

# D51 型機関車の 8 番片開き分岐器通過について

正員 小野 一 良\*

## THE ACTION OF A 2-8-2 TYPE LOCOMOTIVE TRAVERSING A TURNOUT CURVE UPON THE RAIL

By Dr. Eng., Kazuyosi Ono, C.E. Member

**Synopsis :** The author has estimated the lateral forces imposed on the turnout curve by a 2-8-2 type locomotive and has measured the bending moments in the lead and the stock rails under the locomotive. These estimations and measurements show that

- (a) the pony truck assumes the extreme position of its side play,
- (b) the flanges of the leading wheel and the first driving wheel are in contact with the outer rail of the turnout curve and exert great lateral forces on the railhead,
- (c) the vertical load of the leading wheel on the inner rail is reduced by the lateral force and the wheel runs the risk of derailment when it hits the guard rail of the turnout,
- (d) the flange of the driving wheel near the centre of friction is in contact with the inner rail of the turnout curve, and the slack must be increased to decrease the lateral force,
- (e) a large lateral force is imposed on the stock rail outside the point rail, when the locomotive leaves the turnout curve and runs against the stock rail, because of the incident angle of the point rail.

**要旨** D51 型機関車が 8 番片開き分岐器の分岐線を通過するときに機関車の各車軸のかたより、分岐線または基本レールが受ける横圧力その他について計算ならびに測定を行つた。この結果を用いて機関車の乗り上り脱線に対する安全度ならびに分岐器の構造上の強度を検討し、またこの対策を論じた。

### 1. 緒 言

著者はすでに数回にわたつて各種型式の蒸気機関車が半径 300 m の曲線軌道または 8 番片開き分岐器の分岐曲線を通過するときに曲線軌道のレールが受ける横圧力その他について計算または測定した結果を述べたが<sup>1)</sup>、今回は D51 型機関車が 37 kg 8 番片開き分岐器の分岐線を通過する場合について計算または測定した結果を述べる。D51 型機関車は貨物列車牽引用として最も普及した大型の蒸気機関車であり、従つてこの型式の機関車が 8 番片開き分岐器の分岐線を通過するときに軌道は實際上最大の横圧力を受けることになる。よつてこの組み合わせについて研究を行うことは運転保安上ならびに線路保守上重要な意義を持つと考えられる。

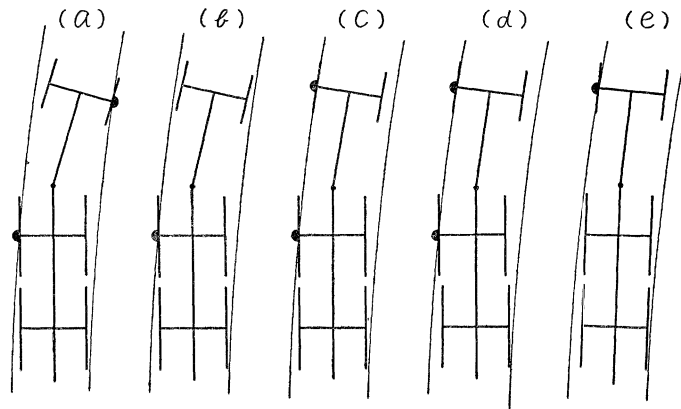
### 2. 分岐線レールが受ける横圧力その他の計算

8 番片開き分岐器の分岐線の曲率半径は 108.3 m であり、このような急曲線を大型の蒸気機関車が通過するときには一般に先台車は横動の限界に達する。1 軸心向先台車が横動の限界に達したときに先輪および第 1 動輪のフランジとレールとの接触状態について考察すれば 図-1 に示す 5 つの場合に分類される。しかしてこの中で (a), (b) は先台車の復元力が先台車車輪とレールとの間の摩擦力に較べて小さい場合に限られているが、(c), (d), (e) は復元力および摩擦力の大小に関係なく一般に起こり得る。特に (d) は第 1 動軸が横遊びの限界内にある場合を示す。D51 型機関車が正向または逆向で 8 番片開き分岐器の分岐線を通過する場合について計算を行つた所によれば、先台車の横動の限界、第 1 動軸の横遊びの大きさ、先輪または第 1 動輪のフランジの磨耗の進行量、これらの車輪の下におけるレール頭部の横移動量および分岐線レールの通り(曲率)の狂い等の僅か 1~2 mm の変化によつて (b), (c), (d), (e) の各種の場合に分れることが判明した。実際上にも機関車および分岐器の状態の僅かの変化によつてこれら各種の場合が起こると考えられる。

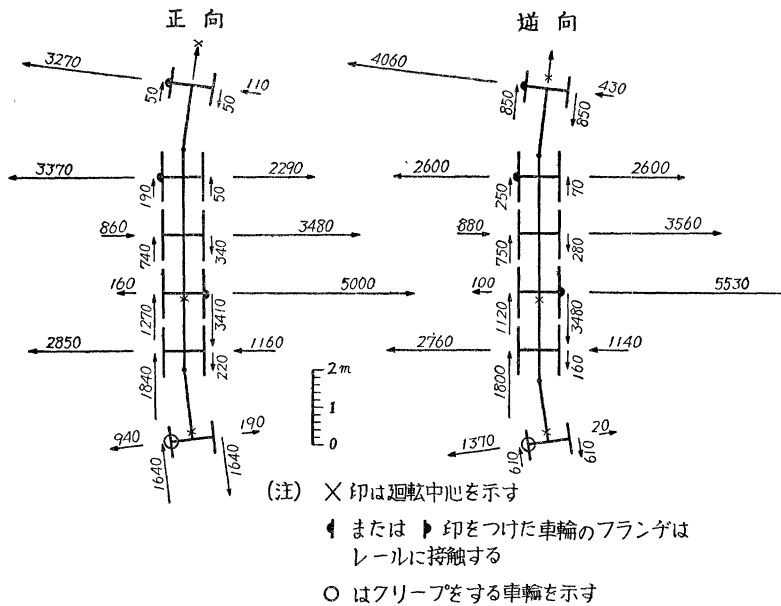
D51 型機関車が正向または逆向で分岐線を通過する場合について分岐線レールに加わる横圧力および垂直荷重を計算した結果を 図-2, 3 に示した。この計算に当つては機関車の走行速度を低いとして遠心力による影響を無視し、車輪とレールとの間の摩擦係数を 0.3 と仮定した。また車輪のフランジの磨耗状態およびレール頭部横移

\* 工学博士、金沢大学教授、工学部土木教室

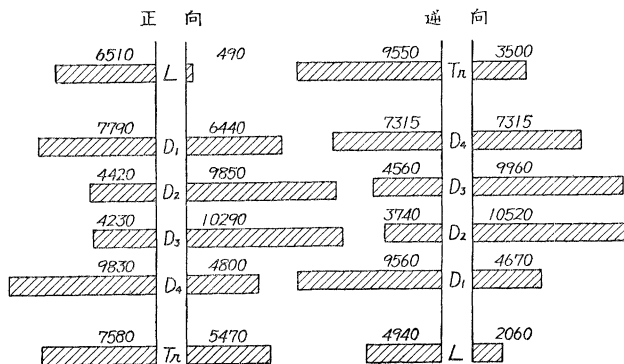
図一 機関車の一軸心向台車が横動の限界に達した場合



図二 D51型機関車による横圧力 曲線半径 108.3 m, 摩擦係数 0.3



図三 D51型機関車の各車輪による垂直圧力 曲線半径 108.3 m, 摩擦係数 0.3



動に関しては測定結果を考慮に入れて 0~6 mm の間の適宜の値に仮定した。計算結果によれば正向のときには図-1 (c) の場合となり、逆向のときには (d) となつた。従つて正向、逆向ともに先輪と第1動輪のフランジは外側レールに接触してこれに大きな横圧力を加えることになる。先台車はその横動の限界に到達するため先輪が外側レールに加える横圧力は先台車の復元力に較べてはるかに大きくなる。しかし先台車においてはその廻転中心が先軸の前方にあるためこのように横圧力が大きくても外側レールを乗り越り脱線をする危険は少ない。第1動輪のフランジも外側レールに接触して比較的大きな横圧力を加えるが、この横圧力は半径 300 m の曲線について行つた計算値<sup>3)</sup>より小さい。この理由は先台車が横動の限界に到達してその復元力が増したためと考えられる。このように急曲線通過時に先台車が横動の限界に到達することは第1動輪が外側レールを乗り越り脱線することを防止する上に有利であるが、ここに考慮を払わなければならないことは図-3 に示すごとく内側レールにおいて先輪の垂直荷重が小さくなることである。特に正向の場合にはなほだしく、ほとんど浮き上りの状態にある。この状態で先輪がガードレールにつき当れば容易にこの上に飛び上つて脱線する危険が予想される。

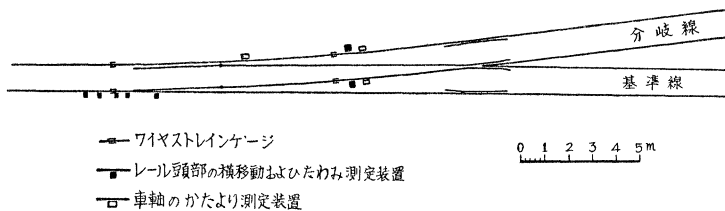
内側レールにおいては第3動輪のフランジが接触して大きな横圧力を加え、計算上この横圧力が最大となる。この横圧力を軽減するには分岐線のスラックを増して第3動輪のフランジを内側レールから引き離す必要がある。

図-2 と 図-3 とを比較すれば左右の車輪においてレールを軌間外方に押す横圧力に差があるときには横圧力の大きい車輪において垂直荷重の増すことが示されている。

### 3. 分岐線レールに生ずる曲げ応力その他の測定

以上の計算結果に対照するために金沢駅構内の 37 kg 8 番片開き分岐器内の分岐線を D51 型機関車が正向または逆向で通過するとき分岐線レールにおいて機関車の各車輪のかたより、レール頭部の横移動、レールのタワミおよびレール底部に生ずる曲げ応力の測定を行つた。これらの測定計器は図-4, 5 に示すごとく転てつ器とつさとのほば中央において左右のレールに向い合わせに取り付けた。

図-4 37 kg 8 番片開き分岐器



測定年月日：昭和 32 年 8 月 29, 30 日、いずれも晴天。

線路状態：図-4, 5 参照、37 kg 8 番片開き分岐器、ふるい砂利道床の上に砕石補足、リード曲線半径 109 m、分岐線の中央部におけるスラック 20~23 mm、カントなし、タイプレートなし、レール支材をマクラ木 1 丁置きに取り付け、レールの磨耗状態については図-6 参照、レール面乾燥または撒水の状態で試験を行つた。

運転状態：機関車正向または逆向とし、分岐器通過時には惰力運転とした。速度を 6, 12, 18 km/h の 3 種類に指定したが、実際の運転速度はこれよりいくらかの差を生じた。

#### (i) 車軸のかたより

機関車が分岐線を通過中において各車軸とレールとの相対的關係を測定し<sup>3)</sup>、これより各車軸の軌道中心からのかたよりを求めた。分岐器背向の場合における測定結果を図-7, 8 に示した<sup>4)</sup>。これらの図においてかたよりを示す線のかたわらに記入した数字は測定の回数であつて、これだけの回数の測定において同一のかたよりを得たことをあらわしている。図-7 は機関車正向の場合であるが、先軸 (L)、第1動軸 (D<sub>1</sub>) は曲線外方に大きくかたより、第3動軸、第4動軸は曲線内方に大きくかたより、計算とほぼ同様な状態にあることを示している。ただし廻転中心は第3動軸と第4動軸とのほば中央にあると観察され、これは計算結果よりやや後方となる。

図-5 分岐線内における測定位置

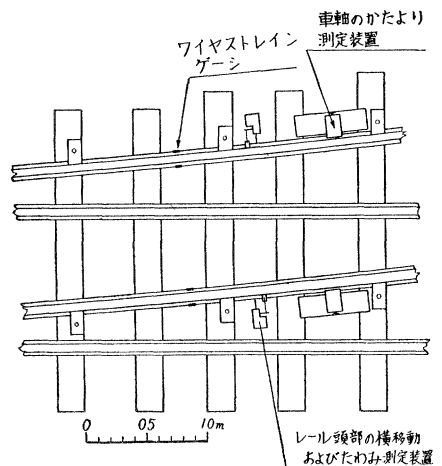


図-6 分岐線レール断面

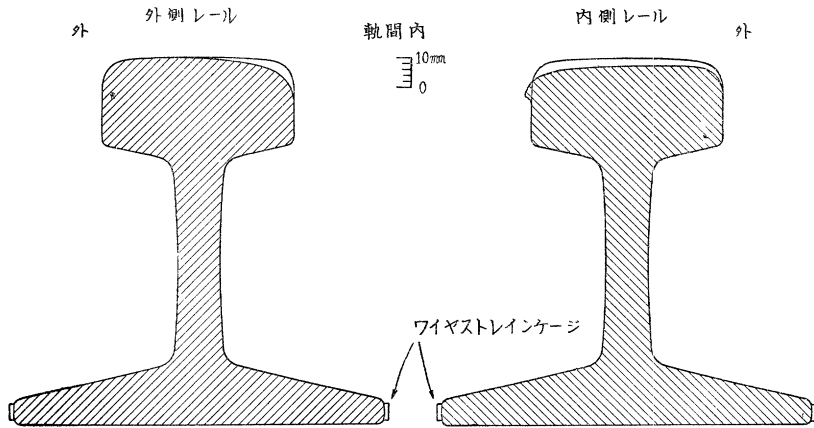


図-7 車軸のかたより  
D51 型機関車正向, 分岐器背向

図-8 車軸のかたより  
D51 型機関車逆向, 分岐器背向

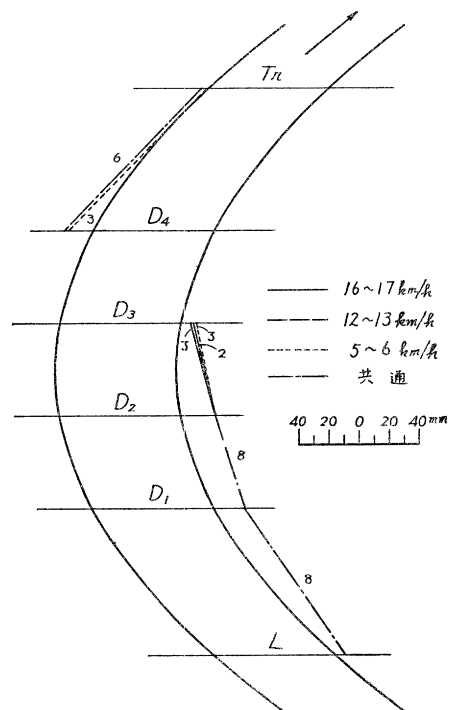
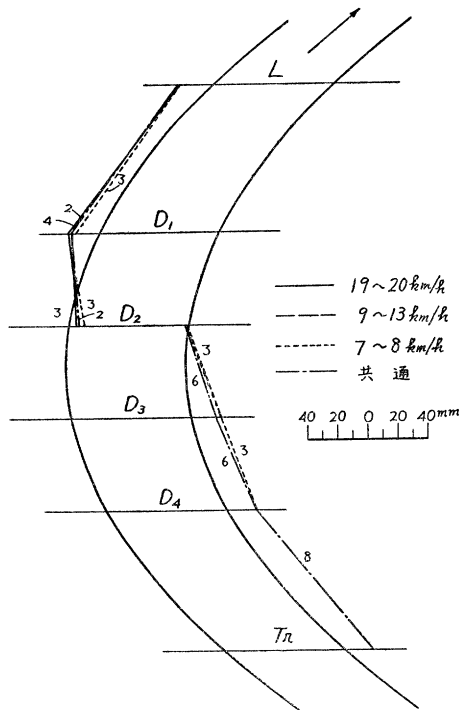


図-8 は機関車逆向の場合であるが、先軸のかたよりが小さく、先輪 (Tr) のフランジは外側レールから離れていることを示している。これは計算値と大いに異なる所である。この理由としては D51 型機関車が逆向のときには従台車として設計された 1 軸心向台車が先台車となるが、この復元装置はばね式でその復元力が小さいため図-1 に示す (a) または (b) の場合になる可能性がある。また機関車が分岐器を背向に進行するときには先輪 (Tr) がかたよりの測定位置に到達したときに第 2 動輪 (D<sub>2</sub>) 以後の車輪はまだ分岐曲線外方の直線上にあり、よつて先台車 (Tr) が横動の限界に達したときには先輪 (Tr) のフランジは外側レールから離れる余地のあることが説明される。第 3 動軸 (D<sub>3</sub>) は最も大きく曲線内方にかたよつており、この車輪のフランジが内側レールに接触していることを示している。

なお 図-7、8 によれば機関車の速度増加によつて車軸のかたよりがわずかに曲線外方に進む場合も認められるが、差のない場合も多い。

(ii) 分岐線レールに生ずる曲げ応力の測定

分岐線レールの底部両側面にワイヤストレーンゲージをはり付けてこれらのゲージによつて測定した曲げ応力の和の 1/2 をもつて垂直曲げ応力とし、差の 1/2 をもつて横曲げ応力とした。D51 型機関車正向または逆向で分岐器を背向に通過する場合の測定結果を図-9~11 に示した<sup>5)</sup>。これらの図において中央にレールに生ずる横曲げ応力を示し、その両側に垂直曲げ応力を示した。

図-9 分岐線レールに生ずる曲げ応力  
D51 型機関車正向, 37 kg 8 番分岐器背向, レール面乾燥 (昭.32.8.30)

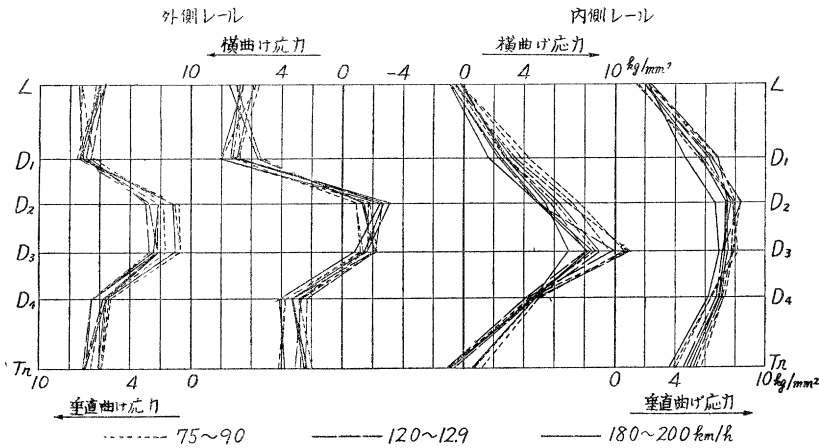
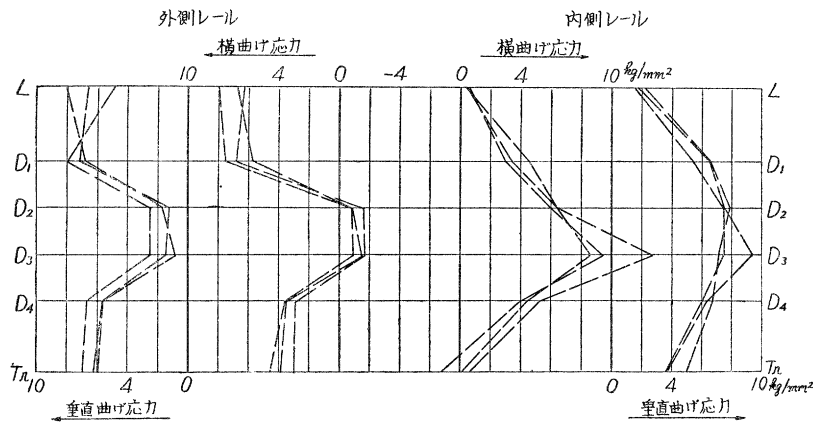


図-9 は機関車正向の場合であるが、横曲げ応力の方向および大小の関係は計算結果にほぼ一致している。ただし前述のごとく、廻転中心は計算値よりやや後方となるため外側レールは第3動輪によつて軌間内方に引かれている。また外側レールは第1動輪によつて最大の横曲げ応力を受けているが、この大きさは機関車の速度によつて大した変化はない。これは横圧力を生ずる原因が主として内外レール上にある多数の動輪とレールとの間の摩擦力によるためである。内側レールは第1~4動輪通過時に軌間外方に向う横曲げ応力を受け、第4動輪を除いては計算値にほぼ一致している。第4動輪によつて内側レールが軌間外方に向う横圧力を受ける理由は廻転中心が計算値より後方にあることおよび第4動軸に横遊びがついているのでこの車輪のフランジが内側レールに接触したためと考えられる。第3動輪による横圧力が最も大きく、特に低速度の場合にいちじるしい。

垂直曲げ応力についてもその大小の関係は垂直荷重の計算結果によく一致している。軌間外方に向う横圧力が大きい車輪の下で垂直曲げ応力が大きくなり、軌間内方に向う横圧力を受ける場合に垂直荷重の減ることが認められる。特に先輪の下において内側レールが受ける垂直曲げ応力が小さく、浮き上りの状態に近いことが認められる。

横曲げ応力と垂直曲げ応力との和がレール底部の軌間外側面に生ずる曲げ応力となるが、速度 20 km/h のときに外側レールには第1動輪の下で 8 kg/mm<sup>2</sup> の横曲げ応力と 7 kg/mm<sup>2</sup> の垂直曲げ応力とを生じ、あわせて 15

図-10 分岐線レールに生ずる曲げ応力  
D51型機関車正向, 速度 11.6~12.0 km/h, 37 kg 8 番分岐器背向, レール面撒水 (昭.32.8.30)



kg/mm<sup>2</sup>となる。また内側レールには低速度において第3動輪の下で11 kg/mm<sup>2</sup>の横曲げ応力と8 kg/mm<sup>2</sup>の垂直曲げ応力とを生じ、あわせて19 kg/mm<sup>2</sup>の曲げ応力となつている。

図-10はレール面に撒水した場合の測定結果である。車輪とレールとの間の摩擦係数の減少に伴つて横曲げ応力が減少することが期待されたが、この効果はほとんど認められなかつた。内側レールが第3動輪より受ける横曲げ応力については乾燥した場合に較べてかえつて大きくなつた場合も見受けられる。

図-11 分岐線レールに生ずる曲げ応力

D51型機関車逆向, 37 kg 8番分岐器背向, レール面乾燥 (昭.32.8.30)

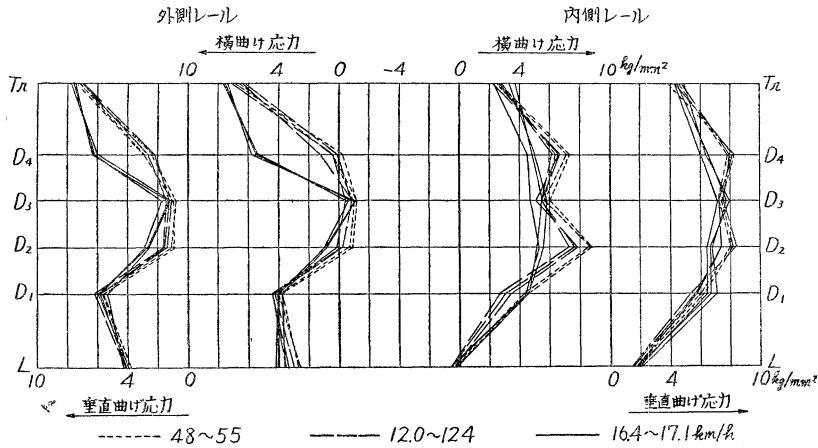


図-11に機関車逆向の場合の曲げ応力の測定結果を示した。外側レールは先輪(Tr)の下で最大の横曲げ応力を受け、図-2に示した計算値に一致するが、低速度の場合に第1動輪(D<sub>1</sub>)の下で外側レールに生ずる横曲げ応力はほぼ0となり、計算値と異なる。この理由は計算において第1動輪(D<sub>1</sub>)に横遊びのあることを考慮して図-1(d)の場合にあると仮定したため外側レールは軌間外方に向う横圧力を受けることになつたが、実際には第1動輪(D<sub>1</sub>)が横遊びの限界に達したため(e)の場合になつたと推定される。これは車軸のかたよりの測定において述べたことに矛盾するが、測定点を先輪(Tr)が通過するときには(a)または(b)の場合となり、第1動輪(D<sub>1</sub>)が通過するときには(e)の場合に移つたと考えれば一応の説明はつく。(e)の場合には第1動輪(D<sub>1</sub>)のフランジが外側レールに接触せず、外側レールは車輪とレールとの間の摩擦力によつて軌間内方に引かれることになる。図-11によれば内側レールは低速の場合に第3動輪(D<sub>3</sub>)のフランジが接触して大きな横圧力が加わることが認められる。

#### 4. 基本レールに生ずる曲げ応力その他の測定

8番片開き分岐器の先端レールには2°5'の入射角があるため機関車が分岐線に対向に進入するときまたは分岐線より背向に出て来た場合に機関車の進行方向は急に曲げられる。このため先輪または第1動輪によつて先端レールまたは基本レールに大きな横圧力が加わると考えられる。背向の場合におけるこの横圧力の大きさとその作用点をを知るために先端レールの先端近くにおいて基本レール頭部の横移動と基本レール底部に生ずる曲げ応力とを測定した。測定計器の配置を図-12に示した。なお基本レールの磨耗状態は図-6に示した分岐線レールの断面とほぼ同程度であつた。その他の線路状態、運転状態および測定年月日も分岐線における測定と同様である。

##### (i) レール頭部横移動の測定

図-12に示すA, B, C, D, Eの5点においてレール頭部の横移動を測定した結果を図-13, 14に示した。図-13に機関車正向の場合を示したが、先輪、第1動輪および第4動輪の通過時にこれら5点においてレール頭部が軌間外方

図-12 先端レール外方の基本レールにおける測定位置

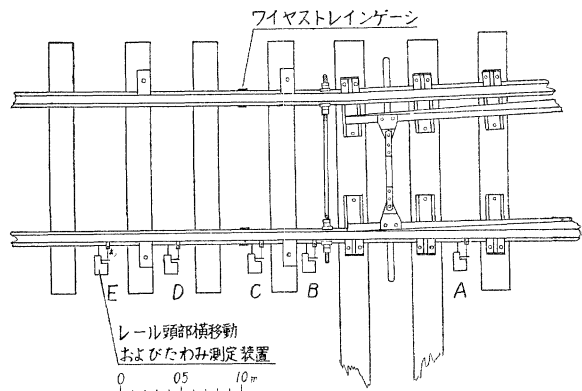


図-13 基本レール頭部の横移動  
D51型機関車正向, 37kg 8番分岐器正向, レール面乾燥

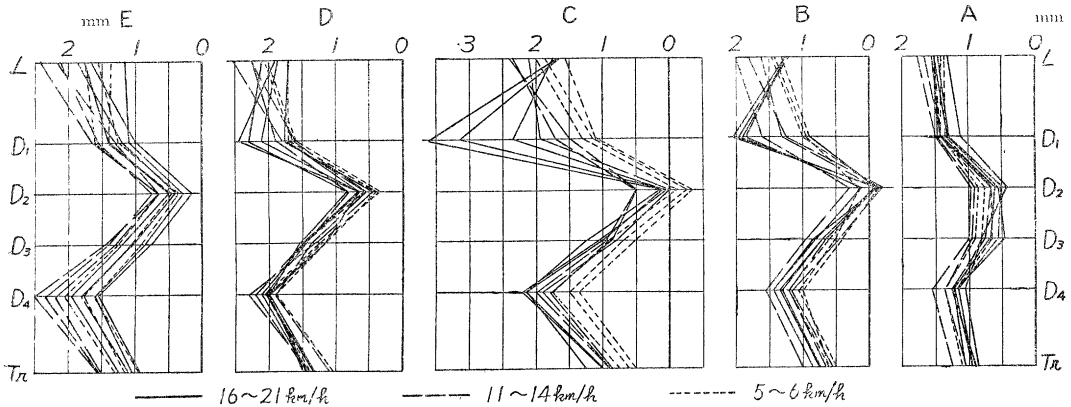
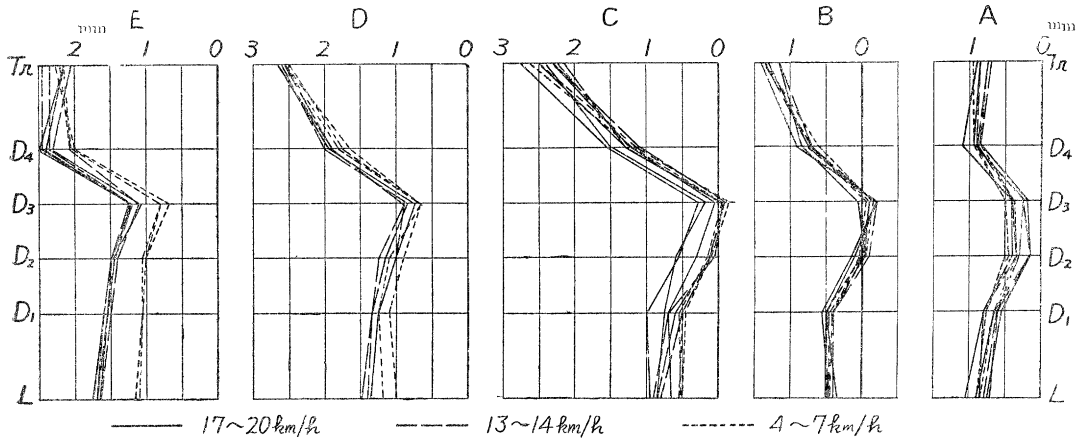


図-14 基本レール頭部の横移動  
D51型機関車逆向, 37kg 8番分岐器背向, レール面乾燥



に強く押されることが認められる。特に高速度においてはCの位置において第1動輪による横移動が最も大きく、この点においてレールは最大の横圧力を受けることが判明した。

図-14は機関車逆向の場合であるが、一般に先輪(Tr)によるレール頭部の横移動が最も大きく、かつこの横移動はC,D,E点においてほぼ等しい。第1動輪(D<sub>1</sub>)による横移動はB,C,D,Eと順次大きくなり、E点においては先輪(Tr)によるものにほぼ等しい。しかし速度の増加によつて横移動はわずかに増加することが認められる。

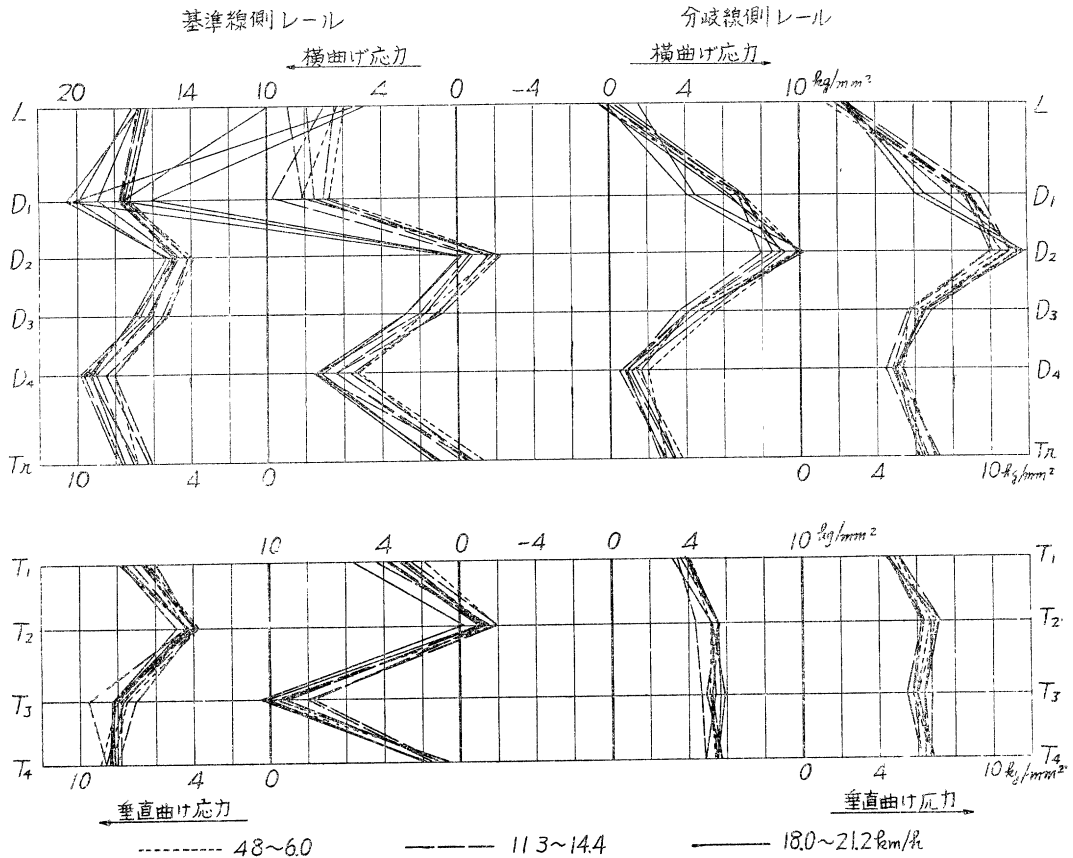
以上をあわせて考察すれば正向の場合には先台車は横動の限界に達していないため第1動輪のフランジが基準線側の基本レールに強くつき当つて機関車の進行方向が転向される。これに反して逆向の場合には先台車(Tr)が横動の限界に達するため先輪(Tr)のフランジが基本レールにつき当つて大きな横圧力を加えるが、第1動輪による横圧力は軽減されたものと推定される。しかし正向の場合に較べて機関車の転向は長い延長にわたつて行われるので転向速度も低くなると考えられる。

(ii) 基本レールに生ずる曲げ応力の測定

レール頭部横移動の測定結果によれば基準線側の基本レールはCの位置において最大の横圧力を受けると想定されるのでこの位置において左右レールの底部の両側面にワイヤストレインゲージをはりつけて曲げ応力を測定した。

図-15はD51型機関車正向の場合における曲げ応力の測定結果である。基準線側の基本レールは先輪、第1、第4動輪および炭水車第1、第3車輪によつて軌間外方に向つて横曲げ応力を受ける。これらの横曲げ応力は速度の増加に伴つて幾分増加するが、特に第1動輪による横曲げ応力の増加はいちじるしく、走行速度にほぼ比例し

図一15 基本レールに生ずる曲げ応力  
D51型機関車正向, 37 kg 8 番分岐器背向, レール面乾燥



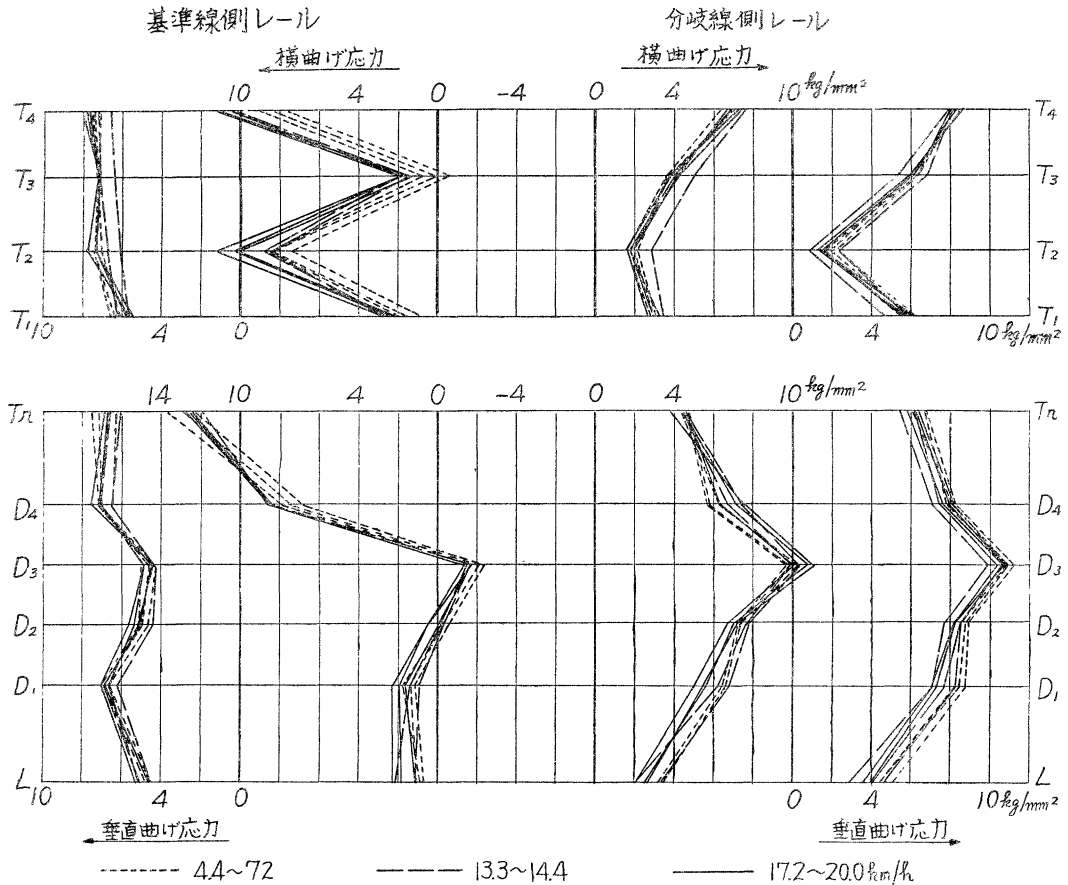
ている。これは第1動輪がレールに加える横圧力の主な原因が機関車の轉向速度の急激な変化に伴う慣性力であることを意味しており、分岐線の外側レールが第1動輪より受ける横圧力とは性質を異にするものである。速度20 km/h のときには横曲げ応力が 20 kg/mm<sup>2</sup> となつた場合もあり、これは図-9 に示す分岐線外側レールが第1動輪の下で受ける横曲げ応力の2.5倍である。よつて速度20 km/h の時に基準線側の基本レールが受ける横圧力は分岐線外側レールが受ける横圧力の2.5倍に近いと推定される。図-15 によれば基準線側の基本レールが第1動輪の下で受ける最大の垂直曲げ応力は 11 kg/mm<sup>2</sup> となり、これを横曲げ応力に加えればレール底部の軌間外方の側面に生ずる曲げ応力が 31 kg/mm<sup>2</sup> となる。これは鋼材の繰返し荷重に対する疲れ限度を超えており、はなはだ危険な状態にあると考えられる。炭水車第1車輪の下で基準線側の基本レールに生ずる横曲げ応力は第3車輪の下で生ずる横曲げ応力に較べて非常に小さい。これは機関車本体と炭水車との連結部における緩衝器受と滑子との間の摩擦抵抗によつて炭水車前端に曲線内方に向う横圧力を加えたためと考えられる。分岐線側の基本レールは第2動輪の通過時に最大の横曲げ応力を受けているが、これは機関車の轉向に伴う摩擦力が原因であると考えられる。垂直曲げ応力の測定結果によれば分岐線側の基本レールが先輪の通過時に受ける垂直圧力は非常に小さく、先輪は浮き上りの状態に近いと推定される。

図-16 には、D51 型機関車が逆向に分岐器を背向に通過する場合の基本レールに生ずる曲げ応力測定結果を示した。基準線側の基本レールは炭水車第1、第3車輪 ( $T_1, T_2$ )、先輪 ( $Tr$ ) および第1動輪によつて大きな横曲げ応力を受けている。炭水車車輪による横曲げ応力には速度の影響がいくらかあらわれているが、機関車本体による横曲げ応力には速度の影響がほとんどあらわれていない<sup>6)</sup>。これは機関車正向の場合に較べて大いに異なる所であり、この原因としては前述のごとく第1動輪 ( $D_1$ ) が基本レールに乗り移る前に先台車 ( $Tr$ ) が横動の限界に到達したため機関車の轉向が比較的緩かに進行したためと考えられる。なお連結部における摩擦抵抗によつて炭水車より機関車本体になんらかの轉向の力を加えたとも考えられるが、この機構に関しては不明の所が多い。

なおレール面に撒水した場合についても同様な測定を行つたが、乾燥した場合に較べてほとんど差が認められ



図-16 基本レールに生ずる曲げ応力  
D51型機関車逆向, 37 kg 8 番分岐器背向, レール面乾燥



なかつた。

5. 結 論

D51 型機関車が 8 番片開き分岐器の分岐線を通過するとき分岐線レール および基本レールが受ける横圧力その他について計算ならびに測定を行つた。8 番片開き分岐器の分岐線の曲率半径は 108.3 m であつてこのような急曲線を大型の機関車が通過するときには一般に先台車は横動の限界に達し、分岐線外側レールは先輪より大きな横圧力を受ける。1 軸心向先台車においては廻転中心が先軸の前方に来るため先輪が 外側レールを乗り上がり脱線をする危険は少ないが、内側レール上において先輪による垂直荷重が 0 に近く、この状態で先輪がガードレールにつき当れば容易にこの上に飛び上つて脱線する危険がある。これを防止するには先軸の荷重を増し、先輪がガードレールより受ける横圧力と輪重との比をなるべく小さくする要がある。

分岐器内の分岐線を D51 型機関車が通過する場合について各車軸の軌道中心からのかたよりを測定した結果によれば第 3 動輪と第 4 動輪とは曲線内方に大きくかたより、主台ワクの廻転中心はこれらの動軸のほぼ中間にすることが判明した。従来機関車の設計においては機関車が急曲線を通過するとき廻転中心が固定軸距の中央にあると仮定して先台車の横動の限界 其他を定めるのを例としていたが、この仮定は訂正を要するものと考えられる。

分岐器内の分岐線においてレールに生ずる曲げ応力を測定した結果によれば横曲げ応力の方向 および大小の關係は計算値にほぼ一致し、機関車の速度の影響は比較的小さいことが認められた。最大の横曲げ応力は第 3 動輪が通過するとき内側レールに生じ、特に低速度の場合にはなほだしい。この横圧力を軽減するには分岐線のスラックを増して第 3 動輪のフランジを内側レールから離す要がある。レール面が乾燥している場合と撒水した場合とを比較したが、この差はほとんど認められなかつた。

一般に先端レールには入射角があるため 先端レールは対向で分岐線に入る機関車によつて強い横圧力を受け、

先端レール外方の基本レールは分岐線より背向で出てきた機関車によって強い横圧力を受ける。測定の結果によれば機関車が正向の場合には先端レールの外方 70~80 cm の位置において基準線側の基本レールは第1動輪より最大の横圧力を受ける。この横圧力は機関車の速度にほぼ比例して増加し、速度 20 km/h における横圧力は分岐器内の分岐線外側レールが受ける横圧力の 2.5 倍に達すると認められる。またこの際レールに生ずる曲げ応力は鋼材の繰返し荷重に対する疲れ限度を超えており、はなはだ危険な状態にあると考えられる。

D51 型機関車においては先台車の横動の限界に較べて従台車の横動の限界が小さく、このため機関車逆向で分岐器内の分岐線を通過するときおよび分岐器より背向で基本レールに出てくるときには先頭に進む台車が横動の限界に達している。このため先頭の車輪による横圧力が増すが、第1動輪による横圧力が軽減されることになる。いずれが有利であるか一概にはいえないが、測定結果によれば横動の限界を小さくした方が一般的に見て横圧力を小さくできるようである。ただしこのためには先頭の車輪の荷重を大きくして浮き上り脱線を防止する必要がある。

終りに本研究は金沢鉄道管理局金沢機関区ならびに金沢保線区より多大の御援助を受け、また測定、整理ならびに計算に当つては金沢大学工学部教官柳場重正氏、成瀬忠明氏、教務員伊藤義男君ならびに、土木工学科学生(当時)安達実君、伊与田朋美君の御協力を受けたことを述べ、ここに厚く感謝の意を表する。

#### 参考文献その他

- 1) 小野一良・西般軌道が蒸気機関車より受ける横圧力について、金沢大学工学部紀要第1巻第1~5号、第2巻第1,2号  
小野一良・曲線軌道が蒸気機関車より受ける横圧力、鉄道業務研究資料第13巻第14・15号  
小野一良・分岐器が蒸気機関車より受ける横圧力、土木学会論文集第47号  
小野一良・分岐器が蒸気機関車より受ける横圧力、鉄道技術研究資料第14巻第11,13号  
小野一良・分岐器レールが蒸気機関車より受ける横圧力、第7回日本工学会大会土木部会講演概要第I部  
小野一良・D51型機関車の8番片開き分岐器通過について、第13回年次学術講演会講演概要第V部
- 2) 上記の工学部紀要第1巻第3号第61図または鉄道業務研究資料第13巻第14,15号第19図参照
- 3) この測定装置については上記の鉄道業務研究資料第13巻第14・15号第81図または土木学会論文集第47号図-6参照
- 4) 分岐器正向の場合における車軸のかたよりの測定結果を上記の第13回年次学術講演会講演概要第V部図-4,5に示した。
- 5) 分岐器対向の場合における曲げ応力の測定結果を上記の第13回年次学術講演会講演概要第V部図-6,7に示した。
- 6) 機関車番号：異なれど D51 型機関車についてこれと同様な測定を行つた結果が上記の工学部紀要第2巻第1号第186図に示されているが、この場合にも第1動輪(D<sub>1</sub>)の下で外側レールに生ずる横曲げ応力に速度の影響が明らかにあらわれている。

(昭.33.7.2)