

形鋼矯正機の矯正圧力について

Roller Loads of the Shaped Steel Straightener

安田 哲太郎*
Tetsutarō Yasuda

内 容 梗 概

熱間圧延または冷却過程に生ずる形鋼の曲がりや冷間にて矯正するために使用される形鋼矯正機は、精整作業において重要な役割を果すものであるが、これら矯正機のうち汎用に使用されるローラ矯正機の基本的な矯正圧力、および矯正馬力について実測を行ったのでその結果について報告する。

1. 結 言

形鋼矯正機にはプレス矯正機とローラ矯正機とあるが、能率的な面からローラ矯正機が主として用いられ、補助的にプレス矯正機を用いているのが現状である。

今回実測に使用したローラ矯正機は、日立製作所にて設計製作を行い、現在稼働中の日本砂鉄株式会社納めのもので、顧客の深い理解と協力により軌条矯正中における矯正圧力、矯正馬力および矯正に伴う諸現象につき調査したものである。

実験に使用したローラ矯正機を第1図および第2図に示す。本矯正機のおもな仕様は下記のとおりである。

仕 様

矯正材： 軌 条 6~22 kg
山形鋼 100×100×13~
40×40×5
およびこれに準ずる溝形鋼
矯正速度： 40, 80 m/min
ローラ公称径： 400 mm
ローラピッチ： 620 mm
ローラ本数： 7本(上4本,下3本)
電動機： AC 75 kW, 900 rpm

2. 実 験 方 法

2.1 実 験 方 法

第3図のように、下ローラ軸受箱とこれをささえている2本の調整ネジとの間にひずみ柱をそう入し、これにはり付けたストレインゲージのひずみを電磁オシログラフに拡大し矯正圧力を測定した。

2.2 実 験 材 料

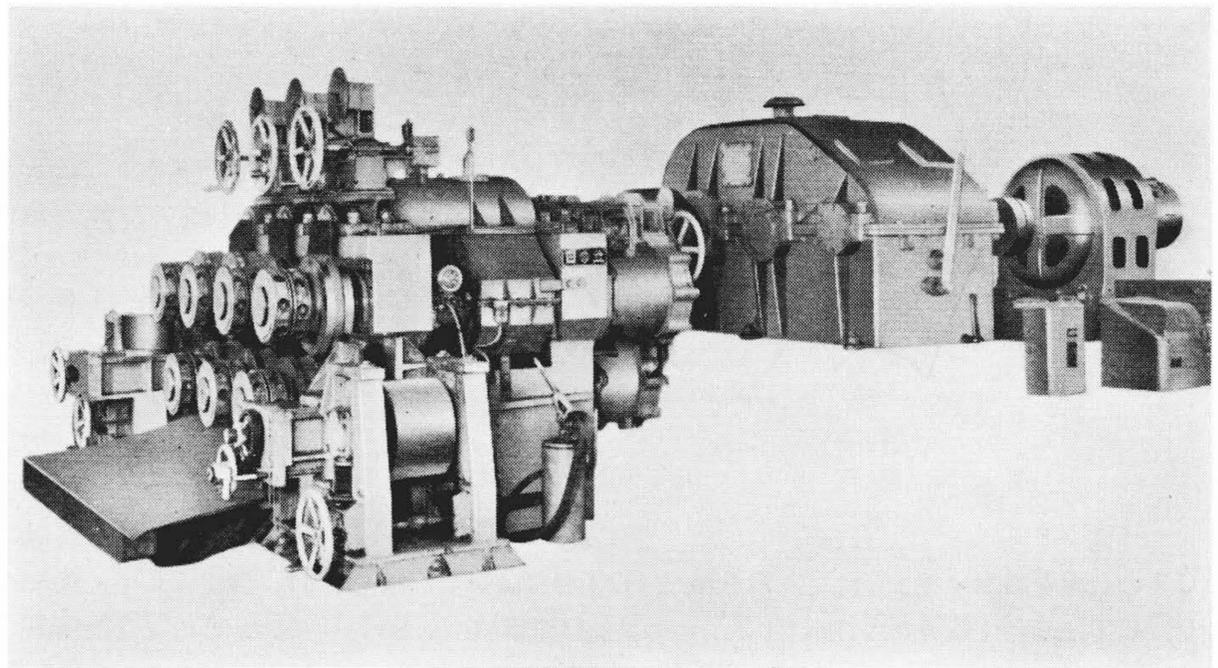
22 kg 軌条を鋼塊のチャージ別に各2本ずつについて実測した。各チャージ別の軌条の機械的性質を第1表に示す。

3. 実 測 値

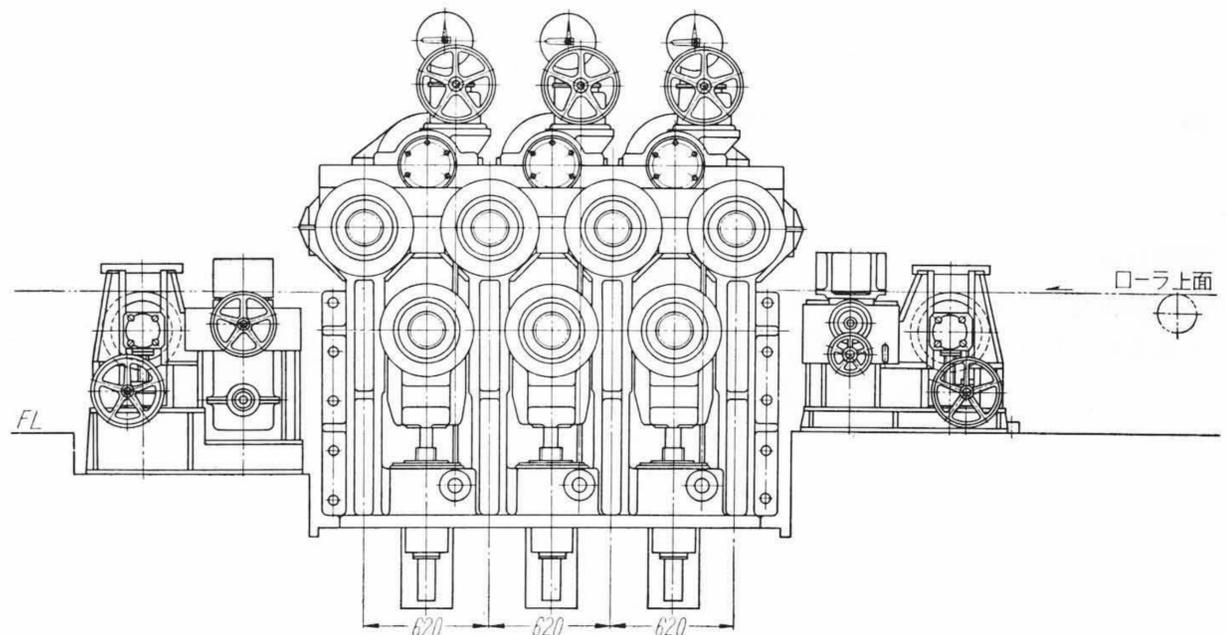
3.1 矯 正 荷 重

矯正荷重の測定箇所を第4図に、測定値を第2表に示す。

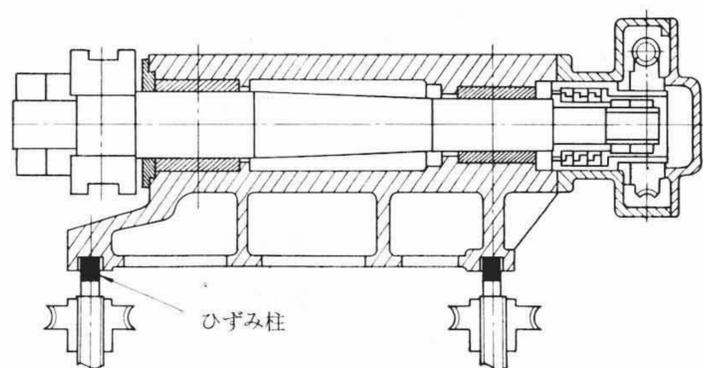
* 日立製作所日立工場



第1図 ロ ー ラ 矯 正 機



第2図 ロ ー ラ 矯 正 機 正 面 図



第3図 下矯正ローラ軸受箱断面図

第1表 軌条の機械的性質

矯正材番号	機械的性質			
	降伏点 (kg/mm ²)	抗張力 (kg/mm ²)	伸び	かたさ (HB)
1, 2	46.1~49.4	85.5	15.5	229
3, 4		90.0	13.0	255
5, 6		84.7	15.5	235
7, 8		86.2	15.6	235
9, 10		88.5	14.0	232
11, 12		84.4	14.8	238

第2表 22kg 軌条矯正荷重 (矯正ローラ中心換算)

矯正材番号	荷重 (×10 ³ kg)				
	1+1'	2+(2)'	3+3'	4+(4)'	5+5'
1	0.01 ~0.1	46.2	48.2	33.3	1.2
2		46.7	45	27.7	1.1
3		47.8	46.1	30	1.1
4		47.9	49.9	34.5	1.1
5		46.7	45.4	30	1.1
6		47.9	49.7	34.1	—
7		49.3	49.9	34.1	1.2
8		45.9	46.7	29.6	1.0
9		44.4	45.2	34.3	1.1
10		47.6	45.4	33.5	1.1
11		44.6	48.2	37.3	1.2
12		46.7	43.2	33.8	1.0
平均値		46.8	46.9	32.7	1.1

第3表 塑性変形量

変形量 (mm)	δ ₁	δ ₂	δ ₃	δ ₄	δ ₅
		+4.6	-5.2	-4.2	-1.7

第4表 矯正動力および矯正前後の状態

矯正材 No.	矯正前* 大曲り (mm)	かたさ (Hs)		縮みしろ (mm)	矯正動力** (kW)	矯正後* 曲り (mm)
		矯正前	矯正後			
1	67	28.7	30.3	13	57.6	3 ~10
2	33	27.9	30.0	11	52.5	
3	87	30.8	33.4	—	50.4	
4	86	27.7	31.9	9	56.2	
5	56	27.3	29.6	12	52.2	
6	36	27.5	28.5	12	53.6	
7	67	27.6	29.8	10	55.7	
8	56	27.3	29.6	12	52.2	
9	116	27.6	30.1	9	59.4	
10	50	27.7	29.2	11	56.6	
11	156	27.4	30.3	12	61.2	
12	62	28.3	30.7	14	55.7	
平均値	66	28.0	30.3	11.4	54.3	

注：1. *印は軌条長さ10mについての最大曲り量を表したものである。(正矯正材 No.9 および 11は矯正試験のため特別な大曲り材を供試されたもの)
2. **印は電動機入力を測定せるもので電動機損失をも含む。なお無負荷動力は 17 kW である。

3.2 塑性変形量

矯正過程に被矯正材に与えられる塑性変形量を調査するため、矯正中における上下ローラ間の開きより被矯正材の高さを差引いたものの値を第3表に示す。

3.3 矯正動力

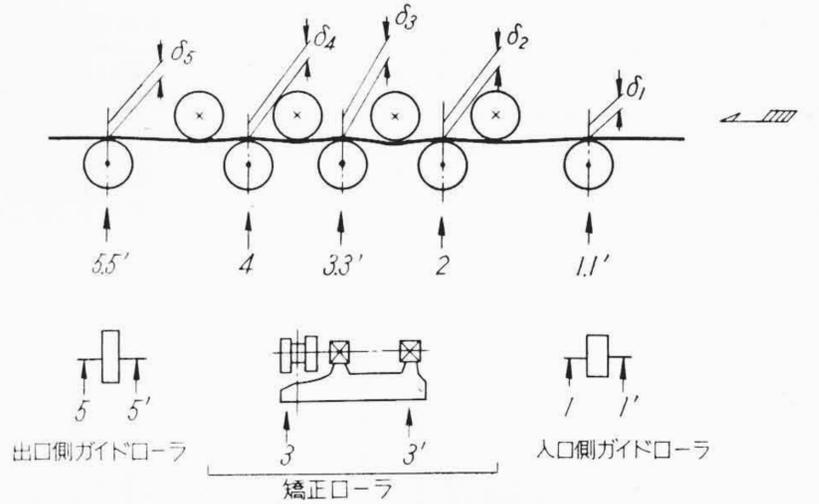
22kg 軌条を1回矯正した時の矯正状態および矯正動力の測定値を第4表に示す。なお、矯正速度は 40 m/min である。

矯正時の電力記録を第5図に示す。

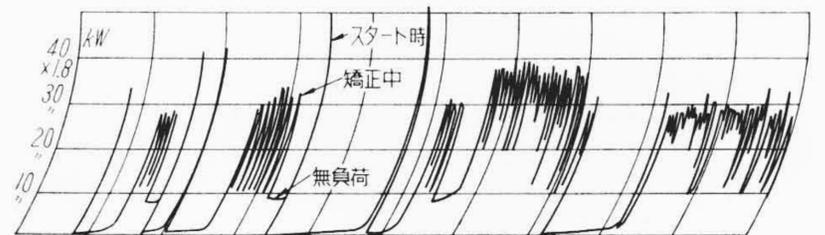
4. 実験結果に対する検討

4.1 塑性変形量

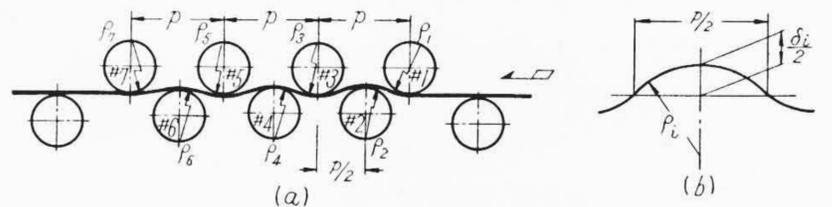
各矯正ローラによって軌条に与えられる曲げ半径を第3表より求める。



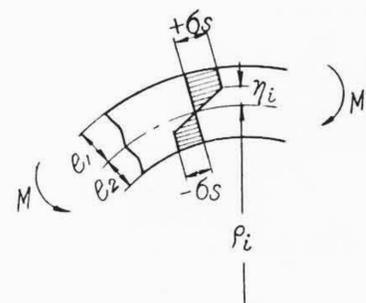
第4図 荷重測定箇所



第5図 矯正時の電力記録



第6図 矯正材変形状態図



第7図 はり断面の応力分布

計算を簡略化するため、第6図(b)のように考えると、曲げ半径は(1)式で表わされる。

$$\rho_i = \frac{p^2}{16\delta_i} \dots \dots \dots (1)$$

p: ローラピッチ
δi: 矯正ローラによって与えられる変形量

曲げモーメントの中立軸から降伏を始める点までの距離をηiとすればηiは(2)式より求められる。

$$\eta_i = \frac{\rho_i \sigma_s}{E} = k \rho_i = 23.8 \times 10^4 \rho_i \text{ mm} \dots \dots \dots (2)$$

E: ヤング係数 = 2.1 × 10⁴ kg/mm²
σs: 軌条の降伏点 = 50 kg/mm² (加工硬化をも考慮して)

塑性変形率をαとし、中立軸より外表面までの距離をe1, e2とすると(第7図),

$$\alpha_i = \frac{e_1 - \eta_i}{e_1} \times 100\% \dots \dots \dots (3)$$

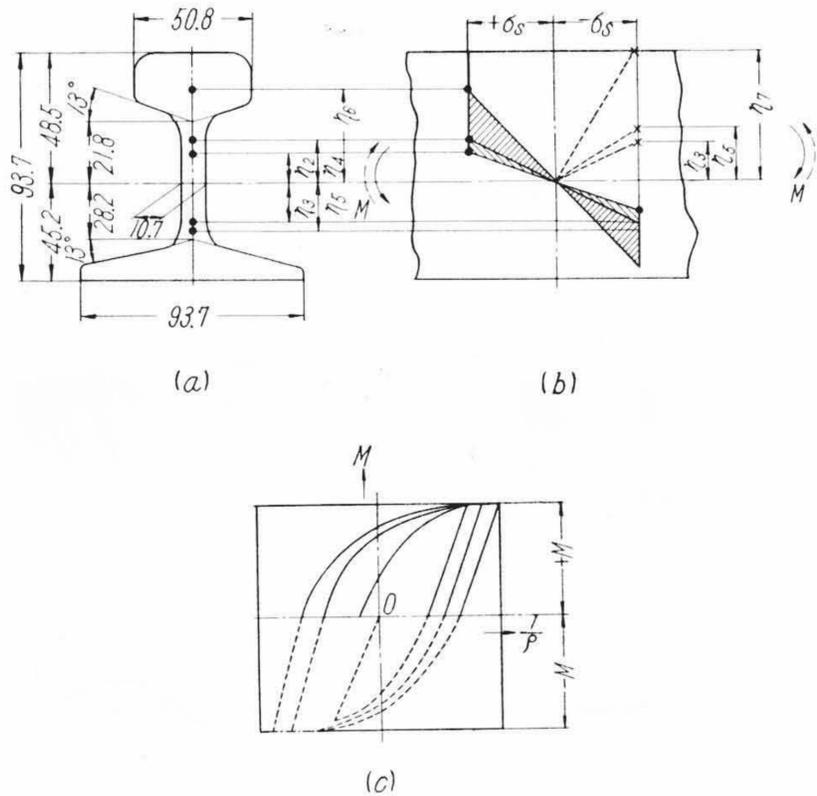
で表わされる。したがって第3表のδの値よりρi, ηi, αiを計算すると第5表のようになる。

第5表の矯正過程中的ηiの変化を第8図(a), (b)に、軌条内部

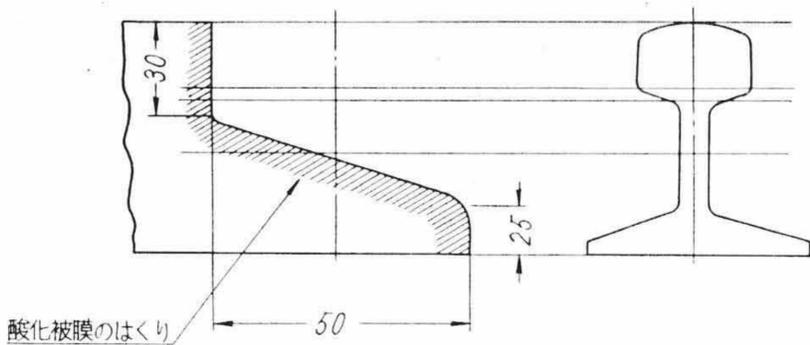
第5表 各ローラ位置の諸変形量 ($\delta_i, \rho_i, \eta_i, \alpha_i$ の値)

ローラ#	#1*	#2	#3*	#4	#5*	#6	#7*
δ_i (mm)	-0.3	-5.2	-4.7	-4.2	-2.95	-1.7	-1.05
ρ_i ($\times 10^3$ mm)	80.3	4.63	5.12	5.73	6.10	14.1	—
η_i (mm)	191	11.0	12.2	13.6	14.5	33.6	(48.5)
α_i (%)	—	77.3	75.0	72.0	70.0	30.7	0

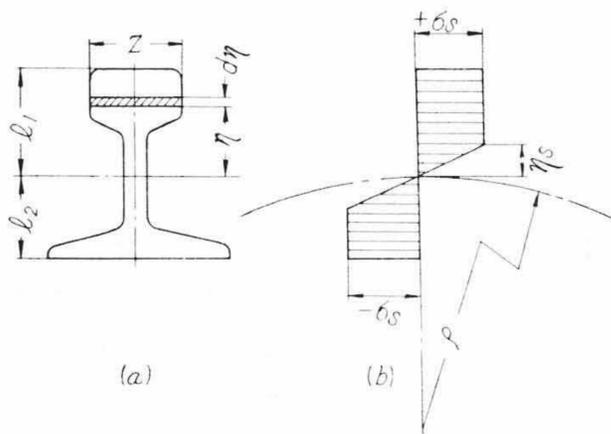
*印は第3表に示す δ の値の左右の平均値で()は推定値である。



第8図 矯正状態図



第9図 矯正中における酸化被膜のはくり状況



第10図 応力分布図

に生ずるヒステリシス曲線の状況を(c)に示す。

これらはまた、矯正過程に生ずる酸化被膜のはくり状況からも観察することができる。

4.2 矯正曲げモーメント

矯正ローラにより与えられる最大矯正曲げモーメントを求める。

曲げ変形による中立軸の位置を、応力のつり合条件(4)式より求めると、図心の位置と中立軸はほとんど一致する。したがって矯正

第6表 最大および最小降伏曲げモーメント比

丸	矩形	溝形	I形	山形	軌条
●	■	┌	┌	^	┌
1.7	1.5	1.64	1.71	1.48	1.36

曲げモーメントは(5)式で表わされる(第10図)。

$$\int_0^{e1} Z \sigma d\eta = \int_0^{e2} Z \sigma d\eta \dots\dots\dots (4)$$

$$M = \int_0^{e1} Z \sigma d\eta + \int_{-e2}^0 Z \sigma d\eta = 2 \left(E \int_0^{\eta_s} Z \frac{\eta^2}{\rho} d\eta + \sigma_s \int_{\eta_s}^{e1} Z \eta d\eta \right) \dots\dots\dots (5)$$

$$\sigma = E\epsilon = E \frac{\eta}{\rho} \quad \sigma_s = E \frac{\eta_s}{\rho}$$

(5)式より矯正曲げモーメントMは

$$M = 4,724 \times 10^3 \text{kgmm}$$

軌条の表面が降伏する場合の曲げモーメント M_s は

$$M_s = \sigma_s \cdot Z = 3,480 \times 10^3 \text{kgmm}$$

Z: 22kg 軌条の断面係数 = $69.6 \times 10^3 \text{mm}^3$

$$\therefore \frac{M}{M_s} = 1.36$$

また、軌条が全部降伏したときの曲げモーメントM'は

$$M' = 4,784 \times 10^3 \text{kgmm}$$

$$\therefore \frac{M'}{M_s} = 1.37$$

すなわち、軌条断面が77.3%塑性変形した場合も、100%塑性変形した場合でも曲げモーメントはほとんど変わらない。参考までに各種断面について最大および最小降伏曲げモーメント比の値を示すと第6表のとおりになる。

4.3 変形過程におけるはりの支持条件

矯正曲げモーメントが4.2項より求められるので実測せる矯正荷重より変形過程におけるはりの支持条件を求める。

$$M = \frac{Wp}{\beta} \dots\dots\dots (6)$$

ここに M: 矯正曲げモーメント

W: 矯正圧力

p: ローラピッチ

β : はりの周辺条件によって決まる常数

$$\therefore \beta = \frac{Wp}{M} = 6.13$$

すなわち $\beta=8$ (両端固定) と $\beta=4$ (両端支持) のほぼ中間に存在することがわかる。

4.4 出口側ガイドローラにかかる荷重

出口側ガイドローラにかかる荷重を計算より求める。第11図においてガイドローラにより矯正材に与えられるA点の曲げモーメントは M_s でなければならぬ。したがって矯正材に弾性体の式を適用すると

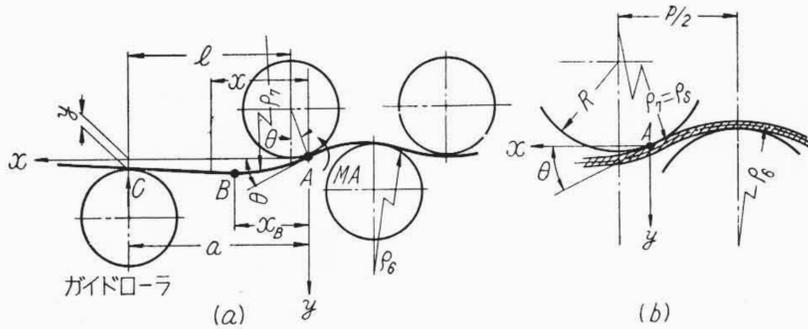
$$\frac{d^2y}{dx^2} = -k(a-x) \dots\dots\dots (7)$$

y: たわみ

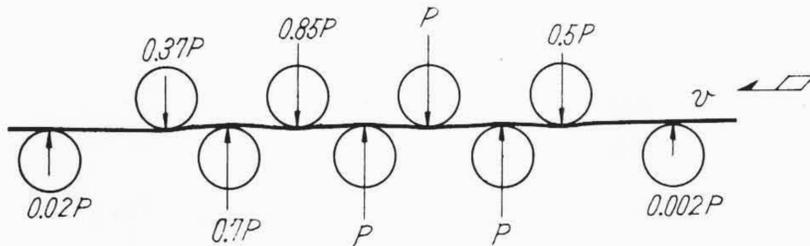
k: 常数

a: 出口矯正ローラが矯正材と接する点よりガイドローラまでの距離

x: 出口矯正ローラが矯正材と接する点より任意の点までの距離



第11図 出口ガイドローラによる矯正状態図



第12図 矯正荷重分布図

(7)式を積分し、周辺条件を代入すると、たわみ y は(8)式で表わされる。

$$y = -\frac{k}{2} \left(a - \frac{x}{3} \right) x^2 + \theta x \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$\frac{dy}{dx} = \tan \theta \doteq \theta$$

また定数 k は $x=0$ にて $\rho = \rho_s$ となるから

$$k = -\frac{1}{a\rho_s} \quad \dots\dots\dots (9)$$

よって(8)式は

$$y = -\frac{1}{2a\rho_s} \left(a - \frac{x}{3} \right) x^2 + \theta x \quad \dots\dots\dots (10)$$

$x=a$ とおくと

$$y_a = \left(\theta - \frac{a}{3\rho_s} \right) a \quad \dots\dots\dots (11)$$

θ は近似的に 第11図 (b) より

$$\theta = \frac{p}{\rho_6 + \rho_s + 2(R + e_1)} \text{ rad}$$

(11)式より $l=1,100 \text{ mm}$, $a=l+R \sin \theta$ とおけば

$$y_a = -0.44 \text{ mm} < \text{測定値 } -3.8 \text{ mm}$$

片持ばりとして出口ガイドローラにかかる荷重を検討すると

$$p = \frac{M_s}{a} = 3.15 \times 10^3 \text{ kg} > \text{測定値 } 1.1 \times 10^3 \text{ kg}$$

上記計算値は、実測値よりもいずれも大きくなっているが、 θ 算定上の誤差および矯正材が最初にもっていた曲率の影響によるものとみなされる。

4.5 矯正動力

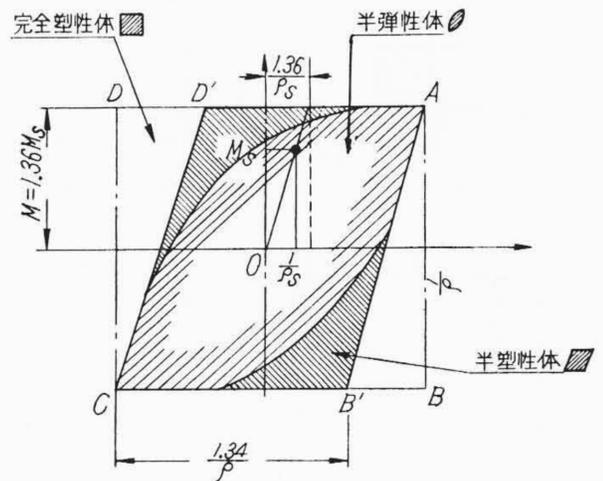
被矯正材の変形過程を完全塑性体と考え、各矯正ローラにかかる荷重の状態を示すと 第12図 のとおりになる。

矯正に必要な動力は、軸受損失動力と曲がりを矯正するための動力とからなる。

4.5.1 軸受損失動力

軸受損失動力は、ラジアル荷重とスラスト荷重とに分けることができる。このうちスラスト荷重によるものは小さいから省略する。* 第3図および第12図より、各軸受にかかる反力を R_i 、周速を v' とすると

* 種々の実験より縦方向に十分な塑性変形を与えた状態で横方向に塑性変形を与える荷重は小さい⁽¹⁾。



第13図 ヒステリシス線図

$$N_f = \frac{\sum R_i \mu v'}{102} = \frac{4.8 p \mu v}{102} = 11.8 \text{ kW}$$

μ = まさつ係数 0.008 (推定)

矯正に有効に利用しうる動力 N_L は第4表より

$$N_L \doteq 54.3 - N_f - \text{無負荷動力} = 25.5 \text{ kW}$$

4.5.2 矯正動力

矯正動力は 4.5.1 項より求めたのであるが、これを理論的に算出する場合、材料内部にかかるヒステリシスのエネルギーおよび摩擦仕事の両方より検討する。

(1) ヒステリシスのえがくエネルギー

材料が完全塑性体である場合および半塑性体の場合についてのヒステリシス曲線を 第13図 に示す。

完全塑性体がえがく面積

$$ABCD = M \times \frac{1}{\rho} \times 4$$

半塑性体がえがく面積

$$AB'CD' = 2M \times \frac{1.34}{\rho}$$

$$\therefore \beta = \frac{\square AB'CD'}{\square ABCD} = 0.67$$

すなわち、完全塑性体に比べ、半塑性体はその占める面積で67%である。矯正材料がえがくヒステリシス曲線は、上記の理想的なヒステリシス曲線に比べ、二次曲線で表わされ、その囲む面積も小さくなる。これら半弾性体の囲む面積を実測値より求める。矯正に要する動力 N_L は

$$N_L = \frac{v}{102} \int_{\theta} d \left(\frac{M}{\rho} \right) = \alpha \frac{Mv}{102\rho} \text{ kW} \quad \dots\dots\dots (12)$$

α : 矯正ローラの数によって決まる係数 $= 2(n-2)\beta\gamma$

n : 矯正ローラ数

$$\gamma = \frac{\text{半弾性体のヒステリシス曲線の面積}}{\text{半塑性体のヒステリシス曲線の面積}}$$

v : 矯正速度 m/s

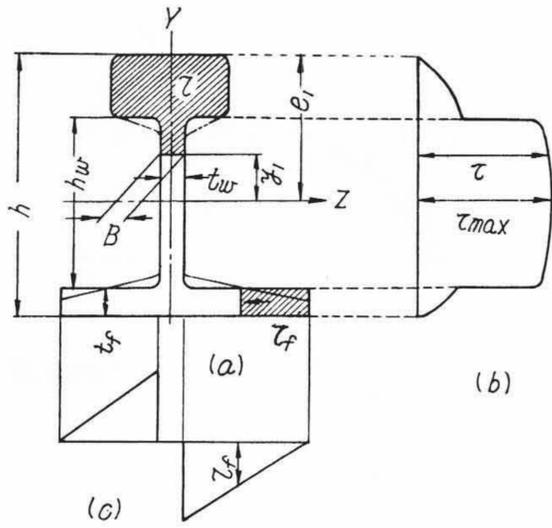
4.5.1 より矯正に必要な動力を $N_L = 25.5 \text{ kW}$ として

$$\alpha = \frac{102 N_L \rho}{Mv} = 3.83$$

$$\gamma = \frac{\alpha}{2(n-2)\beta} = 0.572$$

γ の値は、有効繰返し曲げ回数を 2.5 回と仮定し、また同じヒステリシス曲線が繰返しえがかれるものとして求めた値である。

材料内部にえがかれるヒステリシス曲線を完全塑性体のヒステリシス曲線と比較すると、その面積比は38%である。これより矯正動力は次式で表わすことができる。



第14図 せん断応力分布図

$$N_L = \frac{2(n-2)\alpha\beta\gamma}{102} \cdot \frac{Mv}{\rho} \text{ kW} \dots\dots\dots (13)$$

- n : 矯正ローラ本数(出入口ガイドローラを除く)
- M : 塑性変形モーメント kgm
- v : 矯正速度 m/s
- ρ : 曲げ半径 $= \frac{0.25 e_1 E}{\sigma_s}$ mm
- σ_s : 降伏点 kg/mm^2
- E : ヤング係数 kg/mm^2
- e_1 : 中立軸よりはりの表面までの高さ mm

(2) 摩擦仕事

矯正ローラによって与えられる摩擦仕事は

$$N_L = \frac{(\sum P)\mu v}{102} \text{ kW} \dots\dots\dots (14)$$

で与えられるから μ を逆算すると $\mu = 0.0307$ となる。これより矯正動力の式を算定すると

$$N_L = \frac{(n-2)}{2} \times \frac{P\mu v}{102} \text{ kW} \dots\dots\dots (15)$$

ただし

$$\mu' = \mu \times \frac{2.72 P}{2.5 P} = 0.0334$$

とする。

4.5.3 矯正材に生ずる各種応力

軌条には上記曲げ応力のほかに、せん断応力およびヘルツ応力を生ずる。

(1) せん断応力

矯正中軌条に生ずるせん断応力を測定値より求める。

(i) Y軸方向のせん断応力

Y軸方向のせん断応力 τ は第14図(b)に示されるようにフランジ部分のせん断応力は小さいので、腹板にかかるせん断応力は、長方形断面に一樣な応力が生ずるものとしてさしつかえない。いま F を軌条断面に生ずるせん断力とすると

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{t_w \times h_w} = 38.2 \text{ kg/mm}^2$$

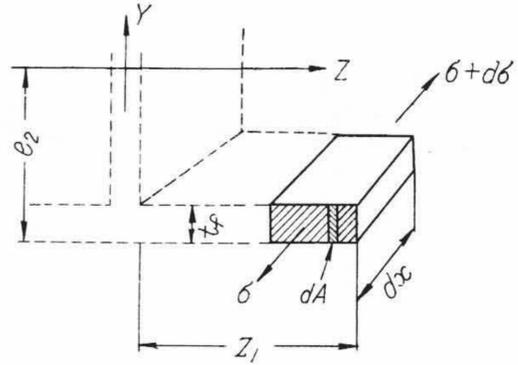
最大せん断応力

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = 44.6 \text{ kg/mm}^2$$

すなわち腹板の部分に比較的高いせん断応力が発生する。

(ii) Z軸方向のせん断応力

Z軸方向のせん断応力 τ_f の分布は第15図(c)に示される。第15図ではりの長さ dx 部分の約合の式より $d\sigma$ がY軸方向に一樣に分布していると考えたと



第15図 フランジ部に生ずるせん断応力

$$d\sigma = \frac{dM}{I/e_2}$$

$$\tau_f = \frac{1}{t_f dx} \int_A d\sigma dA = \frac{dM}{dx} \cdot \frac{e_2}{I t_f} \int_A dA = \frac{F e_2}{I} Z_1 = 12.9 \text{ kg/mm}^2$$

I : 軌条の断面係数

F : 軌条断面にかかるせん断力

Z_1 : 腹板付根までのフランジの幅

(2) ヘルツ応力

矯正ローラによって与えられるヘルツ応力につき検討する。いま最大変形量を与える #2 矯正ローラに生ずる圧縮応力は

$$\sigma_c = 0.591 \sqrt{pE \frac{2R_1 - 2R_2}{2R_1 \times 2R_2}} = 93.3 \text{ kg/mm}^2$$

R_1 : 矯正ローラにより軌条に与えられる曲げ半径

R_2 : 矯正ローラの半径

p : フランジ単位長さ当りにかかる矯正力

ここに p は軌条の足の全幅で受けるとし、ヘルツ変形は弾性状態で行われるものとした。

5. 結 言

以上矯正圧力および矯正馬力の実測値より軌条に与えられる塑性変形率、矯正モーメント、はりの支持条件および内部応力について論じたが、これを要約すると下記のようなになる。

- (1) 塑性変形率は最大77%である。
- (2) 塑性変形モーメントは最大弾性変形モーメントの約1.36倍である。
- (3) 矯正時の、はりの支持条件は、両端固定 ($\beta=8$) と両端フリー ($\beta=4$) の中間に存在し、その値は $\beta=6.13$ である。
- (4) 矯正過程に軌条内部にえがかれるヒステリシスエネルギーは同じ繰返し曲げを受けたとして、塑性体の場合の約38%半塑性体の場合の約57%程度になる。
- (5) 軌条のような高炭素鋼では、降伏点付近における伸びが少ないので、矯正ローラピッチ決定には、軌条内部に生ずるせん断応力、ヘルツ応力についても十分考慮されるべきである。
- (6) 矯正過程に受ける加工硬化の影響は、ショアー硬度で約2~3° アップ程度である。

最後に本実験にあたり熱意あるご指導とご援助を賜った日本砂鉄鋼業株式会社研磨工場の関係各位および日立研究所材料強弱室の各位に深くお礼申しあげる。

参 考 文 献

- (1) Journal of the Iron and Steel Institute, Nov. '55 p. 263~272
- (2) Journal of the Iron and Steel Institute, Aug. '56 p. 423~432
- (3) 石井, 梶原: 日立評論 39, 9 (昭32-9)