

ントを始め、Fにて、Uを附勢しUを on させる。Fは T₃ のカウント終了後に off され、Uを off する。なお W.R.G. は表示ランプである。

この制御方法は圧下の動き量を圧下モーターの動作時間にて置きかえたものである。

さらに同様な方法にて、ストリップ頭部のゲージ補正も行なうことが可能である。

2. ARC 制御方法の特徴

本制御方式は T₁、T₂ および T₃ の三つのタイムリレーを用いて圧下の動き量を圧下モーターの動作時間に置き換えたものであつて、圧下ネジの位置調整装置は有していない。

しかし使用実績から見ると T₁、T₂ および T₃ のタイムリレーの時間設定を適切に行なえば、10~20回の繰返しを行なつても圧下ねじセルシンカウンターの数値のずれは、板厚変動は 0.01 ないし 0.02mm 以内にとどまり極めて良好な制御が可能である。

3. ARC 使用実績

ARC を使用した場合の板厚精度向上は、Fig. 2 に示すとおりであつて、熱延コイル頭尾の厚み減少により後続工程での歩留向上および作業の安定化にその効果を発揮している。

(109) 圧延機の各部分における変形が 圧延機の弾性特性におよぼす影響

日本鋼管、技術研究所

日下部俊・〇平沢忠夫・大中将司

Effect of the Dodeformation of the Roll, the Mill Hausing, the Pressure Screw and the Remainder on the Mill Spring.

Takashi KUSAKABE, Tadao HIRASAWA and Shōji ÔNAKA.

I. 緒 言

板は寸法精度の良好なものが要求され、寸法の均一性が板の良否を決める要因となつている。板厚変動の原因にはいろいろあるが、圧延機の剛性が一原因である。そこで実験用冷間圧延機を用いて圧延機の弾性特性および弾性特性に影響する圧延機各部分の変形量を測定し圧延機の剛性について考察した。

II. 実験用冷間圧延機概要

- (i) 形式 4重兼2重式冷間圧延機 (back-up roll 駆動方式)
- (ii) ロール寸法 work roll: 100φ mm × 350/mm
back-up roll: 380φ mm × 350/mm
- (iii) ロール最大間隔 25mm
- (iv) 圧延速度 4重式の時 40m/min
2重式の時 100m/min
- (v) 最大圧延荷重 150 t

その他圧下速度は 3mm/min、圧下指示量は 1目盛につき 2/100mm、使用電動機は主電動機 75kW、50~720 R.P.M. 1台、捲取機用電動機 11kW、50~970 R.P.M.、1台、圧下用電動機 22kW、50~970 R.P.M.

である。

III. 圧延機の弾性特性曲線と測定方法

圧延荷重が測定可能であれば圧延機の弾性特性曲線は求められる。既知の間隔にロールを設定し、各種の厚みの板を圧延すれば、厚みに応じた圧下力が得られ、この圧延の際の出口板厚と圧下力を測定して、板厚とロール設定間隔の差 (h-S₀) および圧下力の関係を求めれば弾性特性曲線が求まる。今回の実験では板厚を変化させてその時の (h-S₀) と圧延荷重の関係を求めこれより圧延機の弾性曲線を求めた。圧延材料としては熱延板の普通鋼で、板厚 3.0mm, 2.3mm, 1.9mm, 1.6mm の4種で板巾 100mm, 長さ 400mm とした。ロール間隔はスキマゲージを用いて測定した。また圧延荷重は新興通信株式会社製 80 トン荷重計を圧下スクリューと圧下ブロックの間に挿入して測定した。実験に使用した圧延機は荷重計を挿入するため二重式として実験を行なつた。実験結果は Fig. 1 に示すように荷重が比較的少ない部分では圧延機の変形が大きく曲線的であり、荷重が大きい部分ではほぼ直線関係を示している。この直線部分より本実験に用いた圧延機の弾性を求めると 104 t/mm gap となる。

IV. 実験用圧延機の各部分の変形量

測定方法および測定結果

圧延に際して圧延機には大きな圧延荷重が作用するため、あらかじめ設定されたロール間隔は広がる。その変形量と圧延荷重の関係は Fig. 1 に示した。圧延中のロール間隔の変化量は圧延機各部の変形量が総合されたものと考えられ、各部分の変形量を測定すれば、圧延機の弾性係数におよぼす各部分の影響が解る。圧延荷重が作用した場合、圧延機の弾性変形は次の部分に集約できる。

- (i) 圧延機ハウジングの変形
- (ii) 圧下スクリュー、圧下ブロックの変形
- (iii) ロール部分の変形、(軸受の変形も含む)
- (iv) 下部バックアップロールチョック下のフィラープレート、ベアリングプレート部の変形

上記の各変形量について実際の測定方法と結果を以下に示す。

1. 圧延機ハウジングの変形

圧延時に生ずる荷重はロールより軸受、軸受箱、圧下ブロック、および圧下スクリューを介してハウジングで

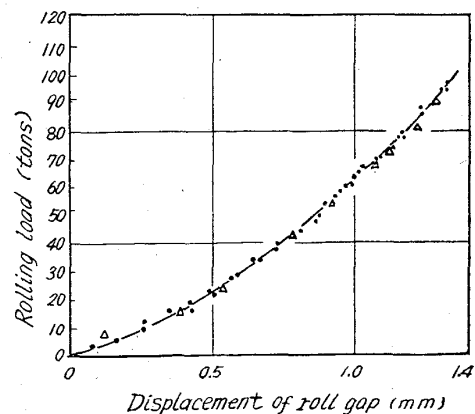
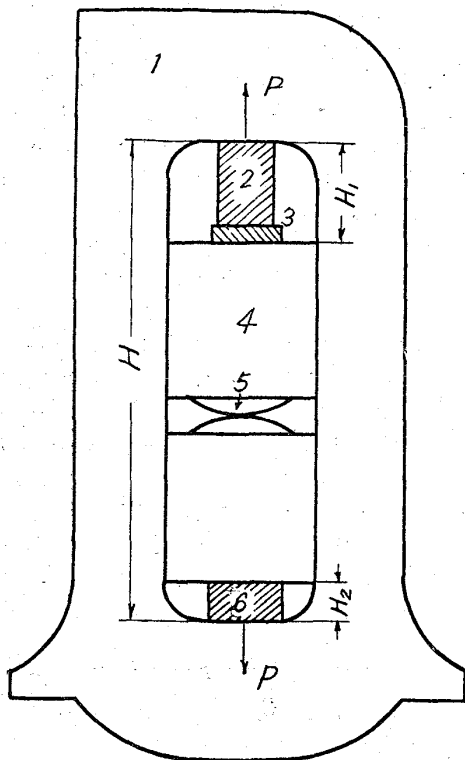


Fig. 1. The mill spring curve.



1 Housing, 2 Screw, 3 Block, 4 Bearing chock, 5 Roll, 6 Plate

Fig. 2. Mill structure.

支えられる。このためハウジング上下部には、Fig. 2に示すように圧延荷重Pが作用し、ハウジング柱部には引張力として作用し、上下梁部には曲げ力となつて作用する。測定は圧下ブロック保持点と下部プレート支持点間 (Fig. 2のHの部分) の変化量を測定することとし、この箇所に差動トランスを取付けて測定を行なつた。

2. 圧下ネジ、圧下ブロックの圧縮量

圧下ネジ、圧下ブロックは圧延荷重が作用すると、housingと上部back-up roll chockに拘束され圧縮変形を起し圧延機ロール間隔の広がりに影響する。この部分の変形量も作動トランスを使用して測定を行なつた。圧下ネジ、圧下ブロックの測定はFig. 2のH₁の部分である。測定に際し圧下ネジの長さは一定に保つ必要がありいろいろ板厚について行なつた。

3. ロール部分の変形

ロールは大きな圧延荷重のために変形を生ずる、ロールの変形には曲げ応力による撓みと、剪断応力による撓みおよび圧延材と接触した部分は偏平変形を起すものと考えられるが、ロールの偏平変形については測定手段がなく本実験では測定を行なつていない。圧延機の弾性係数に影響する因子はロールの撓みであるが、軸受、軸受箱の変形も考えられるので実際の測定はこれらを含めた変形量を1/1000mm測定可能なダイヤルゲージを使用して行なつた。

Locker plate, bearing plateの変形量、それぞれのplateの縮み量も差動トランスをFig. 2のH₂の部分に挿入して測定した。

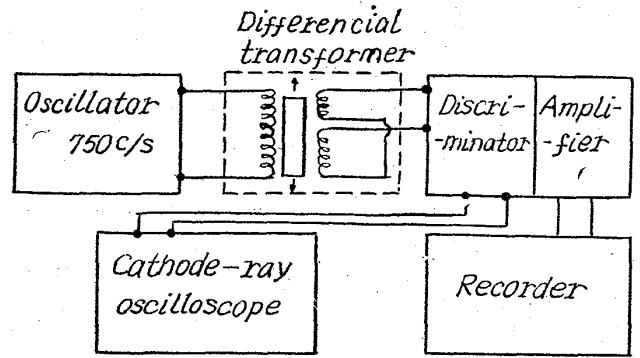


Fig. 3. Block diagram.

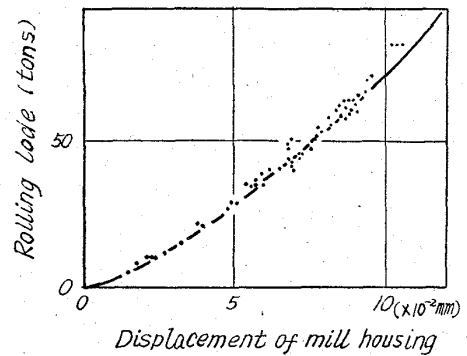


Fig. 4. Elongation of mill housing.

Table 1. Displacement of mill-parts.

Rolling load (t)	Rolling load (t)		
	50	70	%
Housing	0.077 mm	0.096 mm	9.2
Pressuue screw	0.280	0.346	33.5
Bearing rocker plate	0.062	0.086	7.8
Roll	0.406	0.520	49.5
Total	0.825	1.048	
	0.860	1.060	

V. 圧延機全体としての変形量

これまで測定を行なつた各部分の変形量が累積されて上下ロール間隔の変化量となる。housingの変形量を l_1 、圧下ネジ、圧下ネジの変形量を l_2 、各 plate の変化量を l_3 、ロールの位置変化量を l_4 とすると l_4 は上下ロールを考慮して全体の変形量 l は(1)式となる。

$$l = l_1 + l_2 + l_3 + 2l_4 \dots \dots \dots (1)$$

変形量 l は弾性特性曲線で求めたロール間隔変化 ($h-S_0$) に相当する。実測された各変形量の50トン、70トンの時の値は Table 1 に示す。Table 1 より全変形量に占める各部分の比率は軸受部分の変形を含めた変形量が50%、圧下 block、圧下ネジの変形が35%、bearing plate, filler plate の変形、および housing の変形がそれぞれ9~10% であることが解る。またロールの偏平変形は測定しなかつたが、計算によると、圧延荷重50 tで0.007mm程度であり影響がないものと考えられる。以上測定された各部分の圧延荷重に対する弾性係数を圧延機を構成するバネの一部と考え、これらのバ

ネ全体としての弾性係数が求まる。housing, ロール, ネジ, 各 plate の弾性は測定よりそれぞれ 194, 340, 315 および 170 ton/mmgap で全体としては 62ton/mmgap となり, この値は Fig. 1 で 1mm 変化に要する荷重とほぼ等しい。

VI. 実験用圧延機各部の計算式での変形量¹⁾

1. ハウジングの変形については柱部と上下梁部に分けて計算を行なった。柱部は単純引張と考え, また梁部は弾性理論より導びかれた(2)式を用いて計算を行なった。

$$\delta_g = P/EI_g \cdot [m \cdot (I_g/I_a) (\alpha_1/\beta)^2 + l/2 \{2(\alpha_1/\beta)^2 - l/2(\alpha_1/\beta) + l^2/24\}] \dots \dots \dots (2)^{2)}$$

(2)式中, δ_g は梁部のたわみ, P は圧延荷重, I_g は梁部の断面二次モーメント, I_a は柱部の断面二次モーメント, m は上下梁部の中立軸の距離, l は左右柱部の中立軸の距離, $\alpha_1 = l^2$, $\beta = 8[l + m(I_g/I_a)]$,

(2)式に各値を代入して housing の変形量を求めると

$$l_H = 12 \cdot 67 \times 10^{-7} \cdot P(\text{mm}) \quad (P \text{ は } \text{kg}) \dots (3)$$

(3)式に $P=50\text{ton}$, 70ton をそれぞれ代入すると変形量は $6 \cdot 31 \times 10^{-2}\text{mm}$, $8 \cdot 83 \times 10^{-2}\text{mm}$ となり実測値が近い値となつていことが分る。

2. 圧下ネジ, 圧下 block の圧縮変形量についてはこの部分をネジ谷底径の円柱の一つの部分と考え単純圧縮として計算を行なった。これを l_s とすると(4)式で示される。 $l_s = P/2 \cdot l'/A_s \cdot E \dots \dots \dots (4)$

(4)式に $l' = 215\text{mm}$, $A_s = \pi/4 \times (90)^2$, $E = 2 \cdot 1 \times 10^4 \text{kg/mm}^2$ を代入すると(4)式は(4')式となる。

$$l_s = 8 \cdot 05 \times 10^{-7} \cdot P \text{ mm} \dots \dots \dots (4')$$

(4')に $P=50\text{ton}$, 70ton を代入すると変形量は $0 \cdot 04\text{mm}$, $0 \cdot 056\text{mm}$ となり実測値と非常に異なりこの測定部分の接合状態が良好でなかつたための誤差が大きく入つているものと考えられる。

3. ロールの位置変化量は曲げ応力, 剪断応力によるたわみを(5)式および(6)式を用いて計算を行なった。

$$Y_1 = P/384EI \{8(3L^2 - b^2)(x-n) - 32(x^3 - n^3) (2x-L+b)^4/b\} \dots \dots \dots (5)^{3)}$$

$$Y_2 = P/2\pi ND^2 \{4x(L-x)/b - (L-b)^2/b - 4bn/b \dots \dots \dots (6)$$

さらにロールの扁平変形については $Y_f = 1 \cdot 155 \times P/EW \dots (7)$ 式により各値を代入して計算を行なった。

(5)(6)(7)式の和であるロールの変形は $Y = 3 \cdot 306 \times 10^{-7} \cdot P\text{mm} \dots (8)$ となる。ここで各場合と同様 P を 50 ton, 70ton とした値を求めると $0 \cdot 025\text{mm}$, $0 \cdot 035\text{mm}$ となり実測値と非常に異なる。測定値は軸受部分の変形⁴⁾も含まれるが, この部分の取付状態に原因があるものと考えられる。

4. bearing plate および filler plate の部分の変形は円弧と平面の接触変形と考え Herz の導びいた式を用いた。

$$\delta_B = 2q(1 - V^2/\pi E) (1/3 + \log 4\gamma_0/b) \dots \dots \dots (9)$$

(9)式に各値を代入して P を 50 ton, 70 ton として $0 \cdot 048\text{mm}$, $0 \cdot 072\text{mm}$ となる。これらの結果より本実験に使用した圧延機ではロール軸受部分の欠点によつて圧延機の剛性が小さくなつて表われていると考えられる。

VII. 結 言

圧延機各部の変形量を測定した結果, 各部分の弾性特性の影響は, ロールとそれに付随した軸受部分の変形が 40~50% をしめ, 圧下ネジ, housing, block の順となつた。また一般に圧延機の剛性は housing post の剛性に依存するものと考えられがちであるが, 圧延荷重に対する各バネ係数を持つた, バネの配列と考えると圧延機の剛性は, 弱い剛性を持つ部分によつて決定されるものと考えられる。

文 献

- 1) 桑原康長: 東洋鋼板技報, 19, p. 1~24
- 2) 籠田三郎: 日本鋼管技報, 26, May 1963, p. 24~35
- 3) C. RARKE 著, 鈴木, 矢吹, 竹内芝訳: 板材の圧延
- 4) 第18回, 21回圧延理論分科会資料

(110) 高性能の特殊鋼中小形圧延設備の計画と操業について

愛知製鋼

西川 政一・斎藤予思雄・岩津 学治
○加藤 亨・嵯川 作次

Design and Operation of High Quality Rod Rolling Mill for Alloy Steel.

Masaichi NISHIKAWA, Yoshio SAITO,
Gakuji IWATSU, Tohru KATOH
and Sakuji NINAGAWA

I. 緒 言

近年におよび特殊鋼の需要の伸びは目覚ましいものがあり, 特に自動車工業の発展に伴つて, 量とともに品質の面でも, 需要家の要望は年とともに高度のものとなつてきている。この量と品質の要望に対して, 当社において自動車用鋼を主体として, ステンレス, 軸受鋼, 工具鋼などあらゆる鋼種に亘つて工業的, 経済的に最高の品質水準の製品を生産し, かつ量産のできる中小形線材のコンバインドミルを計画し, 昭和38年2月より操業に入つた。その結果, 製品の寸法精度, 脱炭の減少, 表面疵の減少に対して, 非常によい成績を従来の製品に比較して得た。よつてその内の製品の寸法精度について報告する。

II. 寸法精度向上のために払つた考慮

圧延工場の機械配置の概要は Fig. 1 に示す通りであり, その主なる仕様は Table 1 に示す。この設備に対して, 寸法精度としては, Table 2 に示すものを目標とし, JIS の寸法精度とは全くかけ離れた高精度のものを量産できるように設備に対し, あらゆる角度から理論的考察を加えた。その考察の主なる点は次の通りである。

i) 加熱設備

加熱設備としては, 均熱した鋼材を圧延機に供給し, 鋼片の温度差によつて生ずる製品寸法の変動を極力押えるために, 鋼材の三面から熱を吸収することのできるウ