

投稿論文 (和文)
PAPERS

レール曲上げに伴う問題点の力学的検討

佐藤吉彦*・久保田信平**

高速鉄道においては、レール頭頂面の凹凸を管理することが重要で、これをレールの冷間曲上げにより実現する機械を開発したが、これに伴い、(1) 曲上げ時のレールの浮上、(2) 頭部曲上げと底部曲上げの差、(3) 頭部曲上げの際のレール頭部破壊に対する安全として、(4) レール受部のレールへの食い込み対策等の問題を、Bernuilli-Eulerの梁、FEMによる解析ならびに実験結果との対比により検討している。

Keywords : railway, rail, FEM, beam on elastic foundation, plastic working

1. ま え が き

新幹線のような高速鉄道においては、走行安全、軌道保守周期そして騒音・振動の立場からレール頭頂面の凹凸、特に継目付近のそれを管理することが重要で、具体的な作業としてはレール頭頂面の研削をしてレールの曲上げが行われてきた。レールの曲上げは、従来日本では加熱による熱間の作業として行われてきたが、計測しながら、正確にかつ速やかにこれを行うために、冷間におけるこの実施が希望された。さらに、後には任意の位置でレールの曲上げ作業を行うために、レール頭部あご下をつかんで曲上げることが希望され、このことはレールの下で軌道スラブとの間の空間が限られているスラブ軌道では必須の条件であった。

このようなレールの冷間曲上げについては、外国ではオランダにおける STRAIT¹⁾とイギリスにおける RASTIC²⁾、わが国では鉄道総合技術研究所における試験がある³⁾。このうち外国におけるものはレール折損対策としてオンレールで連続的にこれを行う特殊車両として構成され、鉄道総研における場合もオンレールの架体のうえに構成され、レールの冷間曲上げの特性と効果の確認を主として行われたものである。

新幹線における場合には、開業当初に徹底して溶接箇所を研削修正していることもあり、要修正箇所が離散的にしか存在しないことから、人力でも持ち運びが可能な装置を用いることが希望された。このようなものとして製作したのが、図-1に示す可搬計測式のレール曲上げ装置である。この装置は、支間1mの三角トラスの本体の一端をジャッキで持ち上げ、その中央の吊上げ部に懸架したフックでレール頭部のあご下をつかんで曲上げ

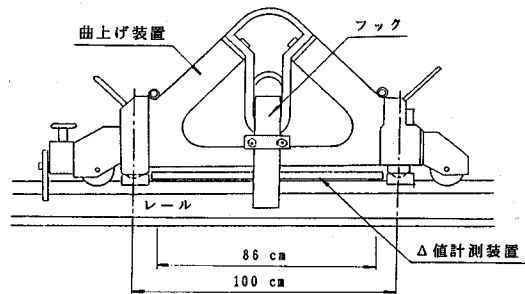


図-1 計測式レール曲上げ装置全体図

るもので、下部には86 cm支間の曲上げ量である Δ 値(式(2.10)による)を曲上げ装置本体とは独立して計測するための、 Δ 値測定装置がある。

この装置は小型であるにもかかわらず、新幹線の60 kgレールを塑性変形させるものであるので、1100 kNに到る強大な力を要し、またレールに損傷を残してはならないことから、以下のような検討が必要と考えられた。

(1) この装置の場合上載荷重が小さいために、曲上げに際してレールの持ち上がりが生じるので、まくらぎの下に小石等が入らないために行うレールの締結装置解放の範囲をどの程度とすればよいか。

(2) レール頭部のあご下を把握してレールを曲上げた場合、レール底部を把握する場合に比べて、何がどう異なるか。

(3) レール頭部が欠けたり、レール腹部の損傷を生じることはないか。

(4) レールあご下を把握するフックが、レールあご下に食い込まないためにはどうしたらよいか。

これらについて Bernuilli-Eulerの梁の理論、有限要素法(FEM)による解析そして実測による検証を行うことにより、ほぼその全容が明らかにされたので報告する。

* 正会員 工博 日本機械保線(株) 常務取締役
(〒160 東京都新宿区新宿 3-36-10 新宿東洋ビル)

** 正会員 日本機械保線(株) 技術開発部課長

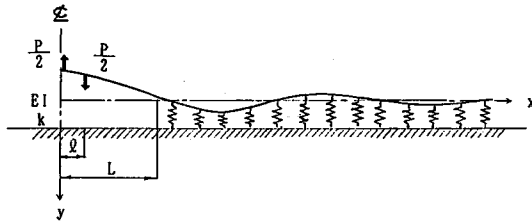


図-2 レール曲上げのモデル

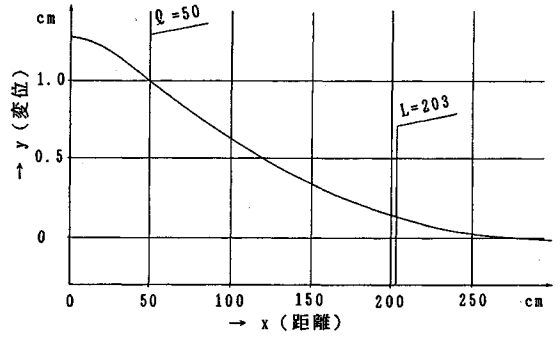


図-3 $x=0$ において降伏応力に達するレールの形状 ($I=50$, $L=203$)

2. Bernuilli-Euler 梁の理論による解析

(1) 計算の前提

計算のモデルとしては図-2の対称モデルと記号を考
え、次の前提をおく。

- (1) レールは Bernuilli-Euler の梁 (以下「B-E 梁」という) と考える。
- (2) レールは $2l$ の区間の両端で反力をとり、その中央で曲上げられるものとする。
- (3) 曲上げ力を P とする。
- (4) レールのまくらぎからの解放区間を $2L$ とする。
- (5) レール締結装置の解放を行わない区間のレールは弾性支床の上の梁と考える。

(2) 数値計算

a) 計算条件

計算は 60 kg レールについて行うものとし、弾性支承の部分では、軌きょうの自重により、そのアップリフトが生じないものと仮定する。

この場合レール支持ばね係数 k は

$$k = 5000 \text{ N/cm}^2 \dots\dots\dots (2.1)$$

とし、軌きょうの自重 W は 3 T まくらぎ (自重約 250 kg) を考えれば、

$$W = \{0.6 + 250 / (2 \times 58)\} \times 9.8 \text{ (N/cm)}$$

から

$$\delta = W/k = 0.054 \text{ mm} \dots\dots\dots (2.2)$$

となる。

なお、60 kg レールの諸係数は次のとおりである。

$$\left. \begin{aligned} EI &= 648.9 \times 9.8 \times 10^7 \text{ (N} \cdot \text{cm}^2) & (1) \\ Z &= 397.2 \text{ (cm}^3) & (2) \end{aligned} \right\} \dots\dots (2.3)$$

ただし、

- E : レール鋼の弾性係数
- I : 中立軸に関する断面 2 次モーメント
- Z : 断面係数

b) レール変形状

レール変形状は標準とした次の場合について計算した。

$$\left. \begin{aligned} l &= 50 \text{ (cm)} & (1) \\ L &= 3 \times 58 + 29 = 203 \text{ (cm)} & (2) \end{aligned} \right\} \dots\dots (2.4)$$

これを示したのが図-3である。これによれば、弾性支承部分の端部では、レールの浮上がりは 1.273 mm で、自重による沈下 0.054 mm よりかなり大きい。中央部の変位 13.04 mm に比べれば十分小さいので、全体の形状はほぼ妥当と考えられる。

c) 降伏応力に達する荷重および変形

レールの降伏応力の σ_P は破断強度の 50~60% とされているので、破断強度が 804 MPa (82 kgf/mm²) 以上のレールでは約 500 MPa 程度であると考えられるが、レールが曲がり始めるためには、降伏応力に達した領域がある程度拡がるが必要となるので、ここではこれに 20% の割増しを考慮して 600 MPa とする。

この荷重 P_P は、降伏モーメント M_P を

$$M_P = \sigma_P Z \dots\dots\dots (2.5)$$

とすると、 M_P は $x=0$ における曲げモーメントであるから、

$$\begin{aligned} M_P &= -EI y_0 \\ &= -\frac{P_P l}{4} \left[2 - \frac{l}{L + \frac{1}{\beta}} \right] \dots\dots\dots (2.6) \end{aligned}$$

ただし、

$$\beta = (k/4EI)^{1/4}$$

から、

$$P_P = \frac{4\sigma_P Z \left[L + \frac{1}{\beta} \right]}{l \left[2L + \frac{2}{\beta} - l \right]} \dots\dots\dots (2.7)$$

と与えられる。

また、この場合の $x=0$ におけるレール変位 y_0 は

$$y_0 = \frac{-P_P l^2}{24EI} \left(3L - 2l + \frac{3}{\beta} \right) \dots\dots\dots (2.8)$$

で与えられる。

一方、緊締を解かない弾性支持の端部における変位 y_L は

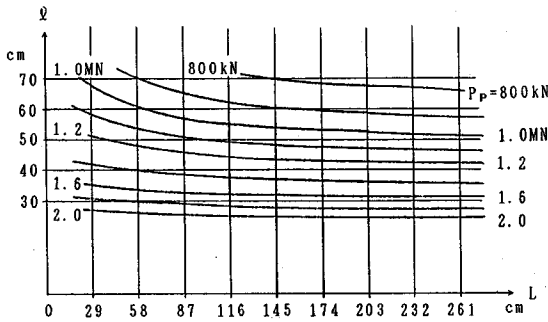


図-4 $x=0$ において降伏応力に達するときの荷重 P_p の L と l に対する特性

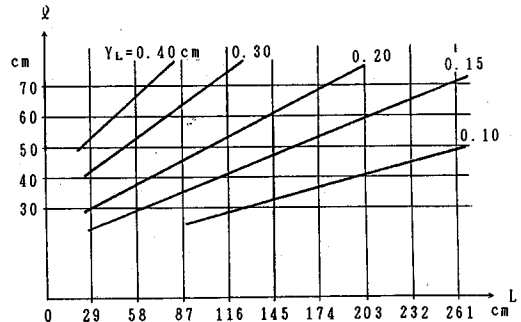


図-6 $x=0$ において降伏応力に達するときの変位 y_L の L と l に対する特性

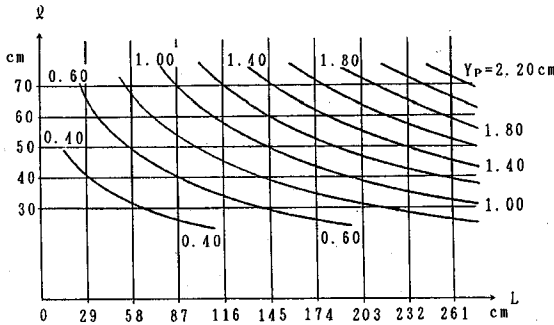


図-5 $x=0$ において降伏応力に達するときの変位 y_p の L と l に対する特性

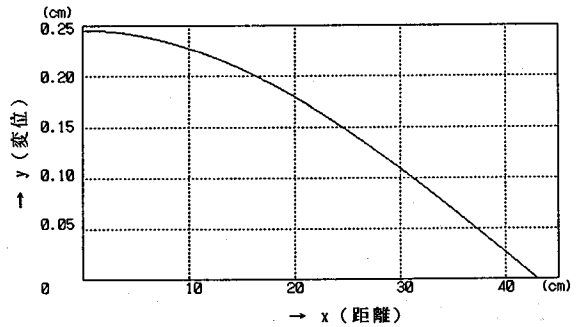


図-7 $x=0$ において降伏応力に達するときの Δ 値測定装置の範囲のレールの形状 ($l=43, L=203$)

$$y_L = \frac{P_p l^2}{8EI\beta^2} \frac{1}{L + \frac{1}{\beta}} \dots\dots\dots (2.9)$$

と与えられる。

最後に、レール曲上げ装置の中で支間 $2l_1$ でレールの曲上げ量として測定する正矢 Δy (Δ 値) が次式により与えられる。

$$\Delta y = \frac{P_p l_1^3}{12EI} - \frac{P_p l_1}{8EI} \left[2 - \frac{l}{L + \frac{1}{\beta}} \right] l_1^2 \dots\dots\dots (2.10)$$

なお、 l_1 は 43 cm である。

以上を図示したのが図-4～図-7である。

(3) 計算結果のまとめ

この計算結果をまとめれば次のようになる。

- (1) レールの浮上り量の大きい区間は図-3の場合、レール締結装置の解放区間とほぼ合致している。
- (2) レールの浮上り量は $\sigma_p = 600$ MPa ($P_p = 1044$ kN) の図-3が 13.04 mm であるのに対し、曲上げ力が 993 kN である実験の実測値は 13.4 mm⁴⁾ とほぼ合致している。
- (3) 図-4において、レールを降伏させ、曲上げに要する荷重はレール曲上げ装置の支間 $2l$ が小さくなれば大きくなる。

- (4) 同図において、レール締結装置の解放区間の曲上げ降伏荷重に対する影響は、レール曲上げ装置の支間が大きの場合に大きく、小さい場合は影響がほとんど見られなくなる。
- (5) 図-5において、曲上げ降伏荷重におけるレールの浮上がり量は、レール締結装置解放区間とレール曲上げ装置の支間を小さくすれば小さくなるが、浮上がり量については実際にはまくらぎ重量の影響が考えられるので、別途検討が必要である。
- (6) 図-6において、レール締結装置解放端の変位は解放区間とともに大きくなり、レール曲上げ装置の支間とともに小さくなる。
- (7) レール締結装置の解放区間については、まくらぎの浮上がり量によって、小石等が入り事後の狂いが生じないようにすることから、 $l = 50$ cm の場合については $y_L = 0.13$ cm とする 3 締結 (25 m にまくらぎ 43 本の場合は 203 cm) を解放すれば良いと考えられる。
- (8) 図-7において、 Δ 値が 2.5 mm 程度であることが認められる。

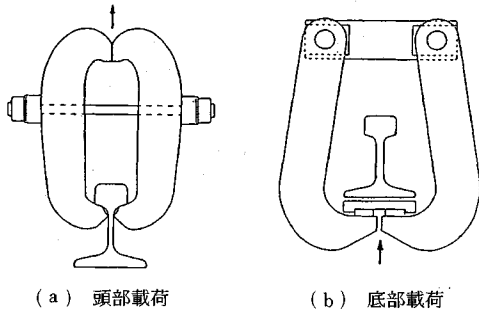


図-8 レールの把握

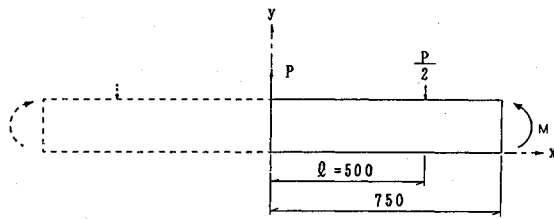


図-9 解析モデル

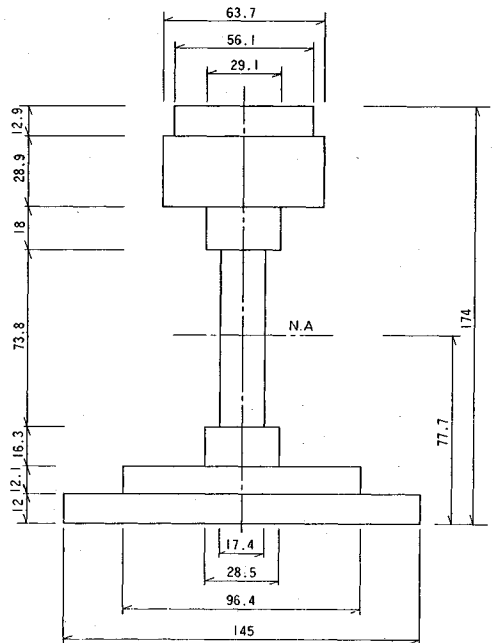


図-10 60 kg レールモデル

3. FEM による解析

(1) 要 旨

可搬計測式レール曲上げ装置によるレール曲上げについては、第2章のB-E梁の理論で、その概略の特性が明らかにされた。しかし、レールの曲上げには、図-8のようにレール頭部をつかむ方法（以下「頭部載荷」という）とレール底部をつかむ方法（以下「底部載荷」という）の2通りがあり、これらの現象ならびに効果の差異についてはこの理論では明らかにできない。そこで、これらについてFEM解析によりその特性を明らかにした。

(2) 計算モデル

a) 解析条件

中央部に曲上げ力 P 、レール曲上げ装置の支点到反力 $P/2$ 、両端部に曲上げに抵抗するモーメントが作用する梁を考え、以下の条件で計算した。

- (1) 解析対象が軸対称であるから、対称条件を用いて1/2モデルとする（図-9）。
- (2) 曲上げ力は $P=1078 \text{ kN}$ (110 tf) とする。
- (3) 曲上げ装置の支点間距離は $2l=1000 \text{ mm}$ とする。
- (4) 解析区間は端部抵抗モーメントに対するSt Venantの原理を考慮して750 mmとする。
- (5) 端部抵抗モーメントは、解放区間 $L=2030 \text{ mm}$ (3締結) に対する $2346 \text{ kN} \cdot \text{cm}$ とする。
- (6) レールは60 kgレールとする。

b) 解析プログラム

表-1 実物とモデルの比較

	断 面 積 mm ²	中立軸の 位 置 mm	断面2次 モーメント cm ⁴
実 物	7.75×10^3	77.5	3.09×10^3
モ デ ル	7743.53	77.7	3.05×10^3
モデル/実物	99.2 %		98.7 %

解析にはパソコン対話型FEM構造解析プログラム「HANDY/ELASTIC」(CRCセンチュリリサーチセンタ(株))を使用した。

なお、弾性解析プログラムなので、実際は降伏点応力を超えていても、弾性変形するものとして数値を計算することとなる。

c) 断面モデル

プログラムの入力制限により、60 kgレールを幅=断面積/高さという方法で、図-10のような矩形断面にモデル化した。

なお、実物とモデルとの差は表-1のとおりである^(注)。

d) メッシュ分割

要素形状は基本的に四角形とし、応力集中の発生が予想される領域を細かく分割して、425節点、397要素と

注) さらに詳細には、断面形状を考えた3次元モデルとすべきであるが、ここでは第1段階として2次元モデルにより解析を行うものである。

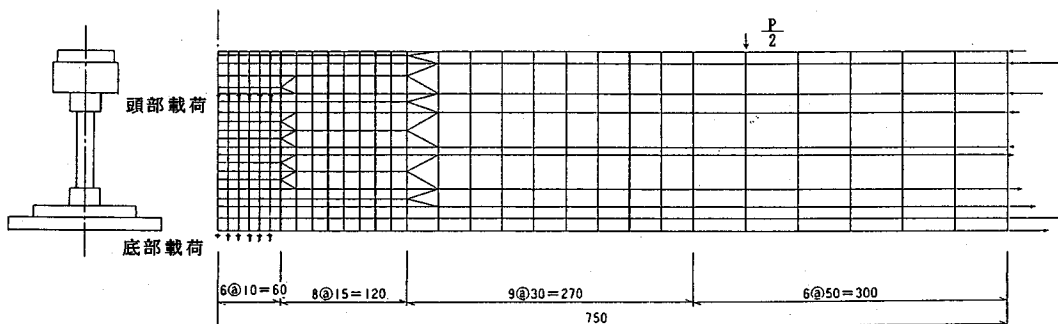


図-11 メッシュ分割

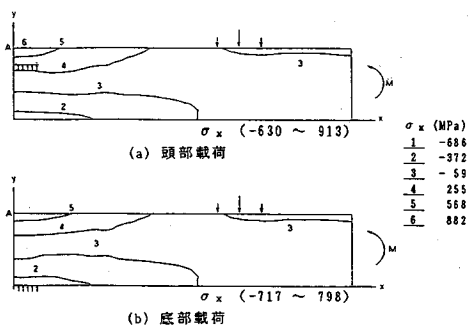


図-12 等応力線図- σ_x

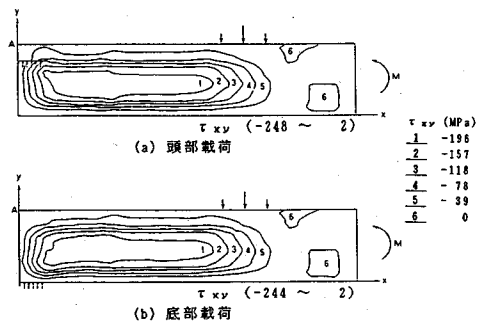


図-14 等応力線図- τ_{xy}

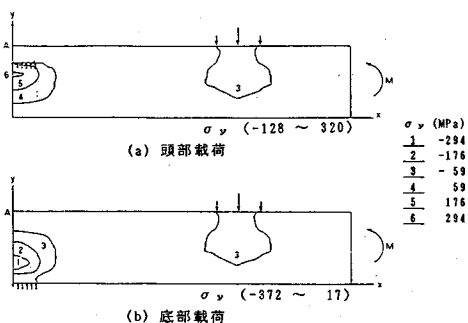


図-13 等応力線図- σ_y

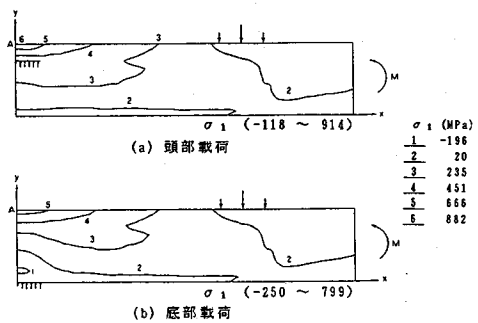


図-15 等応力線図- σ_1

した (図-11).

e) 載荷荷重

i) 曲上げ力

曲上げ力 P は幅 100 mm のフックを介してレールに伝達される。したがって、図-11 のようにメッシュを構成すると、11 の節点力に分割されるので、解析データは、

$$1078 \text{ kN}/11 \text{ 節点} = 98 \text{ (kN/節点)}$$

となる。

ii) モーメント荷重

解析モデル両端に働く曲上げに抵抗するモーメントを、第2章により計算し、このモーメントを断面積と中立軸からの距離を考慮して、図-11 のような10の水平

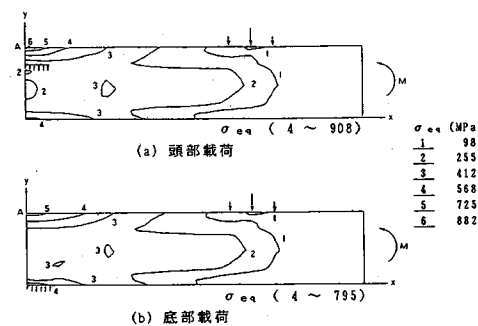


図-16 等応力線図- σ_{eq}

力に分解して両端部断面に載荷した。

なお、この水平力によるモーメントと理論解との比は、

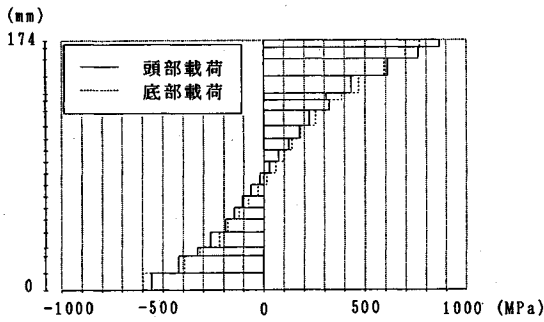


図-17 対称軸 (x=0) における応力分布 $-\sigma_x$

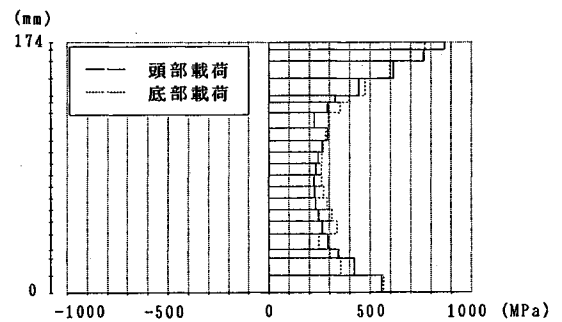


図-20 対称軸 (x=0) における応力分布 $-\sigma_2$

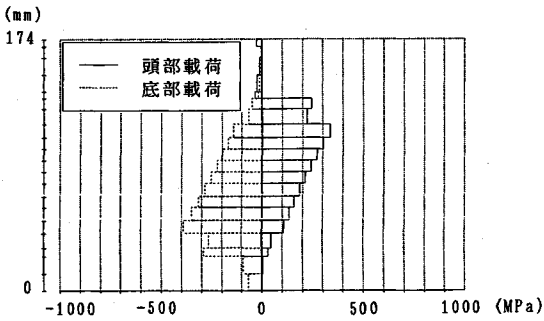


図-18 対称軸 (x=0) における応力分布 $-\sigma_y$

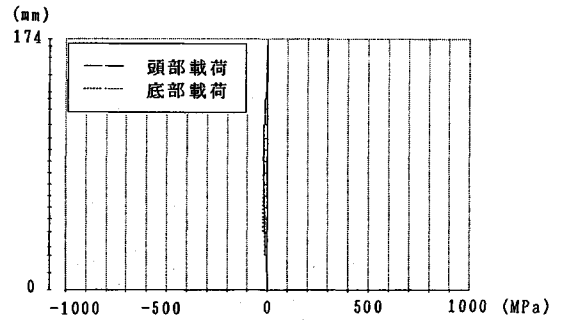


図-21 対称軸 (x=0) における応力分布 $-\tau_{xy}$

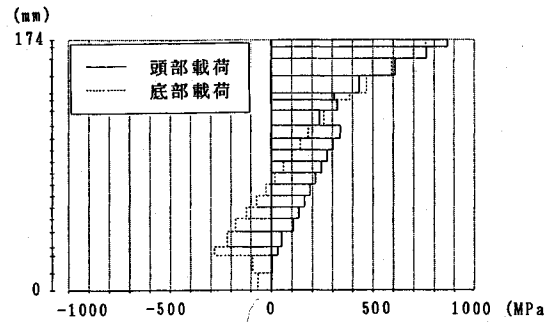


図-19 対称軸 (x=0) における応力分布 $-\sigma_1$

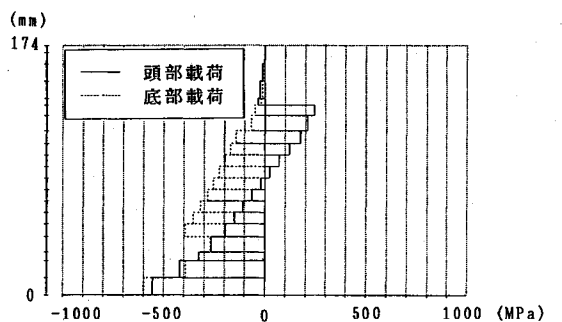


図-22 対称軸 (x=0) における応力分布 $-\sigma_{eq}$

水平力によるモーメント / 理論解 = 0.999998663 となった。

(3) 解析結果

a) 応力

σ_x , σ_y , τ_{xy} , 主応力 σ_1 および相当応力 σ_{eq} の計算値および等応力線図を図-12~図-16に示す。

これらを見ると、一般的に応力は頭部載荷の方が大きく、降伏応力を超える値は曲上げ部中央の要素で発生している。

ここで、一般に構造部材の降伏挙動に関する評価方法の一つとされている。

$$\sigma_{eq} = [\{ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \} / 2]^{1/2}$$

で求められる相当応力⁵⁾について見ると頭部載荷の方が14%大きい。

したがって、頭部載荷の方が底部載荷に比べてより小さな荷重で降伏に到ることとなる。

図-16のA点(対称軸のレール頭頂面)付近を見ると、頭部載荷の方が等応力線が密で、同じ応力の範囲も狭い。

したがって、降伏点に到るまで荷重をかけた場合、その荷重は頭部載荷の方が小さく、その降伏に到る範囲も底部載荷よりも狭い(568 MPa(58 kg/mm²)の応力を比較した場合の範囲は76%)ことが明らかで、レール頭部の損傷等に対する影響を考えた場合、頭部載荷の方が有利になるものと考えられる。

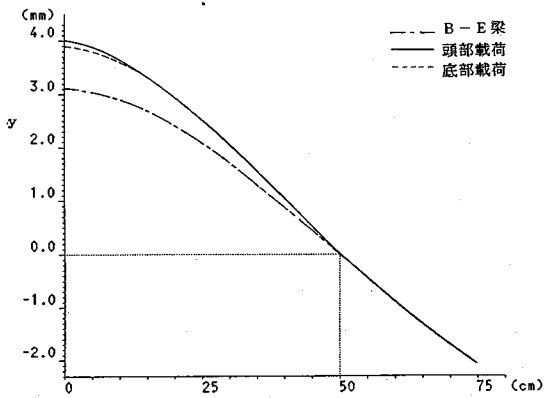


図-23 レール頭頂面変位の比較

また、荷重を避けたい箇所があるとすれば、レールフック端から 75 mm 程度離せば十分安全（応力がフック端部の値の 70% となる）と考えられる。

また、図-17～図-22 は対称軸 ($x=0$) における各応力の分布を示したものであるが、図-18 でレール腹部上端の上下方向応力を見ると、これは、図-22 のレール頭部の相当応力に比べて 39% に止まっており、今後断面応力に検討は必要であるとしても、ヘッドフリーとして大きな取付円弧をもつ 60 kg レールについては、上首切れの危険は小さいものと考えられる。

b) 変位

図-23 はレール頭頂面の変位を図示したものであるが、頭部載荷の方が底部載荷よりも変位量は大きい。また、これらを B-E 梁による理論解と比較すると、全体の傾向としては良く一致しているが、レール曲上げ装置の範囲内 ($x < 50$ cm) ではかなりの差が見られる。この差は、この変形を見ると支点の部分で折れていることから、FEM 解析には B-E 梁の理論でも計算される曲上げ変形のほか、このような高さに比べて支間が短い場合検討を要するせん断変形が加わったことによると考えられた。そこで、図-10 のモデルでせん断応力が大きくなるウェブ (17.4×73.8 mm) のせん断変形を、荷重 1078 kN、せん断弾性係数 7938 kN/mm^2 として計算すると 2.3×10^{-3} となり、これが FEM 解析と B-E 梁の差の角度 $2 \times 10^{-3} \text{ rad}$ とほぼ合致していることから、これは妥当であると考えられた。

4. 実測値との比較

(1) 応力

図-24 は曲上げ部中央 ($x=0$) のレール頭頂面・レール底部および曲上げ部中央から 10 cm 離れたレール頭頂面の x 軸方向の応力 σ_x の実測値ならびに計算値を載荷方法別に図示したものである。この結果によれば、FEM (実線で示す「FEM 解析 1」) と B-E 梁の計算

値はほぼ等しい値を与え、実測値ともよく合致しているが、(a) は FEM, B-E 梁, 実測値の 3 者の間に、(e) は計算値と実測値の間に差が見られる。

この差の原因については、実験当時のレールフックのレールとの接触面が平面であったので、フックとの接触部に等分布荷重を与えた FEM 解析（以下、「荷重制御」という）の計算条件と異なっていることが考えられた。そこで、第 5 章 (1) 節に述べるフックとの接触部に強制変位を与える FEM 解析（以下、「変位制御」という）を行った。その内、変位量一定の場合の結果を「FEM 解析 2」として一点鎖線で示すが、これは実測値と非常に良く合致した。

実測値の応力は歪からの換算値であるが、図-24 (d) を見ると 490 MPa (50 kgf/mm^2) 前後に勾配変更点があり、降伏応力とされている破断強度 804 MPa (82 kgf/mm^2) の 50~60% と良く一致している。

(2) Δ 値

図-25 は曲上げ部中央 ($x=0$) の Δ 値を図示したものである。これを見ると FEM 解析が実測値と良く一致しており、先に述べたせん断変形が実際にも生じていることを示している。

5. レールフックの食込みに関する検討

(1) 要旨

第 3 章の計算結果において、レールフックに接触する節点の y 軸方向の変位の差は、レールフックの長さ 50 mm (1/2 モデル) に対して 0.1 mm と微小 (1/500) のものであり、またレールフック端部の節点の周りの要素における相当応力 σ_{eq} も 392 MPa (40 kgf/mm^2) であるので、特に問題はない値である。しかし、この計算は、荷重制御の均等荷重によるもので、レールフックによるレールの載荷状態とは異なると考えられた。そこで、実態に近いと考えられる変位制御とし、均等な変位ならびに円弧で表される変位を節点に与えた場合について計算した。

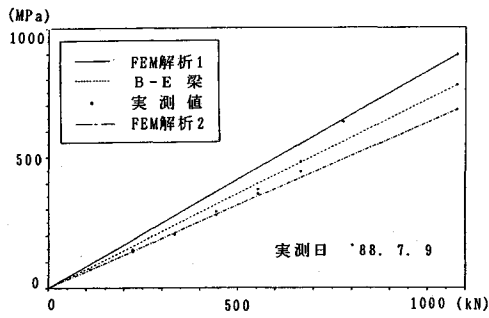
(2) 計算条件

計算条件は以下のとおりとした。

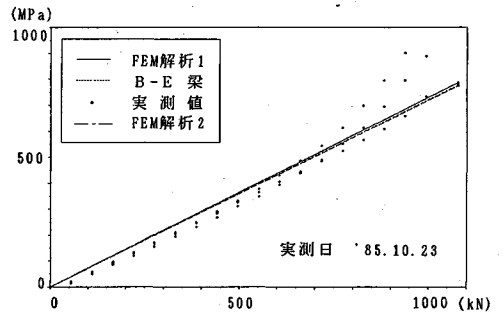
(1) レールフックと接触する節点に、曲上げ力の代わりにフック形状に相当する変位を与え、節点反力を求める。

(2) 頭部載荷の場合は、レールフックのレールとの接触面の形状を、直線（変位量一定 = 4.02 mm）、荷重制御による接触面の変位が $R=12376$ mm の円曲線で近似できることから、 $R=12376$ mm（変位差 0.1 mm）とした場合、さらにこれを拡張してレールフック端部における変位差が 0.12 mm となる $R=10500$ mm の円曲線の 3 種類とする。

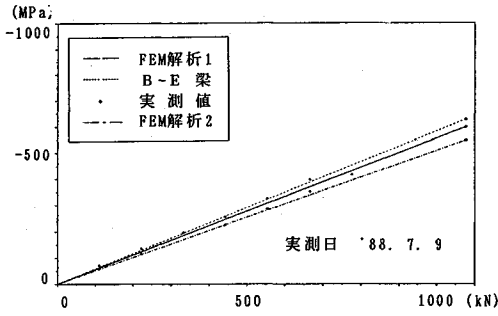
(3) 底部載荷の場合は、レールフックのレールとの



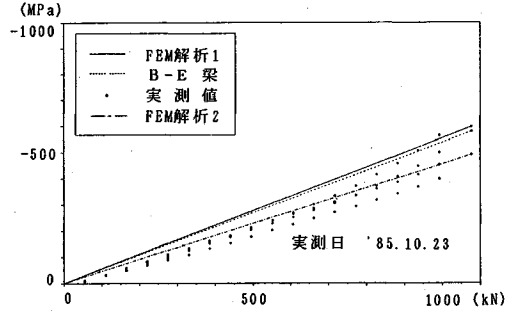
(a) 頭部載荷-頭頂面 ($x=0$)



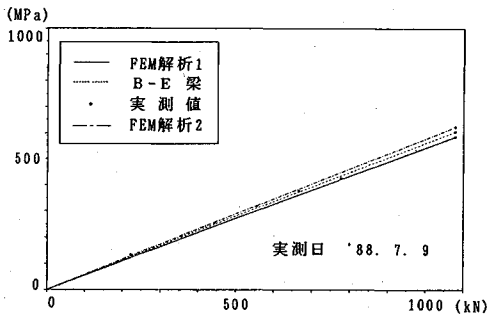
(d) 底部載荷-頭頂面 ($x=0$)



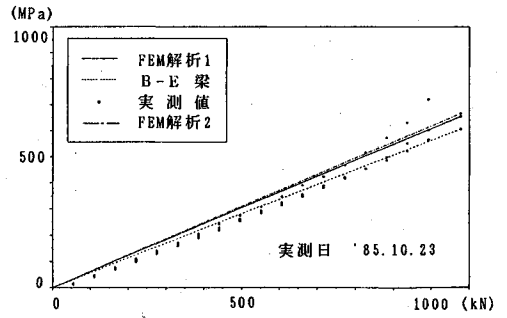
(b) 頭部載荷-底部 ($x=0$)



(e) 底部載荷-底部 ($x=0$)

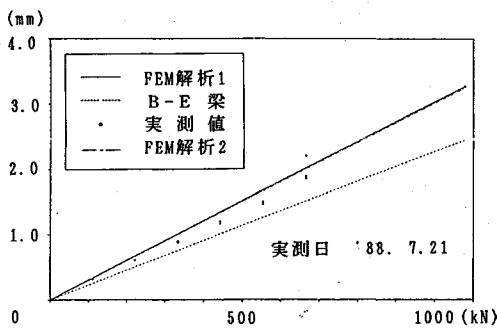


(c) 頭部載荷-頭頂面 ($x=10$)

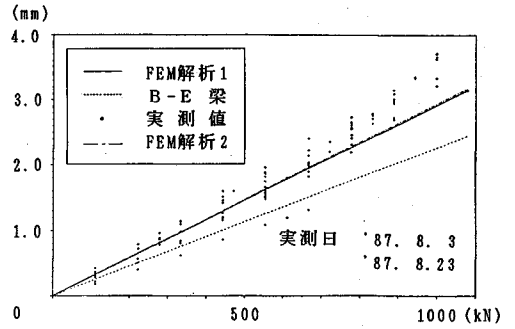


(f) 底部載荷-頭頂面 ($x=10$)

図-24 応力の比較



(a) 頭部載荷



(b) 底部載荷

図-25 Δ値の比較

表-2 応力範囲の比較

(MPa)

	頭 部 載 荷				底 部 載 荷	
	荷重制御による 解析	変位制御による解析			荷重制御による 解析	変位制御 変位一定
		R= 12 376	R= 10 500	変位一定		
σ_x	- 630 ~ 913	- 630 ~ 919	- 631 ~ 948	- 630 ~ 919	- 717 ~ 798	- 897 ~ 785
σ_y	- 128 ~ 320	- 127 ~ 326	- 127 ~ 352	- 127 ~ 326	- 372 ~ 17	- 414 ~ 18
τ_{xy}	- 248 ~ 2	- 248 ~ 2	- 247 ~ 2	- 248 ~ 2	- 244 ~ 2	- 251 ~ 88
σ_1	- 118 ~ 914	- 117 ~ 920	- 117 ~ 949	- 117 ~ 920	- 250 ~ 799	- 414 ~ 785
σ_{eq}	4 ~ 908	4 ~ 914	4 ~ 943	4 ~ 914	4 ~ 795	4 ~ 782

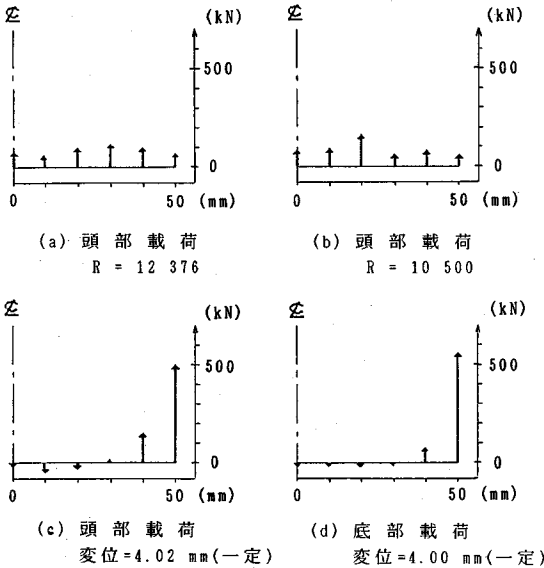


図-26 変位制御によるレールフックと接触する節点の節点反力の分布

接触面の形状を、変位量一定=4.00 mm とする。

なお、直線の場合の変位量は第3章(3)節の解析結果の平均値である。

(4) その他は第3章(2)節と同じ条件とする。

(3) 計算結果

図-26 に変位制御によるレールフックと接触する節点の節点反力の分布を示す。

また、表-2 には荷重制御と変位制御による各応力の値を示す。頭部載荷の場合の荷重制御と変位制御を比較すると、全般的に R=10 500 mm の場合の数値が大きいですが、荷重制御による数値とほとんど変わらない。また、等応力線図を描いてみても荷重制御による解析の図-12

~図-16 との有意差は見当らない。

(4) 検 討

図-26 を見ると、レールフックの接触面の形状が直線の場合の節点反力は、レールフック端において最大値を示し、レールフック中央部では負(下向き)の値を示している。また、この場合のレールフック端の周りの要素の相当応力 σ_{eq} は、頭部載荷の場合 673 MPa (68.7 kgf/mm²) 底部載荷の場合 747 MPa (76.2 kgf/mm²) と大きい。さらにレール頭頂面の値と比べると、頭部載荷の場合は約 75%、底部載荷の場合はほぼ 100% となり、この点でも頭部載荷の方が有利ではあるが、この場合、特に底部載荷では食込みを生ずることが十分に考えられる。

これに対して、レールフックの接触面の形状が曲線の場合は、レールフック端の節点反力は節点の内で最大値を示しておらず、R=10 500 は R=12 376 に比べ、小さい値 (84%) を示している。R=12 376、R=10 500 mm のレールフック端の周りの要素の相当応力 σ_{eq} は、それぞれ 400、397 (MPa) とレール頭頂面に比べて小さい値 (約 40%) でほぼ等しいので、食込みの恐れはないものと考えられる。

したがって、フックとレールとの接触面の形状は、直線ではなく、曲面にすることが必要であるが、この面の中央と端部の変位の差は 0.1 mm なので心持ち凸面になるようにするというのが妥当なところであろう。

なお、現在使用中の実用型装置のレールフックは、このようなことを考えて、端部において R=25 mm の面取りを施してあり、万が一食込みが発生することがあってもこの円弧になるので、問題を生ずることはないものと考えられる。

6. ま と め

以上の結果を取りまとめると次の通りである。

(1) 曲上げ時のレール締結装置の緩解延長については、曲上げ部を中心に前後各3締結(25mにまくらぎ43本の場合は203cm)を解放すれば良く、理論解と実測値も良く一致している。

(2) 頭部載荷と底部載荷の差異については、頭部載荷の方が底部載荷に比べてより小さな荷重(88%)で降伏に到り、降伏点を超える応力が発生する範囲は、頭部載荷の方が底部載荷よりも狭い(76%)ので、レールの曲上げに関しては頭部載荷の方が底部載荷よりも有利である。

(3) レールの損傷について、頭部・底部とも問題はなく、頭部載荷の場合でも上首部における破損の恐れはない。

(4) 要注意箇所については、フックの端を75mm程度離せば良い。

(5) フックの食込みに関しては、フック端部に発生する応力よりも、レール頭頂面に発生する応力の方が大きいので問題はないと考えられ、また、フックのレールとの接触面の形状は、フック端部で緩やかに落とし、レールとの接触面が心持ち凸面になるように留意すれば良いものと考えられた。

その他、降伏は応力に換算して500MPa付近で発生しており、FEM解析は実測結果と良く合致していることが明らかにされた。

以上の解析により、従来知られていなかったレール曲上げの力学的特性が明らかにされ、また、問題と考えられた事項についても解決の手法が明らかにされた効果は大きいものと考えられる。

参 考 文 献

- 1) Esweld, C.: Three Years Experience with Modern Weld Treatment, Rail International, 1986.12.
- 2) Michael, P.L.: Rastic and superlev Smooth the Rails, Railway Gazette International, 1987.3.
- 3) 佐藤正男・高木喜内・斎藤八郎: 冷間方式による現場レール溶接のきょう正, 日本鉄道施設協会誌, 1988.12.
- 4) 開発試験グループ: 計量式曲上げ装置の開発試験, NKH技術情報第2号, 1987.10.
- 5) 宮本 等・菊池正純: 材料力学, 裳華房, 1987.

(1990.9.7 受付)

MECHANICAL STUDIES ON RAIL BENDING-UP

Yoshihiko SATO and Shinpei KUBOTA

On a high speed railway like Shin-kansen, it is so important to suppress the roughness of rail surface from the viewpoint of running safety, growth of irregularities, noise and vibration. For this purpose, the rail bending-up in cold work has been developed. In this process, following problems were noticed. (1) The lift-up of rail in bending-up. (2) The difference of effects in bending-up between by head catch and by bottom catch. (3) The safety from failure of rail head in head catch. (4) The measure to protect rail from punching due to rail catch. Through both the analyses with use of Bernuilli-Euler beam theory and FEM and the comparison of them with experimental data, sufficient results are obtained.