

分岐器の分岐線側トンゲレール 前端部分における車両の安全度に就いて

理工学部土木工学科 伊 藤 健 雄

序 言

鉄道車両が、分岐器に対して進行し、その先頭車輪の一つが、分岐線側のトンゲレールの前端に当たった瞬間の安全度に就いて、従来と全く異った考え方に基いて研究を行なった結果、改善すべき点を発見するに到った。本文はその経緯と危険防止対策を述べたものである。

この研究は本年になってから始めたもので、いわばその緒についたばかりであり、その完成までには、今後数年を要するものと思われるものである。「分岐器のトンゲレールの前端部」を先ず以って研究の対象として選んだ理由は、それが非常に多く存在していることと、最も安全度に乏しいもののように思われたからであって、普通分岐器の他の部分、或は又、ダイヤモンドクロッシング、シングル、ダブル両スリップスイッチ、スリースロー等、特殊分岐器又は分岐器類も、研究の対象として、一応は取り上げて見たいものである。又その研究の手段方法それ自体についても、再考すべき点があるようにも思われる。

このように、不備不完全な研究ではあるが、とにかく、ある程度興味ある結果を得たようにも思われるのと、こと脱線の危険に関するものであるので敢えて発表する次第である。

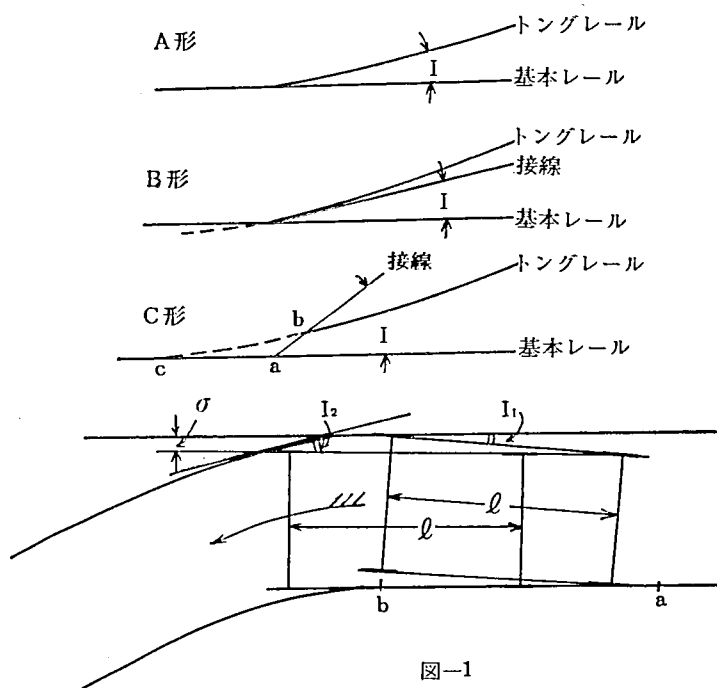


図-1

1. トングレール前端部の車輪の運動

鉄道車両が、分岐器に対向に進行して、分岐線側に進入しようとする時の状態を、最も数多く存在する普通分岐器について述べると、車両の先頭車輪は、直線形トングレール（図1—A形）に伴う相当大きい値の入射角 I により、急激に分岐線側へ方向転換を余儀なくされる。トングレールの前端部分の、最初に車輪と接触する部分は、構造上、レールの肉厚を厚くすることが出来得ない。従って、その頭部を基本レールよりも低くし、唯車輪のフランジの側面を押して分岐線側へ導く役目を主とさせ、トングレールの前端部附近では、輪重の大部分は、車輪の踏面により基本レールに負担させる構造となっている。

既に、分岐線に進入した車輪が更に進行すると、それにつれて、車輪は基本レールから急激に遠ざかり、それと共に、トングレールの肉厚が増加して輪重を負担し得る能力を備えるようになるので、トングレールの頭部を次第に高めて、基本レールから車輪を受けつがせる仕組になっている。

車輪がこのような折線形の軌道を通る場合の運動については、約30年前より、世界各国の車両運動に関する学者の幾多の研究論文があるが、その結論から見ても、或は又、筆者が行なった模形実験の結果から見ても、車輪はトングレールに接触した瞬間に、レールから急激に相当大きい値の横圧を受けて、方向転換をするが、その横圧は衝撃性が大であるため車輪は分岐線へ導かれると同時に、幾分トングレールにせり上がろうとする傾向を示す。そのために、車輪は折線形の運動を行わず、或る種の曲線形運動を行なうのであるが、その曲率半径が相当小さいものであるため Heumann 博士の指摘した動力的指導圧力は一時ではあるが相当大きい値となる。

又国有鉄道の狭軌の現在線はもちろん、わが国の多くの鉄道においては、車輪の踏面が $1/20$ の傾斜を持つため、（東海道新幹線に使用せられる車輪は $1/40$ 、又私鉄の一部に傾斜を持たぬ車輪があると聞く。）車輪がトングレールによって導かれて、分岐線側に進むにつれてゲージラインと踏面は次第に遠ざかる結果、車輪は一時下降し、更に進めばトングレールの上面が上昇するため、トングレールに乗り移り、その上昇勾配に沿って車輪も又上昇することとなる。従って車輪が乗り移った直後にトングレールを強打することにはなるが、トングレールの入射角が比較的小さいためと分岐線通過許容速度が小であるため余り大きい衝撃をレールに与えぬのが普通である。

唯、ここで特に留意すべき事項は、車輪が最初にトングレールにフランジで接触した瞬間は、まさに車輪が下降し始めようとする瞬間と一致することである。

車輪運動学者の等しく説くところは、車輪が急激にその進行方向を変える時は、その車輪が前述のように幾分レールに乗り上り、担バネの収縮に基く輪重の増加が先ず起こり、次の瞬間に車両全体の方向転換に伴う輪重の大量の増加が行なわれて、脱線が防止せられるということであるが、前記のように車輪が下降して担バネが延びようとする瞬間と合致することは、例えその量が小である比較的小い入射角の場合にも不利な条件と断定すべきものと思われる。

2. 車輪がレールに対して取り得る最大角

車輪がレールに乗り上り脱線を行なわない条件式として次式が用いられる。（図2(a)参照）

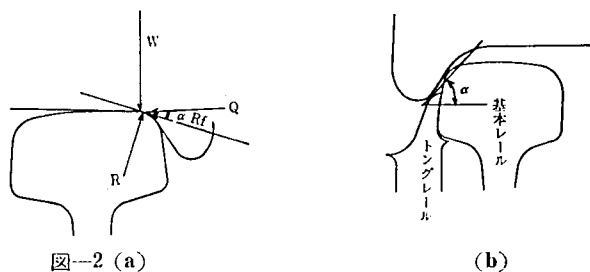


図-2 (a)

(b)

$$Q \leq \frac{\tan \alpha - f}{1 + f \tan \alpha} W \quad (1)$$

この式は、一つの車両又は台車に属する各車輪の踏面に作用する滑り摩擦力の中心点が問題の車軸の後方にある一般の場合（外方走行という）に適用せられるものであって、ここに W = 輪重

Q = レールと車輪との接触点に作用する横圧

f = レールと車輪との間の摩擦係数 ≈ 0.27

α = 垂直断面内におけるレールと車輪との接触角

とする。

(1) 式の W の係数は $\alpha = 60^\circ$ の場合に略 1 になり、 α の増加と共に増大し、脱線の危険は減少する。

図 3 は国鉄の現在線に使用せられている車輪の断面図であるが、その直線部の傾斜角は 60° 弱である。この値は他の諸国の鉄道で用いられたため当時の後進国であったわが国で

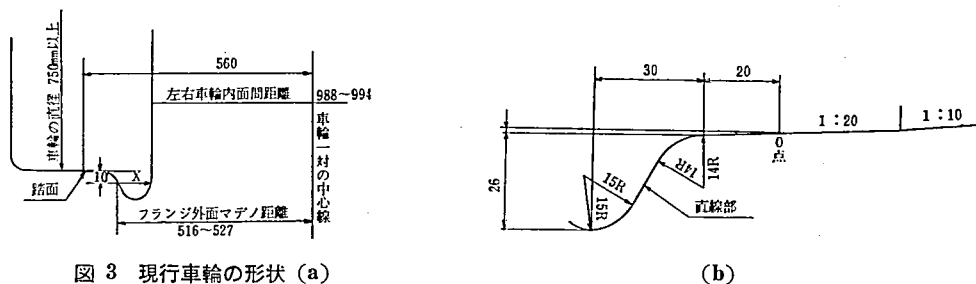


図 3 現行車輪の形状 (a)

(b)

も採用したものと思われるが、その後列車速度の昂上に伴い変更せられる情勢である。進行して来た車輪が分岐線側のトングレールに最初にフランジをもって接触した瞬間の状態においては、車輪が基本レールに乗る踏点は略車輪の中心点の下にあるが、トングレールと接触するフランジの点は、それよりも相当前方に離れた点となり、図 2 (b) に示すような位置を取ることになり、接触角 α の値も非常に小さなものとなる場合が考えられる。

車輪とレールとの 2 つの接触点が離れる距離が大なる程、図 2 (b) のトングレール上の接触点は上に移り、同図に示すような非常に小さい α となり易くなる。

2 つの接触点間距離の最も大きくなる場合が車輪がレールに接触する角の最大の場合と一致するものと予想せられるから、最大角の生ずる条件を先ず調査する必要がある。

車輪とトングレールとの接触角の大きさを決定する条件は、(1) トングレール前端の入射角、(2) 車両又は台車がゲージの内では何程斜めの位置を取ることが出来得るか、の 2 項目によって定まる。

(1) 入射角。(図1参照) わが国で現在使用せられているトンブレールの形を大きく類別すれば、図1のABCの3形式となる。

A形は最も歴史の古い形式のもので、入射角Iを持つ直線形トンブレールで、現在も最も多く敷設せられている種類である。

B形は昭和4,5年頃から特殊の分岐器に使用せられた形式で、トンブレールは円曲線形のもので、その円曲線は基本レールを接線とせず、入射角Iをもって交っている。一般にB形のIはA形のIより小である。

C形は最も新しい形式のもので、「入射角Oの分岐器」と通常称せられるものである。最近重要本線上の列車の速度昂上が強く要望せられると同時に列車の動揺緩和の見地からもトンブレール前端のスラックを除去すべきものと考えて考案せられた形式で、トンブレールの円曲線が基本レールを接線としているが、その前端の特に薄肉の部分は、通過車輪により容易に摩耗し欠損のおそれがあるためと、トンブレールの長さが徒らに長くなることを顧慮して、肉厚5mm~6mmの所で入射角Iを持つ線で切り取った形のものである。車輪がレールに接触する点を通して水平に切った断面は、楕円と双曲線を連ねたような形のものであって、実際に車輪が図のab部分に強くあたるとは殆んど無く、bc部分の有無は車両の運行状態にこれ又殆んど無関係であろうという想定の下に設計せられたものである。(分岐器の各部分の設計は種々の条件を考慮して定まるものであるが本文では簡明を期する上からこの論文の主旨を説明する上に直接不可分の事項のみを取り上げて述べることをお許しを請う。)

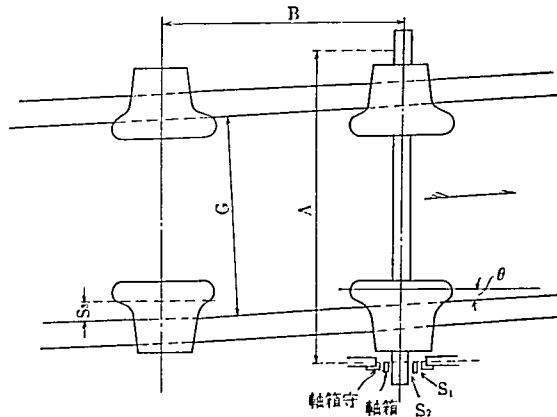
表1 ポイントの入射角I

轍又 番 数	大正14年形ポイント			帽 子 形 ポ イ ン ト (B 形)	N レール ポ イ ン ト (C 形)
	30.37kg (A 形)	50kg (A 形)	37kg (B 形)		
8#	2°5'1"	2°0'21"		0°56'39"	2°12'9"
10#	1°40'1"	1°36'16"	0°51'17"	0°51'17"	2°12'9"
12#	1°23'21"	1°20'13"	0°42'47"	0°42'47"	2°12'9"
14#					2°12'9"
16#			0°56'18"	0°45'29"	2°12'9"
20#					2°12'9"

表1は数多の分岐器の内、代表的なものを選んで、トンブレールの入射角を列記した表である。最後の列が最も新しい形式のNレール分岐器であって、その入射角Iが非常に大きい値を示している点は元来この部分に車輪があたらないものとの前提の下に削成した結果である。又実際において多くの車輪は余りあたらずに、更に車輪が当たる場合にも次の瞬間にはその車輪がb点より後方の大きい半径の円曲線に沿って導かれることになるため、車両全体の運動としては、予期した通り円滑な運転を行なうことが、現場試験の結果からも証明せられている。それにも拘らず、やはりab部分の急傾斜は車両の安定度の見地からは、問題点として取り上げる必要がある。

図1の右側の図は分岐線に進入する車両の状態の内、接触角が大きくなる筈と思われる2種の状態を図示したものである。 I_2 の入射角をもってあたっている車両はゲージと車輪外面間距離の差だけ、即ち車輪が寄り得るだけ図の下方に寄って進行する場合を示したもので、C形の図のabが無いものとすれば、 I_1 で示した斜めの位置で進行する状態よりも大きい接触角を示す場合もあり得るが、実際分岐器及び車両の構造上、 I_2 の接触角を示す車両の位置は考慮する必要がないのである。

(2) 基本レールとの最大接触角 θ_{max}



図—4

図4は2軸の固定軸を持つ車両又は台車が分岐線に進入する目的を以て進行し、その先頭車輪がトングレールにフランジをもって接触する直前の状態を現わすものとする。

先頭車輪と基本レールとのなす角 θ の最大値は次式で現わされる。

基準線が直線の場合 (片開分岐)

$$\theta_{max} = \frac{2(S_1 + S_2)}{A} + \frac{S_3}{B} \quad (2)$$

基準線が曲線の場合 (内方分岐)

$$\theta_{max} = \frac{2(S_1 + S_2)}{A} + \frac{S_3}{B} + \frac{B}{2R} \quad (3)$$

ここに

A = 左右軸箱間の距離 (1,714 mm とする。)

B = 固定軸距 (客車 2,000 mm; 貨車 5,000 mm とする。)

R = 基準線の曲線半径 (300 m とする。)

G = ゲージ (スラックを含む)

S_1 = 軸箱と軸箱守との間の前後方向の間隙 (客車 2.5 mm; 貨車 13 mm とする。)

S_2 = 軸箱と車軸との間の前後方向の間隙 (客車貨車共に 2 mm とする。)

S_3 = ゲージと左右車輪のフランジ外面間距離との差 (可動余裕と名付ける。)

とする。

R の値を 300 m とした理由は、基準線半径がこの値より小になれば、分岐線半径が非常に小になり、車両が安全に通過し得ぬものとなるから、この値が実用上最急半径と認めることが出来るためである。

S_3 はその定義から

$$S_3 = (\text{ゲージ}) - (\text{左右フランジ外面間距離}) \quad (4)$$

によって、求められるのであるが、トンレール的前端附近にスラックがあつて約 5 m の通減距離で正規のゲージに帰える在来の普通分岐器においては、このスラックを考慮する外、本線路上で許容せられるゲージの拡大量 7 mm をも加える必要がある。

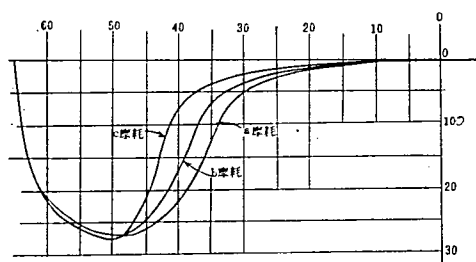
(4) 式の第 2 項は (左右車輪内面距離の最小値) + 2 × (フランジの肉厚) と現わすことが出来るが、その第 1 項は 988 mm (図 3(a) 参照) と定められている。

表 2 フランジの肉厚

車輪 レール	現 行 車 輪				A 案 車 輪
	新 品	a 形摩耗	b 形摩耗	c 形摩耗	
50kgPS	31.0mm	30.1mm	27.0mm	22.8mm	30.8mm
50kgN	31.1	30.2	27.1	22.9	30.9

表 2 はフランジの肉厚を示す表であるが、車輪は使用後、削成又は交換によって新品の時の形状に復帰するまでの間に種々な形に摩耗するのであって、摩耗形はその車輪の通過する線路状態、特に急曲線の延長、或は又、列車速度、その車輪の車両内の位置その他種々な条件によって千差万別の経路を通過してその生命を終るものであり、しかもその間、常に脱線の危険がないことが保証せられなければならない。しかし、無限に変化する各摩耗形に対応して一一計算を行なうことは到底その煩に堪えないところである。

しかるに、幸にも以前に、国鉄の技術研究所車両運動研究室に於いて、数多くの車輪の摩耗形状を調査した資料が発表せられていることを知り、これを借用して研究を行なうこととした。



図—5 摩耗車輪の形状 (mm)

図 5 の a 摩耗は上述調査資料の内、フランジの厚さ 32 mm ~ 31 mm の車輪 123 個の平均摩耗形を图示したもの、又 b 摩耗は調査の対象とした全数 2,028 個の平均摩耗形、更に c 摩耗はフランジの厚さ 24 mm ~ 22 mm のもの 80 個の平均摩耗形を画いたものである。

A 案と名付けた車輪の形は、国鉄技術研究所車両運動研究室で、2 段リンク貨車用の車輪として設計したものである。(図 6 参照)

表 3 は图示出来なかった数値を参考のため補足したに過ぎない。表 4 は以上の結果から算出した S_3 の値の表であり、表 5 の 1 及び 2 は θ_{max} の値の表である。

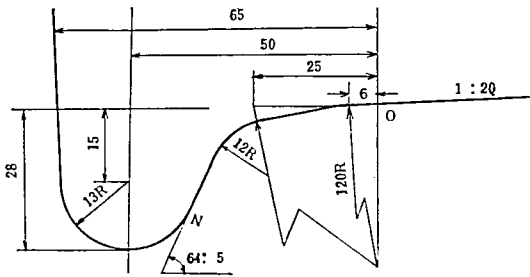


図-6 A 案車輪形状 (mm)

表 3

	現行新品	a 摩耗	b 摩耗	c 摩耗	A 案
0 点に於ける車輪の半径	429 mm	394 mm	392 mm	390 mm	429 mm
直 線 長	13.5mm	6 mm	7.2 mm	12mm	12.2mm

表 4 S₃ の 値

0 点に於ける
車輪の半径

車輪の形	基 準 線 の 曲 直	50kg N レール		50kgPSレール	
		客 車	貨 車	客 車	貨 車
現行新品	直	34.575	28.237	37.800	24.000
	曲	38.800	38.800	42.000	39.000
a 摩 耗	直	36.375	30.037	39.600	25.800
	曲	40.600	40.600	43.800	40.800
b 摩 耗	直	42.575	36.237	45.800	32.000
	曲	46.800	46.800	50.000	47.000
c 摩 耗	直	50.975	44.637	54.200	40.400
	曲	55.200	55.200	58.400	55.400
A案車輪	直	34.975	28.637	38.200	24.400
	曲	39.200	39.200	42.400	39.400

表 5 を通覧すると、片開き分岐器（基準線が直線）の場合には客車が、又内方分岐器（基準線が円曲線）の場合には貨車が概して接触角が大になる傾向が見られる。

(3) 車輪とトングレールとの接触角 γ

車輪がトングレールに接触する最大角 γ_{max} は (1) の入射角 I と (2) の最大接触角 θ_{max} を加えた値になることは自明のことである。

この機会に γ と横圧 ((1) 式 の Q) との関係を簡単に記すこととする。

一般軌道の曲線を一つの車両又は台車が、一定の速度で運転をしておるものとすれば、その先頭外側車輪には横圧 Q_r が作用する。この Q_r を静力学的指導圧力と言うが、その大いさは、車両に作用する遠心力、カントその他によって変わり、その車両に属する各車輪の路面に車両が円運動を行なうために生ずる廻転摩擦に打ち勝つモーメントを生ぜしめるものである。

表5-1 θ_{\max} の値 (I)

レール	車輛の種別	車輪の形	基準線の形	θ_{\max}	
50 kg P S 形	客 車	現行 新品	直	0.0241	1°23'
			曲	0.0295	1°42'
		a 摩耗	直	0.0250	1°26'
			曲	0.0304	1°45'
		b 摩耗	直	0.0281	1°37'
			曲	0.0335	1°55'
		c 摩耗	直	0.0323	1°51'
			曲	0.0377	2°10'
	貨 車	A 案	直	0.0243	1°24'
			曲	0.0297	1°42'
		現行 新品	直	0.0223	1°17'
			曲	0.0336	1°56'
		a 摩耗	直	0.0226	1°18'
			曲	0.0339	1°57'
		b 摩耗	直	0.0239	1°22'
			曲	0.0352	2°01'
		c 摩耗	直	0.0255	1°28'
			曲	0.0368	2°07'
		A 案	直	0.0223	1°17'
			曲	0.0336	1°56'

〔注〕基準線の「直」は8#片開分岐器

「曲」は12#帽子形内方分岐器

しかるに、車両の運動が急激な変化を起す場合には、このような静力学的指導圧力の他に、動力学的指導圧力 Q_m が作用し、全指導圧力 Q は $Q_r + Q_m$ で現わされる。

今、本文で問題としている車両状態の内、基準線が直線の場合には、先頭車輪がトングレー ルに当る直前までは Q は殆んど0に等しく、当った直後の瞬間にも、車両はまだ曲線運転を開始しておらず、唯先頭車輪のみが僅かに側方に導かれるに止まるものと考えられるので Q_r は小さい値に止まるが、車輪とトングレー ルとの接触角 γ が大なる程、又車両の速度が大なる程強大な Q_m が作用するのである。

基準線が円曲線である場合には、最初から Q_r が作用するのであるが、その車両が基準線半径よりも遙かに小さい(約1/2位)分岐線半径を通ることを使命としている場合には、トングレー ルに差しかかる前の基準線を既に非常な低速度で運転している筈であるから、カントはこの速度に対して過大であって、 Q_r は基準線が直線の場合よりは大ではあろうが、余り大きな値とはならず、トングレー ルによって突然生ずる強大な Q_m に比較すれば、殆んど無視出来る程度に止るものと思われる。要するに基準線の曲直に拘わり無く、本研究においては、 $Q \doteq Q_m$ と考えて差しつかないのである。

一般に Q_m の値は近似的に次式で示される。

表 5-2 θ_{\max} の値 (Ⅱ)

レール	車 輻	車 輪	基 準 線	θ_{\max}	
50 kg N 形	客 車	現 行 新 品	直	0.0224	1°17′
			曲	0.0279	1°36′
		a 摩耗	直	0.0233	1°20′
			曲	0.0288	1°39′
		b 摩耗	直	0.0264	1°31′
			曲	0.0319	1°50′
		c 摩耗	直	0.0306	1°45′
			曲	0.0361	2°04′
		A 案	直	0.0226	1°18′
			曲	0.0281	1°37′
	貨 車	現 行 新 品	直	0.0231	1°20′
			曲	0.0335	1°55′
		a 摩耗	直	0.0235	1°21′
			曲	0.0339	1°57′
		b 摩耗	直	0.0247	1°25′
			曲	0.0351	2°01′
		c 摩耗	直	0.0264	1°31′
			曲	0.0368	2°07′
		A 案	直	0.0232	1°20′
			曲	0.0336	1°56′

〔注〕「直」は 8 片開分岐器

「曲」は 10 片内分岐器

$$Q_{m \max} = v \sin \gamma \sqrt{\frac{M_r}{c}} \quad (5)$$

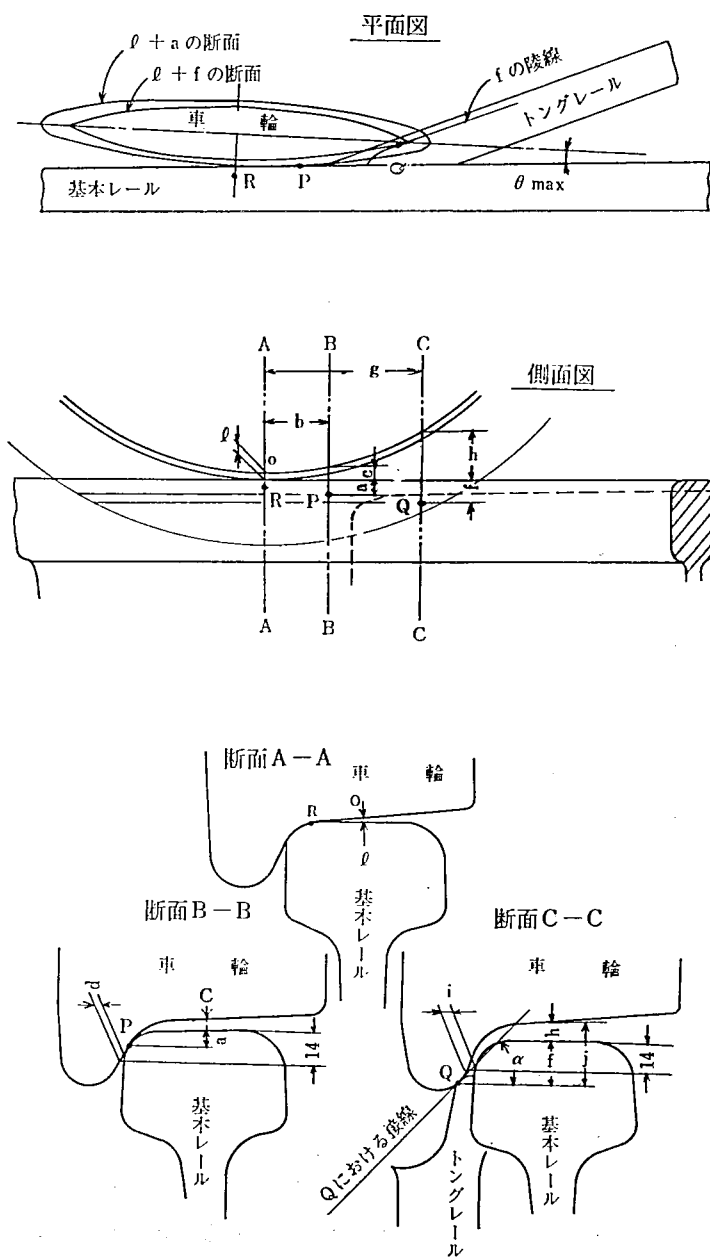
ここに M_r は車両の換算質量で次式で求められる。

$$M_r = \frac{M}{1 + \frac{d^2}{\rho_d^2} + \frac{w^2}{\rho_w^2}} \quad (6)$$

ここに M は車両の質量、であり、 d は車両を均一な質量の直方体に置き換えた時の前後長の 1/2, 又 w は直方体の高さの 1/2, 尚 ρ_d, ρ_w は重心を通る垂直及び長さ方向の軸の周りの二次モーメントの還動半径とする。

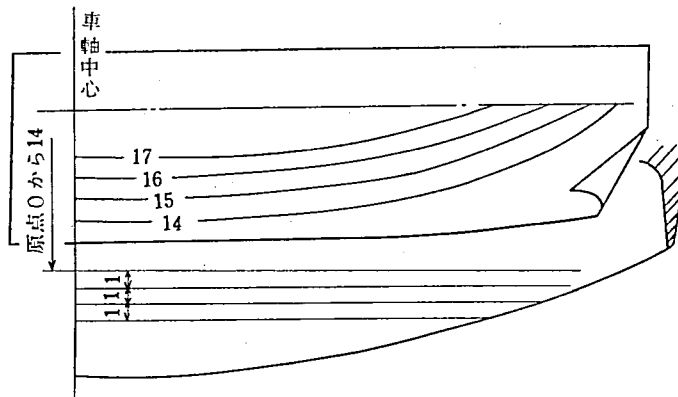
更に (5) 式の v は車両の前進速度であり、 c は車両及び軌道を衝撃の瞬間に一種の弾性体と仮想した時の弾性係数に相当するもので、車両及び線路の構造によって定まる値である。

(5) 式の $\sqrt{\quad}$ の中は車両と線路の構造が一定とすれば定数と考えられる。 $\sin \gamma$ は γ が余り大きくない為に γ に等しいと考えられる。従って、 γ の Q_{\max} に対する影響が如何に大きいものであるかを知ることが出来るのである。

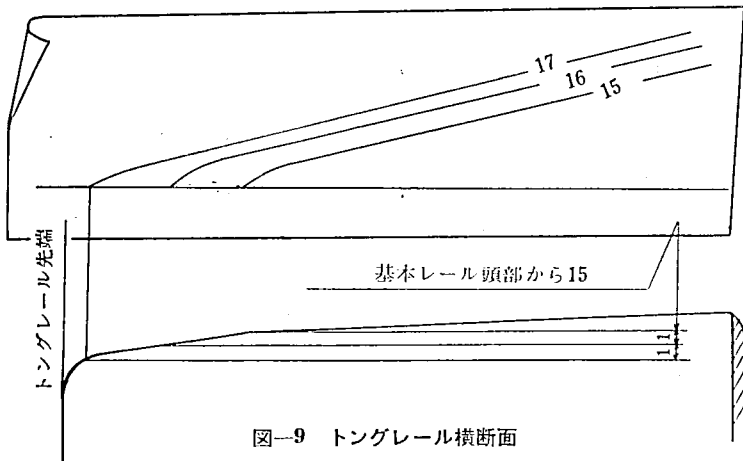


図一7 車輪がトンゲレールと最初に接触した形状

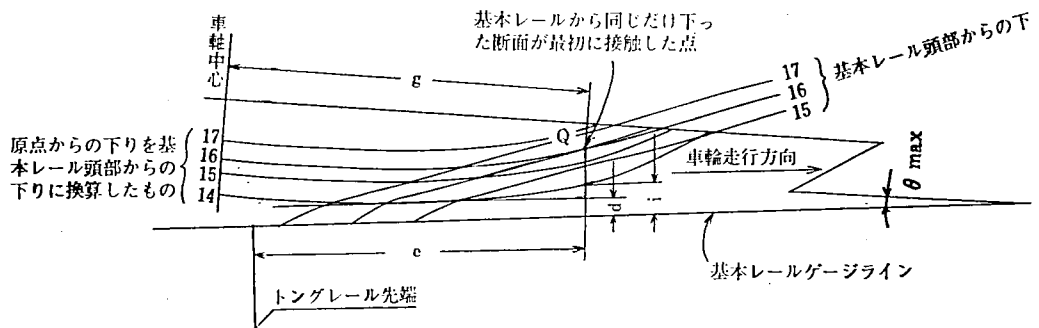
しかも一般軌道では、例え瞬間的に Q が大きい値となって、そのために車輪が曲線の外側レールに乗り上がることが起ったとしても、 Q_m が元来永続性の無い性格の力であるために車輪が完全にレール上に乗り上がる時間に比較して遙かに速かに消滅するので車輪は再びもとの位置に低下することとなるのであるが、トンゲレールの存在はややもすれば車輪の復帰を妨げるおそれがあるので危険率が高いのである。



図—8 車輪フランジ横断面



図—9 トングレール横断面



図—10 Q 点の求め方

3. 垂直断面内における車輪とトンゲレールとの接触角 α [(1) 式参照]

(1) α の求め方

前に述べたように、車輪が基本レールと θ_{\max} の角度で接触しながら進行して、トンゲレールとフランジ接触をした瞬間には、車輪は踏面で基本レールに接触する (R 点) 他、

フランジで基本レールと P 点で、トンゲレールとは Q 点で接触する。(図7参照)

先ずこの接触する3点の位置を知る必要があるが、そのためには前記の原点0から下方に1mm間隔に水平に切った断面をトレーシングペーパーに画く。(5倍の大きさが適当)それが図8である。 $l+a$ の位置に相当する断面に、 θ_{\max} の角度で接線を引けばその接点がPであり、中心からの距離bからフランジ踏面の高さcが求められる。次にP点を通る断面B-Bを画き、ゲージラインとフランジの離れdを求める。

別紙に図9のように、トンゲレールのゲージラインから下方に、同様に1mm間隔に切った水平断面図をフランジの場合と同じ倍率で画き、その図の上にフランジの断面図を基本レールのゲージラインからdだけ離れ、 θ_{\max} の角度になるように重ねる。この状態のまま次第にフランジをトンゲレールに近づけると、最初にフランジとトンゲレールが接触する点Qが図上で求められる。その状態を図10で示した。トンゲレールの設計図からその先端からQまでの距離e、車輪の中心からQまでの水平距離gが求められ、そのgと車輪形状とからフランジ踏面の高さhが算出される。これらの数値からQ点におけ

表6 α' 、その他の諸元の値

分岐器	車輛	車輪の形	θ_{\max}	α'	a	b	c	f	g	j
50N 片間 8#	客車	現行新	1°17'	57.0	6.1	10.1	124.1	18.6	33.0	20.3
		a 摩耗	1°20'	54.5	8.6	25.2	105.0	17.8	28.7	20.2
		b 摩耗	1°31'	56.4	9.2	25.6	90.6	17.8	39.9	21.2
		c 摩耗	1°45'	58.7	10.2	34.5	74.5	18.9	58.3	24.6
		A 案	1°18'	58.5	8.2	22.4	95.2	18.2	43.9	21.8
50N 内方 10# R=300m	貨車	現行新	1°55'	55.7	6.1	24.7	127.8	18.3	40.9	20.6
		a 摩耗	1°57'	54.0	8.6	32.3	114.5	17.7	32.2	20.4
		b 摩耗	2°01'	56.1	9.4	36.0	100.5	18.0	40.4	21.3
		c 摩耗	2°07'	59.7	10.3	44.2	75.0	19.5	53.8	24.4
		A 案	1°56'	58.5	8.3	30.3	92.8	18.1	45.5	21.8
大正形 50P S 片間 8#	客車	現行新	1°23'	58.0	1.9	0	153.0	15.9	56.7	20.1
		a 摩耗	1°26'	52.3	6.4	16.7	118.0	16.8	41.3	21.0
		b 摩耗	1°37'	54.7	7.6	27.2	107.7	17.3	46.2	21.8
		c 摩耗	1°51'	57.6	8.5	37.0	80.5	19.6	52.1	24.8
		A 案	1°24'	56.4	7.0	25.2	109.6	17.6	50.9	22.2
帽子形 50P S 内方 12# R=300m	貨車	現行新	1°56'	59.3	1.9	0	287.0	14.0	42.2	16.5
		a 摩耗	1°57'	59.2	6.6	33.5	200.0	14.8	32.4	17.9
		b 摩耗	2°01'	60.8	7.7	33.7	187.0	15.1	46.1	19.5
		c 摩耗	2°07'	70.1	8.6	40.0	130.5	17.8	46.8	22.2
		A 案	1°56'	64.5	7.1	30.2	197.5	14.9	50.9	19.4

※

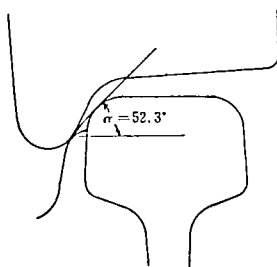
※は α の最小値

る車輪，基本レール並びにトングレールの C—C 断面図を作ることを得るのであって，その Q 点における接触角を求めると目的の α である。

以上述べた α の求め方は，図式計算のため極めて厳密に数値を見出すことは出来得ないものであるが，数値計算では到底見出すことが出来得ないため止むなく取った方法ではあるが，真に便利であり，この研究の目的には充分な精密度を有するものと思われる。従ってこの研究は総べて，この方法によって進めたものである。

(2) α の値に影響を及ぼす諸元

(a) α の値：—現在わが国の鉄道で使用している代表的な分岐器のトングレールに，前記 5 種の車輪が前に仮定した状態で接触した時の α を求めたものが表 6 である。表の α の列の中で * 印が最小の値を示しているが，この場合の C—C 断面を画いたものが，図 11 である。



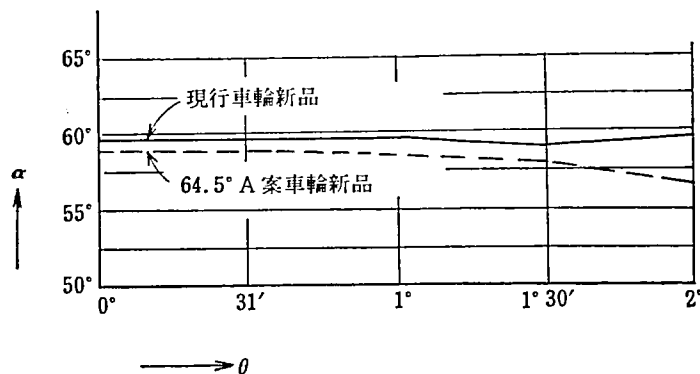
図—11 断面 C—C の一例

車輪の形の列の現行新，a 摩耗，b 摩耗，c 摩耗の 4 種に対しては， α の値が 60° より小さい値の場合は何れも接触点 Q がフランジの下端に近い上向の曲線内に存在することを示すものであり，車輪の形の A 案は 64.5° より小さい α の値がそれに該当することになる。

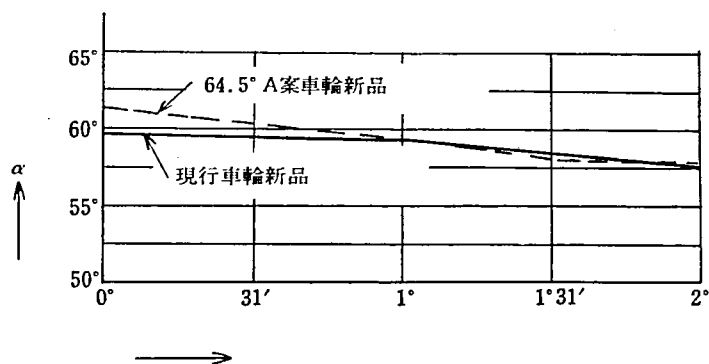
(b) θ と α との関係

θ の値が大になる程 α は小になって安全率が低下する筈であるという仮定の下に，これまでの計算が行なわれたのであるが，この段階で検討を加えた結果が図 12 及び図 13 である。

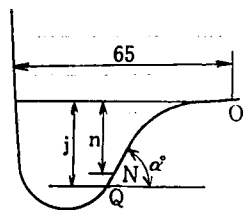
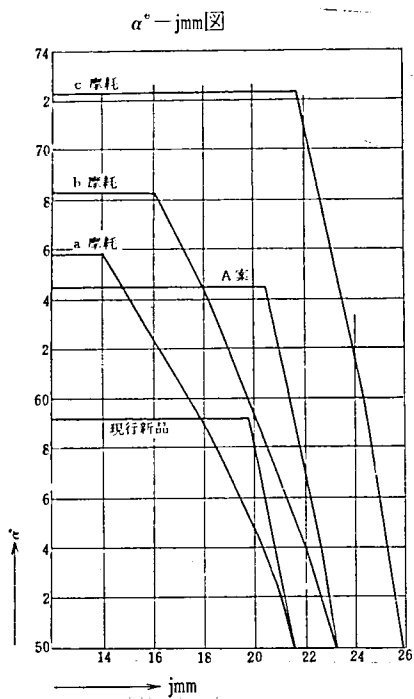
両図によって明らかなように 50 kg P.S. 8# 片開分岐器に現行新品の車輪が当たる時



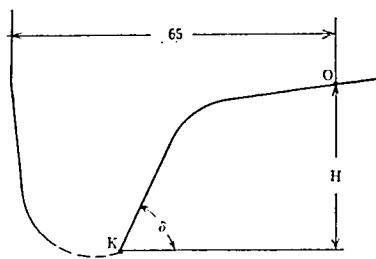
図—12 50 PS 8# 片開分岐器



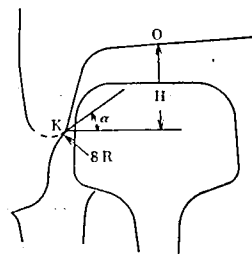
図—13 50N 10# 内方分岐器



図—14



図—15 極度に摩耗したフランジの形状



図—16 摩耗フランジの接触角

1°30' から 2° の間で予期に反する結果が出た他は予想通り低下する曲線を書くことが出来た。尚例外の結果を示した曲線も α の値が下らなかったというだけで、略々一定の値を示しており、今まで取った研究の過程が誤っているという結果を示すものではない。

(c) O と Q の高さの差 j と α の関係

図14を見て一目瞭然たることは、フランジの直線部の下端で上向曲線との接続点 N よりも下方に接触点 Q が来れば、 j の僅か 1mm の増加に対して α は 2°~6° も小になり、しかも j のその後の増加は益々 α を小にすることがわかる。

従って N と O との高さの差 n よりも j が大である場合には、車輪が横圧によって一時的にでも少しレールに乗り上がる傾向を示すとその後はその横圧よりも小さい値の横圧によって更に乗り上がる事となるのであって、常に $j < n$ の関係式が成立することが必要であると共に、一般軌道の曲線と異なり、トンネルの前端では $\alpha \geq 60^\circ$ の関係式を満足すれば安全であるという従来の考え方さえも是正の必要があり、むしろ $\alpha \geq 64.5^\circ$ に改める必要があるものと信ずる。

即ち表 6 の内、安全と思われるのは僅か 2 の場合に止まることを知るのであって、その対策に就いては、更に本文の後の方に私案を記し御批判を仰ぐこととする。

(d) 極度に摩耗したフランジに対するフランジ接触角

国鉄の臨時車両設計事務所で、昨年 1 月に大宮工場へ入場した甲修繕貨車 81 両（車輪数 396）について調査したところ、図 15 に示すように、フランジ角度 δ が 70° 以上に摩耗した車輪が全数の 14% に及び最も直立に近いものとして 79° の車輪さえあった。これらの極端にフランジの側面が摩耗した車輪も踏面は余り摩耗せずそのためにフランジの高さ

表 7 摩耗フランジの接触角 α° その他

分岐器	客貨別	フランジ角度 δ	θ_{\max}	α°	mm a	mm b	mm e	mm f	mm g	mm j
50N 内方 10# R=300	貨車	59°3'	1°55'	59.3	6.1	24.7	130.0	18.6	51.2	22.1
		64°3'	1°56'	64.5	8.3	30.3	94.0	18.8	66.5	25.2
		70°	2°8'	65.0	9.5	49.0	70.0	20.5	57.6	26.0
		73°	2°8'	56.8	10.0	49.0	65.1	20.5	57.6	26.0
		76°	2°8'	48.0	10.5	49.0	68.1	19.5	64.3	26.0
		80°	2°8'	40.5	11.5	47.5	65.7	19.5	64.3	26.0
大正形 50PS 片開 8#	客車	59°3'	1°23'	59.3	1.9	0	149.5	15.8	51.9	19.4
		64°5'	1°24'	64.5	8.0	25.2	113.0	18.0	66.0	24.7
		70°	1°54'	60.8	8.5	39.9	78.0	19.8	57.6	26.0
		73°	1°54'	52.0	9.0	40.7	71.4	19.9	57.6	26.0
		76°	1°54'	41.5	10.0	41.5	74.6	18.9	64.3	26.0
		80°	1°54'	35.0	7.0	43.0	70.9	18.9	64.3	26.0

は高り増加せず 28 mm 程度に止まっていたということである。

そこで今仮りに $\delta=70^\circ\sim 80^\circ$ で $H=26\text{ mm}$ (フランジの高さが 28 mm 程度ならば H が 26 mm 位のものが存在し得ると考えられる。) の場合を想定し、その車輪がトンゲールと接触する状態を検討して見ると、図16のように、摩耗の結果直線部に近い部分が長くなって、下方の上向の曲線と不連続の角で結ばれ、その点 K がトンゲール上部の巾の狭い曲面に接触することとなる。

この場合の α の値は表7に示す通りである。この表でわかる通り、 δ が大になることは α を有利に導くものではなく、むしろ多くの場合小にする。特に δ の大きい極端な摩耗の場合には、極めて危険な α が起ることが示されている。

又、図16から容易にわかることは、フランジの内側面がこのような摩耗を起しても、それと同時に踏面も摩耗して H が増大すれば危険性が消失することである。しかし、車輪は車軸の周りに回転しながら進行する結果、急曲線で先頭外側車輪等はレールから強い側圧を受け、しかもレールとの接触部では滑り摩擦の割合が多くなるのに反し、踏面では急曲線でクリープの現象は起すことは考えられるが、実滑りを起すことは少なくないと考えられるため急曲線の多い線区を常に運転する車両には図16のような摩耗形の車輪が生ずることがあるのである。

(e) トングレール頭部の一部欠損と α

トンゲールの頭部が横圧と車輪の摩擦によって摩耗して、ささらのような形に欠損することは、屢見受けることである。

この場合にも、車輪とトンゲールとのフランジ接触点 Q は図 17 のように下に移り $j>n$ となり、 α は著しく小になる。

トンゲールがこのような欠損を起す原因は大体3あるように思われる。

(i) 分岐線の通過両数が大で、その速度も比較的高い場合には、トンゲールの頭部が摩耗の結果次第に肉が薄くなり、放置すれば遂に欠損をするようになる。但しこの場合に

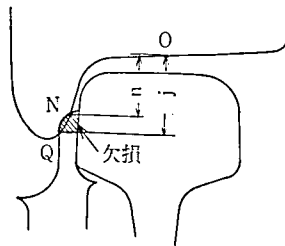


図-17 欠損したトンゲール

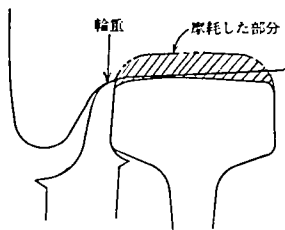


図-18 基本レールが鉛直摩耗

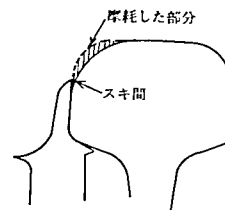


図-19 基本レールが側摩耗

は多くはトンダレールの摩耗形が車輪の形状に近いために基本レールの頭部も接触することとなり $j < n$ となる場合が多いものと考えられる。

(ロ) 基本レールの頭部上面の摩耗

基本レールの上面が多年使用した結果摩耗して図18のように鉛直方向に 8mm 程度も下っている時、トンダレールを新品に交換すると、トンダレールの前端は前に述べたように輪重を負担させ得ぬ構造であるために欠損をすることが多い。

(イ) (ロ)で述べた状態になってからトンダレールを交換すると、基本レールは既に図19のように側摩耗を起している場合があってトンダレールの頭部が欠損をすることがある。このように基本レールが側摩耗を生ずるのは内方分岐のように基準線が曲線である場合、分岐器の前方に近く曲線又は他の分岐器が存在する等、トンダレール前端附近の基本レールに車輪が強大な横圧を加える原因のある場合が多い。

4. 脱線の危険防止の対策

α を減少させる原因の如何により、又線区を運転する列車の性格に省み、実際の線路で取るべき対策は多少異なるべき点もあると思われるが、これを順次列挙して説明を加えることとする。

(1) ポイントガードの設置

ポイントガードは元来トンダレールが側摩耗によって短命に終ることを防止する目的で考案せられた装置であって、トンダレールに接触する車輪の反対側の車輪のバックゲージを抑えてトンダレール横圧が加わらないようにする機能を有するものであるから真に申し分なく有効な方法である。

しかし、本線路上に車輪を片側に急に押し寄せさせてその円滑な運動を急に抑制させるガードレール式装置は乗り心地を阻害するものであって、近來列車速度の急速な上昇により重要な本線路上の分岐器に対しその害はむしろこの種の装置の除去の必要度を高めて来ている。東海道新幹線においては高価なノーズ可動のクロッシングを使用し、クロッシングのガードすら除去したのであって、内方分岐の場合にはポイントガードを使用することも止むを得ないかも知れないが普遍的に使用することは極力避けるべきものと思う。

更にポイントガードは高価であり、数多くの分岐器に設置することは多額の経費を要する上、これを設置すれば道床の搗固め作業は著しく困難となるのみならず、その陰にかくれた部分の日常点検も困難となる。

要するに、ポイントガードは内方分岐等これ以外の方法によっては安全を期し難いと認定した分岐器にのみ設置すべき装置と信ずる。

(2) トンダレール前端の削り方の改善

トンダレールの削り方によって、車輪との接触角 α を改善し得る限界は、フランジの直線部の傾斜角までである。従ってこの傾斜角を急にすること同時にこの対策を取ってこそ始めて充分な安全度が確保出来るのである。

トンダレールの削り方改善の方針として次の2箇条を挙げる事が出来る。

(a) トンダレールとフランジとの接触点 Q が、必ずフランジの N 点より上方にあるようにすること。即ち $j \leq n$ であること。

(b) 摩耗したフランジの車輪の場合には、 K 点(図15,16参照)が接触することも起り得るが、その場合にも安全であるためには、在來の削り方であるトンダレールの先端部を

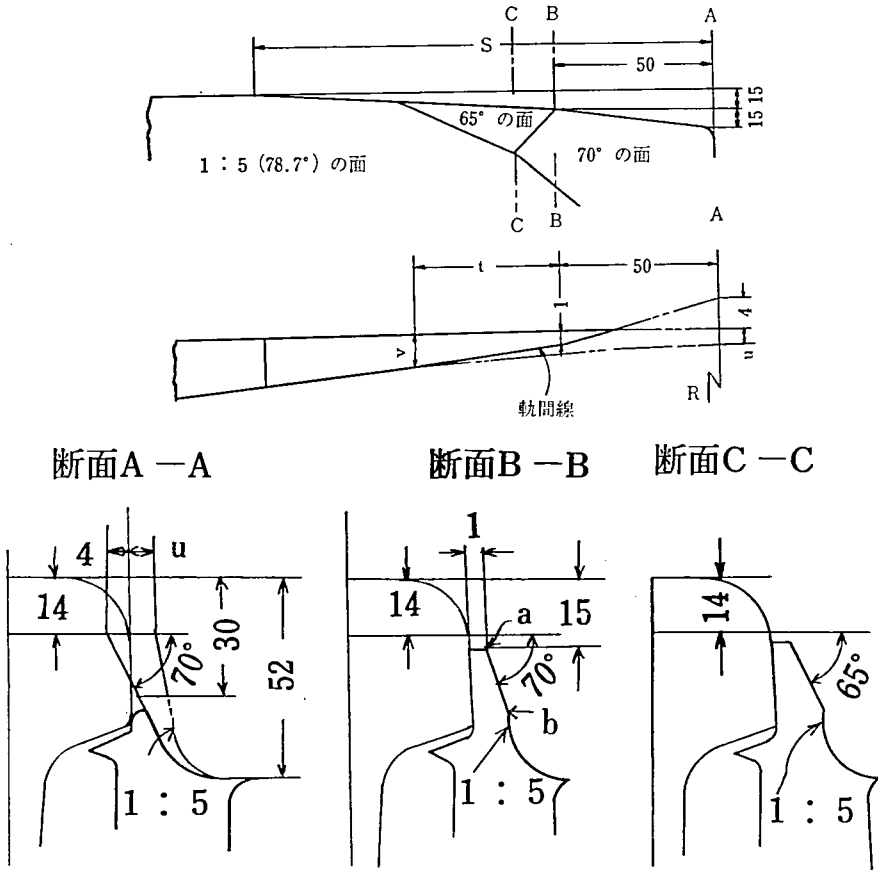


図-20

	50N						40N					
	8#	10#	12#	14#	16#	18#	8#	10#	12#	14#	16#	20#
s	2,030	2,510	2,980	3,450	3,940	4,870	1,970	2,424	2,900	3,450	3,940	4,870
t	230	240	245	250	255	260	230	240	245	250	255	260
u	3.9	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	3.8	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5
v	6.5	6.2	6.1	5.9	5.8	5.7	6.5	6.3	6.1	5.9	5.8	5.7

図 20 トングレールの削り方の改良

曲面とせずに 64.5°（安全と思われるフランジ直線部の傾斜角）か、それ以上に急な傾斜角を持つ平面で切った形状とすること。

以上の条件を満足させるためには、トングレールの先端を図20のように削成することになる。尚断面 B-B で傾斜部 ab を 70° としたのは長さが短いため 64.5° と肉厚に余り差がないため安全を期したに過ぎない。

このトングレールにつき、前に行なった方法によって α を求めたものが表 8 である。

この表で知り得たことは常に $j < n$ で一応安全であるということにはなっているが、その差は 50PS8# の場合僅かに 0.5~0.6 mm に過ぎず N 形レールの有利性を物語っている。

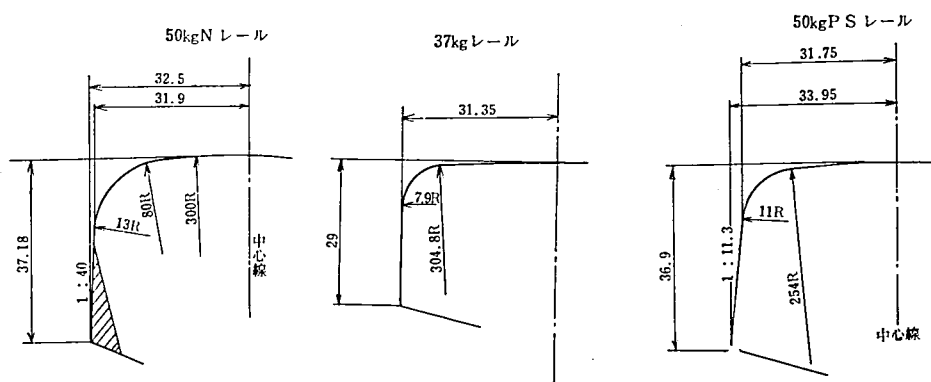
表8 改良トングレールによる α その他

分岐器	フランジ形状	θ°	α°	a mm	d mm	e mm	f mm	g mm	j mm	n mm
50 N	現行新	2°	59°3'	6.1	25.2	133.0	14.9	38.4	17.0	19.8
40 N	A 案	2°	64°5'	8.2	32.3	119.0	15.2	53.1	19.7	20.6
10 #										
50 PS	現行新	2°	59°3'	1.9	0	135.0	15.4	55.0	19.3	19.8
8 #	A 案	2°	64°5'	1.1	32.7	75.0	15.5	50.6	20.0	20.6

る。この種の問題の根本的な解決策としてフランジの高さを高めることが先ず目に移る点であるが、分岐器の構造上、非常に大きい問題が他に起り、鉄道経済上到底出来得ないことと思われる。

図21は現在使用せられている重要なレールの頭部の形状であるが、今後わが国のレールの標準形となるべき N レールが PS 形程ではないが顎が出張っていることはトングレールの問題点の肉厚を薄くすることになる。このトングレールの削り方式の改良案が実現して実際に使用した結果、頭部の摩耗が早く不経済という結果が出るような場合には、基本レールの顎下部分を図21の $50N$ に影線を施したように削り取りトングレールの頭部の肉厚を増加する方法を取れば解決することと思われる。

表8の結果は、トングレールの削り方を如何に変えても、それだけでは充分な効果を期待出来ないという冒頭に述べた結論の証左ともなっている。



図—21
各種レールの車輪との
接触部分の形状

(3) 配線上考慮すべき点

3. (2) e 項の末尾で述べたことは、そのまま対策を示すものということができる。

分岐器の前端に直接に接続する曲線又は分岐器が、車両に振動を与えて、問題点に差し加かった時の車輪とレールとの間の横圧の増加を招くと共に、車両に起す蛇行動は車両を極端に斜め位置を取ることを可能ならしめて、前述の θ を θ_{\max} に近い値とする機会を与

える。従って、実際には代案をそれぞれの場合に応じて考えての上で行なうこととはなろうが、曲線並びに他の分岐器との接続は出来得る限り長い直線を間に挿むことが望ましい。

又、分岐器の前方に近接して橋梁又は踏切道が存在することは、車両の上下動を誘発する原因となり易く、その結果は問題の車輪の輪重を一時的に低下させることとなるが、(1)式から見てわかるように、同じ横圧でも乗り上がり脱線の危険が増大する。地方の踏切道で舗装のない場合に雨天の際に泥土が軌道内にはいり、その結果として、車両の上下左右の振動を大にすることも屢々見受けるところである。

(4) 分岐器の前端のスラックを出来得る限り小にすること

分岐器の前端に大きいスラックをつければその逕減区間(約 5m)はゲージが拡大していることとなるため θ_{\max} の値が大になる筈である。

スラックを縮小するためには図1のA形トングレールの場合には、入射Iを小にするより他に方法はないのであって、高番数の大形分岐器に限定される。しかしC形を採用して低番数の分岐の場合にトングレールの前端附近を半径 400m 以上の円曲線とし、リード曲線と複心曲線として結ぶことが出来得る場合にはスラックを0にまで縮小することが出来るのであって、トングレール前端の曲線半径が 400m とし得ない場合にも、出来るだけ大きい半径をこの部分に置くことによってスラックを大幅に縮小することが出来る。

スラックを縮小することによって θ を小にしても、図12,13 に示すように、 α への影響は余り大きく期待することは出来ないが、種々な機会に繰り返したように車両の振動の増大を防止し、横圧を小なる値に止める効果は十分に認められるところである。

(5) 軌道保守上、特に取るべき対策

トングレールの前端部が危険な要素を多く持つ部分であることは既に記述したところであるから、この部分の軌道の狂いは、一般軌道よりも厳重に防止すべきことは改めて説くまでもないところであろう。

従って、この項では特に注意すべき点を述べるに止めることとする。

(a) トングレールを摩耗その他の原因により交換する場合には、基本レールの摩耗状態を観察し、交換直後のトングレールの頭部が欠損しないようにせねばならない。従ってもしそのようなおそれがある場合には基本レールも同時に交換すべきものである。

(b) 基本レールのトングレールと接する側の頭部隅角部にフローを生じ易いのである

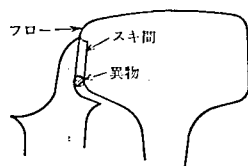


図-22 フローや異物による場合

が、このような場合に放置すれば図22のような状態となって間隙が出来結果、車輪の横圧によってトングレールの頭部が欠損し易い状態となる上、 α の値にも悪影響を及ぼすおそれがある。

フローの他、通過車両の落す小砂利その他の異物が一旦レールに止まりトングレール転換の振動によって、図のように挟まることがある。

フローは特に早めに除去し、異物は列車通過前に発見するよう注意を行なうと共に、ボ

イント転換の際、目の届かぬ重要な分岐器に対しては特別の設備を施して早期発見に努力すべきものと思う。

(c) そ の 他

分岐線を背向に進行する車両はトングレールの前端に近い基本レールに強大な横圧を与え、その通りを狂わせ、枕木の小口に対する道床抵抗を弱め、レールと枕木との間の締結装置を緩めるため、この論文の主眼としている分岐器に対して対向に進行する車両に対して動的な θ を増大する結果となる。この種の通りの狂いを防止するため枕木の小口に杭を打つ方法等、軌道の横の弾性を不均等にする保守法を実行している場合もあるが、車輪に加わる横圧の衝撃性を高めるのみならず、車両に左右動を起し、輪重の急激な変化を生じさせ危険である。

結 語

序言でも述べたように、この研究は昨年の初め頃から始めたもので、資料も不備な点が多い。普通分岐器にしても、その各部の摩耗の進行情況を前年の初め頃から調査を始めたばかりで、種々な結論を導き出す上には充分な資料があると言い得ない状態であって、本文でもトングレール、基本レールの摩耗形について深く検討を加えることが出来なかった。

最後の段階で少しか触れた軌道各部の動的狂いに対する研究方法は非常に慎重を要する問題であって、これを弾性体と仮定して解く簡単な方法で実用上差し支えないか否かは非常な疑問である。

動的狂いのみならず、軌道に関する研究は多くは豊富な実験を基とした研究を基とせねばならぬものが多く、完全な結論を得るまでには相当の年数を要することとなる。しかしこの研究のように、脱線の危険性に関係するものは途中の段階でも実用に供すべきものと信ずる。

尚、この研究は国有鉄道構造物設計事務所の各位、特に黒河内浩、木下勝蔵、中村隆次三氏の御助力の賜であって、ここに紙上をかりて謝意を表する次第である。