ILQ 設計法を用いた冷間タンデム圧延機のみルバランス制御*

村上 晃[†]・新谷 裕和[‡]・中山万希志[†]・岡本 充央[§]・佐野 研一[§]

Mill Balance Control Technique for a Tandem Cold Mill using ILQ Design Method*

Akira MURAKAMI[†], Hirokazu ARAYA[‡], Makishi NAKAYAMA[†], Mitsuo OKAMOTO[§]
and Kenichi SANO[§]

We have developed a mill balance control system, which regulates the motor currents and rolling forces of tandem-cold-mill stands while maintaining finish gage accuracy.

The controller is designed using the ILQ design method and constructs a cascade loop outside an automatic-gage-control loop.

The experimental results showed that maximum rolling speeds have increased by 2.4% on average without deterioration of gage accuracy or strip shape.

1. はじめに

鉄鋼プロセスにおける冷間タンデム圧延機 (TCM: Tandem Cold Mill) は、熱間圧延された原板を、複数のスタンドで連続的に板厚を減少させ、所定の最終板厚まで冷間圧延し、表面品質の良好な板材を製造する設備である。

各スタンド出側の板厚目標値と各スタンド間の張力目標値は、圧延前に計算され、圧延機の初期設定がなされる (パススケジュール)。圧延中には、板厚制御系により最終板厚が一定になるように制御される [1]。

板厚制御系には種々の方式があるが、板厚精度向上や操業安定性を考慮して、近年は、全スタンド出側の板厚および全スタンド間張力を制御する方式が主流となってきた [2,3]。

本論文では、この方式を板厚張力制御系 (AGTC: Automatic Gage and Tension Control) とよぶこととする。

ところで、AGTC では、板厚や張力を制御するが、各スタンドのモータ電流や圧延荷重の値は直接的には制御されず、板厚や張力の値に依存して定まることとなる。

このため、次のような課題が残っていた。

一つは、モータ電流が定格値を超えることによる生産性の制限である。原板の変形抵抗のばらつき等によって、初期設定した板厚や張力のままであると、最高圧延速度に達する前に、全スタンドのモータ電流の一部が定格値を超える場合があり、圧延速度を増加できず、生産性の上限となる。従来は、初期設定される板厚や張力の精度を高める方法や、熟練オペレータが AGTC を一時的に切り、手動操作により板厚や張力を直接変更する方法により対応していたが、精度向上には限界があり、また、手動操作では最終板厚の変動を生じることもあった。この場合に、定格を超えていない他スタンドのモータに負荷を分散することができれば、圧延速度を増加することができる。

二つめは、圧延荷重の変動による形状品質の劣化である。原板の変形抵抗が長手方向に変動する場合や、摩擦係数が圧延中に変化する場合には、各スタンドの圧延荷重が変動し、急峻度などの形状品質の劣化を招き、さらに変動が過大な場合には、中伸びや耳波等の形状不良を生じる。この場合にも、板厚や張力を適切に変更し、圧延荷重変動を他スタンドに分散し低減できれば、形状不良を防止することができる。

従来、タンデム圧延機の各スタンドのモータ電流や圧延荷重の制御について、いくつかの実例があるが [4,5]、

* 原稿受付 2003 年 10 月 1 日

[†] (株) 神戸製鋼所 Technical Development Group, Kobe Steel, Ltd., 1-5-5, Takatsukadai, Nishi ward, Kobe city, Hyogo 651-2271, JAPAN

[‡] 福井工業大学 Department of Mechanical Engineering, Fukui University of Technology, 3-6-1, Gakuen, Fukui city, Fukui 910-8505, JAPAN

[§] (株) 神戸製鋼所 Kakogawa Works, Kobe Steel, Ltd., 1, Kanazawacho, Kakogawa city, Hyogo 675-0137, JAPAN
Key Words: rolling, mill balance, ILQ design method, motor current, rolling force.

モータ電流および圧延荷重のすべてのバランスを考慮したものはなく、また、動的な制御としての実例はなかった。

そこで、本研究では、AGTC を前提とした上で、AGTC では制御しなかった全スタンドのモータ電流や圧延荷重の分布パターン（ミルのバランス）を制御する手法を新たに開発した。本論文では、この手法をミルバランス制御（MBC: Mill Balance Control）とよぶこととする。

ミルバランス制御は多変数制御系となる。また、制御対象は生産設備である圧延機であるため、制御の最適性だけでなく調整の容易化が必須である。このため、最適性が確保でき、調整が容易な ILQ 設計法 [6-8] を使用することとした。

本論文では、まず、MBC の概要を述べ、つぎに制御対象のモデルを示す。つぎに、ILQ 設計法を用いた MBC の設計 [9] について説明し、最後に実機適用結果を示す。

2. MBC の概要

Fig. 1 は 5 スタンドの冷間タンデム圧延機を示す。AGTC が最終板厚を含む全スタンド出側板厚と、全スタンド間張力とを、目標値に制御する。そして、望ましいモータ電流や圧延荷重に制御するために、AGTC ループに新しい制御ループを付加し、カスケード制御系 [10] を構成する (Fig. 2)。

MBC は、最終板厚以外のスタンド出側板厚と全スタンド間の張力の目標値を変更する。

Fig. 1 Tandem cold mill

Fig. 2 Outline of a mill balance control system

3. 制御対象のモデル

MBC の制御対象は、冷間タンデム圧延機と AGTC からなる。モデルの作成に際しては、MBC に適したモデルを作成することとした。

まず、静的な特性について考える。スタンド出側板厚（最終板厚を除く）やスタンド間張力を変更し、ある定常圧延状態から別の定常圧延状態に変化し安定した場合の圧延荷重やモータ電流の変化量は、圧延モデルを用いて影響係数により求めることができる。

つぎに、動的な特性について考える。冷間タンデム圧延機の各スタンドの動特性は、スタンド間張力および AGTC を介して相互に干渉している。このため、あるスタンド出側板厚（最終板厚を除く）やあるスタンド間張力を変更すると、他のスタンドにおいても圧延荷重変動やモータ電流変動を生じる。そして、その応答の支配的な時定数は、AGTC の応答と圧延機内のスタンド間を圧延材が通過する移送時間により定まることとなる。これは、どのスタンド出側板厚やどのスタンド間張力を操作しても、その影響が No.1 スタンドにおよび、No.1 スタンド直下で生じた板厚変化部分が最終スタンドである No.5 スタンドを通過し、AGTC により制御された後に、全スタンドの圧延荷重およびモータ電流が安定することとなるからである。

そこで、上記の制御対象の静的な特性および動的な特性を考慮した上で MBC に適したモデルを求めることとした。具体的には、圧延モデルより影響係数に基づく静的なモデルを求め、つぎに AGTC の応答と圧延材の移送遅れを考慮して動的なモデルを求めた。以下に詳述する。

3.1 静的モデル

静的モデルは影響係数を用いて求める。体積速度一定の式、出側板速の式、AGTC に制御される変数の式（例：スタンド出側板厚一定）、制御されない量の式（例：原板板厚一定）、圧延荷重の式、モータ電流の式を圧延理論 [11] などから導出し、線形化する。結果として、次の静的モデルが得られる。

$$x_{m\&c} = A_{u \rightarrow x} \cdot u \quad (1)$$

ここで、

$$x_{m\&c} = \left[\frac{\Delta P_1}{P_1}, \frac{\Delta P_2}{P_2}, \frac{\Delta P_3}{P_3}, \frac{\Delta P_4}{P_4}, \frac{\Delta P_5}{P_5}, \frac{\Delta G_1}{G_1}, \frac{\Delta G_2}{G_2}, \frac{\Delta G_3}{G_3}, \frac{\Delta G_4}{G_4}, \frac{\Delta G_5}{G_5} \right]^T$$

$$u = \left[\frac{\Delta h_1}{h_1}, \frac{\Delta h_2}{h_2}, \frac{\Delta h_3}{h_3}, \frac{\Delta h_4}{h_4}, \frac{\Delta q_{f1}}{q_{f1}}, \frac{\Delta q_{f2}}{q_{f2}}, \frac{\Delta q_{f3}}{q_{f3}}, \frac{\Delta q_{f4}}{q_{f4}} \right]^T$$

$$A_{u-to-x} = \begin{bmatrix} a_{11} & 0 & 0 & a_{14} & a_{15} & 0 & 0 & a_{18} \\ a_{21} & a_{22} & 0 & a_{24} & a_{25} & a_{26} & 0 & a_{28} \\ 0 & a_{32} & a_{33} & a_{34} & 0 & a_{36} & a_{37} & a_{38} \\ 0 & 0 & a_{43} & a_{44} & 0 & 0 & a_{47} & a_{48} \\ 0 & 0 & 0 & a_{54} & 0 & 0 & 0 & a_{58} \\ a_{61} & 0 & 0 & a_{64} & a_{65} & 0 & 0 & a_{68} \\ a_{71} & a_{72} & 0 & a_{74} & a_{75} & a_{76} & 0 & a_{78} \\ 0 & a_{82} & a_{83} & a_{84} & 0 & a_{86} & a_{87} & a_{88} \\ 0 & 0 & a_{93} & a_{94} & 0 & 0 & a_{97} & a_{98} \\ 0 & 0 & 0 & a_{10,4} & 0 & 0 & 0 & a_{10,8} \end{bmatrix}$$

P_i : 第*i*スタンドの圧延荷重

G_i : 第*i*スタンドのモータ電流

h_i : 第*i*スタンド出側板厚

q_{fi} : 第*i*,*i*+1スタンド間張力

a_{ij} : 影響係数行列の要素

ここで、 ΔG_i は*i*番スタンドのモータ電流偏差であり、 ΔP_i は*i*番スタンドの圧延荷重偏差である。

なお、 $x_{m\&c}, u$ の各要素の分母の G_i と P_i は、正規化のための公称値であり、最大圧延速度での値を用いる。

このように、モータ電流および圧延荷重のすべてのバランスを考慮することで、モータ電流と圧延荷重の両方を制御できる。

3.2 動的モデル

前述のように、圧延荷重やモータ電流の応答の支配的な時定数は、AGTCの応答と圧延機内のスタンド間を圧延材が通過する移送時間により定まることとなる。ここで、圧延機とAGTCからなる系は、厳密には2次以上の高次系であり、本来は2次以上の動特性を考慮したモデルとすべきであるが、下記の理由により、静特性に1次遅れを付加したものとした。

MBCでは、カスケード制御ループを構成するが、制御の安定性確保の観点から、主ループにあたるMBCの帯域幅は、副ループにあたるAGTCの帯域幅の数の1以下に設定する必要がある[12,13]。このため、副ループに2次系の固有周波数が存在したとしても、主ループの緩やかな入力に対しては応答の大きさは小さく十分に安定すると考えられる。

ここで、制御対象をモデル化する際には、モデルに取り込めない無数の寄生的要素を考慮し、制御目的に応じて近似のレベル（モデルの次数）を決定する[14-16]必要がある。MBCの設計に際しては、前述のようにMBCの応答が緩やかであることから、制御対象の1次遅れの応答が支配的であり、2次以上の応答はほとんど現れず、寄生的な要素と考えることができ、制御対象を1次遅れと近似できる。

そして、その時定数は、前述のようにAGTCの応答性や圧延材の移送の遅れの最も遅い支配的な応答の時定数とすればよい。これにより、圧延機とAGTCの物理

的な特性を記述しMBC設計に適したモデルが得られる。

$T_{m\&c}$ を上記1次遅れの時定数とすると動的モデルの状態方程式は以下のように得られる。

$$\dot{x}_{m\&c} = A \cdot x_{m\&c} + B \cdot u \quad (2)$$

ここで、

$$A = -\frac{1}{T_{m\&c}} \cdot I \quad (3)$$

$$B = \frac{1}{T_{m\&c}} \cdot A_{u-to-x} \quad (4)$$

操作量uは8要素であり、独立に制御可能な変数は8要素であるため、制御量 $y_{m\&c}$ も8要素とし、10要素の変数からなる $x_{m\&c}$ から $y_{m\&c}$ への変換行列をCとする。このとき、出力方程式は下記ようになる。

$$y_{m\&c} = C \cdot x_{m\&c} \quad (5)$$

C行列の具体的な選定方法については、後述する。

4. ILQ設計法を用いたMBCの設計

4.1 ILQ設計法[6-8]

最適レギュレータ(LQ)設計法は、評価関数の重みを指定するが、閉ループ応答などの工学的な仕様と明確に結びついていないのでその選定が本質的に難しく、実用上の難点となっている。

ILQ設計法は、最適制御の逆問題の結果を応用し、入出力応答波形を設計仕様として与え、何かの重みに関して最適であるような状態フィードバック制御則を求める設計法であり、各入出力応答波形を独立に指定でき、フィードバックゲインが解析的に得られる等の利点がある。

ILQ設計法では、まず、非干渉化制御理論より、応答波形の時定数を設計パラメータとして、対象システムの係数行列から基準最適ゲインとよばれる K_F^0, K_I^0 を決定し、つぎに、操作量と制御量のトレードオフにより、ゲイン調整パラメータとよばれる σ_i を対角要素にもつ $\Sigma = \text{diag}(\sigma_i)$ を決定することとなる。

4.2 ILQ設計法によるフィードバック補償

(2), (5)式で表される制御対象は干渉のある多変数系である。多変数制御系としては、LQ制御、 H_∞ 制御、非干渉PI制御等が考えられるが、最適性と安定性の確保および調整の容易さを目的として、前述のILQ設計法[6-8]を用いた。本設計法は、圧延プロセス以外にも広く用いられており[17]、モデルベースの多変数制御に有効である。

とくに、ミルバランス制御においては、カスケード制御系の主ループの応答性を指定する必要があることから、応答波形の時定数を設計仕様として決定できるILQ設計法が適している。

ILQ設計法における相対次数[8]はすべて1であり、非

Fig. 3 Block diagram of a mill balance control system based on the ILQ design method

干渉化行列 [8] は正則である。また、制御対象の動特性を 1 次遅れで近似したので、不安定零点はなく、ILQ 設計法適用の前提条件を満たしている。

Fig. 3 は、ILQ 設計法に基づいた MBC のブロック図を示す。なお、本図では、ILQ 設計法によるフィードバック補償以外に、後述のフィードフォワード補償も記載している。

ここで、第 i 操作量から、第 i 制御量までの応答時定数を T_{mbci} ($i=1, \dots, 8$) とする。これらの値は後で設計仕様として指定する。

基準最適ゲイン K_F^0 と K_I^0 は、下記のように陽な形で得られる。

$$K_F^0 = T_{m\&c} \cdot [C \cdot A_{u\&to\&x}]^{-1} \cdot C \quad (6)$$

$$K_I^0 = T_{m\&c} \cdot [C \cdot A_{u\&to\&x}]^{-1} \cdot \text{diag} \left(\frac{1}{T_{mbci}} \right) \quad (7)$$

なお、 $\text{diag}(\frac{1}{T_{mbci}}) = \text{diag}(\frac{1}{T_{mbc1}}, \frac{1}{T_{mbc2}}, \dots, \frac{1}{T_{mbc8}})$ である。

K_F^0 と K_I^0 は、それぞれ 8×10 、 8×8 の行列となる。LQ 設計法のように、リカッチ方程式を解く必要はなく、 H_∞ 制御のように制御器の次数が増大することもない。また、非干渉 PI 制御と異なり、最適性や安定性が保証された制御器となる。

なお、フィードバック制御則は、Fig. 3、(6)、(7) 式より、次のようになる。

$$\begin{aligned} u &= -\Sigma \cdot K_F^0 \cdot x_{m\&c} - \Sigma \cdot \frac{K_I^0}{s} \cdot y_{m\&c} \\ &= -\Sigma \cdot [C \cdot A_{u\&to\&x}]^{-1} \cdot T_{m\&c} \cdot \\ &\quad \cdot \left[I + \text{diag} \left(\frac{1}{T_{mbci}s} \right) \right] \cdot y_{m\&c} \end{aligned} \quad (8)$$

ここで、安定性確保の観点から、MBC の応答が、圧延機と AGTC の応答の数倍以上緩やかになるように [12,13]、ILQ 設計パラメータである時定数 T_{mbci} ($i=1, \dots, 8$) とゲイン調整パラメータ σ_i ($i=1, \dots, 8$) を調整するものとする。この場合、 σ_i を大きくすると指定する応答に近づくという特長を利用することができる。

つぎに、出力方程式 (5) 式の行列 C の決定方法について述べる。制御すべきモータ電流と圧延荷重は、合計 10 個であるが、非干渉化条件を満たすため、制御量ベクトル

$y_{m\&c}$ は、操作量ベクトル u と同じ 8 要素でなければならない。そこで、外乱の影響を全スタンドに分散させるという観点から $y_{m\&c}$ の要素を選択し、行列 C を決定することとした。

外乱としては、たとえば、原板の変形抵抗や板厚の変動や摩擦係数の変化等が挙げられる。板厚だけでなく張力をも制御する場合、通常張力制限制御が行われるが、外乱が大きく張力制限を超える場合には、外乱の影響は圧延荷重の変動として現れる [11]。MBC がいないときには、荷重変動が抑制されない。実際の圧延においては、特殊鋼の場合に、Fig. 4(a) の概略図に示すように、最終スタンドの荷重が変動する場合があった。この場合には、最終スタンドの荷重変動は板形状の悪化を招くことから、外乱の影響を全スタンドに分散させ、とくに最終スタンドへの影響を低減させることが望ましい。このことは、最終スタンド近傍の板厚目標値や張力目標値の変更量を小さくすることに相当することから、モータ電流についても圧延荷重に整合させ、同様に分散させることとし、 $y_{m\&c}$ の 8 要素を次のように選択した。

$$\begin{aligned} &\frac{1}{5} \frac{\Delta G_1}{G_1} - \frac{1}{5} \frac{\Delta G_2}{G_2}, \frac{1}{5} \frac{\Delta G_2}{G_2} - \frac{1}{5} \frac{\Delta G_3}{G_3}, \frac{1}{5} \frac{\Delta G_3}{G_3} - \frac{1}{5} \frac{\Delta G_4}{G_4}, \\ &\frac{1}{5} \frac{\Delta G_4}{G_4} - \frac{\Delta G_5}{G_5}, \frac{1}{5} \frac{\Delta P_1}{P_1} - \frac{1}{5} \frac{\Delta P_2}{P_2}, \frac{1}{5} \frac{\Delta P_2}{P_2} - \frac{1}{5} \frac{\Delta P_3}{P_3}, \\ &\frac{1}{5} \frac{\Delta P_3}{P_3} - \frac{1}{5} \frac{\Delta P_4}{P_4}, \frac{1}{5} \frac{\Delta P_4}{P_4} - \frac{\Delta P_5}{P_5} \end{aligned}$$

Fig. 4 Disturbance-influence dispersion

行列 C は次のように選択されたこととなる。

$$C = \begin{bmatrix} 0.2 & -0.2 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 \\ 0.0 & 0.2 & -0.2 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 \\ 0.0 & 0.0 & 0.2 & -0.2 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 \\ 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.2 & -1.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 \\ 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.2 & -0.2 & 0.0 & 0.0 & 0.0 \\ 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.2 & -0.2 & 0.0 & 0.0 \\ 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.2 & -0.2 & 0.0 \\ 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.0 & 0.2 & -1.0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

このような選択により、外乱の影響が、全スタンドに5:5:5:5:1の比率で分散され、最最終スタンドの圧延荷重やモータ電流の変動を小さく抑制することができる(Fig. 4(b)).

さらに、圧延速度が小さいときには、圧延機とAGTCの応答が遅くなるため、MBCの応答も遅くする必要がある。そこで、制御ゲインが(17), (18)式のように、解析的に得られることを利用して、 $T_{m\&c}$, T_{mbci} , σ_i を圧延速度に適応させることとした。

v_{max} を最大圧延速度とし、 T_{pass} を最大圧延速度での圧延材が圧延機を通過する時間とする。 $T_{m\&c}$ はおもにスタンド間の板の移送時間により長くなると考え、圧延速度 v のときの $T_{m\&c}$, T_{mbci} , σ_i を下記のように決定した。

$$T_{m\&c}(v) = T_{m\&c}(v_{max}) + \left(\frac{v_{max} - v}{v} \right) \cdot T_{pass} \quad (10)$$

$$T_{mbci}(v) = \frac{T_{m\&c}(v)}{T_{m\&c}(v_{max})} \cdot T_{mbci}(v_{max}) \quad (i=1, \dots, 8) \quad (11)$$

$$\sigma_i(v) = \frac{T_{m\&c}(v_{max})}{T_{m\&c}(v)} \cdot \sigma_i(v_{max}) \quad (i=1, \dots, 8) \quad (12)$$

このように設定することで、圧延速度が最高速度に達しない場合でも、ミルのバランスを確保することができる。

4.3 フィードフォワード補償の付加

4.2で求められたフィードバック制御系は、圧延材の長手方向の緩やかな変形抵抗の変動などに対するモータ電流や圧延荷重変動の変動の抑制には適している。

しかし、原板のばらつきに起因するモータ電流等のバランス崩れを修正したい場合には、応答が遅いことが問題となる場合がある。そこで、フィードフォワード補償を付加し、2自由度制御系とした(Fig. 3)。

(1), (5)式より、次式を得る。

$$y_{m\&c} = C \cdot A_{u \rightarrow x} \cdot u \quad (13)$$

そして、フィードフォワード則を次式のように決定した。

$$u = G_{FF} \cdot r \quad (14)$$

$$G_{FF} = [C \cdot A_{u \rightarrow x}]^{-1} \quad (15)$$

これにより、原板の変形抵抗のばらつき等によるパススケジュールの誤差を、フィードフォワード補償により、速やかに補償することができる。そして、フィード

フォワード補償で完全に補償できない場合であっても、フィードバック補償で目標値に制御できる。

5. 実験結果

5.1 モータ電流制御

MBCを加古川製鉄所の5スタンド冷間タンデム圧延機に適用した。

圧延条件は下記の通りである。

原板板厚: 4000[μm]

板幅: 1224[mm]

最終板厚: 1010[μm]

圧延速度: 962.8[m/min]

板幅: 1224[mm]

このとき、影響係数行列は下記の通りである。

$$A_{u \rightarrow x} = \begin{bmatrix} -1.73 & 0.00 & 0.00 & 0.01 & -0.10 & 0.00 & 0.00 & 0.01 \\ 0.50 & -0.99 & 0.00 & 0.01 & -0.21 & -0.11 & 0.00 & 0.00 \\ 0.00 & 0.74 & -1.04 & 0.00 & 0.00 & -0.20 & -0.11 & 0.00 \\ 0.00 & 0.00 & 0.80 & -1.02 & 0.00 & 0.00 & -0.19 & -0.10 \\ 0.00 & 0.00 & 0.00 & 4.18 & 0.00 & 0.00 & 0.00 & -0.24 \\ -9.59 & 0.00 & 0.00 & 0.18 & -1.58 & 0.00 & 0.00 & -0.01 \\ 2.67 & -3.30 & 0.00 & 0.16 & 0.59 & -0.57 & 0.00 & -0.01 \\ 0.00 & 3.19 & -3.67 & 0.16 & 0.00 & 0.60 & -0.59 & -0.01 \\ 0.00 & 0.00 & 3.39 & -3.64 & 0.00 & 0.00 & 0.54 & -0.55 \\ 0.00 & 0.00 & 0.00 & 7.12 & 0.00 & 0.00 & 0.00 & 0.89 \end{bmatrix} \quad (16)$$

MBCは、一定速度の定常部で動作させることとし、MBCの初期目標値は、一定速度の定常部になった直後の値を用いることとする。なお、サンプリング周期は1秒である。

ステップ応答テストにより、最大圧延速度で $T_{m\&c} = 1.0[\text{s}]$ と決定した。つぎに、 T_{mbci} ($i=1, \dots, 8$)と、 σ_i ($i=1, \dots, 8$)をシミュレーションおよび実験により決定した。

具体的には、まず、MBCの応答を圧延機とAGTCの応答の10倍の10秒程度とするため、 $T_{mbci} = 10.0[\text{s}]$ とし、ゲイン調整パラメータ σ_i ($i=1, \dots, 8$)を増加させながら調整した。ILQ設計法の特長として、 $\sigma_i \rightarrow \infty$ とすれば指定する応答に漸近するという性質があるが、実際には、モデル化誤差があるため、 σ_i を ∞ とし完全な非干渉化をするには限界があり、目標とするMBCの応答が得られなかった。

そこで、 $T_{mbci} = 1.0[\text{s}]$ とし小さめに設定し、ゲイン調整パラメータ σ_i を調整することで、MBCの応答時定数を10秒程度とすることができた。

なお、実圧延機への適用に際しては、安全のために、予期しないモデル化誤差を考慮し、MBCの時定数を15秒程度と遅くし、安定性を十分に確保した。このときのゲイン調整パラメータの値は $\sigma_i = 0.05$ ($i=1, \dots, 8$)である。

ゲイン調整に際しては、安全のため、徐々に入力数を増やしていくという方法を採用した。ILQ設計法の場合には、たとえば、ゲイン調整パラメータ σ_i のうち一つ以

外を0近傍の正の値とすれば、近似的に1入力の系となり、制御器実装時の動作確認や調整が容易となるという利点があった。

そこで、出力したくない操作量に対応したゲイン調整パラメータの値を0近傍の正の値とし、近似的な1入力8出力（No.1 スタンド出側板厚のみを操作）、近似的な4入力8出力（スタンド出側板厚四つのみを操作）、完全な8入力8出力の順で、テストを進めた。安定性は、今回の制御対象では $\sigma_i > 0$ ($i=1, \dots, 8$)であれば保証される[8]ことが確認できたので、常に安定と予想される制御系でのテストが可能となった。

このように、ILQ 設計法を用いることで、効率的な制御系の調整が可能となった。

基準最適ゲイン K_P^0 と K_I^0 は、次のように得られた。

$$K_P^0 = \begin{bmatrix} -0.372 & 0.303 & 0.061 & 0.010 & -0.008 & -0.035 & -0.049 & 0.029 & 0.048 & 0.032 \\ -0.303 & -0.257 & 0.478 & 0.084 & -0.009 & 0.006 & -0.128 & -0.010 & 0.116 & 0.081 \\ -0.264 & -0.186 & -0.047 & 0.495 & 0.010 & 0.028 & -0.037 & -0.085 & 0.072 & 0.015 \\ -0.018 & -0.012 & -0.003 & 0.00 & 0.165 & 0.002 & -0.001 & -0.004 & -0.005 & 0.041 \\ 2.186 & -1.799 & -0.335 & -0.059 & 0.034 & -0.359 & 0.464 & -0.001 & -0.090 & -0.076 \\ 2.067 & 1.156 & -2.733 & -0.491 & 0.003 & -0.395 & -0.297 & 0.686 & 0.020 & -0.065 \\ 1.913 & 1.047 & 0.188 & -3.117 & -0.154 & -0.379 & -0.319 & -0.049 & 0.740 & 0.036 \\ 0.167 & 0.080 & 0.010 & 0.002 & -1.301 & -0.040 & -0.051 & -0.030 & -0.030 & 0.751 \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$K_I^0 = \begin{bmatrix} -1.861 & -0.346 & -0.043 & 0.008 & -0.175 & -0.419 & -0.272 & -0.032 \\ -1.512 & -2.798 & -0.410 & 0.009 & 0.027 & -0.613 & -0.662 & -0.081 \\ -1.320 & -2.249 & -2.485 & -0.010 & 0.139 & -0.044 & -0.466 & -0.105 \\ -0.089 & -0.148 & -0.162 & -0.165 & 0.011 & 0.006 & -0.015 & -0.041 \\ 10.928 & 1.934 & 0.259 & -0.034 & -1.794 & 0.526 & 0.523 & 0.076 \\ 10.337 & 16.116 & 2.451 & -0.003 & -1.977 & -3.461 & -0.033 & 0.065 \\ 9.565 & 14.799 & 15.737 & 0.154 & -1.897 & -3.493 & -3.737 & -0.036 \\ 0.837 & 1.237 & 1.289 & 1.301 & -0.201 & -0.453 & -0.603 & -0.751 \end{bmatrix} \quad (18)$$

比較のため、Fig. 5 に、MBC がなく AGTC だけの実機データを示す。

圧延条件は、下記の通りである。

原板板厚：4000[μm]

最終板厚：1213[μm]

板幅：1229[mm]

原板や圧延条件のばらつきによりパススケジュールが不適切となり、最初はNo.2 モータ電流が定格の8000[A]より大きくなっている。そして、安全の観点からNo.2 モータ電流を減らすために、オペレータが圧延機の全スタンドの圧延速度を一律に減少させている。

これは、全スタンドの干渉を考慮して、板厚精度とバランスを維持しつつ、各スタンドを個別に操作することが困難であるからである。

Fig. 6 は MBC がある場合の実機実験結果を示す。

圧延条件は、5.1 に記載した通りである。

最初は、No.3 モータ電流は定格以上の約8300[A]である。MBC は、No.2, No.3, およびNo.4 スタンドの目標モータ電流を3 モータ電流の平均値に変更する。この結果、最終板厚以外のスタンド出側板厚の目標値およびスタンド間張力の目標値が変更され、圧延速度の減速なしにNo.3 モータ電流が定格以下に制御される。外乱の影響

Fig. 5 Deceleration of rolling when a motor current exceeds the rated current

は全スタンドに分散され、圧延荷重はほぼ一定に維持されている。MBC の帯域幅は、AGTC の帯域幅と比べて十分小さく、板厚精度に影響は現れていない (Fig. 6)。

このように、MBC はパススケジュールを圧延中に補正することができ、圧延速度を減少させることなく良好な板厚精度と形状を確保することができる。

5.2 圧延荷重制御

Fig. 7 は、特殊鋼の圧延の際、MBC がいない場合に、外乱により最終スタンド (No.5) の圧延荷重が増加している実機データを示す。

圧延条件は、下記の通りである。

圧延速度：696.4[m/min]

原板板厚：2300[μm]

最終板厚：605[μm]

板幅：1185[mm]

このような場合には過大な圧延荷重により形状品質が劣化する場合があった。

Fig. 8 は MBC の実機適用結果である。

圧延条件は、下記の通りである。

圧延速度：483.7[m/min]

原板板厚：2800[μm]

最終板厚：1780[μm]

板幅：1209[mm]

最終スタンド (No.5) の圧延荷重増加が、MBC 動作中は抑制されていることがわかる。

Fig. 6 Experimental result of mill balance control

Fig. 7 Rolling force variation caused by disturbance

実験では、形状品質の指標の一つである急峻度（圧延材の長手方向の波状の変形において、波高さ／波ピッチ）は0.6%であり、形状不良は発生しなかった。

5.2.1 フィードフォワード補償の付加

原板の性質のばらつきによりパススケジュールが不適切となっている場合は、誤差分を速やかに修正することが望ましい。

そこで、(14)式に基づき、フィードフォワード補償を付加し、2自由度制御系とし、目標値応答の高速化を図った。

フィードフォワード補償は、MBCがONとなった直後に動作させることとした。5秒間でランプ状に目標値を変更させた。圧延定常部の途中でMBCをONにした実機適用結果を示す (Fig. 9)。

圧延条件は、下記の通りである。

圧延速度：868.9[m/min]

原板板厚：2600[μm]

最終板厚：615[μm]

板幅：784[mm]

5秒間のフィードフォワード補償期間に、No.3スタンドの目標モータ電流を100A減少させ、No.4スタンドの目標モータ電流を100A増加させた場合である。

MBCがONの後、No.3モータ電流は約100A減少し、

Fig. 8 Experimental result of mill balance control under disturbance

No.4 モータ電流は約 100[A] 増加し、また、板厚精度を維持したまま、速やかにパススケジュールを修正していることがわかる。

これにより、板厚変動を生じることなく、圧延荷重変動を抑制しつつ、モータ電流を変更し、生産性を高めることができる。

実用に際しては、モータ電流変更量を 300[A] に制限し、一定速度になった直後から、フィードフォワード補償とフィードバック補償を動作させる形で実装した。その結果、形状品質と板厚精度を維持しつつ、最大圧延速度が平均で、2.4%増加した。

6. おわりに

最終板厚精度を維持しつつ、モータ電流や圧延荷重を制御するミルバランス制御を新たに開発した。ミルバランス制御は従来の板厚張力制御系に新たな制御ループを付加し、多変数のカスケード制御系を構成するものである。

設計手法としては、最適性が保証された解が解析的に得られ調整が容易な ILQ 設計法を用いた。実機に適用した結果、圧延条件の誤差等により一部のスタンドのモータ電流が過大な場合であっても、圧延速度の減速なしにモータ電流を低減でき、この結果、最高圧延速度を平均で 2.4%増加することができ、生産性を高く維持することができた。また、圧延荷重変動を抑制し良好な板形状

Fig. 9 Experimental result of mill balance control with feedforward compensation

が確保できるとともに、最終板厚の精度が維持されることが確認された。

参考文献

- [1] 大井, 西村, 柳多, 伴, 関: ILQ 設計理論に基づく冷間圧延機の高精度板厚制御; システム制御情報学会論文集, Vol. 9, No. 6, pp. 274-286 (1996)
- [2] 北村, 小西, 内藤: 冷延タンデム圧延機の分散型多変数板厚制御; システム制御情報学会論文集, Vol. 4, No. 4, pp. 140-154 (1991)
- [3] 金井, 安彦, 澤田, 手塚, 山下: 冷延タンデムミル高精度板厚制御技術の開発; 電気学会研究会資料 (金属産業研究会), MID-01-8, pp. 41-44 (2001)
- [4] 岡村, 星野: ロバスト制御を用いた熱間仕上げ圧延機の板厚制御; システム制御情報学会論文誌, Vol. 12, No. 8, pp. 480-488 (1999)
- [5] 鞍掛, 土田, 水島, 安田, 後藤, 服部, 斎藤: 冷延タンデムミルにおけるダイナミックセットアップシステムの開発 (第2報); 材料とプロセス, Vol. 10, p. 1013 (1997)
- [6] T. Fujii: A new approach to LQ design from the viewpoint of the inverse regulator problem; *IEEE Transactions*, Vol. AC-32, No. 11, pp. 995-1004 (1987)
- [7] 藤井, 水島: LQ 設計への新しい試み—最適サーボ系設計への応用—; 計測自動制御学会論文集, Vol. 23, No. 2, pp. 129-135 (1987)
- [8] 木村, 藤井, 森: ロバスト制御, コロナ社, pp. 109-156 (1994)
- [9] 村上, 中山, 北村, 安彦, 澤田, 金井: 冷間タンデムミ

- ルにおけるミルバランス制御の開発；材料とプロセス，
Vol. 12, No. 5, pp. 992–995 (1999)
- [10] K. Åström and T. Hägglund: PID controllers; *Theory, Design, and Tuning*, Instrument Society of America, p. 274 (1994)
- [11] 平野ほか：板圧延の理論と実際，日本鉄鋼協会，p. 112 (1984)
- [12] 須田：PID 制御，システム制御情報ライブラリー 6，朝倉書店，pp. 65–66 (1992)
- [13] 計測自動制御学会編：自動制御ハンドブック 機器・応用編，オーム社，pp. 439–440 (1983)
- [14] 北森：モデリングと制御系設計の整合性；自動車技術会 学術講演会前刷集，No. 932, pp. 1–6 (1993)
- [15] 北森：P I D 制御系設計の理論と実際；フルイドパワーシステム，Vol. 32, No. 7, pp. 436–440 (2001)
- [16] 北森：化学プロセスに対する制御理論のあり方について；ケミカル・エンジニアリング，Vol. 38, No. 9, pp. 737–746 (1993)
- [17] 関：ILQ 設計理論を応用したエレベータの振動抑制制御；システム／制御／情報，Vol. 42, No. 11, pp. 599–606 (1998)
-