

討11 冷間圧延形状制御のための理論解析

新日鉄生産技研 中島浩衛 新日鉄八幡 北島聡幸
 " 菊間敏夫 日立日立工場 梶原利幸
 " 松本紘美 " 日立技研 志田 茂

1. 緒言; ストリップミルによる冷間圧延製品の重要な品質特性として板厚精度と板形状(平平度)があり、板厚精度については既に高度な制御技術により自動化され実用化されているが、形状制御に関しては形状出端の開発と相補的であり制御技術の開発が試行されているのが現状である。特に近年薄手ゲージ材製品の生産量増加にともない板形状の問題は製品品質のみならず、生産性、歩留りなどの点からも解決すべき重要な課題であり、圧延技術面からも種々の検討が行なわれている。

一方、圧延形状に関する理論研究はロール変形式と材料の変形式との連立解モデルがStone¹⁾によって初めて提出されて以来、塩崎のロール変形バネモデル²⁾、Shohetの分割モデル³⁾などの解法、及び戸沢らの研究ではロール変形式にロールの剪断変形、ワークロール表面扁平などの導入が試みられてきた。

しかしながらこれらの理論モデルは材料の変形条件式として巾方向の相互作用を考慮しない、いわゆるスリットモデルであり、実際の圧延より形状変化が過大評価されている傾向がみられ、本城は巾方向の相互作用として出側張力分布を中介として取り入れる方法を示し、より高精度の形状評価が可能となった。著者らも出側張力の相互作用効果が重要であることを実験的に確かめ、これを考慮した理論モデル⁶⁾を提示してきた。

本報は著者らが既に提示した理論モデルに材料の巾方向流れを考慮、及びワークロール表面扁平変形を若干合理的にした新しい計算モデルを述べると共に、それを用いて各種圧延条件のシミュレーションを行ない、圧延形状に及ぼす各種要因の影響、形状制御特性ならびにミル形式による形状制御機能の違いなどの検討結果を報告する。ミル形式の違いはロール径などの違いが必然的に含まれるため、ここでは既に実用化されている形状制御機能の優れた新形式^{7,8,9)}6段圧延機を主体に、中間ロールを軸方向に移動しない4段圧延機相当との比較において検討を行なった。

2. 圧延形状の計算方法

2.1 計算モデルの特徴: ①ロール軸変形の計算において、左右の非対称、ロール胴端の位置変化、及びロール数の相異に対して簡単なロジックになるように、マトリックス演算法を用いた。②ワークロール表面の扁平変形の計算において半無限体モデルの矛盾を修正し、若干合理的なものとした。③巾方向の材料の流れを考慮できるようにした。④材料の巾方向の変形抵抗分布、張力分布及び板厚分布を入側条件に入れた。

2.2 ロール変形式

1) バックアップロールの変形式: 図1のように両端を固定された円柱梁に分布荷重 $p(x)$ 、及びベンディングモーメント M が作用した時の梁の変形は材料力学的な解法で(1)式のように与えられる。

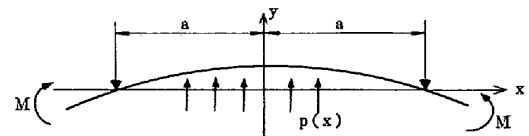


図1 円柱梁の変形

$$y(x) = \int K(x, \xi) p(\xi) d\xi + \frac{M}{2 \cdot \frac{\pi}{4} ER^4} (x^2 - a^2) \dots \dots (1)$$

ただし $K(x, \xi)$ は2Hiミルの積分核であり、(2)式で与えられる。

$$K(x, \xi) = K(\xi, x) = \frac{1}{6a} (a - \xi)(a + x) \left[\frac{a^2 - \frac{1}{2}(\xi^2 + x^2) + a(\xi - x)}{\frac{\pi}{4} ER^4} + \frac{3}{4} \pi GR^2 \right] \dots \dots (2)$$

(E:ヤング率, G:剛性率) ($x \leq \xi$ の時)

ここで積分はロール胴長にわたるものとし、荷重のない部分は $p(x) = 0$ である。

2) 等価2Hiミル化による多重ロールの解析: 図2に示すような何重かのロール系があって最終ロールの胴長に $p(x)$ なる分布荷重が働いた時の最終ロールの変形を(3)式のような形で表現することを考える。

$$y(x) = \int K(x, \xi) p(\xi) d\xi + f(x) \dots\dots (3)$$

(3)式の形は積分核や関数 f の形は異なるが、バックアップロールの変形式(1)と全く同様の形をしているから等価 2Hi ミルと呼ぶことにする。今考えているロールの直上のロールに関して等価 2Hi ミルが(4)式のように与えられているとする。

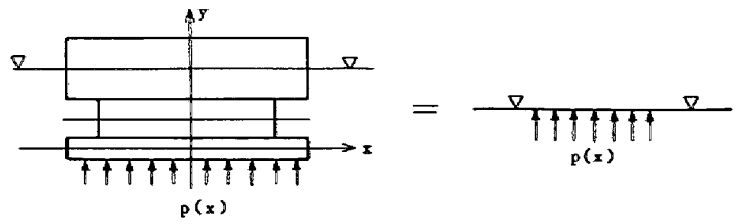


図2. 等価 2Hi ミル化

$$y_B(x) = \int K_B(x, \xi) q(\xi) d\xi + f_B(x) \dots\dots\dots (4)$$

ここで $q(x)$ は上方のロール系と考えているロールとの間の荷重分布である。したがって求めるロールには $p(x) - q(x)$ なる荷重が働くから変形は(5)式のように表わされる。

$$y(x) = \int K(x, \xi) p(\xi) d\xi - \int K(x, \xi) q(\xi) d\xi + C + DX \dots\dots\dots (5)$$

C, D は考えているロールがチョックで拘束されていないために、付け加えなければならない未知の剛体変位の項である。2ロール間の荷重分布は軸中心の接近量に比例するから比例係数 k として(6)式が成立する。

$$q(x) = k(y(x) - y_B(x) - g(x)) \dots\dots\dots (6)$$

ただし $g(x)$ は2ロール間の初期ギャップであり、一般に2つのロールの初期クラウンの和で与えられる既知関数である。(5)式の未知項 C, D に対応する方程式は力とモーメントの釣合条件が成立し(7), (8)式で表わされる。

$$\int q(\xi) d\xi = \int p(\xi) d\xi + F_1 + F_2 \dots\dots\dots (7) \quad \int \xi \cdot q(\xi) d\xi = \int \xi \cdot p(\xi) d\xi - a(F_1 - F_2) \dots\dots\dots (8)$$

ただし、 F_1, F_2 は左右のロールペンディング力を示す。(4)~(8)式を解くことによって考えているロールの変形を(3)式のように表わすことができ等価 2Hi ミルが得られる。なお計算ロジックを簡単にするためマトリックス演算解法を用いた。等価 2Hi ミルを導入すれば多重ロールであっても全く同様に繰返し計算できる。

3) ワークロール表面の形状： ワークロール表面形状は(3)式に示したロール軸心変形と、表面扁平変形及びロールクラウン(片側)を加えればよく、その結果もやはり(3)式のような等価 2Hi ミルで表わされる。板厚分布は新型6段圧延機の場合、上下ロールが点対称の関係にあることを用いて(9)式のように表わすことができる。

$$\bar{y} = \frac{1}{2} \{ y(x) + y(-x) \} = \int \bar{K}(x, \xi) p(\xi) d\xi + \frac{1}{2} \{ f(x) + f(-x) \} \dots\dots\dots (9)$$

(3)式と同様な形で積分区間をワークロール胴長の片側で行なうようにでき、対称な等価 2Hi ミルを得ることができる。(非対称のままでもよいが計算効率が悪い。)

2.3 圧延材料の変形式

1) 方程式： ロール変形と適合条件より出側板厚分布を $h(x)$ とおくと(10)式が得られる。

$$\frac{1}{2} h = K \cdot p + f + C \quad (C \text{ は 圧下設定の未知定数}) \dots\dots\dots (10)$$

また出側全張力が与えられているから(11)式が成立する。

$$\int \sigma(\xi) h(\xi) d\xi = T \quad (T \text{ は 出側全張力}) \dots\dots\dots (11)$$

2) 出側張力と出側板厚の関係式： 各部の巾方向ひずみを $w(x)$ とおくと体積不変の原理から(12)式が成立する。ただし $h_0(x)$ は巾拡がりがなく伸びが均一とした時の板厚分布(基準板厚分布)であり、入側の条件と平均圧下率 r によって既知である。

$$h(x) = h_0(x) \cdot \left(1 + \frac{\sigma(x)}{E(x)} - w(x) \right) \dots\dots\dots (12)$$

3) 巾拡がり式： 既に著者らが提示した次元解析によって得られた(13)式を用いた。ここで A は巾拡がり係数で冷間圧延の場合 $A \div 0.1$ であることを実験によって求めた。

$$w(x) = A \cdot r \frac{\partial d \cdot h m}{k_f} \cdot \frac{\partial^2 \sigma}{\partial x^2} \dots\dots\dots (13)$$

4) 圧延荷重式： 圧延荷重は Bland & Ford の式、及び変形抵抗は木原が提案している式¹¹⁾を用いた。

以上のような諸式を連立させて解くことによって圧延形状を計算によって求めることができる。

3. 圧延シミュレーションによるロール変形特性と形状制御特性の検討

形状制御を行なうためには各種圧延諸条件の板形状に及ぼす影響を把握する必要がある。ここでは上述の計算モデルを用いて図3及び表1に示す新型6段圧延機の実機ミル条件で圧延シミュレーションを行ないロール変形特性及び形状制御特性を検討した。

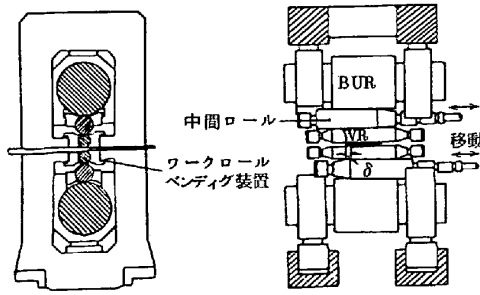


図3 新型6段圧延機の機構

表1: 圧延機仕様

ロール径	作業ロール	320mm
	中間ロール	530mm
	補強ロール	1420mm
圧延材	成品厚	0.25 ~ 3.2mm
	巾	500 ~ 1270mm
	重量	max 27.3 Ton
圧延速度		600 mpm
主電動機		3000 KW
荷重巾		400 ~ 1370mm
ロールベンダー		13Ton/チョック

3.1 各種圧延条件とロール変形特性： 新型6段圧延機は中間ロール軸方向移動 (δ) とロールベンディング作用 (RBF) によって形状制御ができる。板形状ならびにエッジドロップ特性を決めるロール変形特性は図4, 5, 6に示すように δ 及び RBF によって大巾に変化することがわかる。4Hi 相当 ($\delta = +210$) の場合に左右対称に WR 軸は変形しているが δ を正から負の方向に変化させると変形が非対称になる。図5に示す WR 軸変形深さ $\Delta\delta_w$ で明らかなように、4Hi 相当条件では $\Delta\delta_w$ が大きいですが、 δ を小さくして行くと $\Delta\delta_w$ は小さくなり圧延荷重が変化しても WR 軸変形深さが変化しない、いわゆるミルの横剛性が無限大となる中間ロール位置が存在する。

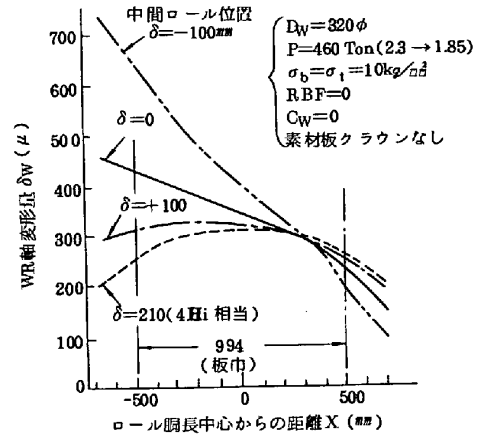


図4. 中間ロール位置 δ と WR 軸変形量 δ_w の関係

WR 径の違いによる変形特性の相異は図5でわかるように、中間ロール位置 (δ) に比較してわずかである。図6は RBF の効果を示したもので、 δ 及び圧延荷重 (P) によってその効果は異なることがわかる。特に $\delta > 0$ の

4Hi 相当では RBF の効果は小さいが $\delta < 0$ になると大巾に増大する。このように新型6段

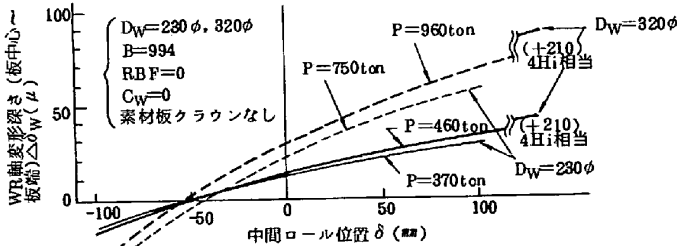


図5. WR 径、中間ロール位置と WR 軸変形深さ

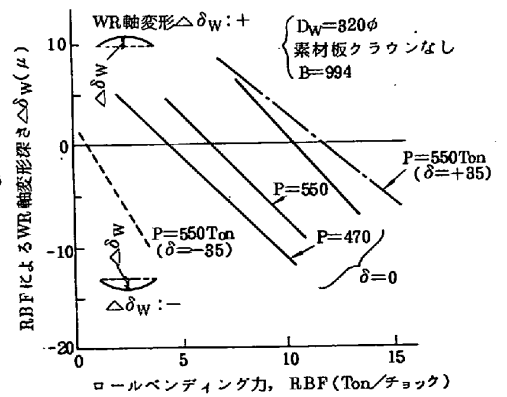


図6. WR 軸変形深さに及ぼす RBF の効果

圧延機は中間ロール位置 (δ) とロールベンディング作用 (RBF) の両者を形状制御端として有しているため、ロール変形特性からも明らかなように形状制御機能が優れていることが理解できる。

3.2 圧延諸条件と形状制御特性： 圧延形状の支配要因である素材条件、ロールクラウン条件ならびに形状制御端である中間ロール位置 (δ) 及びロールベンディング力 (RBF) の板形状に及ぼす影響についてシミュレーションを行ない検討した。図7に圧延素材条件としての板巾、板厚、素材クラウン及びロールベンディング力と最適ロールベンディング力との関係を示す。板巾 1000mm 程度で適正 RBF が最大となり板巾がそれよりも広くても狭くても適正 RBF は小さい。

このような傾向は 4Hi ミルでも認められ、広巾材ではロール変形の支点が変わるためと考えられる。板厚の影響は図でも明らかなように入側クラウンが一定の場合には同一圧延荷重では板厚の薄い方が適正 RBF は小さい。

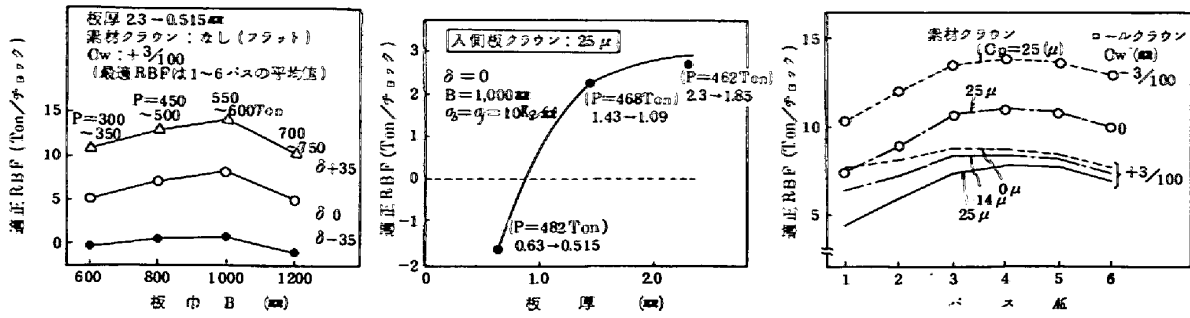


図7. 素材条件及びロールクラウンと適正ロールベンディング力の関係

さらに、素材クラウン及びロールクラウンの影響は同様な傾向を示し、両者とも凸状クラウンになるほど適正RBFは小さくなる。

図8は中間ロール位置(δ)と最適RBFとの関係について計算値と実測値をあわせて示す。 δ が正で大きい場合(4Hi相当)から負側に変化させると最適RBFは小さくなること

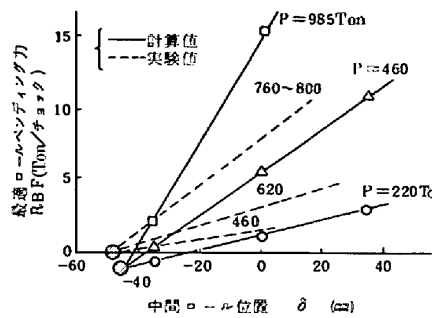


図8. 中間ロール位置と適正RBFの関係

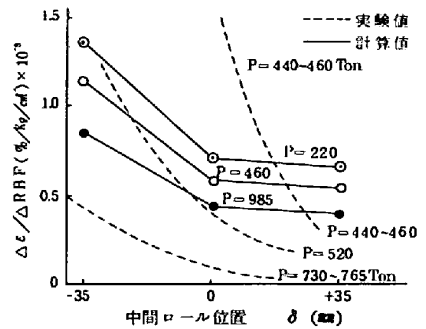


図9. 中間ロール位置とRBF効果

及び圧延荷重が変化しても最適RBFが変らない中間ロール位置(δ)、すなわち形状特性からみた横剛性無限大点(NCP)が存在することが確かめられた。さらに図9は形状指標となる伸び差(板端より90mm点と中央部との差)とロールベンディング力を発生する油圧(P)との比、すなわちロールベンディング効果を示す形状影響係数と中間ロール位置(δ)との関係を示す。 δ を正から負側に変えることによってRBF効果が顕著に拡大され、新型6段圧延機の形状制御機能が優れていることが示された。

以上述べたように本報で提示した圧延形状を予測する計算モデルを用いることによって圧延形状に及ぼす各種要因の影響、形状制御特性ならびにミル形式による形状制御機能の違いなどを評価できると共に、形状制御に必要なマモデルの開発が可能となった。

4. 結 言； 冷間圧延形状制御のための理論解析モデルを開発し、既に実用化されている新型6段圧延機を主体に各種圧延条件での圧延シミュレーションを行ない、圧延形状に及ぼす各種要因の影響、形状制御特性ならびにミル形式による形状制御機能の違いなどを明らかにした。本モデルの実験的検証において定量的には必ずしも一致しない点もあるが、理論精度の向上(巾拡がり特性、入側張力分布効果など)と共に、実際圧延における各種条件(素材、ロール、圧延条件)の情報を適確に把握することによって、より高精度の定量的な評価が可能になると考える。

参考文献

- 1) M.D.Stone,他: Iron & Steel Engr.,42, 8(1965), P73
- 2) 塩崎: 塑性と加工, 9, 88(1968-5), P73
- 3) K.N. Shohet: J.I.S.I., 1968, Nov, P1088
- 4) 戸沢他: 塑性と加工, 11, 108(1970-1), P29
- 5) 本城: 第38回圧理資料(1969-2), 38-2
- 6) 中島他: 鉄と鋼, 1973-2, A33, P33
- 7) 兒子他: 第26回塑加連講論, (1975), P53
- 8) 森本他: " , ("), P57
- 9) 中島他: 第26回塑加連講論, (1975), P61
- 10) 中島他: 第24回塑加連講論, (1973-11), P25
- 11) 木原: 圧延理論部会20周年記念シンポジウム 昭49.6, P31