オブザーバを用いたロールバランス力 による圧延機のロール偏心制御

星 野 郁 弥*・阿 部 禎 一*
木 村 紘*・木 村 英 紀**

Observer-based Roll Eccentricity Control via Roll Balancing Force

Ikuya HOSHINO*, Teiichi ABE*,
Hiroshi KIMURA* and Hidenori KIMURA**

The new roll eccentricity control system which is an application of the synthesis methodology developed by Kimura based on the design theory of output regulations essentially due to Wonham has been developed and its effectiveness has been demonstrated by the application results to a real plant. The salient features of the new system are as follows.

- ① The roll balancing force regulator is applied effectively instead of the hydraulic roll position regulator.
- ② The controller obtained from the observer-based design method copes well with the actuator and detection time delay without complication of the controller.
- ③ The use of the so-called gaugemeter equation for the roll eccentricity estimation leads to the feature that gain tuning with the rolled material variation is no need.

Key Words: rolling mill, eccentricity control, observer

1. はじめに

圧延機における板厚精度を悪化させる一つの要因としてロール偏心がある¹⁾。ロール偏心の板厚への影響を制御するには、たとえばキースベアリングの開発²⁾などロール偏心そのものを小さくする技術のほかに、圧延荷重変化や板厚変化からロール偏心量を推定し、積極的にロールギャップを操作して、ロール偏心の影響が板厚変化に及ばないようにする技術があり、その技術をロール偏心制御と呼ぶ。ロール偏心制御はロール回転周期に応じてロールギャップを操作する必要があるが、その周波数は比較的高いため、高応答性を有するアクチュエータが不可欠である。したがって、従来は油圧圧下装置を備

えた圧延機でのみロール偏心制御が可能であると考えられていた。一方、油圧圧下装置はすべての圧延機で用いられているわけではなく、旧式の圧延機ではいまだに電動圧下装置を用いているのが現状である。そこで本報では、油圧圧下装置にかえて、バックアップロール(以下BURと略す)バランス力を調整することによりロール偏心制御を行う方法について報告する。BURバランス装置はBURの重量分をささえる目的であり、通常の圧延機では油圧シリンダを用いていることが多く、油圧圧下装置を備えていない圧延機でもBURバランス装置は一般に備えられている。したがって、BURバランス力の調整でロール偏心制御が可能となれば、その応用範囲は広がることとなる。ただし、BURバランス装置の応答性は電動圧下装置よりは速いものの油圧圧下装置に比べると遅く、その補償が必要となる。

一方、ロール偏心制御の設計方法については従来より各種の方法が提案されている。たとえば、圧延荷重から高速フーリエ交換によりオンラインでロール偏心量を推定し制御する方法^{3),4)}や、圧延荷重からカルマンフィル

* 住友軽金属工業(株) 名古屋港区千早3-1-12

** 東京大学工学部 東京都文京区本郷7-3-1

* Sumitomo Light Metal Ind. Ltd., Nagoya

** Faculty of Engineering, University of Tokyo,
Bunkyo-ku, Tokyo

(Received December 9, 1993)

(Revised October 31, 1994)

タや平均化フィルタを利用してロール偏心量を推定し制御する方法⁵⁾, 圧延荷重から単純なバンドパスフィルタにてロール偏心量を推定し制御する方法⁶⁾, 圧延荷重変化と板厚変化から平均化フィルタを利用してロール偏心量を推定し制御する方法⁷⁾, などがある。しかし, いずれの場合もアクチュエータの応答遅れを補償するにはかなりの工夫が必要であると考えられる。また, ロール偏心量の推定に際し圧延荷重のみを使用する場合³⁾⁻⁶⁾と圧延荷重変化と板厚変化の両方を使用する場合⁷⁾があるが, 両方を使用する場合は圧延材料に依存しないでロール偏心量を推定できるという利点がある反面, 板厚検出遅れを補償する必要がある。そこで, 本報ではロール偏心制御の設計に際して, 圧延荷重変化と板厚変化の両方を使用することとし, アクチュエータの応答遅れと板厚検出遅れの補償は外乱推定オブザーバの手法を用いることにより対処する。オブザーバを積極的に用いる設計法は Wonham らの理論をもとに木村によりその具体的設計法が開発されたものであるが⁸⁾, 本設計法によれば, 外乱が周期性をもつという特徴を有効に活用することにより, アクチュエータの応答遅れや板厚検出遅れへの対処も含めた制御系の設計が統一された設計法のもとで容易に可能となることに利点がある。

2. 制御対象の数式モデル

BUR バランス力はロール自体の重量を支えるための力であり, 非圧延中などに上 BUR が下降しないようにするための機構である。したがって, 圧延中は BUR バランス力を変化させても圧延に特に支障はない。通常の BUR バランス力は Fig. 1 に示したように, BUR チョック間の油圧シリンダによって与えられている。BUR バランス力を含めた圧延機モデルを Fig. 2 および Fig. 3 に示したようなロールの力の釣り合いとバネモデルで考える。ただし, 以下ではある基準値からの変化分のみを考えるものとする。

Fig. 2 に示した力の釣り合いより次式が成り立つ。

Fig. 1 Back-up roll balancing mechanism

$$\Delta P_{LC} = \Delta P_{BW}^U + \Delta P_B \quad (1)$$

$$\Delta P = \Delta P_{BW}^U \quad (2)$$

$$\Delta P = \Delta P_{BW}^L \quad (3)$$

ただし,

ΔP_{LC} : 上 BUR とハウジング間の力の変化(ロードセルで検出)

ΔP_{BW}^U : 上 BUR と上ワークロール間の力の変化

ΔP_{BW}^L : 下 BUR と下ワークロール間の力の変化

ΔP_B : ロールバランス力の変化

ΔP : 圧延材に加わる圧延荷重

Fig. 3 に示したバネモデルより次式が成り立つ。

$$\Delta l_{BB} = \Delta l_{BW}^U + \Delta l_{WW} + \Delta l_{BW}^L \quad (4)$$

$$\Delta l_{BB} = \Delta P_{LC} / k_H \quad (5)$$

$$\Delta l_{BW}^U = \Delta e_B^U - \Delta P_{BW}^U / k_{BW}^U \quad (6)$$

$$\Delta l_{BW}^L = \Delta e_B^L - \Delta P_{BW}^L / k_{BW}^L \quad (7)$$

ただし,

k_H : ハウジング・圧下装置のバネ定数

k_{BW}^U : 上 BUR と上ワークロール間のバネ定数

Δl_{BB} : BUR 軸心間距離 (l_{BB}) の変化

Δl_{BW}^U : 上 BUR と上ワークロールの軸心間距離 (l_{BW}^U) の変化

Δl_{BW}^L : 下 BUR と下ワークロールの軸心間距離 (l_{BW}^L) の変化

Δe_B^U : 上 BUR 偏心量 (l_{BW}^U が増す方向が正)

Δe_B^L : 下 BUR 偏心量 (l_{BW}^L が増す方向が正)

Δl_{WW} は近似的に側板厚変化量 (Δh) に等しいと考え

Fig. 2 Roll force balance

Fig. 3 Spring model of mills

られる。出側板厚変化は圧延荷重変化と入側板厚変化よりつぎのように表わされる。

$$\Delta l_{ww} = \Delta h = -\frac{\Delta P}{k_{ww}} + \Delta H \quad (8)$$

ただし、

Δl_{ww} : ワークロール軸心間距離 (l_{ww}) の変化

ΔH : 入側板厚変化

k_{ww} : 圧延材(ワークロール間)のバネ定数
(圧延材塑性係数に相当)

(1)~(8)式をまとめると次式となる。

$$\Delta h = -\frac{\Delta P}{Q} + \Delta H \quad (9)$$

$$\Delta P_{LC} = \Delta P + \Delta P_B \quad (10)$$

$$\Delta P = -\frac{1}{k_H} \frac{MQ}{M+Q} \Delta P_B - \frac{MQ}{M+Q} \Delta S_E + \frac{MQ}{M+Q} \Delta H \quad (11)$$

ただし、

$$\Delta S_E = -\Delta e_B^v - \Delta e_B^h \quad (12)$$

$$\frac{1}{M} = \frac{1}{k_H} + \frac{1}{k_{BW}^v} + \frac{1}{k_{BW}^h} \quad (13)$$

$$Q = k_{ww} \quad (14)$$

であり、 ΔS_E はロール偏心によるロールギャップ変化量、 M はミル定数、 Q は塑性係数と呼ばれている。

(9)式は出側板厚変化と圧延荷重変化および入側板厚変化の関係、(10)式はロードセルで検出される荷重と圧延材に加わる圧延荷重および操作量である BUR バランス力変化の関係、(11)式は圧延荷重変化と BUR バランス力変化、ロール偏心によるロールギャップ変化および入側板厚変化の関係を表わしたものである。

また、バランス力変化は圧力調整器により制御されているが、その動特性は 1 次遅れで近似されつぎようになる。

$$\frac{d}{dt} \Delta P_B = -\frac{1}{T_B} \Delta P_B + \frac{K}{T_B} \Delta P_B^{ref} \quad (15)$$

ただし、

ΔP_B^{ref} : ΔP_B 変更指令、

K : ΔP_B 調整器のゲイン、

T_B : ΔP_B 調整器の時定数。

なお、(11)式の両辺に $(M+Q)/(MQ)$ を乗じ、(9)式および(10)式の関係を利用することにより(16)式が導かれる。

$$\Delta h = \Delta S_E + \Delta P_{LC}/M - \Delta P_B/M' \quad (16)$$

ただし、

$$\frac{1}{M'} = \frac{1}{k_{BW}^v} + \frac{1}{k_{BW}^h} \quad (17)$$

であり、 M' は BUR とワークロール間のバネ定数を表わす。この式は出側板厚変化と BUR バランス力変化、ロー

Fig. 4 Block diagram of the plant

ドセル荷重変化およびロール偏心によるロールギャップ変化の関係を表わしたものであるが、圧延材料に依存する塑性係数を含まずに出側板厚変化が表現できる点が特徴である。(16)式は一般にゲージメータ式と呼ばれるものに BUR バランス力変化の項(第三項)を加えたものになる。 M, M' は圧延材料に依存しない定数であり、たとえば M についてはよく知られているように非圧延時のギャップ変更量と荷重の関係から求めることができ、また、 M' についても M と同様に非圧延時のバランス力変更量と荷重の関係から求めることができる。

板厚計は圧延機の出側に設置されているが、ロールと板厚計の間には距離があり圧延材料の移送時間による検出遅れがある。したがって、板厚変化検出値を Δh_X とすると次式が成り立つ。

$$\Delta h_X = \Delta h(t - \tau) \quad (18)$$

Δh_X : 板厚計検出側板厚変化量、

τ : ロールと板厚計間の材料移送時間。

(9)~(11)式および(15)、(18)式が制御対象を表わす数式モデルでありブロック図で表わすと Fig. 4 のようになる。

また、BUR 偏心によるロールギャップ変化はバックアップロール回転周期の関数となり、その基本波のみを考えるとすると次式で表わせる。

$$\Delta S_E = a \cdot \sin(\omega_e \cdot t) + b \cdot \sin(\omega_e \cdot t + \phi) \quad (19)$$

a : 上 BUR 偏心 (Δe_B^v) の振幅、

b : 下 BUR 偏心 (Δe_B^h) の振幅、

ϕ : 上下の BUR 偏心位相差、

ω_e : ロール偏心周波数(BUR 周期)

3. 制御系の設計

3.1 設計手順

外乱推定オブザーバを積極的に用いる制御系の一般的設計法は木村⁹⁾により報告されており、その応用例^{9),10)}

もすでに公表されている。設計手順をまとめるとつぎのようになる。

(ステップ1) 状態フィードバックにより応答性の改善を行う。(内部補償)

(ステップ2) 外乱を補償するようなフィードフォワード入力を求める。(フィードフォワード制御)

(ステップ3) オブザーバによって外乱を推定し、フィードフォワード入力をフィードバックで実現する。(フィードバック実現)

本報では、取り扱う外乱が周期的なものであるという特徴を生かし、アクチュエータや検出遅れなどの制御対象の遅れを完全に補償するフィードフォワード制御を構成するため、ステップ1は省略される。

3.2 フィードフォワード制御

入側板厚変化(ΔH)がないとし、ロール偏心によるギャップ変化(ΔS_E)に対し出側板厚変化(Δh)を零にする BUR バランス力変化(ΔP_B)は(9), (11)式よりつぎのように与えられる。

$$\Delta P_B = -k_H \Delta S_E \quad (20)$$

ΔP_B^{ref} から ΔP_B までには(15)式に示したような応答遅れが存在するため、 ΔP_B^{ref} をつぎのように与えれば ΔP_B^{ref} から ΔP_B までの応答遅れが補償されロール偏心の補償が可能となる。

$$\Delta P_B^{ref} = -\frac{T_B}{K} k_H \frac{d}{dt} \Delta S_E - \frac{1}{K} k_H \Delta S_E \quad (21)$$

(21)式を実際に実現しようとするとき ΔS_E およびその一階微分 $d\Delta S_E/dt$ が必要となる。以下ではオブザーバを用いて両者を推定し、(21)式を実現する方法について述べる。

3.3 オブザーバの構成

ΔS_E のモデルは(19)式に示したとおりであるが、微分方程式で示すとつぎのようになる。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \Delta S_E \\ \Delta S_E' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \omega_e \\ -\omega_e & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta S_E \\ \Delta S_E' \end{bmatrix} \quad (22)$$

ただし、

$$\begin{aligned} \Delta S_E' &= a \cdot \cos(\omega_e t) + b \cdot \sin(\omega_e t + \phi) \\ &= (d\Delta S_E/dt)/\omega_e \end{aligned} \quad (23)$$

と定義する。

(22)式より ΔS_E および $\Delta S_E'$ を推定するオブザーバを構成するとつぎのようになる。

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \Delta \hat{S}_E \\ \Delta \hat{S}_E' \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & \omega_e \\ -\omega_e & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \hat{S}_E \\ \Delta \hat{S}_E' \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} k_{E1} \\ k_{E2} \end{bmatrix} (y_E - \hat{y}_E) \end{aligned} \quad (24)$$

ここで、 Δ のついた変数は推定値、 k_{E1} , k_{E2} はオブザーバゲインである。 $y_E - \hat{y}_E$ は推定誤差でつぎのように与え

られる。

$$y_E = \Delta h - \Delta P_{LC}/M + \Delta P_B/M' \quad (25)$$

$$\hat{y}_E = \Delta \hat{S}_E \quad (26)$$

y_E はゲージメータ(16)式を用いて、板厚と荷重からロール偏心量を求めたものであり、 $\hat{y}_E$ はロール偏心量の推定値である。したがって、推定値が正しければ $y_E - \hat{y}_E = 0$ となる。

(25)式における Δh の測定は(18)式に示したように τ 秒のむだ時間があるため、(24)~(26)式で示したオブザーバについても τ 秒だけずらして考える。すなわちつぎのようになる。

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \Delta \hat{S}_E(t-\tau) \\ \Delta \hat{S}_E'(t-\tau) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & \omega_e \\ -\omega_e & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \hat{S}_E(t-\tau) \\ \Delta \hat{S}_E'(t-\tau) \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} k_{E1} \\ k_{E2} \end{bmatrix} (y_E(t-\tau) - \hat{y}_E(t-\tau)) \end{aligned} \quad (27)$$

ただし、

$$y_E(t-\tau) = \Delta h_X - \Delta P_{LC}(t-\tau)/M + \Delta P_B(t-\tau)/M' \quad (28)$$

$$\hat{y}_E(t-\tau) = \Delta \hat{S}_E(t-\tau) \quad (29)$$

なお、 t は時刻を表わし、 $\Delta \hat{S}_E(t-\tau)$ は時刻 $(t-\tau)$ における $\Delta \hat{S}_E$ の値である。

また、簡単化のために時刻 t における値は (t) を省略して表記する。すなわち、 $\Delta \hat{S}_E = \Delta \hat{S}_E(t)$ である。よく知られた三角関数の和と差の公式を用いると(19)および(23)式より次式を得る。

$$\begin{bmatrix} \Delta \hat{S}_E \\ \Delta \hat{S}_E' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\omega_e \tau) & \sin(\omega_e \tau) \\ -\sin(\omega_e \tau) & \cos(\omega_e \tau) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \hat{S}_E(t-\tau) \\ \Delta \hat{S}_E'(t-\tau) \end{bmatrix} \quad (30)$$

(30)式が外乱の周期性を活用し、板厚の検出遅れの補償を可能にする関係式である。

(27)~(30)式が ΔS_E および $\Delta S_E'$ を推定するオブザーバであり、これらの推定値を用いると ΔP_B^{ref} はつぎのようになる。

$$\Delta P_B^{ref} = \begin{bmatrix} -k_H/K & -\frac{T_B}{K} k_H \omega_e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \hat{S}_E \\ \Delta \hat{S}_E' \end{bmatrix} \quad (31)$$

3.4 設計結果

(27)~(31)式が設計結果であり、ブロック図で表わすと Fig. 5 のようになる。また、制御系の概要図を Fig. 6 に示す。補償器の特徴をまとめるとつぎのようになる。

① アクチュエータとして BUR バランス力調整を活用するため、油圧圧下装置は不要である。

② アクチュエータの遅れ補償および検出遅れ補償が補償器の構造を複雑にすることなく可能となる。すなわち、本方式では偏心量そのものの推定と同時にその微分値も推定しているため、(30)式あるいは(31)式のような

Fig. 5 Block diagram of the new eccentricity control

Fig. 6 Schematic diagram of the roll eccentricity control system

簡単な形で遅れ補償が可能となる。

③ ロール偏心量の推定にいわゆるゲージメータ式を採用しているため、塑性係数に依存しない。したがって、圧延材料ごとに補償器のゲイン調整を行う必要がない。

アクチュエータとして油圧圧下装置を使う場合でもほぼ同様な手順で設計でき、その場合でも②、③に述べた特徴は発揮されることになる。

4. 補償器の構造に関する考察

Fig. 5 で表わされる補償器を伝達関数表現するとつぎのようになる。

$$\Delta P_e^{\text{ref}}(s) = \frac{(ak_{E1} + \beta k_{E2})s + a\omega_e k_{E2} - \beta\omega_e k_{E1}}{s^2 + k_{E1}s + \omega_e(k_{E2} + \omega_e)} \times (\Delta h_x(s) - e^{-\tau s} \Delta P_{LC}(s)/M + e^{-\tau s} \Delta P_B(s)/M') \quad (32)$$

$$\alpha = -\frac{k_H}{K} \cos(\omega_e \tau) + \frac{T_B}{K} k_H \omega_e \sin(\omega_e \tau) \quad (33)$$

$$\beta = -\frac{k_H}{K} \sin(\omega_e \tau) - \frac{T_B}{K} k_H \omega_e \cos(\omega_e \tau) \quad (34)$$

ただし、 s はラプラス演算子である。

ここで、(24) 式に示したオブザーバの極は次式の根となる。

$$s^2 + k_{E1}s + \omega_e(k_{E2} + \omega_e) = 0 \quad (35)$$

オブザーバゲイン $k_{E2} = 0$ でも安定であるから、ここでは

簡単化のため $k_{E2} = 0$ として考える。また、アクチュエータおよび板厚検出の遅れがないとすると $T_B = 0$, $\tau = 0$ となり $\alpha = -k_H/K$, $\beta = 0$ となる。したがって、(32) 式で表わされた補償器はつぎのように簡略化される。

$$\Delta P_e^{\text{ref}}(s) = G_c(s) \cdot \Delta \varepsilon(s) \quad (36)$$

ただし、

$$G_c(s) = \frac{-k_{E1} \frac{k_H}{K} s}{s^2 + k_{E1}s + \omega_e^2} \quad (37)$$

$$\Delta \varepsilon(s) = \Delta h_x(s) - \Delta P_{LC}(s)/M + \Delta P_B(s)/M' \quad (38)$$

である。

コントローラの伝達特性 $G_c(s)$ は中心周波数を ω_e (偏心周波数) とするバンドパスフィルタである。また、 $\Delta \varepsilon$ はロール偏心以外の外乱がない場合 $\Delta \varepsilon = \Delta S_e$ となり、ロール偏心によるギャップ変化を表す。したがって、補償器は板厚変化やロードセル荷重変化からバンドパスフィルタによりロール偏心成分を抽出する構造となっていることがわかる。偏心制御の補償器が設計方法によらず基本的にはバンドパスフィルタの構造になることはすでに Edwards ら¹¹⁾ によって指摘されていることであるが、本報で述べた設計方法によれば、バンドパスフィルタの設計と同時にアクチュエータの遅れや板厚検出の遅れに対する補償が容易かつ補償器の構造を複雑にすることなく自然に達成される点に特徴がある。なお、バンドパスフィルタの減衰傾度(クオリティーファクタ: Q_F) はつぎのようになる¹²⁾。

$$Q_F = \frac{\omega_e}{k_{E1}} = \frac{\omega_e}{\omega_H - \omega_L} \quad (39)$$

ω_H, ω_L : 3 dB 減衰時の周波数

上式よりオブザーバゲイン k_{E1} を大きくすると減衰傾度が小さくなりバンド幅が増すことがわかる。

次式は $T_B = 0$, $\tau = 0$ の条件のもとでの外乱から制御量への伝達特性である。

$$\Delta h(s) = \frac{M}{M + Q} \frac{s^2 + \omega_e^2}{s^2 + k_{E1}s + \omega_e^2} \Delta S_e(s) + \frac{Q}{M + Q} \Delta H(s) \quad (40)$$

ΔS_E から Δh への伝達特性は中心周波数を ω_e とするバンドエリミネーションフィルタとなっており、オブザーバゲインによってそのバンド幅が調整できることがわかる。また、オブザーバゲインを大きくすることにより ω_e に設定誤差があっても許容できる方向となり、その場合でも入側板厚変動の影響を増幅する要因にはならないことがわかる。しかし、オブザーバゲインを大きくしてバンド幅を広げると偏心制御以外の板厚制御などでロールギャップを操作した場合誤動作しやすくなるなどの問題が生じてくる。

5. 結 果

5.1 バランス力変更基礎テスト

BUR バランス力をステップ状に変更したときのロードセル荷重変化量および出側板厚変化量を実験により求めた。対象とした圧延機の主仕様は Table 1, 圧延対象材は Table 2 のとおりである。実験結果を Fig. 7 に示す。この結果から BUR バランス力を約 580 kN 変更することにより板厚を約 15 μm 変化させることがわかる。し

たがって、ロール偏心に起因する板厚変動の抑制に使用するには十分な能力であると判断される。Fig. 8 はアクチュエータすなわち BUR バランス力調整器の応答性を測定した結果であり、これより BUR バランス力調整器は時定数が約 200 ms の 1 次遅れ系に近似可能であると考えられた。時定数が油圧系にしては大きくなっているが、これは油圧調整弁と油圧シリンダ間の配管距離が数 10 m と長いためである。

(a) Balancing force response

(b) Balancing force reference

Fig. 8 Actuator response

(a) Time chart

(b) Spectrum analysis

Fig. 9 Rolling test result (Part 1, Rolling speed: 82 m/min)

Table 1 Rolling mill specification

Type	4-high cold rolling mill
Balancing force	Max. 580 kN
Roll diameter	Work roll : 390 mm Back-up roll : 1110 mm
Rolling speed	Max. 150 m/min

Table 2 Rolled material specification

	Balancing force change test	Rolling test
Material	3004 alloy	A1050
Inlet thickness (mm)	0.77	6.0
Outlet thickness (mm)	0.58	2.5
Strip width (mm)	1050	900

Fig. 7 Balancing force change test

Fig. 10 Rolling test results (Part 2, Rolling speed: 110 m/min)

Table 3 Controller gain

M	M'	k_H	k_{E1}	k_{E2}	T_B
(kN/mm)	(kN/mm)	(kN/mm)	(-)	(-)	(s)
3200	5700	7500	0.2	0	0.2

5.2 実機圧延結果

Fig. 9, Fig. 10 に実機圧延結果の一例を示す。対象圧延機、圧延材およびオブザーバゲインなどの補償器ゲイン設定値は、Table 1, Table 2, Table 3 のとおりである。なお、補償器の実装には 16 ビットのマイクロプロセッサを備えたプログラマブルコントローラ (PC 200, (株)東芝製) を使用した。PC 200 の演算速度は、加減算が 2.8 μ s, 乗算が 4.4 μ s, 除算が 15.8 μ s である。

Fig. 9 の結果から板厚変動幅が 22 μ m から 14 μ m に減少しており、それは BUR 偏心の基本周波数成分が大きく減少していることによるものと判断される。高調波成分については本報で述べた補償器では対象としていないが、 ΔS_E のモデル (19) 式を高調波成分を含むように変更することで、同様の設計手順で対処できるものと考えられる。ただし、補償器の次数は高くなる。

Fig. 10 はアクチュエータの遅れ補償の効果を調べるため、遅れ補償を行った場合と制御なしの場合および遅れ補償を行わなかった場合の、それぞれの板厚偏差を比較したものである。この結果より、遅れ補償なしではほとんど偏心制御の効果がないことがわかる。

一方、Fig. 9, Fig. 10 の結果から、開発した偏心制御を行うことによって板厚変動は減少するがロードセル出力変動が増加することがわかる。したがって、電動圧下装置を備えた圧延機で一般的に使用されているビスラ方式の板厚制御を併用する場合、ロードセル出力をそのまま圧延荷重として使用すると誤差を含み板厚精度を悪化させることとなる。しかし、ロードセル出力からバランス力を減じた信号 ($\Delta P_{Lc} - \Delta P_B$) を圧延荷重として使用

すればビスラ方式の板厚制御を併用しても問題ないことを指摘しておく。

6. おわりに

本報では、油圧装置を備えていない旧式の圧延機における板厚精度向上策として、BUR バランス力を用いるロール偏心制御を開発した。また、その設計法としては外乱推定オブザーバを積極的に用いる方式とした。そして、本方法によればアクチュエータの遅れや検出遅れに対する補償が容易に可能となることを示し、実機圧延にてその効果を確認した。補償器の特徴をまとめるとつぎのようになる。

- ① アクチュエータとして BUR バランス力調整を活用するため、油圧圧下装置は不要である。
- ② アクチュエータの遅れ補償および検出遅れ補償が補償器の構造を複雑にすることなく可能となる。
- ③ ロール偏心量の推定にいわゆるゲージメータ式を採用しているため、塑性係数に依存しない。したがって、圧延材料ごとに補償器のゲイン調整を行う必要がない。

参 考 文 献

- 1) 桑原, 久能, 佐伯: 冷間圧延におけるロール偏心による肉厚変動, 塑性と加工, **3-20**, 608/616 (1962)
- 2) 有村, 角南, 柳島, 菅沼, 手柴, 碓石: 冷間圧延における板厚精度の向上 (第 2 報), 第 30 回塑性加工連合講演会, **126**, 97/100 (1979)
- 3) 今井, 鈴木: 圧延機におけるロール偏心影響除去制御装置 (FARE) の実用化, 石川島播磨技報, **13-2**, 189/198 (1973)
- 4) E. O. King, Jr. and D. F. Stewart: Gauge Control Using Estimate of Roll Eccentricity, United States Patent, **4**, 222, 254 (1980)
- 5) 北村, 高橋, 能勢, 小西, 菊池: 逐次推定法による圧延のロール偏心制御, システム制御情報学会論文誌, **2-9**, 287/300 (1989)
- 6) 岩下, 鈴木, 堺: ロール偏心除去制御法の開発, 古河電工時報, **90**, 90/98 (1992)
- 7) 三喜, 高井, 山口: 新ロール偏心制御システムの開発, 日新製鋼技法, **51**, 77/84 (1984)

- 8) H. Kimura : Observer-based Regulator Synthesis, Osaka University Technical Report, 85-04 (1985)
- 9) I. Hoshino, Y. Maekawa, T. Fujimoto, H. Kimura and H. Kimura : Observer-based Multivariable Control of the Aluminum Cold Tandem Mill, Automatica, 24-6, 741/754 (1988)
- 10) I. Hoshino, M. Kawai, M. Kokubo, T. Matsuura, H. Kimura and H. Kimura : Observer-based Multivariable Flatness Control of the Cold Rolling Mill, Proc. 12th IFAC World Congress, 6, 149/156 (1993)
- 11) W. J. Edwards, P. J. Thomas and G. C. Goodwin : Roll Eccentricity Control for Strip Rolling Mills, Proc. 10th IFAC World Congress, 2-14, 200/211 (1987)
- 12) J. Millman and C. C. Halkias : Integrated Electronics -Analog and Digital Circuits and Systems-, McGraw-Hill, 554/557 (1972)

=====

[著者紹介]

星野郁弥 (正会員)

1981年, 大阪大学基礎工学研究科修士課程修了。同年住友軽金属工業(株)勤務。アルミニウム圧延機などの制御技術の研究に従事。Automatica論文賞(1990年)受賞(工学博士)。

阿部 禎一

1982年, 神奈川大学電気工学科卒業。同年住友軽金属工業(株)勤務。アルミニウム圧延機などの機械制御, 電気制御など, 主にメンテナンス業務に従事。

木村 紘

1967年, 名古屋大学大学院工学研究科修士課程終了。同年住友軽金属(株)入社, 以後, アルミニウムの塑性加工および制御の研究に従事。現在, 技術研究所応用研究部長。軽金属学会論文賞(1986, 88年), Automatica論文賞(1990年)受賞(工学博士)。

木村英紀 (正会員)

1970年, 東京大学工学系研究科博士課程修了。同年大阪大学基礎工学部制御工学科助手。同講師, 同助教授, 同大学工学部電子制御機械工学科教授を経て94年同大学基礎工学部システム工学科教授。95年東京大学工学部計数工学科教授。多変数制御系の設計理論とその応用に関する研究に従事(工学博士)。

=====