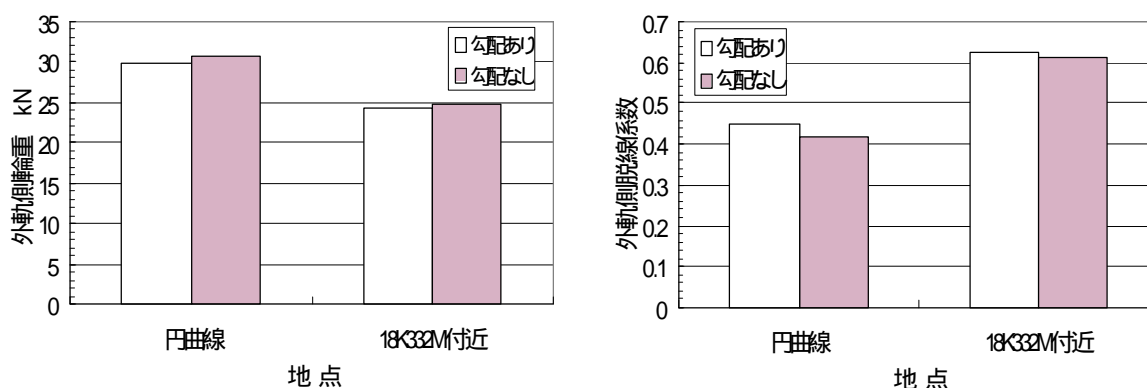


図 3.8-16 勾配の影響に関するシミュレーション結果

(μ 0.3、静止輪重比1.0、走行速度15km/h、実測形状、軌道狂いあり)

曲線半径の影響については、円曲線を均衡速度（超過遠心力は作用しない）で走行する条件でシミュレーションを行い、円曲線中の定常値を比較した。

図 3.8-17 に示すとおり、曲線半径 R が小さいほど外軌側横圧及び脱線係数が増加する傾向にあり、アタック角も増加して脱線に対して不利な条件となる。内外軌の車輪・レール間摩擦係数 μ を同じとし、0.4~0.6 の間で変化させた場合、同じ半径の曲線では、摩擦係数が大きいほど外軌側脱線係数も増加したが、 $\mu = 0.4$ と 0.5 での脱線係数の増加量に比べ、 $\mu = 0.5$ と 0.6 との差が小さくなった。アタック角は、内外軌の摩擦係数が大きいほどわずかに減少する傾向にあり、摩擦係数が 0.5 を超える領域では、外軌フランジ部の前後接線力の増加が輪軸の操舵を助ける効果が現れてくるものと考えられる。

表 3.8-4 円曲線中の均衡速度（カント61mm の場合）

曲線半径 (m)	均衡速度 (km/h)	曲線半径 (m)	均衡速度 (km/h)
80	24	350	50
100	27	400	54
160	34	500	60
200	38	600	66
250	43	700	71
300	47	800	76

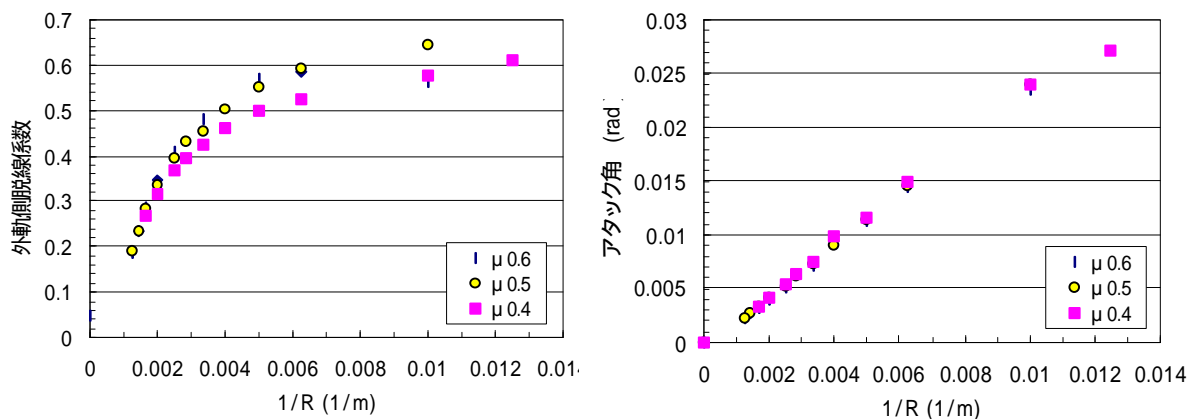


図 3.8-17 曲線半径の影響に関するシミュレーション結果
(静止輪重比1.0、均衡速度、新品形状、軌道狂い・勾配なし)

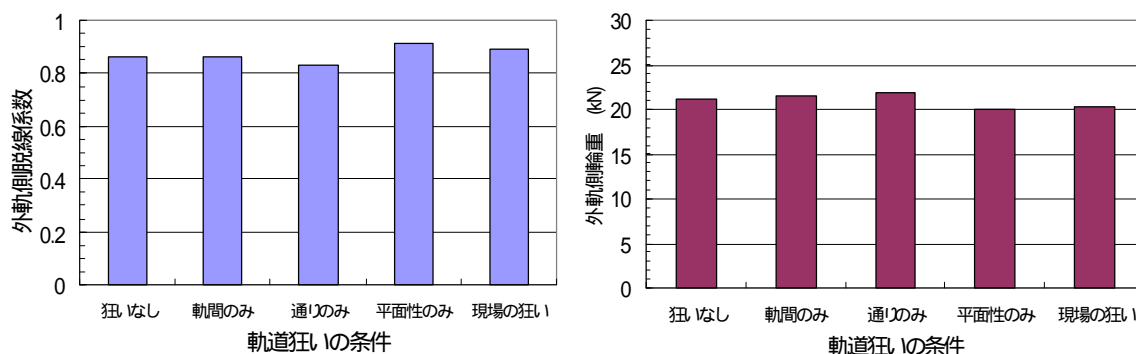
カントの影響については、走行速度 15km/h で一定の場合、カント量が多いほど外軌側の輪重が減少し、内軌側輪重の増加に伴う轉向横圧の増加とあいまって、外軌側脱線係数が増加する。緩和曲線長が同一の場合には、カント量が多いほどカント遞減倍率が小さくなり、出口緩和曲線の軌道面のねじれが増大するため、緩和曲線中での外軌側脱線係数がさらに増加する。

スラックは輪軸の操舵性能に関係し、スラックが小さいほど、内外軌車輪の輪径差が取れにくくなるため、外軌側横圧がわずかに増加する傾向にあるが、基本踏面車輪と 50N レールの組合わせで半径 160m の急曲線を通過する場合には、±10mm 程度のスラックの影響は顕著でなかった。

i. 軌道狂いの影響

脱線箇所の軌道狂いの有無および、軌間、通り、平面性の各狂いが単独で存在した場合のシミュレーションを行い、これらが脱線係数に及ぼす影響を調査した(図 3.8-18)。

軌間狂いが脱線係数に及ぼす影響は小さく、また、現場の通り狂いは、速度 13km/h の低速走行時に外軌側脱線係数をわずかに減少させた。脱線開始地点 18km333m 付近での脱線係数の増加は、主として平面性狂いに起因した輪重減少によるものであった。



「現場の狂い」は、脱線箇所における実際の軌道狂いをいう。

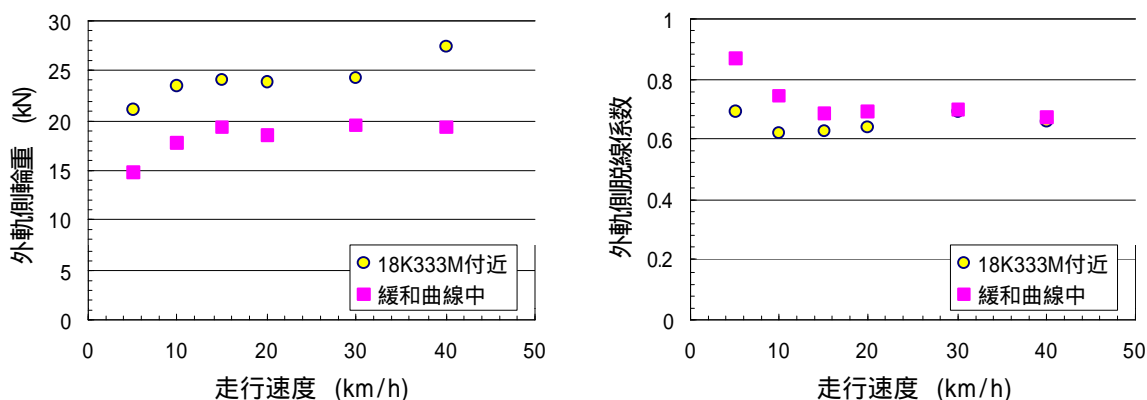
図 3.8-18 軌道狂いと外軌側の脱線係数 輪重との関係 (18km333m 付近)

(μ 0.5、走行速度13km/h、静止輪重比0.8、実測形状、軌道狂い・勾配あり)

j. 走行速度の影響

現地の軌道狂いと勾配、実測車輪・レール形状を考慮し、基本諸元を用いて走行速度が輪重、横圧に及ぼす影響を調査した。

静止輪重比 1.0 の条件で、曲線半径、カントが同一の場合、出口緩和曲線中では、走行速度が高いほど外軌側の輪重が増加し、脱線係数最大値が減少した。ただし、脱線開始箇所の 18km333m 付近では、走行速度が高いほど輪重が増加するものの横圧も増加し、線形と軌道狂いによる動的な横圧変動も加わるため、外軌側脱線係数と走行速度との間に顕著な相関はみられなかった。



凡例の緩和曲線中とは、出口緩和曲線での輪重最小値と脱線係数最大値を表す。

図 3.8-19 走行速度の影響に関するシミュレーション結果

(μ 0.3、静止輪重比1.0、実測形状、軌道狂い・勾配あり)

k. 複合条件でのシミュレーション

事故車両の調査結果や現地走行試験結果等をもとに、脱線に対して不利な条件が複合した場合を想定した脱線シミュレーションを行った。計算には、実測値を参考にするとともに、以下の条件を用いた。

- ・実測レール・実測踏面形状（車輪径 835）、現場の線形＋軌道狂い
- ・静止輪重比 0.65（車両対角 20%＋台車対角 15%）

車輪・レール間摩擦係数を変化（一定または漸増）させた（図 3.8-20）。

各条件での結果を比較すると、内外軌すべての摩擦係数が大きい方が、車輪フランジ部のみ小さくした場合より脱線しやすい傾向にあった。また、脱線の有無という観点からみると、実測値と設計値とで顕著な差がなかったが、軸ばね上下ばね定数を実測値としたとき、車輪上昇量が大きくなる場合があった（表 3.8-5）。これは、脱線開始条件に達した後、車輪が乗り上がりに至るまでには、軸箱を上下に抑える力等が関係するためと推定される。

シミュレーション上で脱線を発生させるには、静止輪重比や摩擦係数を極端に大きな数値とする必要があった。また、摩擦係数を一定とした場合、円曲線中で脱線せず出口緩和曲線で脱線する条件が限られていたため、円曲線から出口緩和曲線にかけて摩擦係数の増加があったという仮定（漸増型）を設けた。

なお、以上の脱線に関する検討は、地点によるレール断面形状（接触角）の変化、時々刻々変化する摩擦係数や走行速度の変化等、脱線に関するパラメータの事故時の状況をすべて複合条件として考慮したものではない点に留意する必要がある。

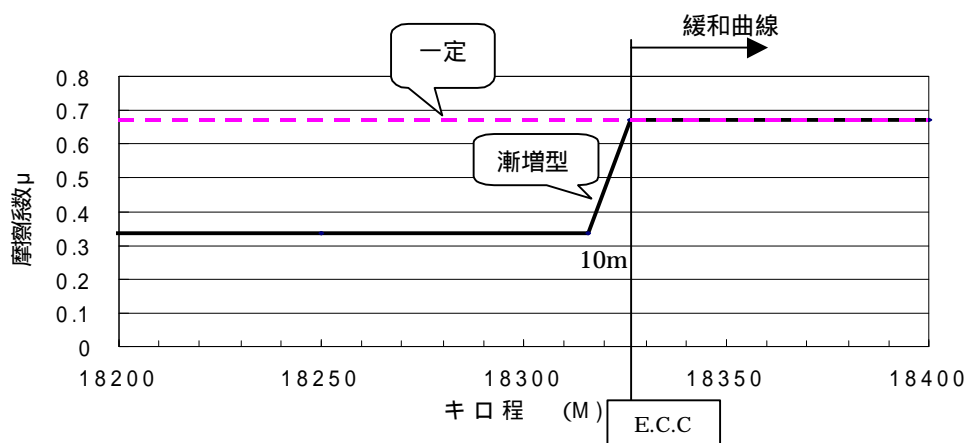


図 3.8-20 車輪・レール間摩擦係数の設定（一定の場合と漸増の場合）

表 3.8-5 シミュレーションの条件と結果概要

シミュレーション条件				結果
軸ばね定数	LV 不感帯 (m)	摩擦係数		脱線の有無 車輪上昇量(mm)
		内軌・外軌踏面	外軌フランジ	
実測値	± 0.0046	0.65 漸増	0.30 一定	9.4
			0.40 一定	10.2
	± 0.0056	0.65 漸増	0.40 一定	10.9
実測値	± 0.0046	0.67 漸増	0.40 一定	10.6
				11.4
実測値	± 0.0046	0.67 漸増	0.45 一定	10.9
			0.50 一定	11.6
			0.60 一定	24.9
			0.62 一定	24.8
			0.65 一定	24.6
設計値	± 0.0046	0.67 漸増	0.50 一定	10.6
			0.60 一定	12.9
実測値	± 0.0046	0.65 漸増	0.65 漸増	24.2
		0.67 漸増	0.67 漸増	脱線 (18km342m)
設計値	± 0.0046	0.67 漸増	0.67 漸増	20.5
実測値	± 0.0056	0.62 一定	0.62 一定	14.0
		0.65 一定	0.65 一定	脱線 (18km307m)
		0.67 一定	0.67 一定	脱線 (18km307m)

結果に示した脱線時の(キロ程)は、車輪フランジがレール頭頂面上に乗った地点を表す。

I. 車輪・レール間の作用力

現地走行試験時に大きな外軌側脱線係数の値が観測された試番 28-9 を参考に以下の条件でシミュレーションを行い、先頭軸内外軌の車輪・レール間に作用する接線力の変化を調べた。

- ・ 走行速度：16km/h、車輪・レール間摩擦係数：全て 0.45、静止輪重比：0.9

軌道狂い・勾配あり

内軌側踏面、外軌側フランジ及び踏面の各接線力(前後・左右の合力)は、円曲線中から緩和曲線に入った直後までほぼ飽和状態にあった。各部の接線力の方向は、以下のとおりであった。なお、方向は図 3.8-21 に示すような反時計回りの角度で表し、右車輪が外軌側、左車輪が内軌側である。

- ・ 内軌踏面接線力の角度 は約 240° で、斜め右後方を向き、緩和曲線を進行するに従い更に後方を向くようになる。
- ・ 円曲線中での外軌フランジ接線力の角度 は約 305° で、斜め右前方のフランジが乗り上がる方向を向き、輪軸の旋回を促進する方向に働くが、緩和曲線を進行するに従い更に前方を向くようになる。一方、外軌踏面の接線力の角度 は約 235° で斜め右後方を向いており、輪軸の旋回を妨げる方向に働く。
- ・ 外軌車輪はレールと 2 点で接触しているが、前後接線力は、円曲線通過中から内軌踏面

が進行逆方向、外軌フランジが進行方向を向いており、緩和曲線に進入した後合力の方向が極端に変化する様子は現れない。

- ・外軌車輪がフランジ 1 点接触状態となって上昇するとき、外軌フランジ部の前後接線力が増加し、左右接線力が減少する。上昇後に下降するときには、その逆となる。

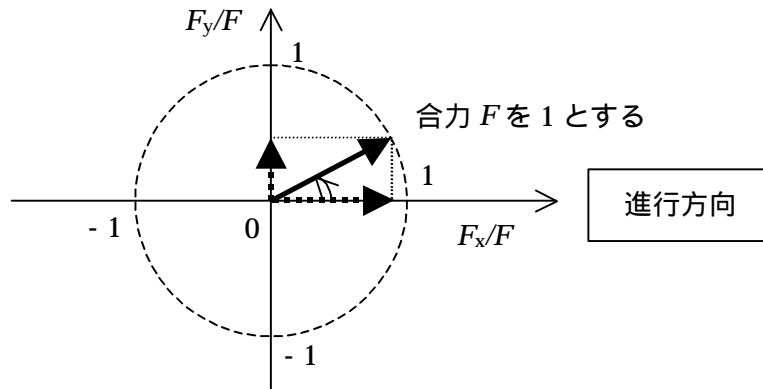


図 3 . 8 - 2 1 接線力の方向の定義

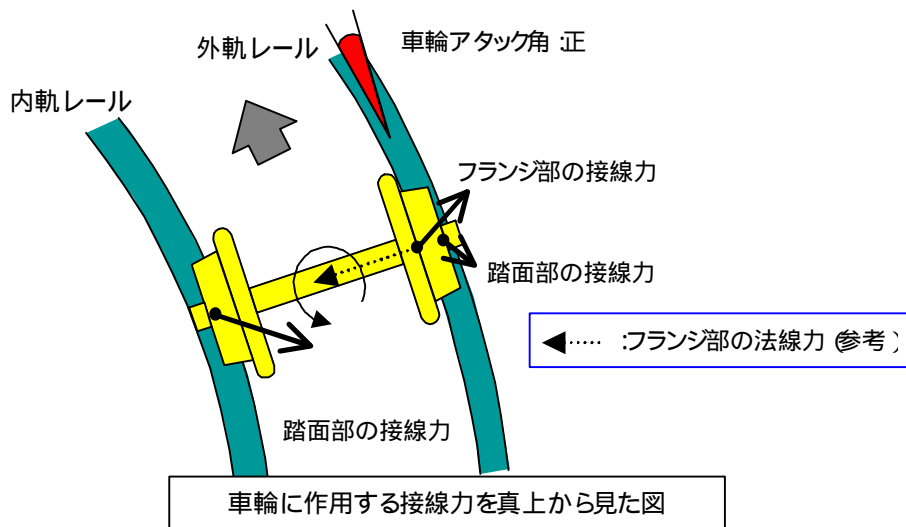


図 3 . 8 - 2 2 接線力の方向の定義と計算結果