

© 1984 ISIJ

熱間仕上げ圧延機における新しい張力計測と制御

論文

谷本 直*・林 美孝*・片岡 恒男*
 笹生 宏明*・土井 一博*・藪内 捷文*

New Tension Measurement and Control System in Hot Strip Finishing Mill

Sunao TANIMOTO, Yoshitaka HAYASHI, Tsuneo KATAOKA,
 Hiroaki SASAO, Kazuhiro TSUCHII and Katsuhumi YABUCHI

Synopsis:

In the hot strip finishing mill, the range of the strip dimension has been widened as represented by rolling the high grade heavy line pipe material. On the other hand, the dimensional accuracy of the strip is also required to be further improved. Hence, the loopers in the finishing mill must have a large scaled mechanical frame to lift up the interstand heavy material. This scale up of the looper frame inevitably reduces its tension control performance especially for the light interstand material to disturb the product dimensional accuracy.

To cope with this problem, the authors developed full stand looperless tension control system for heavy material by adopting statistical processing scheme to estimate the rolling model parameters and realizing accurate tension measurement using rolling motor information. This was successfully applied to the hot strip mill (HSM) of Keihin Works, NKK.

This resulted in developing a new rolling method characterized in that the loopers are designed only for the use of light material to control fine tension to improve the dimensional accuracy of the HSM products.

1. 緒 言

近年熱延仕上げ圧延機においては、高級極厚ラインパイプ素材の圧延に代表される製造範囲の拡大が行われると同時に、薄物材に対する寸法の高精度化も従来に増して要求されている。このような状況下で従来より行われてきたルーパを用いた材料張力の制御精度維持はますます困難になりつつある。すなわち、スタンド間の極厚広幅材料を持ち上げるべくルーパ設備は大型化するが、逆にこの大型化は必然的に薄物狭幅材料に対する張力制御性を低下させ、製品の寸法精度を悪化させる。

今回、京浜製鉄所熱延工場においては上記問題点を根本的に解決するために圧延機駆動モータ情報から張力を推定し、ルーパなしで張力を全スタンドにわたり制御する方式を独自に開発し実用化した。ここでは統計的手法を用いて圧延モデル内パラメータの推定精度を高め張力の計測を高精度化することにより、従来の上流スタンドの一部にしか実現されていなかったルーパレス制御を極厚広幅材料に対して全スタンドにわたり可能とした。そ

の結果、ルーパ設備を薄物狭幅材料専用コンパクト化し、ルーパによる張力制御性を大幅に改善し製品の寸法精度向上を可能とする新しい圧延方法を確立した。

2. 全スタンドルーパレス制御の必要性

熱間仕上げ圧延機内には Fig. 1 に示すようにルーパ設備が各スタンド間に設置されている。このルーパはルーパ軸を中心に回転する機構であり、スタンド間の材料を持ち上げるにより次の機能をはたしている。

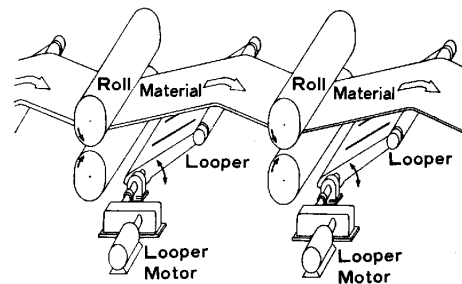


Fig. 1. Rolling with loopers in finishing stands of hot strip mill.

昭和 58 年 11 月 17 日受付 (Received Nov. 17, 1983)

* 日本鋼管(株)京浜製鉄所 (Keihin Works, Nippon Kokan K.K., 1-1 Minamiwatarida-cho Kawasaki-ku 210)

(1) スタンド間材料の安定な走行を確保する適度な張力を与える。

(2) 隣接スタンド間において、材料及び圧延機に起因する出側・入側材料速度のアンバランスを吸収する緩衝装置となる。

(3) 過度な材料張力（以下張力と略す）変動に起因する材料寸法の変化を防ぐ。

上記機能を実現するために、ループの制御装置は圧延機ロール速度とループモータトルクを操作して、ループ角度と張力が一定の目標値となるように制御している。

近年、次のニーズによつて各スタンド出側板厚は増大する傾向にある。

(1) 仕上げ圧延機前の材料板厚を大きくし、粗～仕上げ圧延機間における材料の放射熱損失を防ぎ、省エネルギーをはかる。

(2) コントールドローリング材の圧延方法に代表されるように、仕上げ圧延機内で大圧下をかけて靱性を確保し高品質化をはかる（主として高級ラインパイプ素材）。

このためループ設備にはスタンド間の極厚広幅材料（以下大断面材と呼ぶ）を持ち上げるべき強度が要求され、必然的にループ及びループモータは大型化してい

る。この大型化によるループ慣性率の増加は特に極薄狭幅材料（以下小断面材と呼ぶ）に対するループ制御性の低下をもたらす。筆者らは、1.6 mm 厚×700 mm 幅の材料に対してループ慣性率を種々変えてループの制御性をシミュレーションにて解析した。この時の制御性を表す評価指標（ループ角度変動と張力変動の和）の変化を Fig. 2 に示す。一方、仕上げ圧延機最終スタンドでは、例えば 1.2 mm 厚×700 mm 幅から 25 mm 厚×2300 mm 幅までの広範囲にわたる寸法に仕上げる必要がある。最終スタンドにおいて大断面材と小断面材の2種類についてのループの制御状況を Fig. 3 に示す。ここでは定常圧延中に上流スタンド入側板厚に1%のステップ状外乱を与えてシミュレーションをしているが、制御性は特に小断面材に対して悪いことがわかる。これは小断面材ではループモータの駆動トルクのうち、張力を発生させるトルクの占める割合が小さく、ループ慣性力などによる外乱が相対的に増加して、制御性が低下するからである。

このことから、ループを可能な限り低慣性化することが制御性の改善に効果があり、特に材料断面が最も小さい最終スタンドでは有効なことがわかる。一方、近年仕上げ圧延機上流スタンドにおいて、ループを使用しないループレス圧延が実用化されてきている^{2)~4)}、この考えを用いて大断面材に対して最終スタンドを含む全スタンドループレス圧延が実現できれば、各スタンドループは小断面材専用到低慣性化でき、広い製造範囲をカバーしつつ張力制御の大幅な改善が期待できる (Fig. 4)。さらに、ループにロードセルを組み込んで材料張力を検出するループ張力計⁶⁾の分解能は、ロードセル定格荷重を小断面材用に小さく採ることで大幅に改善でき、ループの制御性をますます改善できる相乗効果をもたらすことになる。

このように考えるとき、従来より上流スタンドでのみ実現されていたループレス制御技術の全スタンドへの拡張が必須である。

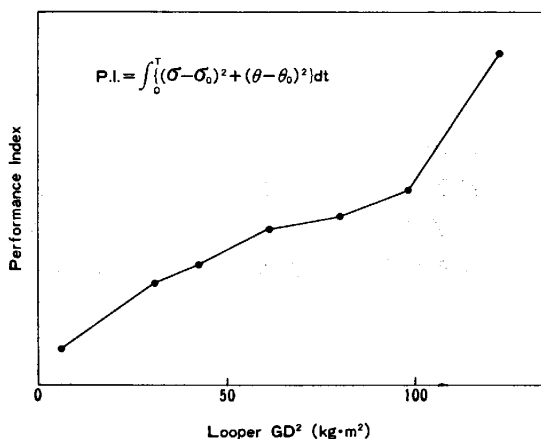


Fig. 2. Performance change of looper control depending on the looper GD^2 .

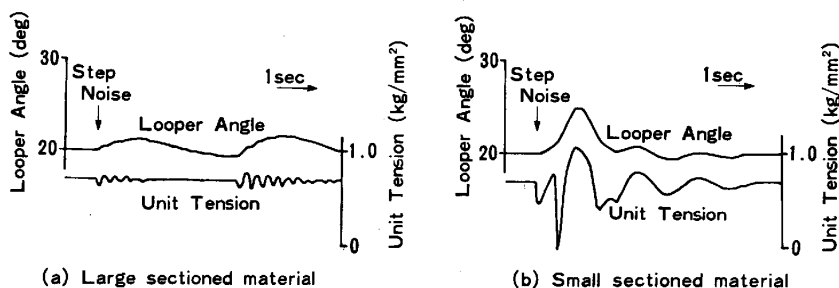


Fig. 3. Comparison of looper control performance between large sectioned material and small sectioned material by the same looper.

3. 従来のループレス制御とその張力推定

3.1 ループレス制御の実現方法

ループレス制御の実現には、ループを用いることなく何らかの方法で張力を計測する必要がある。張力さえ正確に計測できれば、張力目標値との差に対して上流側スタンドのロール速度をPIDフィードバックにて操作する既存技術と組み合わせてループレス制御を実現できる。

従来、材料張力の計測には種々の方式が提案されているが、形鋼の圧延などでは張力が変化すると圧延トルク及び荷重が影響を受けることを利用して張力を推定する方式が一般的となっている。本方式では圧延トルクをメインモータ制御情報から推定しており、必要な情報を既存の電流・電圧・速度計などの信頼性の高い検出器から入手できる特徴を持つ。

Fig. 5 にループレス制御の構成を示す。

3.2 従来方式とその問題点

従来の熱間仕上げ圧延機におけるループレス張力推定方式は基本的に以下のように整理される。まず、No. i スタンドにおける基本式を次に示す。

$$G_i = G_i^0 + A_i q_{i-1} - B_i q_i \dots \dots \dots (1)$$

$$P_i = P_i^0 - C_i q_{i-1} - D_i q_i \dots \dots \dots (2)$$

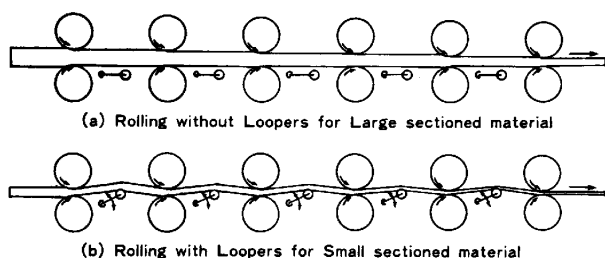


Fig. 4. New rolling method where light loopers are only used for small sectioned material.

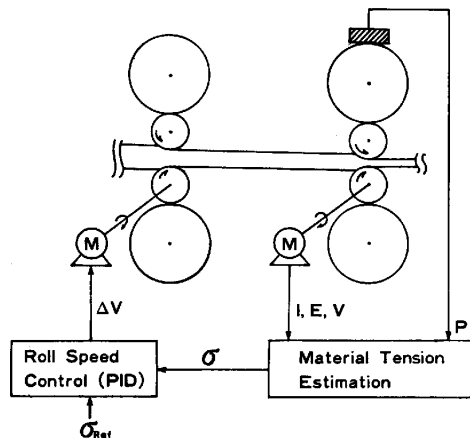


Fig. 5. Basic configuration of loopless tension controller.

ただし、右肩の「0」は無張力状態を示す。

次に、No. j スタンドにおける無張力時のトルクアーム r_j^0 [mm] を定義する。

$$r_j^0 \cong G_j^0 / P_j^0$$

$$= (G_j - A_j q_{j-1} + B_j q_j) / (P_j + C_j q_{j-1} + D_j q_j) \dots \dots \dots (3)$$

張力の推定は以下の手順を No. 1 スタンドから漸化的に繰り返すことにより実現している。

「No. i スタンド通板中の任意のロックオンタイミングで、 G_{i-1} 、 P_{i-1} を計測し、 q_{i-2} 、 r_{i-1}^0 を利用して (3) 式より $j=i-1$ として q_{i-1} を求める。同時に G_i 、 P_i を計測して、先に求めた q_{i-1} と $q_i=0$ を利用して (3) 式より $j=i$ として r_i^0 を求める (Fig. 6).」

初期条件として $q_0=0$ を用いれば上流からの代入法で r_i^0 は No. i スタンド噛込ごとに順次求まるし、求める張力 q_i も常時推定できる。圧延中の板厚などの変化に対して r_i^0 を修正する方法において各種方式が実用化されている。

さて、この張力推定方式には以下の問題がある。

(1) ロックオンが必要である

圧延機への初期設定の誤差から、材料通板中は非定常な圧延状態となりやすく、 G_i 、 P_i などの計測値も変動する。従って、 r_i^0 を算出するロックオンタイミングの設定が難しく、 r_i^0 はノイズを含みやすい。このノイズは、その材料の全圧延長にわたり影響を与える。

(2) 上流スタンドの誤差が下流スタンドに累積する
張力の推定は上流スタンドの情報を次スタンドに順次代入することで実現している。すなわち、通板時に算出される r_i^0 は上流スタンドすべての q_j と r_j^0 (ただし $j < i$) の誤差を含んでおり、通板後においても上流スタ

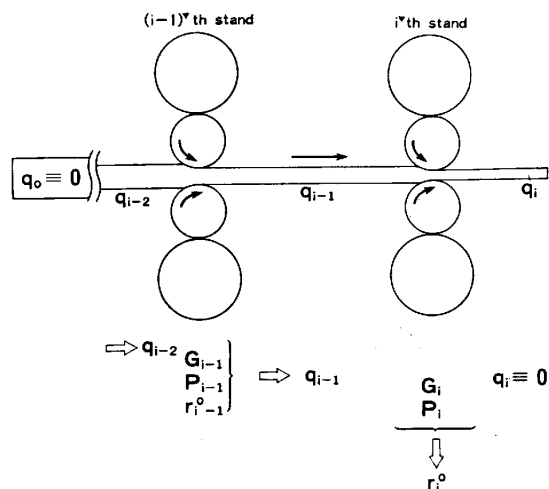


Fig. 6. Conventional loopless tension estimation method with locking on the torque arm r^0 and downstream substitution of tension.

ンドすべての推定誤差が累積して張力の推定値に混入する。

このような問題から、熱間仕上げ圧延機の全スタンドに本方式を適用した報告はまだまだない。本論文で報告する方式は上記問題点を解決したものである。

4. 新張力推定方式

4.1 基本となる考え

圧延理論によると HILL⁵⁾ はロールバイト内における水平力の釣合式、鉛直力の釣合式、ロールに作用するトルク式から次式を導き、圧延トルク、圧延荷重と前後方張力を関連づけている (Fig. 7)。

$$G = R'^2 \int_0^\alpha p_\theta \cdot \theta \cdot d\theta - \frac{1}{2} R(q_f - q_b) - \frac{1}{2} (R' - R) \alpha P \dots\dots\dots (4)$$

右辺第1項はロールバイト内の荷重分布の1次モーメントに、第2項はスタンド前後の張力差に、第3項はロール扁平に関連する項である。

(4)式の特徴は、前方張力と後方張力にかかる重みが同一スタンドにおいて等しいことである。従つて、連続圧延機において材料の先後端が無張力の状態では、各スタンドごとの(4)式を重ね合わせて加算すれば張力項をすべて内力化して消去することができる。従つて、各スタンドの圧延トルク変動と圧延荷重変動からロールバイト内の荷重分布の1次モーメントを各スタンドごとに精度良く推定できれば、(4)式から張力項が算出できるはずである。

このため、荷重分布の1次モーメントをトルクアーム係数、接触弧長、圧延荷重の積として表し、オンライン

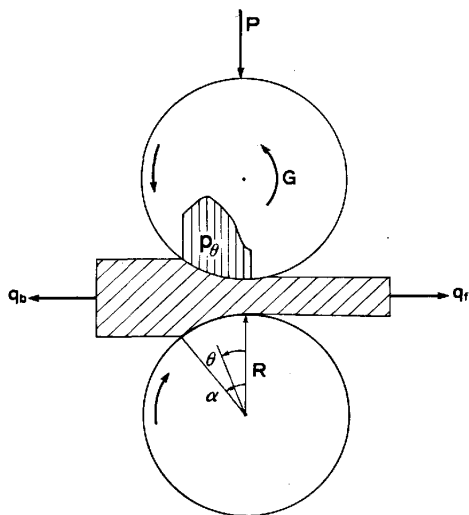


Fig. 7. Balance of outer forces to the roll bite material.

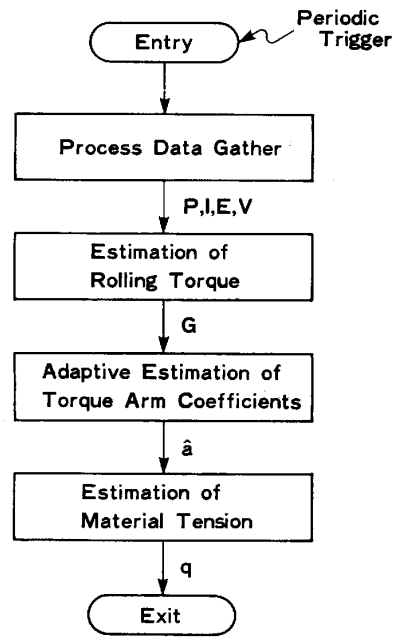


Fig. 8. Block diagram of new tension estimation method.

最小自乗法により未知数のトルクアーム係数を全スタンド同時に推定する方法を開発した。次にスタンド数分の(4)式から未知数である(スタンド数-1)個の張力を算出するために、重み付き最小自乗法を用いた。以降にその詳細を述べる。

4.2 張力推定手順

張力推定手順を Fig. 8 に示す。本手順は圧延中に周期的に実行される。

プロセスデータは圧延機駆動モータとロードセルから採取する。

モータトルクを次式で求める。

$$G_M = c_1(EI - W_{LOSS})/N \dots\dots\dots (5)$$

次に圧延トルクを推定する。

$$G = (G_M - G_{ACC} - G_{LOSS})/w \dots\dots\dots (6)$$

トルクアーム係数の適応推定と張力の推定は次に述べる。

4.3 トルクアーム係数の適応推定

(4)式右辺第1項の荷重分布の1次モーメントをトルクアーム係数、接触弧長と圧延荷重の積とする。

$$R'^2 \int_0^\alpha p_\theta \cdot \theta \cdot d\theta = a\sqrt{R'(H-h)} P \dots\dots\dots (7)$$

従つて、(4)式は次式に変形される。

$$G = a\sqrt{R'(H-h)} P - \frac{1}{2} R(q_f - q_b) - \frac{1}{2} (R' - R) \alpha P \dots\dots\dots (8)$$

今、連続圧延機(スタンド数 L)にて、同一材料が No.

1~No. j スタンドまで噛込まれている状態にあるとする。No. 1 スタンド入側と No. j スタンド出側は無張力と仮定できる。簡単のため以下の置き替えを行う。

$$g \triangleq \{G + (R' - R) \alpha P / 2\} / R \dots\dots\dots (9)$$

$$p \triangleq \sqrt{R'(H-h)} P / R \dots\dots\dots (10)$$

(8)式は No. i スタンドで次式に変形できる。

$$g_i = a_i p_i - (q_i - q_{i-1}) / 2 \dots\dots\dots (11)$$

ここで、 q_i は No. i スタンドでの(8)式で示す q_f に相当し、同様に q_{i-1} は q_b に相当する。

$q_0 = q_j = 0$ なることを利用して次式を得る。

$$g_0 \triangleq \sum_{i=1}^j g_i = \sum_{i=1}^j a_i p_i \dots\dots\dots (12)$$

ここで、 a_i 以外の値は(9)、(10)式を通じて測定または算出できる。

(12)式は種々の誤差を含むが、その誤差を最小とする a_i ($i=1 \sim j$) を以下のオンライン最小自乗法で推定する。すなわち、 a_i の推定値を \hat{a}_i とし、 ϵ_g を誤差とすると次式が成り立つ。

$$g_0 = \sum_{i=1}^j \hat{a}_i p_i + \epsilon_g \dots\dots\dots (13)$$

簡単のため、以下のベクトルを定義する。ただし、右肩の「T」記号は転置を表す。

$$\hat{\mathbf{a}} \triangleq (\hat{a}_1, \dots, \hat{a}_i, \dots, \hat{a}_j)^T$$

$$\mathbf{p} \triangleq (p_1, \dots, p_i, \dots, p_j)^T$$

さて、No. 1~No. j スタンドまで材料が噛込んだ状態で k 周期目のデータセット \mathbf{p}_k と g_{0k} を得ると、次の漸化式を適用する。ただし、 Q_k は共分散行列である。

$$\left. \begin{aligned} Q_k &= Q_{k-1} - Q_{k-1} \mathbf{p}_k (1 + \mathbf{p}_k^T Q_{k-1} \mathbf{p}_k)^{-1} \mathbf{p}_k^T Q_{k-1} \\ \hat{\mathbf{a}}_k &= \hat{\mathbf{a}}_{k-1} + Q_{k-1} \mathbf{p}_k (1 + \mathbf{p}_k^T Q_{k-1} \mathbf{p}_k)^{-1} \\ &\quad (g_{0k} - \mathbf{p}_k^T \hat{\mathbf{a}}_{k-1}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

圧延中に時々刻々得られる \mathbf{p}_k , g_{0k} を(14)式に繰り返し適用すると、(13)式の誤差 ϵ_g を最小とする \mathbf{a} の推定値 $\hat{\mathbf{a}}$ を得ることができる。従つて、(4)式右辺第1項のロールバイト内荷重分布の1次モーメントが推定できたこととなる。初期値としては、 $\hat{\mathbf{a}}_0$ は各要素共一定値、 Q_0 は重み付けられた対角行列を用いている。なお、材料先端の通板時と同様に、尾端の尻抜け時は(12)式において噛込中スタンドの値だけ加算することで最終的に噛込中スタンドの \hat{a}_i が求まる。

4.4 張力の重み付き最小自乗推定

ロールバイト内荷重分布の1次モーメントが求まったので、次に k 周期目のデータセットに対して張力 q_i を推定する。

No. i スタンドにおいて(11)式は次式に変形できる。

$$g_i = \hat{a}_i p_i - (q_i - q_{i-1}) / 2 + \epsilon_i \dots\dots\dots (15)$$

ここで、 ϵ_i は No. i スタンドにおける張力の観測及びモデル誤差である。

$q_0 = q_j = 0$ なることを利用して、(18)式を各スタンドに対して連立させて次式を得る。

$$\boldsymbol{\epsilon} = \mathbf{u} - \mathbf{A} \mathbf{q} \dots\dots\dots (16)$$

ただし、

$$\boldsymbol{\epsilon} \triangleq (\epsilon_1, \dots, \epsilon_i, \dots, \epsilon_j)^T \quad \mathbf{A} \triangleq \begin{pmatrix} -\frac{1}{2} & & & & & \\ \frac{1}{2} & -\frac{1}{2} & & & & \\ & \ddots & \ddots & & & \\ 0 & & \frac{1}{2} & -\frac{1}{2} & & \\ & & & \ddots & \ddots & \\ & & & & \frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{u} \triangleq \begin{pmatrix} g_1 - \hat{a}_1 p_1 \\ \vdots \\ g_i - \hat{a}_i p_i \\ \vdots \\ g_j - \hat{a}_j p_j \end{pmatrix} \quad \mathbf{p} \triangleq (p_1, \dots, p_i, \dots, p_j)^T$$

次に各スタンドの重み付き誤差パワー和 $\boldsymbol{\epsilon}^T \mathbf{W} \boldsymbol{\epsilon}$ を最小とする \mathbf{q} を求める。すなわち、

$$\frac{\partial}{\partial \mathbf{q}} (\mathbf{u} - \mathbf{A} \mathbf{q})^T \mathbf{W} (\mathbf{u} - \mathbf{A} \mathbf{q}) = 0 \dots\dots\dots (17)$$

従つて、

$$\mathbf{A}^T \mathbf{W} \mathbf{A} \mathbf{q} = \mathbf{A}^T \mathbf{W} \mathbf{u} \dots\dots\dots (18)$$

なる連立方程式を解いて、 k 周期目の各スタンド間張力 \mathbf{q} が求まる。ここで、 \mathbf{W} は各スタンドの材料断面積と張力を考慮した重み行列である。

4.5 新方式の特徴

新張力推定方式は、初期値問題を EXPLICIT に解く従来の方式の代わりに、両端固定の境界値問題を IMPLICIT に解く方式であり、推定モデルに与える情報量が多いことと誤差を各スタンドに最適に振り分けているため、推定精度は大きく改善される。また、加熱炉低温抽出材のごとくスキッド外乱が大きく圧延トルクと圧延荷重が相関をもつて大きく変動する場合、オンライン最小自乗法の性質から(13)式における \hat{a}_i はより正確に推定できる。これは熱間潤滑圧延材、特殊鋼種においても同様である。

本方式は(4)式の HILL の式を基にしており、他の圧延理論と組み合わせで高精度化が可能である。例えば、ロールバイト内荷重分布に張力の影響を入れることにより推定精度を向上できる。この場合、 k 周期目に得られた張力を $(k+1)$ 周期目の(10)式に反映して計算を続行すれば良い。また、ホットストリップのみならず、形鋼、棒鋼などの連続圧延機にも適用できる。

5. 実機による新張力推定

6 スタンドからなる京浜製鉄所の実圧延機でルーパ制御中に Fig. 8 に示す手順を 48ms ごとに実行して全スタンドの推定単位張力 σ を求めた例を Fig. 9 の case A にて示す。ここでは比較のため同一ロット内で2本ずつ

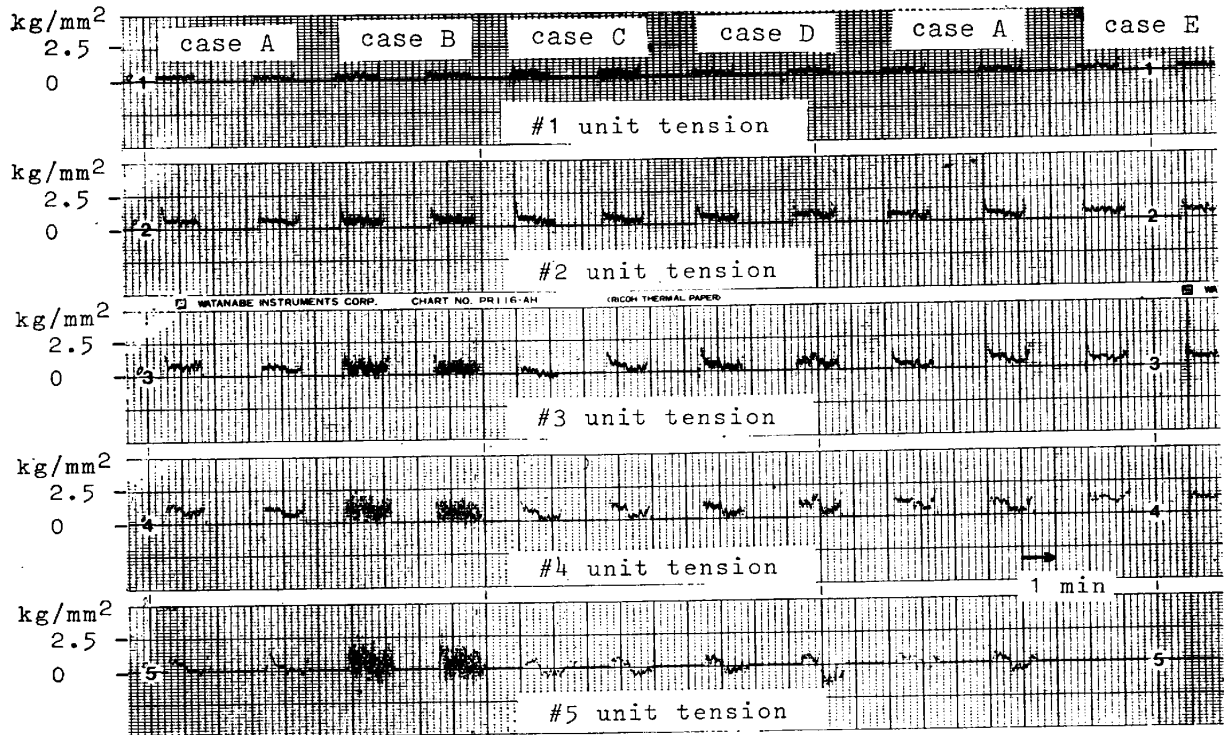


Fig. 9. Results of new tension estimation (case A) applied to 6 stands' looper controlled finishing mill compared with other methods (case B, C, D) under the same material size.

以下に示す他の方式をも試行した。

case A. 新張力推定方式 (Fig. 8 に示す手順)。

case B. トルクアーム係数の 適応推定は 4.3 に述べた方法を用い、張力の推定は $q_0=0$ とし上流から下流スタンドへ代入する方式。

case C. トルクアーム係数の 適応推定は 4.3 に述べた方法を用い、張力の推定は $q_0=0$ とし下流から上流スタンドへ代入する方式。

case D. case A の新張力制御方式のうちで(17)式の重み W を単位行列として重みなしとする方式。

本チャートからわかるように、新張力推定方式 (case A) は短周期変動が最も小さく良好な結果を示している。なお、case B は従来の方式に似るものであるが、下流スタンドでは誤差が累積して張力の推定が困難なことがわかる。

新張力推定方式を実機に適用した際の最終スタンド間における推定誤差の傾向を材料断面積を横軸として整理した結果を Fig. 10 に示す。ここで縦軸には張力推定値の短周期変動を採っている。断面積が小さくなるほど変動が増加しているが、これはモータ定格トルク内に占める張力成分が小さくなり、他ノイズに埋もれた結果と考えられ、駆動モータ情報を用いるループレス張力推定方式の小断面積材に対する限界を示している。

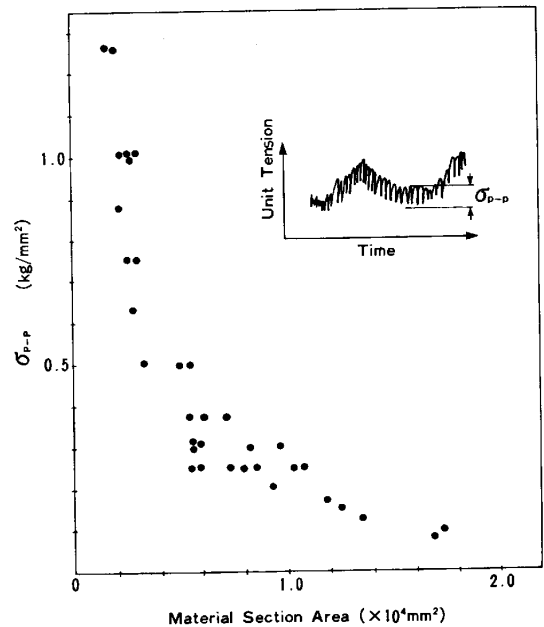


Fig. 10. Tension estimation noise at the last stand for various strip size by the new looperless method.

6. 実機による新張力制御

前章で算出した張力推定値を用いて全スタンドループレス制御を行つた。ここでは張力推定値と張力目標値の

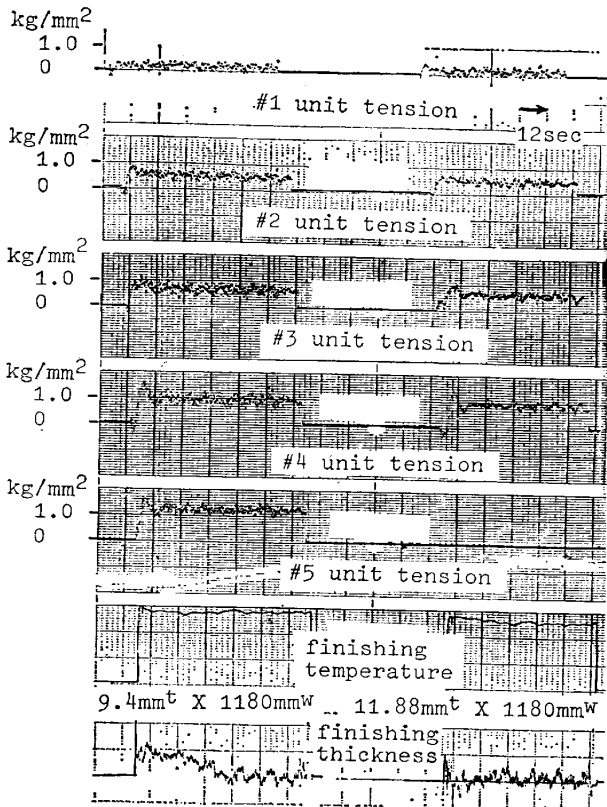


Fig. 11. Full stands looperless rolling for 6 stands finishing material (left side) and 5 stands finishing material (right side).

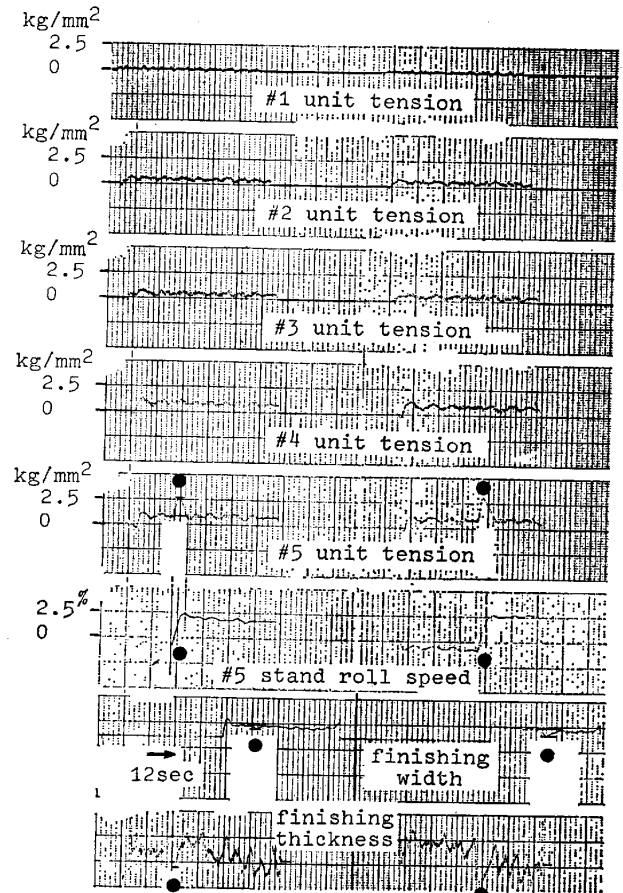


Fig. 13. Control performance of full stands looperless rolling (9.0 mm^t × 1200mm^w). Step disturbance was added to #5 tension, then PID controller absorbed it changing No. 5 stand rolling speed. ●'s denote the portion of disturbance, and necking was observed in its width and thickness.

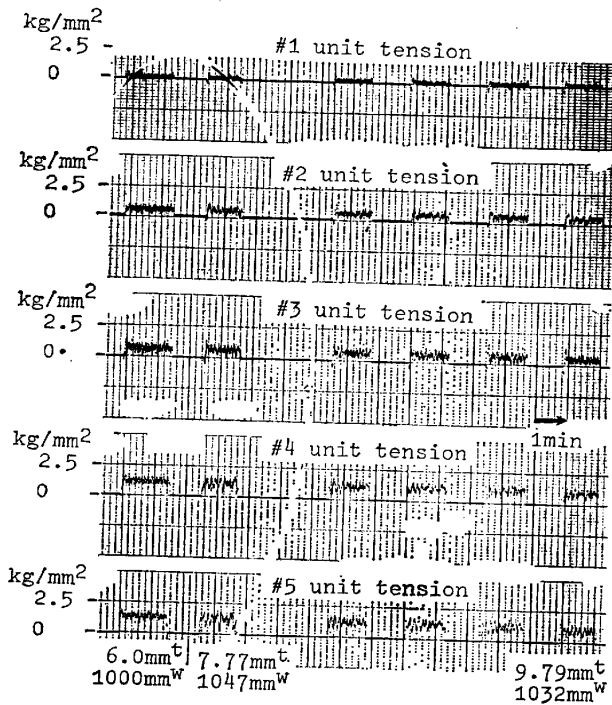


Fig. 12. Full stands looperless rolling for middle sectioned material.

に対して PID 制御により反ピボット側スタンドのロール差速度を操作した。張力の制御状況を Fig. 11 に示

す。ここでは 6 スタンド仕上げ圧延から 5 スタンド仕上げ圧延に変わるサイズに対して共に全スタンドローレス制御を適用しており、安定した圧延が行われている。比較的材料断面積の小さいサイズに対して全スタンドローレス制御を行つた例を Fig. 12 に示す。全スタンドローレス制御中に途中スタンドのロール速度をオペレータ手介入にて変化させて過大張力を発生させ、新張力制御装置がその外乱を吸収している状況を Fig. 13 に示す。

7. 適用範囲の拡大

7.1 コイラ巻き付き後の張力推定

第 4 章で述べた張力推定方式は材料先後端の張力を零と仮定している。しかし、仕上げ圧延中に材料先端がコイラに到達した場合は仕上げ・コイラ間に張力 q_L が発生するため、それに対応する必要がある。この張力はコイラマンドレルモータの情報から推定しても良いが、本

例では次の方法を採用している。

材料先端がコイラ未到達時に 4.3, 4.4 に従いトルクアーム係数 α と張力 q を推定する。(16)式を用いて張力の観測・モデル誤差 ϵ を求め次式で平滑化する。

$$\hat{\epsilon}_{k+1} = \delta \hat{\epsilon}_k + (1 - \delta) \epsilon_k \dots \dots \dots (19)$$

材料先端がコイラに到達した後は、到達直前の $\hat{\alpha}$ と $\hat{\epsilon}$ をロックオンし、 $q_0 = 0$ とする上流からの代入法で(15)式に従い ϵ の代わりに $\hat{\epsilon}$ を用いて q_i を求め、最終的に q_L を求めている。

7.2 ルーパ張力計との組み合わせ

新方式では推定する張力変数の数が少ないほどノイズが小さくなる。これは Fig. 11 で 6 スタンド仕上げ材に比べ、5 スタンド仕上げ材の張力推定ノイズが小さいことからわかる。これを基に、小断面積材に対して精度の良いルーパ張力計と新張力推定方式を組み合わせ、ルーパレス張力推定精度を上げることができる。Fig. 9 の case E では No. 5~No. 6 スタンド間のルーパ張力計出力を利用して、No. 1~No. 5 スタンド間の材料張力を新張力推定方式で求めている。すなわち 4.3 の手順において境界値として $q_5 = \text{No. 5} \sim \text{No. 6}$ スタンド間ルーパ張力計出力値として、(12)式の代わりに次式を用いる。

$$g_0 \cong \sum_{i=1}^5 g_i + \frac{1}{2} q_5 = \sum_{i=1}^5 a_i p_i \dots \dots \dots (20)$$

ここでは推定すべき a_i 及び q_i の数を 1 個ずつ減らしている。このようにルーパ張力計との組み合わせにより推定精度が向上することから、例えば中間スタンドのルーパにルーパ張力計を組み込み、それ以前のスタンド間を全サイズにわたりルーパレス制御を行う方法も考えられる。

8. 結 言

広範囲の製品寸法を製造する熱間仕上げ圧延機において、圧延理論を基に統計的手法を用いた全スタンドルーパレス張力推定方法を開発し、大断面積材に対する全スタンドルーパレス制御を初めて実用化した。この新しい圧延方法は以下の効果をもたらすものである。

(1) ルーパ設備を小断面積材専用大幅に低慣化できる。この結果、ルーパの制御性を改善でき、製品寸法の高精度化が可能となる。

(2) 上流スタンドについては、全サイズについてル

ーパレス制御が可能となり省エネルギーに寄与する。

(3) ルーパ張力計の絶対精度を大幅に改善できる。

なお、本方式の実用化については、開発から設計・製作・調整まですべて当社が独自に行い、期待どおりの成果をあげることができた。我々はここで得た技術を今後ますます強まるであろう製品寸法の高精度化等の要求に応えて、有効に活かすべく努力を続ける所存である。

記 号

- G : 圧延機駆動モータから推定する圧延トルク (材料単位幅当たり) [kg·mm/mm]
- P : ロードセルで計測する圧延荷重 (材料単位幅当たり) [kg/mm]
- q : 材料張力 (材料単位幅当たり) [kg/mm]
- A, B : 影響係数 [mm]
- C, D : 影響係数 [-]
- R : ワークロール半径 [mm]
- R' : ワークロール偏平半径 [mm]
- θ : ロールバイト内位置 [Rad]
- α : 嚙込角 [Rad]
- p_θ : 単位面積当たり圧延荷重 [kg/mm²]
- q_f : 前方張力 (材料単位幅当たり) [kg/mm²/mm]
- q_b : 後方張力 (材料単位幅当たり) [kg/mm²/mm]
- G_M : モータトルク [kg·mm]
- E : モータ主回路電圧 [V]
- I : モータ主回路電流 [A]
- W_{LOSS} : モータ損失 [W]
- N : モータ回転数 [rpm]
- c_1 : 係数 [kg·mm·rpm/W]
- G_{ACC} : 加速トルク [kg·mm]
- G_{LOSS} : 機械損失トルク [kg·mm]
- w : 材料幅 [mm]
- H : スタンド入側板厚 [mm]
- h : スタンド出側板厚 [mm]
- σ : ユニット張力 [kg/mm²]
- δ : 重み係数 [-]

文 献

- 1) 鎌田正誠, 平沢猛志: 連続圧延機の制御方法, 特願昭 45-32783
- 2) A. OISHI, M. KASAI, O. NAKASHIMA, S. KONISHI, M. KAWASAKI, Y. HAMASAKI and F. WATANABE: Proc. International Conference on Steel Rolling, Vol. 1 (1980), p. 418
- 3) J. AKAMATSU, R. TERAKADO, Y. ANBE, K. SEKIGUCHI, M. MIYOKAWA and T. MIYAMOTO: Proc. International Conference on Steel Rolling, Vol. 1 (1980), p. 410
- 4) S. TANIFUJI, Y. MOROOKA, M. NAKAJIMA, I. IMAI, A. OISHI, K. TASHIRO and S. KONISHI: IFAC 8th Triennial World Congress, Vol. XVIII (1981), p. 31
- 5) R. HILL (鷲津久一郎, 山田嘉昭, 工藤英明訳): 塑性学 (1954) [培風館]
- 6) 今井 功, 岩波紀夫, 武藤 満, 村田邦彦: 石川島播磨技報, 17 (1977), p. 398