

分岐器が蒸気機関車より受ける横圧力

正員 小野 一 良*

Lateral Forces Imposed on the Turnout Curve by Steam Locomotive

(Trans. JSCE. No. 47, Aug. 1957)

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

Synopsis : This paper deals with estimations and experiments on the lateral forces imposed on the turnout curve by 2-10-4 type locomotive. These estimations and experiments show that

(a) the pony truck (when the locomotive is running forwards) or the bogie truck (when running backwards) takes the extreme position of its side play,

(b) the flange of the leading wheel is in contact with the outer rail of the turnout curve, and the great lateral force acts on the rail head,

(c) when running forwards, the wheel load of the pony truck on the inner rail is reduced by the lateral force, and the wheel is in risk of derailment when it runs against guard rail of the turnout,

(d) when running backwards, the leading wheel of the bogie truck is in risk of derailment by rolling over the outer rail of the turnout curve,

(e) the flange of the driving wheel near the centre of friction is in contact with the inner rail and the great lateral force is imposed on the rail.

1. 緒 言

著者はさきに曲線軌道が蒸気機関車より受ける横圧力について力学的解析ならびに現場測定を行い、その結果を金沢大学工学部紀要第1巻第1~3号¹⁾に発表した。これに引き続いて分岐器に附帯する急曲線について研究を進め、30 kg 8番片開き分岐器の分岐線を D51 または E10 型機関車が通過する場合に分岐線レールおよび基本レールが受ける横圧力の計算ならびに測定結果を同紀要第1巻第4, 5号²⁾に発表した。これらの報告において著者は分岐器レールに生ずる曲げ応力は非常に大きく、繰返し荷重に対する疲れ限度をはるかに越えており、はなはだ危険な状態にあることを注意した。

本論文においてはこれに続いて 37 kg 8番片開き分岐器について行つた測定結果を述べ、E10 型機関車の通過の可否について論じた。この種の分岐器のリード曲線半径は 108.8 m で建設規程に示す限度に近く、また E10 型機関車は現行の蒸気機関車の中で最大の固定軸距を持つている。このような組合せで実験を行うことは軌道の受ける最大の横圧力を知ることができ、この場合に安全に通過できることが証明されたら他のいかなる組合せでも安全であると考えられる。また実験において車両の動揺その他の附帯的項目の占める割合が小さく、従つて計算値と実験値との対照が容易に行い得る特徴がある。

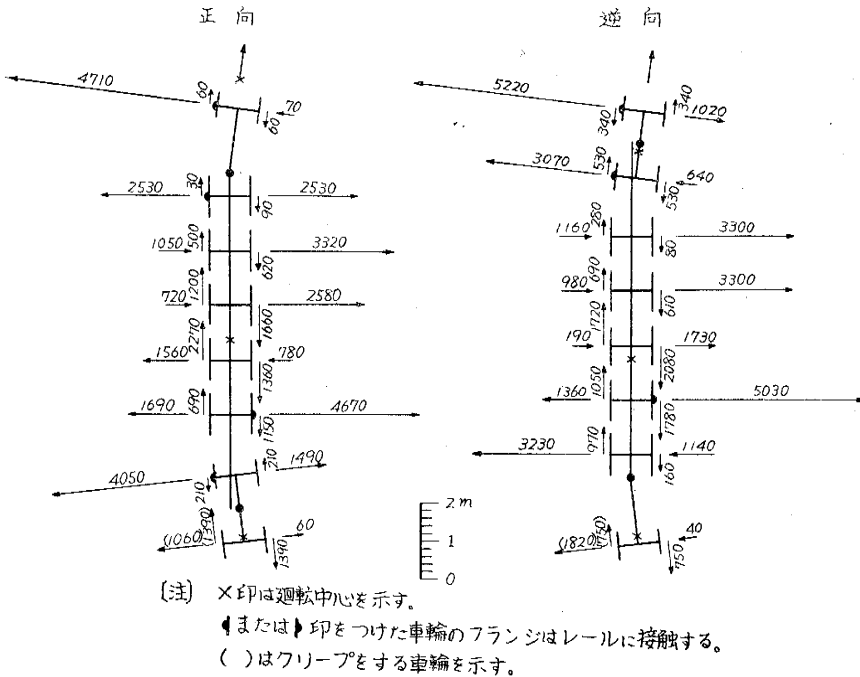
2. 分岐線レールの受ける横圧力に関する計算

37 kg 8番片開き分岐器のリード曲線レールの長さは 9.612 m であるが、E10 型機関車の先輪より第2従輪までの距離は 11.6 m なるをもつて機関車の全車輪が同時にリード曲線上に乗ることはない。従つて E10 型機関車が 8番分岐器の分岐線を通過するときにこれが定常状態にあると見なすことには疑問があるが、後に述べるごとくこのように仮定しても実際の状態との間に大差はないと想像される。よつてここでは半径 108.3 m の曲線軌道の延長が十分に長いと仮定して E10 型機関車が走行するときに軌道に及ぼす横圧力ならびに垂直荷重の計算を行つた。計算方法に関しては金沢大学工学部紀要に発表した³⁾が、従来行われた計算方法³⁾に較べて次の特徴を持つ。

(a) 従来の解法によれば車輪のフランジまたはフランジの根本がレールに接触する場合においても車輪とレールとの間に作用する摩擦力に関してはフランジが接触しない場合に等しいと見なしていた。しかし摩擦力は車輪とレールとの接触面内に作用するのでフランジまたはフランジの根本がレールに接触すれば当然摩擦力の垂直

* 工学博士、金沢大学教授

図-1 E10 型機関車による横圧力
 曲線半径 108.3 m, 摩擦係数 0.3



分力も考慮に入れる要があり、また水平分力の大きさも変化を受ける。

(b) 車輪踏み面またはフランジがレールから横圧力を受けたときにこの横圧力は車軸中心の高さにおいて主台枠または台車枠に伝えられるのでここにモーメントを生じ、このモーメントによつて、左右の車輪圧力に差を生ずることを考慮に入れた¹⁾。

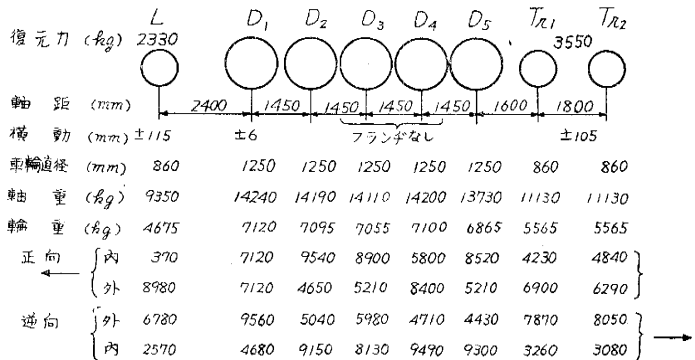
(c) 廻転中心の近くに位置する車輪はすべり速度が小さいのでレール面上でクリープを生ずる場合があることを考慮に入れた²⁾。

車輪の踏み面とレールとの間の摩擦係数を0.3とし、かつ機関車の速度は十分に低いと仮定して遠心力による影響を無視して計算を行い、この結果を図-1, 2に示した³⁾。機関車正向、逆向ともに先頭の台車は横動の限界に達する。従つて先頭の台車には復元装置の構造とは無関係に主台枠より大きな横圧力が作用し、この力によつて外側レールは先輪より非常に大きな横圧力を受ける。換言すればこの横圧力によつて先台車および主台枠のすべての車輪を摩擦抵抗力に打ち勝つてレール面上ですべらせ、車向を転向させるのである。

機関車逆向の場合について先頭の車輪の乗り上り脱線に対する安全度を計算すれば僅かに1.32となる。正向の場合には先台車の廻転中心が先軸の前方にあるため外側レール上にある先輪の乗り上り脱線の危険は少ないが、内側レール上においては先輪の車輪圧力がほとんど0となり、よつてこの状態で先輪のフランジがガードレールにつき当ればこの上に容易に飛び上つて脱線を生ずる危険がある。主台枠においては正向の場合に第5動輪、逆向の場合に第4動輪のフランジが内側レールに接触してこれに大きな横圧力を加える。しかして乗り上り脱線に対する安全度はそれぞれ1.63および1.72となつた。

上述のごとく機関車正向の場合に第5動輪のフランジは内側レールに接触するが、先輪より第5動輪までの距

図-2 E10 型機関車による垂直荷重
 曲線半径 108.3 m, 摩擦係数 0.3



離は 8.2 m なるをもつてこの間は十分に分岐曲線内に入ることがあり得る。また従台車は横動を生ずるが、横動の限界には達しない。従つて従台車の車輪が分岐曲線に続く直線内にあつてもこれが曲線内にあると仮定して行つた横圧力その他の計算値は十分の近似を持つと考えることができる。

E10 型機関車には第1動輪に横遊びがついているため先台車が横動の限界に達した場合にも第1動輪のフランジは外側レールに接触し、外側レールから横圧力を受ける。この横圧力は内側レール上にある動輪の踏み面における摩擦力によつて平衡を保つため、第1動軸は主台枠に横圧力を伝達しないことになる。

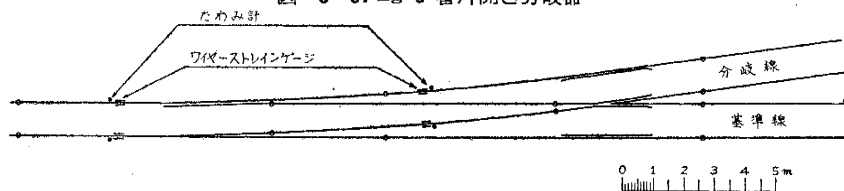
図-1によれば正向、逆向ともに外側レール上にある最後の車輪においてクリープを生じている。一般に分岐曲線のごとく急曲線においては廻転中心の近くにある車輪でもすべりが大きいいためクリープを生ずることは少ない。

以上述べたごとく E10 型機関車は分岐器の分岐線を通過するとき内外レールに大きな横圧力を加え、摩擦係数の大きいときには乗り上がり脱線の危険がある。これを軽減するには先台車の横動を増して第1動輪のフランジも外側レールに接触させて転向に必要な横圧力を分担させる必要がある。またスラックを増して第4動輪または第5動輪のフランジを内側レールから離せば内側レールが受ける横圧力が減るばかりでなく、先輪または第1動輪が外側レールを押し横圧力を軽減することができる。

3. 分岐線レールに生ずる曲げ応力その他の測定

前述の計算結果に対照するために北陸線津幡駅構内の 37 kg レール 8 番片開き分岐器内の分岐線を E10 型機関車が通過するとき分岐線レールにおいて機関車の各車軸のかたより、レール頭部の横移動、レールのたわみおよびレール底部に生ずる曲げ応力の測定を行つた。これと同時に転つて器前方の基本レールについても同様の測定を行つたが、これに関しては次章において説明する。

図-3 37 kg 8 番片開き分岐器



線路状態 (図-3 参照)

- 37 kg レール 8 番片開き分岐器
- 砕石道床
- リード曲線半径: 116 m
- スラック: 15~19 mm (ただしリード曲線の両端近くを除く)
- カント: なし
- タイプレート: なし
- レール支材: 枕木 1 丁置き
- レールの磨耗状態を 図-4.5 に示す。
- レール面乾燥または散水

運転状態

- 分岐器を対向に進むときには機関車正向
 - 分岐器を背向に進むときには機関車逆向
 - 速度: 5, 10, 20 km/h の 3 種類に指定したが、実際上は低速度のものは指定された速度より高くなる傾向にあつた。
 - 機関車はすべて惰力運転とした。
- 測定項目および使用計器

図-4 分岐線レール断面

外側レール, 1952年2月 内側レール, 1952年12月

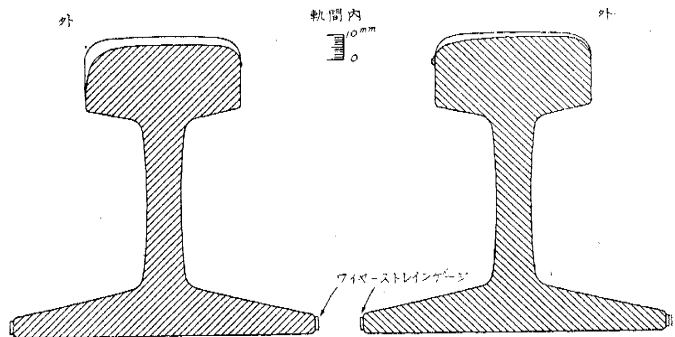
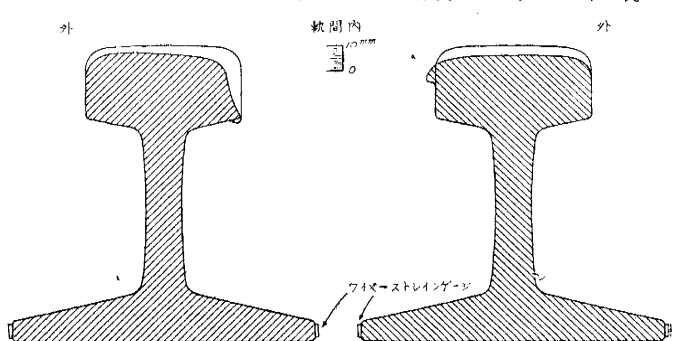


図-5 基本レール断面

基準線測レール, 1952年12月 分岐線測レール, 1952年12月



車軸のかたより：図-6 参照

レールのたわみ } : レールたわみ計
レール頭部の横移動 }

レール底部に生ずる曲げ応力：ワイヤストレインゲージ

これらの計器を図-3 に示す位置に取り付けた。

(i) 車軸のかたより

車輪とレールとの相対的の関係を知るため 図-6 に示す計器を用いて車輪踏面がレール頭部外方につき出た寸法を測定し、これより各車軸のかたよりの寸法を計算した。外側レールで測定した値と内側レールで測定した値とを分け、ロイの作図法を用いて 図-7, 8 に車輪のかたよりを示した。これらの図においては計算値との対照を便利にするため常に外側レールを図の左に示し、内側レールを図の右に示した。(他の実験記録においても同様とする。)

図-6 車軸のかたよりの測定装置

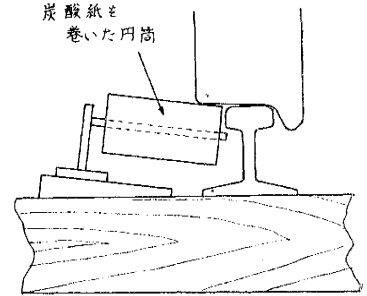


図-7 は機関車正向、分岐器対向の場合であるが、先軸の中心は動軸の中心線を結ぶ延長線より大きくはずれ、先台車が横動の限界に達していることが認められる。また主台車の廻転中心が D_1 と D_4 との間にあること、 D_4 のかたよりが最も大きく、約 40 mm に達していることが認められる。また列車速度による影響はほとんどあられていない。

図-8 は機関車逆向、分岐器背向の場合であるが、このときにも先頭の 2 軸台車が横動の限界に達していること、廻転中心が D_5 と D_2 との間にあることが認められる。列車速度の影響はほとんどあられていない。

図-7 車軸のかたより

E10 型機関車正向、分岐器対向

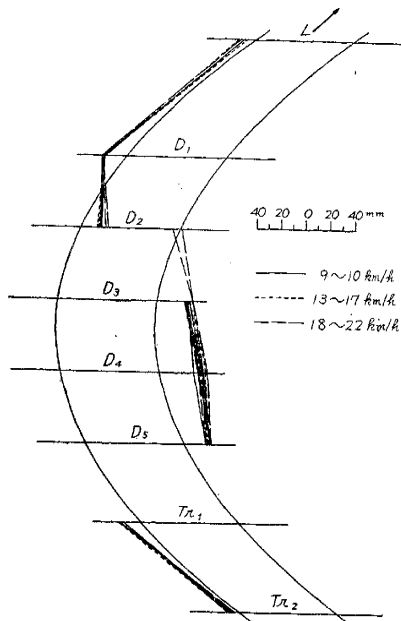
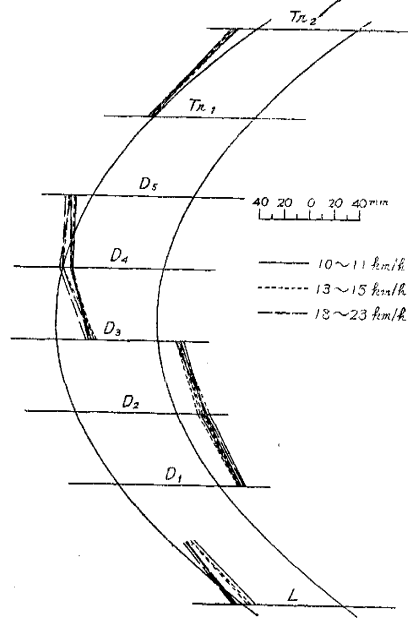


図-8 車軸のかたより

E10 型機関車逆向、分岐器背向



(ii) 分岐線レール頭部の横移動ならびにレールたわみの測定

図-9 の中央に機関車正向、分岐器対向の場合のレール頭部の横移動を示し、図-9 の両側にレールのたわみを示した。図-10 に機関車逆向、分岐器背向の場合のレール頭部の横移動およびたわみを示した。これらの図に示す横移動の方向および大きさの関係は計算値にはほぼ一致している。

しかし 図-9 によれば外側レールが Tr_1 より受ける横移動および内側レールが D_5 より受ける横移動が比較的に少ないので実際にこれらの車輪よりレールが受ける横圧力は計算値よりはるかに小さいと想像される。列車速度の影響はあまりあられていない。図-9 の両側に示したたわみの記録によれば内側レールにおけるたわみは外側レールにおけるたわみよりはるかに大きい、これはレールと枕木または枕木と道床との間にすきがあつたためと考えられる。外側レールにおいては L によるたわみと D_1 によるたわみとがほぼ等しいが、内側レールにおい

ては D_1 によるたわみに較べて L によるたわみが非常に小さい。また外側レールにおいては D_2, D_3 によるたわみとその前後の車輪によるたわみより小さいが、内側レールにおいては D_2, D_3 によるたわみとその前後のたわみより大きい。以上はレールが軌間外方に押されるときに垂直荷重が増し、軌間内方に引かれるときに垂直荷重の減ることを示し、計算結果によく一致している⁷⁾。

図-10によれば内側レールが D_2 より受ける横移動は特に大きく、速度 20 km/h 以下において 6~7 mm に達している。しかし速度が 20 km/h 以上になると横移動が 4 mm 以下となる。これは機関車に作用する遠心力が増したため内側レールが D_2 より受ける横圧力が軽減したことを示している。図-10の両側のたわみの記録によれば低速速度において D_2 の下で内側レールに生ずるたわみとその前後の車輪の下で生ずるたわみに較べて特に大きく、外側レールでは D_2 の下で生ずるたわみとその前後のたわみに較べて特に小さい。これも D_2 に作用する横圧力によつて垂直荷重が変化したことを示している。

(iii) レールに生ずる曲げ応力の測定

図-4 に示すごとくレール底部の両側面にワイヤストレインゲージをはり付けてこれらのゲージによつて得た曲げ応力の平均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。レール面乾燥の状態にて曲げ応力を測定した結果を図-11, 12 に示し、レール面がぬれた状態において測定した結果を図-13, 14 に示した。これらの図の中央に横曲げ応力を示し、両側に垂直曲げ応力を示した。

図-11 によれば機関車正向、分岐器対向の場合に曲線外側レールが受ける横曲げ応力の方向および大小の関係は計算値にはほぼ一致している。計算値によれば L による横圧力は D_1 による横圧力よりはるかに大きい。実験によれば L による横曲げ応力と D_1 による横曲げ応力とがほぼ等しい。このような差を生じた理由は計算において車輪とレールとの間の摩擦係数を 0.3 と仮定したが、実際にはこれより小さかつたためと考えられる。内側レールに関しては D_2 による横曲げ応力が D_1, D_3 に較べて急に小さくなっているが、さきの計算値との間に大きな差がある。その他の車輪に関しても実験による横曲げ応力の値が負の方向にかたより過ぎているように観察される。この原因としては内側レールの軌間内にはり付けたワイヤストレインゲージが故障によつてレール底部の圧縮ひずみ、すなわち負の曲げ応力を十分伝達できなかったためであろうと想像される。 D_4 の下で内側レールに生ずる横曲げ応力は負となるが、 D_5 の

図-9 分岐線レール頭部の横移動およびたわみ
E105 正向, 分岐器対向, レール面乾燥

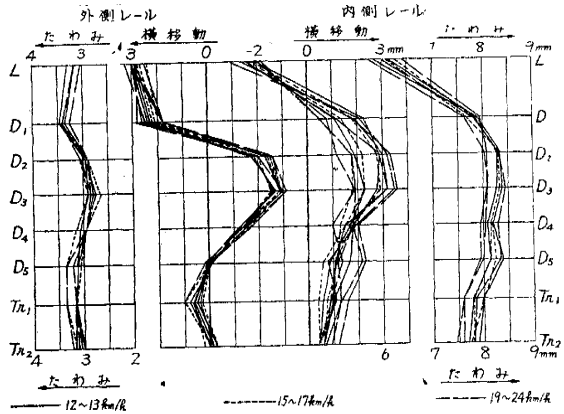


図-10 分岐線レール頭部の横移動およびたわみ

E105 逆向, 分岐器背向, レール面乾燥

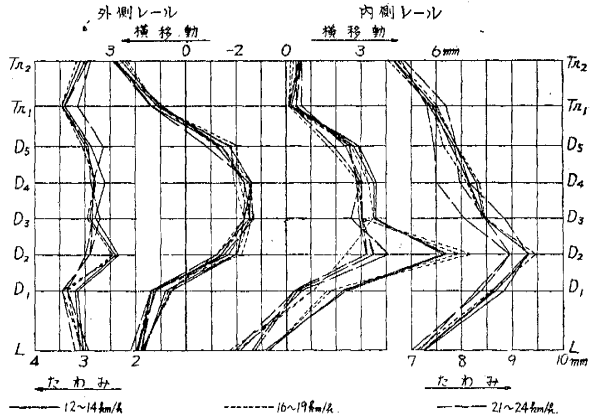
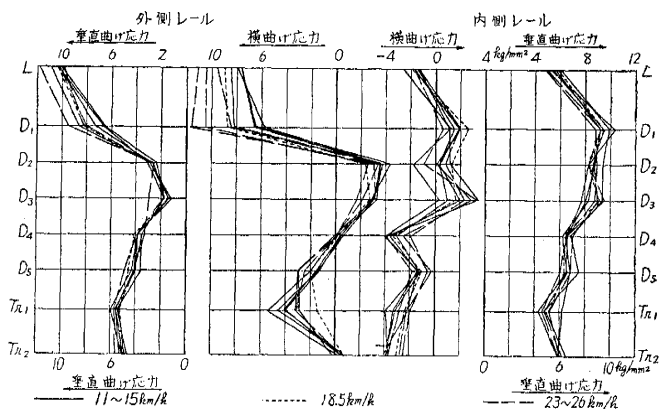


図-11 分岐線レールに生ずる横曲げ応力および垂直曲げ応力

E103 正向, 分岐器対向, レール面乾燥



下に生ずる横曲げ応力は D_4 に較べて正の方を向いている。これは D_5 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。外側レール、内側レールともに列車速度の影響はほとんど認められない。

図-11の横曲げ応力の記録の両側に垂直曲げ応力を示した。機関車正向の場合に外側レールは L によつて最も大きな垂直曲げ応力を受けるが、 D_2, D_3 によつて受ける垂直曲げ応力は非常に小さく、計算結果によく一致している。内側レールは D_1, D_2, D_3 によつて大きな垂直曲げ応力を受け、これも計算値に一致している。

図-12の中央に機関車逆向、分岐器背向の場合における横曲げ応力を示したが、横曲げ応力の方向および大小の関係が横圧力の計算値によく一致している。速度 $6 \sim 17 \text{ km/h}$ の場合には D_2 のフランジが内側レールに接触して内側レールには非常に大きな横曲げ応力を生ずるが、速度が増すにつれて小さくなる。これは機関車に作用する遠心力が大きくなったので D_2 による横圧力が軽減されたことを示す。速度が高い場合に内側レールが D_4 より受ける横曲げ応力が D_5 および D_3 より受ける横曲げ応力より小さく、横圧力の計算値と異なっている。これは正向の場合に D_2 の下で内側レールに生ずる横曲げ応力が特に小さかったことに似ており、その原因は不明である。外側レールが Tr_1 より受ける横曲げ応力は Tr_2 によるものよりはるかに小さく、 Tr_1 のフランジは外側レールに接触しなかつたことを示している。計算値と異なる理由は摩擦係数の差によると考えられる。

図-12の両側に垂直曲げ応力を示したが、低速度において外側レールが D_2 より受ける垂直曲げ応力は非常に小さく、車輪が浮き上りに近い状態にあることを示している。これに反して内側レールは D_2 によつて非常に大きな垂直曲げ応力を受けている。これは計算結果によく一致し、低速度において D_2 のフランジが内側レールに接触してこれに大きな横圧力を加えることを示している。

図-12によれば機関車逆向、分岐器背向、速度 $6 \sim 17 \text{ km/h}$ の場合に内側レールは D_2 の下で $15 \sim 20 \text{ kg/mm}^2$ の横曲げ応力と $14 \sim 15 \text{ kg/mm}^2$ の垂直曲げ応力とを受け、レール底部の軌間外方の側面には $29 \sim 34 \text{ kg/mm}^2$ の曲げ応力を生じている。これは繰返し荷重に対する鋼の疲労限界を越えており、危険な状態にあると考えられる。

図-12 分岐線レールに生ずる横曲げ応力および垂直曲げ応力
E103 逆向、分岐器背向、レール面乾燥

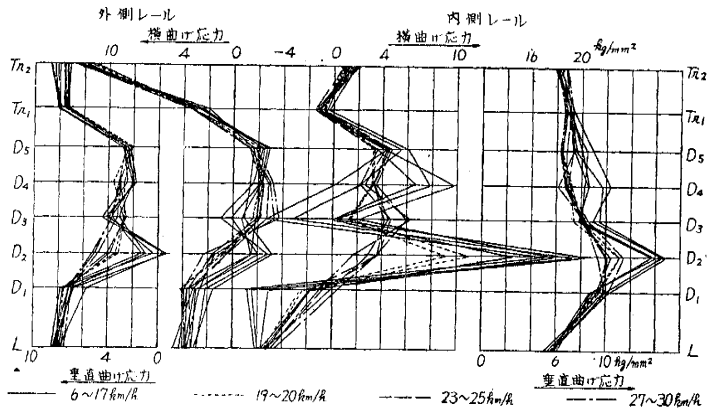


図-13 分岐線レールに生ずる横曲げ応力および垂直曲げ応力
E105 正向、分岐器対向、レール面散水

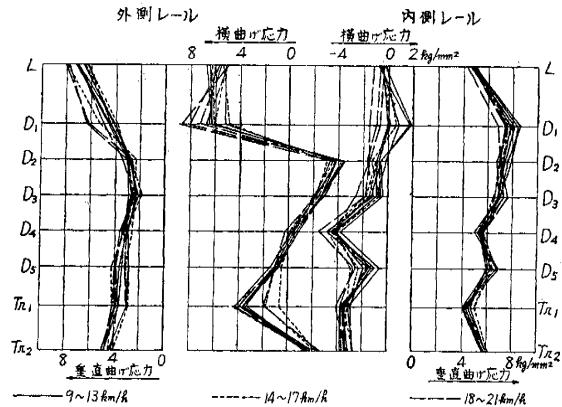
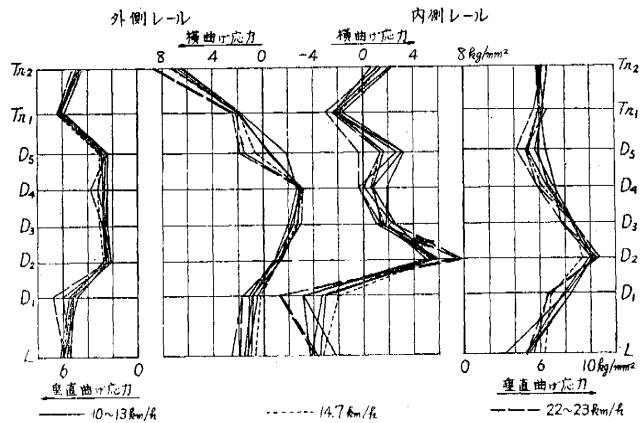


図-14 分岐線レールに生ずる横曲げ応力および垂直曲げ応力
E105 逆向、分岐器背向、レール面散水



レール面に散水した状態において同様な実験を繰返した結果を図-13, 14に示した。図-13に機関車正向, 分岐器対向の場合を示したが, これをレール面の乾燥した場合図-11と比較すれば横曲げ応力, 垂直曲げ応力ともに幾分小さいことが認められる。図-14に機関車逆向, 分岐器背向の場合を示したが, これをレール面の乾燥した場合図-12と比較すれば横曲げ応力が大いに軽減されたことに注目される。特に低速度において内側レールが D_2 より受ける横曲げ応力において著しい。これは散水によって摩擦係数が減つたためと考えられるが, 機関車番号の差によることも考慮に入れる必要がある。レール面に散水したときには乾燥した場合に較べて外側レールおよび内側レールに生ずる垂直曲げ応力がともに小さい。この理由については不明である。

4. 先端レール外方の基本レールに生ずる曲げ応力の測定

図-3に示すごとく分岐器先端レール外方 1.4 m の位置においてレール底部に生ずる曲げ応力の測定を行った。この位置は基準線側の基本レール頭部側面の磨耗量より観察して分岐線より背向で出て来た機関車によつて最大の横圧力を受けると考えて選定した。この線路状態および運転状態は前章で述べたものにほぼ等しい。

レール底部の両側面(図-5参照)にワイヤストレーンゲージをはり付けて E10 型機関車が逆向で分岐線より基本レールに出て来たときに基本レールに生ずる横曲げ応力および垂直曲げ応力を測定し, これを図-15に示した。

この図によれば基準線側の基本レールは D_5 によつて最も大きな横曲げ応力と垂直曲げ応力とを受けている。これは D_5 が先端レールより基本レールに移るときにその進行方向が入射角に相当するだけ急に曲り, これに伴つて主台枠が転向するので D_5 によつて基準線側の基本レールに大きな横圧力と垂直荷重を加えたためと考えられる。20 km/h 以上の速度では $17 \sim 20 \text{ kg/mm}^2$ の横曲げ応力と $9 \sim 10 \text{ kg/mm}^2$ の垂直曲げ応力とを受け, 併せて $26 \sim 30 \text{ kg/mm}^2$ の曲げ応力に達する。これは繰返し荷重に対する疲れ限度に近く, 危険な状態にあると考えられる。

しかしレール面に散水したときには D_5 による横曲げ応力が非常に軽減されることが示されている。分岐線側の基本レールは D_4 によつて最も大きな横曲げ応力と垂直曲げ応力とを受けている。これは D_4 が測定点を通過するときに左右車輪がともに曲線内方に滑つていたので分岐線側の基本レールに加わる横圧力および垂直荷重が著しく増したことを示している。

5. 結 論

以上に E10 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軌道に及ぼす横圧力に関して行つた理論的計算ならびに実験を示したが, その結果次の各項が明かにされた。

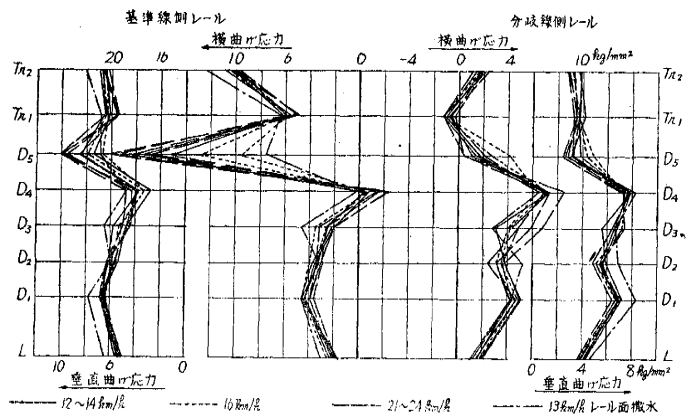
車輪とレールとの間の摩擦係数を 0.3 として分岐線レールが受ける横圧力ならびに垂直荷重を計算した結果によれば

(a) 機関車正向, 逆向の場合ともに先台車は横動の限界に達し, 先台車の車輪は外側レールに大きな横圧力を加える。正向の場合には内側レール上において先輪の車輪圧力がほとんど 0 となり, よつてこの状態で先輪のフランジがガードレールにつき当ればこの上に容易に飛び上つて脱線を生ずる危険がある。逆向の場合には 2 軸台車の前軸が外側レールを乗り上つて脱線の危険があり, この安全度は僅かに 1.29 である。先台車による横圧力を軽減し, よつて脱線の危険を避けるには先台車の横動の限界を増して第 1 動輪のフランジを外側レールに接触させる必要がある。

(b) 主台枠においては第 3 動輪と第 4 動輪との中間に廻転中心があり, 第 4 または第 5 動輪のフランジは内側レールに接触してこれに大きな横圧力を加える。この横圧力を軽減するには分岐線のスラックを増してすべての動輪のフランジを内側レールから離す必要がある。

北陸線津幡駅構内において 37 kg 8 番片開き分岐器の分岐線を E10 型機関車が通過するときに分岐線レールおよび先端レール外方の基本レールが受ける曲げ応力その他を測定したが, その結果によれば

図-15 基本レールに生ずる横曲げ応力および垂直曲げ応力
E105 逆向, 分岐器背向, レール面乾燥



(c) 廻転中心の位置、レール頭部の横移動、レールのたわみ、レールに生ずる横および垂直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た。しかし先台車による横圧力が比較的小さいことその他より推定して車輪とレールとの間の摩擦係数は 0.2~0.25 と想像される。従つてききに計算した横圧力および乗り上り脱線の危険はよほど軽減される。

(d) 逆向の場合に分岐線内側レールは第 4 動輪 (D₂) によつて軌間外方に強く押され、特に低速度においてレール底部の軌間外方の側面には 29~34 kg/mm² の曲げ応力を生ずる。この曲げ応力は走行速度の増加に伴つて軽減される。またレール面に散水することによつても著しく軽減される。

(e) 先端レール外方の基本レールは分岐線より背向で出て来た機関車によつて大きな横圧力を受ける。速度 20 km/h 以上のときに基準線側の基本レール底部の軌間外方の側面において 26~30 kg/mm² の曲げ応力を生ずる。これもレール面に散水することによつて軽減される。

(f) 以上を併せて考察すれば E10 型機関車が 30 または 37 kg 8 番片開き分岐器の分岐線を通過するときには分岐線および基本レールに過大の曲げ応力を発生し、かつ車輪の乗り上り脱線の危険が大きいため入線を禁止する必要がある。レール面に散水すれば横圧力を軽減し、安全になるが、実際には機関車の水まき管がレールからはずれてレール面に散水できない場合が多い。

終りに本研究の現場測定に当つては金沢鉄道管理局金沢機関区ならびに金沢保線区の諸氏より多大の御援助を受けたことを記し、ここに厚く感謝の意を表す。なお理論的計算、現場測定ならびに整理は金沢大学工学部教官榎場重正、成瀬忠明、学生阪本徳一の諸君の御協力によつて行われたものであり、これらの諸君に負う所が多い。併せて深く感謝する。

参考文献その他

- 1) 小野一良：曲線軌道が蒸気機関車より受ける横圧力について、第 1 報、金沢大学工学部紀要第 1 巻第 1 号、昭和 27 年 12 月
同 第 2 報、同第 1 巻第 2 号、昭和 28 年 12 月
同 第 3 報、同第 1 巻第 3 号、昭和 29 年 12 月
なお次の報告は主として上記の 3 論文をまとめたものである。
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、昭和 31 年 8 月
- 2) 小野一良、榎場重正、成瀬忠明：曲線軌道が蒸気機関車より受ける横圧力について、第 4 報、金沢大学工学部紀要第 1 巻第 4 号、昭和 30 年 12 月
同 第 5 報、同第 1 巻第 5 号、昭和 31 年 12 月
なお第 7 回日本工学会大会土木部会の講演概要第 1 部には上記論文の一部が掲載されている。
- 3) Heumann: Zum Verhalten von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbogen, Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, neue Folge L. Band. 6,7,8,9 Hefte, 1913.
S.R.M. Porter: The Mechanics of a Locomotive on Curved Track, The Railway Engineer, Vol. 55, No. 7,8,9,10,12,13; 1934,1935.
S.R.M. Porter: The Mechanics of a Locomotive on Curved Track, The Railway Gazette, Vol. 62, No. 6,8; 1935.
掘越一三：車輛が曲線軌道に及ぶ影響、業務研究資料、第 20 巻第 8 号、昭和 7 年 3 月
- 4) 上記の Heumann の論文によれば第 1 動輪または先台車車輪のフランジがレールに接触する場合について車輪の乗り上り脱線の危険を論じ、この計算においてこれらの車輪による垂直荷重が横圧力または摩擦力の作用によつて変化することを考慮している。
- 5) 上記の Porter の論文には機関車のすべての車輪がともに滑りを生ずる場合とすべての車輪がともにクリープを生ずる場合とについて横圧力の解法を示しているが、一部の車輪のみにクリープを生ずる場合が省略されている。
- 6) 上記の工学会大会土木部会の講演概要第 1 部 40 ページにある著者の論文の 図—1, 2 には計算の誤りがあったため本論文の図の如く訂正された。
- 7) 下記の報告には曲線軌道においてレールに生ずる曲げ応力を測定した結果が示されている。しかして第 1 動輪が外側レールに過大の垂直荷重を加えること、また低速度において中間の動輪がこの前後の動輪に較べて過大の垂直圧力を内側レールに加えることを認め、この原因を機関車が曲線を通過する場合における釣合ばりまたはばねの異常作用に帰している。
Third Progress Report, Special Committee on Stresses in Railroad Track, III Tests on Curved Track, A.R.E.A. Bulletin 253, Jan. 1923.

(昭.31.12.2)