

冷間タンデムミル計算機制御

Computing Control System of Tandem Cold Mills

北之園 英 博* 久 保 岳 明*
Hidehiro Kitano Sono Takeaki Kubo

志 田 茂** 諸 岡 泰 男**
Shigeru Shida Yasuo Morooka

要 旨

最近における圧延プラントの自動化は、制御用計算機を導入することによって高度化されつつある。たとえばホットストリップミルやプレートミルでは、計算機の導入は必須のものとなっている。一方コールドミルにおいてはここ数年来、計算機導入の手法について国内外において幾つかの試みがなされているが一般化した標準的システムとして常識化するに至っていない。本稿はその意味において一つの手法を示したものである。

1. 緒 言

コールドミルに計算機を導入する試みは早くからなされ、イギリスの SCOW, Abbey の 4 タンデムの例が公式に発表されたものでは最も早いプラントである。このプラントはその後 5 タンデムに拡張されたが、基本的にはスケジュールのパターンを計算の起点に置いたもので、アメリカウェスチングハウスもこの系統より出発している。このようなパターンを前提とした数学モデルはその弾力性において限界があり、特にコールドミルのような、ある意味でセンシティブな対象に対しては投資効果が大きく制限される。このためミルプラントのシミュレーションモデルの開発はコールドミル自動化の絶対条件であり、大きな努力が払われてきた。われわれはシュミレーションモデル開発のため各種の基礎研究を行ない、実プラントとのチューニングによってオンラインのモデル化を行なった。以下このモデルの中の基本部分と関連システムについて述べる。

2. 制御システム概要

2.1 システムのねらい

冷間圧延機計算機制御によって得られる効果のうち、定性的なものをあげると

- (1) 安定した操業、品質の安定が実現する。
- (2) ミルの特性把握(はあく)が可能となり、よりよい運転が可能となる。
- (3) 日報、月報という管理情報が、リアルタイムで得られる。
- (4) ミルセットアップが簡単となり、生産計画に対する規制条件が減少する。
- (5) 操業誤りなどの事故発生が減少する。
- (6) 不良発生の減少に伴う振替、引当作業が減少する。

などが考えられる。一方、具体的、定量的効果としては

- (1) 最適スケジュールによる圧延
荷重、張力バランスによる良好な形状 表面仕上
ミル運転費の減少
平均的圧延速度の上昇
- (2) 最適セットアップ、ダイナミック修正によるオンゲージ率、良形状率の向上
- (3) セットアップ時間の短縮
- (4) 適応機能による条件変動への適応
スケジュール替
ロール替

定 修 日 明 け

- (5) 溶接点情報による最適減速

ロール替休止時間の減少

スクラップ発生の減少

- (6) 運転ミスによる 破断 せり込みの減少

- (7) 最適段付修正機能によるオフゲージ率の減少

など、経済的效果も著しい。このほかいわゆる連続圧延に関してはもはや計算制御の力なくしては、そのねらいとする効果は実現しないと考えられる。

2.2 制 御 処 理

制御処理としては、大別してミルセットアップ計算、ダイナミックコントロールおよびこれらに対するアダプティブ処理となる。

これらの詳細については、次章以降に譲るがミルセットアップについてはオペレータによる修正のリンケージが問題である。特に計算機内のセットアップ手順ではなく、直接的なたとえば第 1 スタンド出側厚み、スタンド間全張力、最終スタンド出側速度などの値を修正したり、全体的なパワーバランスをオペレータが任意に修正するように考慮しておく都合がよい。

セットアップとしては、ミル状態特に圧延油の種類、ロール仕上(ダル、ブライト)などを考慮せねばならない。

ダイナミックコントロールとは、主として広義の AGC (Automatic Gauge Control) およびモニタ機能である。ここでいう計算機制御では従来の AGC は含まぬため、ダイナミックコントロールとしては AGC が動作するまで可及的すみやかにオンゲージに近づけることを目的とする。特に省力化の見地より、通板、溶接点、減速時など、バランスの乱れがちになる間、ゲージ、張力のバランスを開度および速度の調整により保つことも重要な機能である。また場合によっては通板、尻抜けを成功させるために、意識的に開度をシフトさせることもある。

形状制御の面からもダイナミックコントロールは重要で、不良形状の検出とともに圧下分配を修正したり、ロールベンド力を修正し形状を保つことも可能である。

ダイナミックコントロールは、段付圧延、連続圧延には不可欠で、この成功度合いにより、この不連続点の圧延速度が左右される。なおダイナミックコントロールにおいては、従来からのマイナーループ制御系(たとえば AGC、テンション制御系など)オペレータとの競合や重複制御を避けるため、すべて計算機が主導権をとるようなシステムかまたは優先権を与えるトータルシステムが必要となる。

計算機の高速度データ処理能力を生かしたアダプティブ処理は、セットアップ、ダイナミックコントロールに不可欠で、常に適正なミル状態に応じて制御パラメータを修正しなければならない。特に高

* 日立製作所大みか工場

** 日立製作所日立研究所

精度が要求される冷間圧延機システムにおいては

- (a) 圧延荷重係数
- (b) 摩擦係数
- (c) 硬度
- (d) 先進率
- (e) ロール零点

などが重要なものである。

2.3 情報処理

コールドタンデムミルの計算機制御における情報処理の特殊性はトラッキング、異常処理および連続圧延処理にある。トラッキングについては別項の制御処理にも密接な関係があるが

- (a) ミルの運転状態(通板、加減速、溶接点そのほか)の把握
- (b) ミル異常の検出(通板失敗、板破断そのほか)
- (c) コントロールポイントのマイクロトラッキング

によつて的確なデータ収集および出力を行なうことを可能とするシステムの中心的機能となる。したがって重要な割込タイミングはすべてこのトラッキングに直結し、トラッキング内部で合理性のチェックを完了後、個々の制御処理、情報処理に起動をかける。一例として通板時の板かみの判定としてはダミースタンドを考慮し

- (a) 上流スタンドの所定の回転完了
- (b) 荷重の確定
- (c) 前スタンド～現スタンド間の張力発生

などを考慮しなければならない。このような結果、必然的にミルの異常運転が検出され、所定の制御動作を行なう一方で、オペレータに対しアラームを通報する重要なマン・マシンリンケージを実現する。なおこのマン・マシンリンケージにおいてはトラッキングが認識しているミルの状態をオペレータが修正設定するためのトラッキング修正機能は特に重要となる。

異常処理に関しては、ホットストリップミルのように単にラインよりリジェクトしてしまえばよいものに比較して、たとえば途中で破断したコイルに新しいコイル番号をつけて圧延を継続したりすることも多く、このための情報処理は複雑となる。

連続圧延、段付圧延は今後採用の方向となっており問題点は主として制御処理にあるが、的確な不連続点の検出や各種ロギング用データ処理もじゅうぶんな検討が必要である。

このほか、コールドタンデムミルにおいては各種の検査結果の処理が必要となり、しかもこれらの検査がオペレータの目視チェック(オンライン、オフライン)によるものが多く、このためのマン・マシンリンケージおよび処理方式はじゅうぶんな配慮を必要とする。

近年の動向として製鉄所全体の生産管理を電子計算機システムにゆだねるようになり、このためミル制御システムと上位システム間に高速、正確なデータ伝送を行なうことは不可欠なものとなっている。しかし各ミル計算機システム、上位生産管理計算機システム間のハードウェア・ソフトウェアの不統一のため、特にミル計算機システムによる問題点の解決を要求されることが多い。

2.4 システム構成

タンデムコールドミルの計算制御システムとしては、制御動作と高速処理が要求されるとともに、セットアップ計算、アダプティブ計算、加うるに各種ロギング(時として月単位でのデータ処理が要求される)マン・マシンリンケージとしてのCRT表示のために大量のデータを遅滞なく処理する必要があり、これに応ずるハード・ソフトウェアシステムが完備していなければならない。このような見地からは

- (a) 高速、同時処理能力の高い高性能中央処理装置
- (b) 安価で信頼性の高い大容量補助記憶装置
- (c) 高速で並列機能を有するプロセス入出力装置

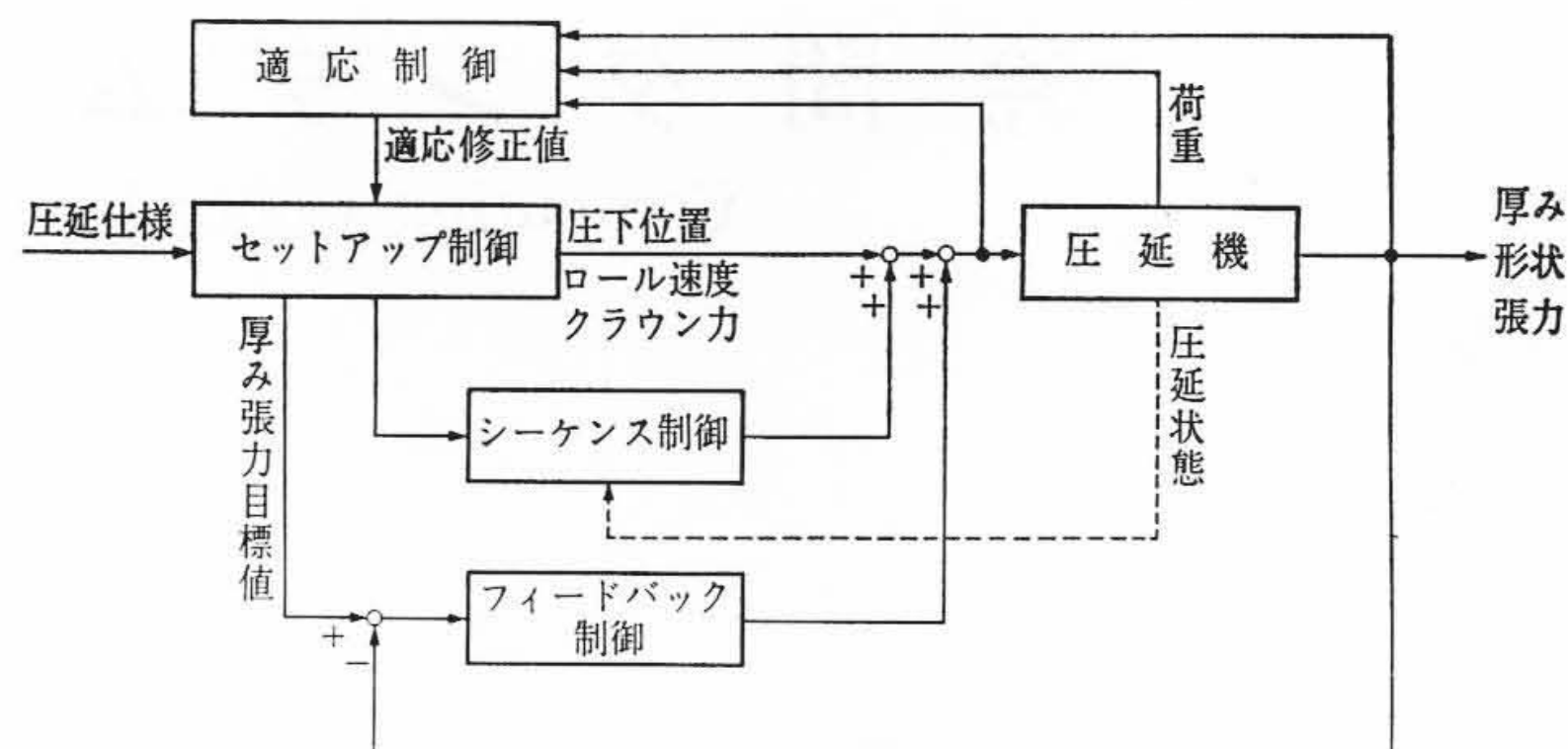


図1 制御系の構成

が要求される。

3. 御制システム

3.1 制御系の構成

冷間圧延機では熱間圧延機で圧延された圧延材(以下母材という)を所定の厚みにまで伸ばす厚み制御と圧延後の板の平坦(へいたん)度(伸びが板幅方向に同じ)を得るための形状制御が圧延技術面での制御項目である。この2項目を圧延機の圧下位置、ロール速度およびクラウン力の操作により制御する。以下その制御系、制御システムについて5スタンド連続圧延機の場合を例に述べる。

まず厚みの制御に関しては母材厚みから所定厚みまで圧延するため各スタンドにどれだけの圧下量をもたせるか、張力はいかなる値とするかなどを決定し、圧延機に圧下位置、ロール速度、クラウン力の基準値を与える。これをセットアップ制御と言う。セットアップ制御ではパターン方式と絶対値計算方式のいずれかの方式が採用される。われわれは熱間圧延機計算機制御システムで絶対値計算方式を採用して成果をあげることができたが、冷間圧延計算機制御システムにおいても次章で述べる数式モデルを用いた絶対値計算方式を採用した。このセットアップ制御により各圧延機に対する圧延機各スタンドの圧下位置、ロール速度、クラウン力の基準値を設定するが、数式モデルの誤差、圧延機の状態変化などに対し、モデルの適応修正が必要なことは言うまでもない。

上記セットアップ制御と適応修正制御は分塊圧延機、熱間圧延機の計算機制御システムにおいても行なわれているが、冷間圧延機の計算機制御システムで最も特徴的で不可欠な制御は、ダイナミック制御である。冷間圧延機で圧延される圧延材は最終製品となるため圧延機全長にわたって厚み形状を所定どおり圧延することが望まれ、母材変化、圧延中の速度変化、張力の有無などの外乱に対する制御を行なわねばならない。圧延中の状態変化としては通板時、尻抜け時の前方あるいは後方張力が無張力状態であること、加速、減速の繰り返しによる速度状態の変化などがある。そのため張力目標値の変更、油膜厚み、摩擦係数の速度による変化の補正を行なう必要がある。

図1は上記問題点および制御より構成した制御系である。セットアップ制御では圧延仕様より各スタンドの圧下位置、ロール速度および形状制御のためのクラウン力の設定を行なう。シーケンス制御では通板、加減速、尻抜けなどの状態変化のモニタを行なうとともに、それぞれの状態に応じた操作量の修正制御を行なう。また、フィードバック制御では圧延中の厚み、形状のモニタを行なって各スタンドの操作量の修正を行なう。また、圧延中圧延機の状態、圧延現象を把握し数式モデルの適応修正を行なうのである。

以下各制御の詳細について述べる。

3.2 セットアップ制御

前節で述べたようにセットアップ制御では所定の仕上厚、形状を

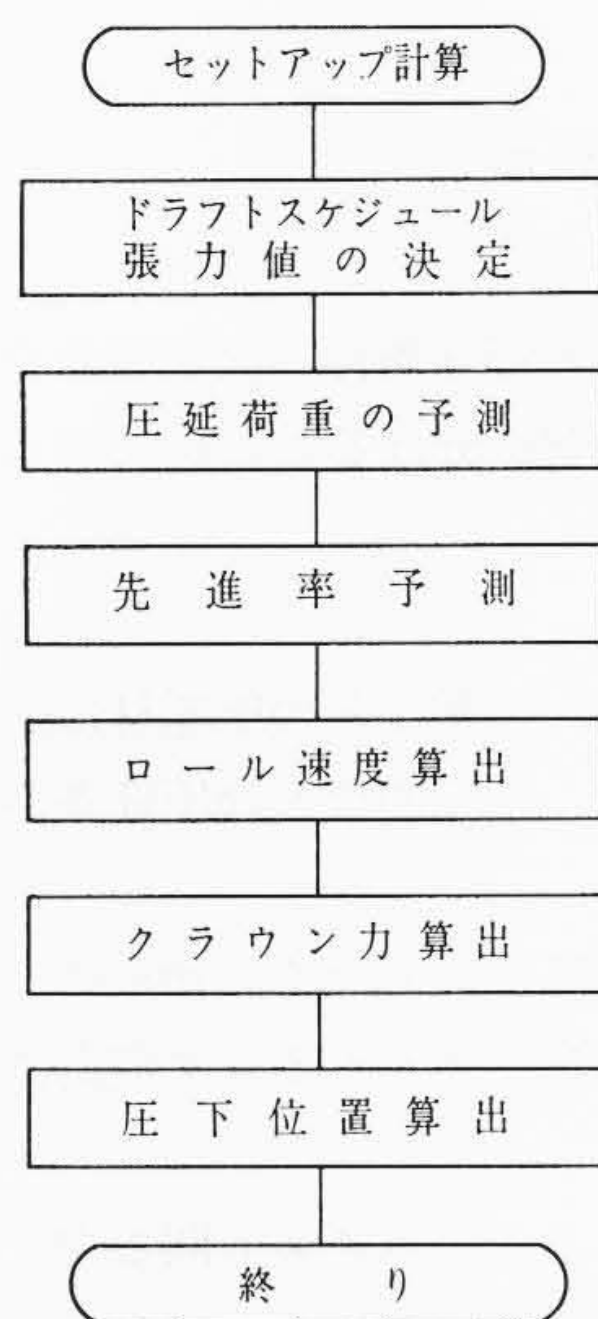


図2 セットアップ計算概略フローチャート

得るための各スタンドの压下位置ロール速度およびクラウン力の基準値を決定し、圧延機にプリセット値として与える。

図2はセットアップ計算の概略フローチャートを示したものである。ドラフトスケジュールの決定では各スタンドの压下量および張力の配合を決定する。熱間圧延では通常モータ馬力の配分により压下量の配合を行なうが、冷間圧延では形状を考慮し荷重配分あるいは压下率配分(伸び率配分)を行なうことが望ましい。

一般的に伸び率が大きいほど母材形状の影響は少なくなり、板の出側形状が良くなる。したがって前半スタンドほど高压下率を与えることが望ましい。われわれは基準压下率をスケジュールごとに決定し、配分変更率を乗じて実際の全压下量で補正する压下率配分方式を採用した。この方式に従ってドラフトスケジュールは決定できるが、張力についても形状を考慮し同様に決定できる。厚みと張力が決定されると後述の数式モデルにより圧延荷重力の予測が行なわれる。また各スタンドの压下量、張力、荷重より先進率 f_i を予測し、マスフロー一定の関係から各スタンドロール速度(定常速度) v_{Ri} を決める。

$$v_{Ri} = v_{OF} \cdot \frac{h_F}{h_i} \cdot \frac{1}{1+f_i} \quad (1)$$

ただし、 v_{OF} は最終スタンド出側板速度、 h_i は i スタンド出側厚み、 h_F は仕上厚み、 f_i は先進率を示している。

上式より求められるロール速度および前述の張力、荷重より圧延に要するモータ馬力を算出し、モータの損失馬力を考慮して必要負荷電流を算出する。負荷電流値よりモータの垂下特性曲線を用いて無負荷モータ速度を決定し、モータ速度の基準設定値とする。

つぎに、クラウン力の設定値 Q_i は下記関係式より決定される。

$$Q_i = Q(P_i, b, R_{wi}, R_{bi}) \quad (2)$$

ただし、 R_{wi} =ワークロール半径、 R_{bi} =バックアップロール半径、 P_i =圧延荷重である。上式は実験的に求めることができる。

压下位置 S_i はゲージメータ式により決定される。すなわち

$$S_i = h_i - \frac{P_i}{K_i} + S_{oi} + \rho_i \quad (3)$$

ただし、 S_i =压下位置設定値、 h_i =出側厚み、 P_i =荷重

K_i =ミル剛性率、 S_{oi} =压下位置零点性、 ρ_i =油膜厚み

実際には上記の(3)式にクラウン力による修正を加えなければならない。

3.3 ダイナミック制御

圧延中の形状は母材形状が一定であればロールの曲りを一定に保

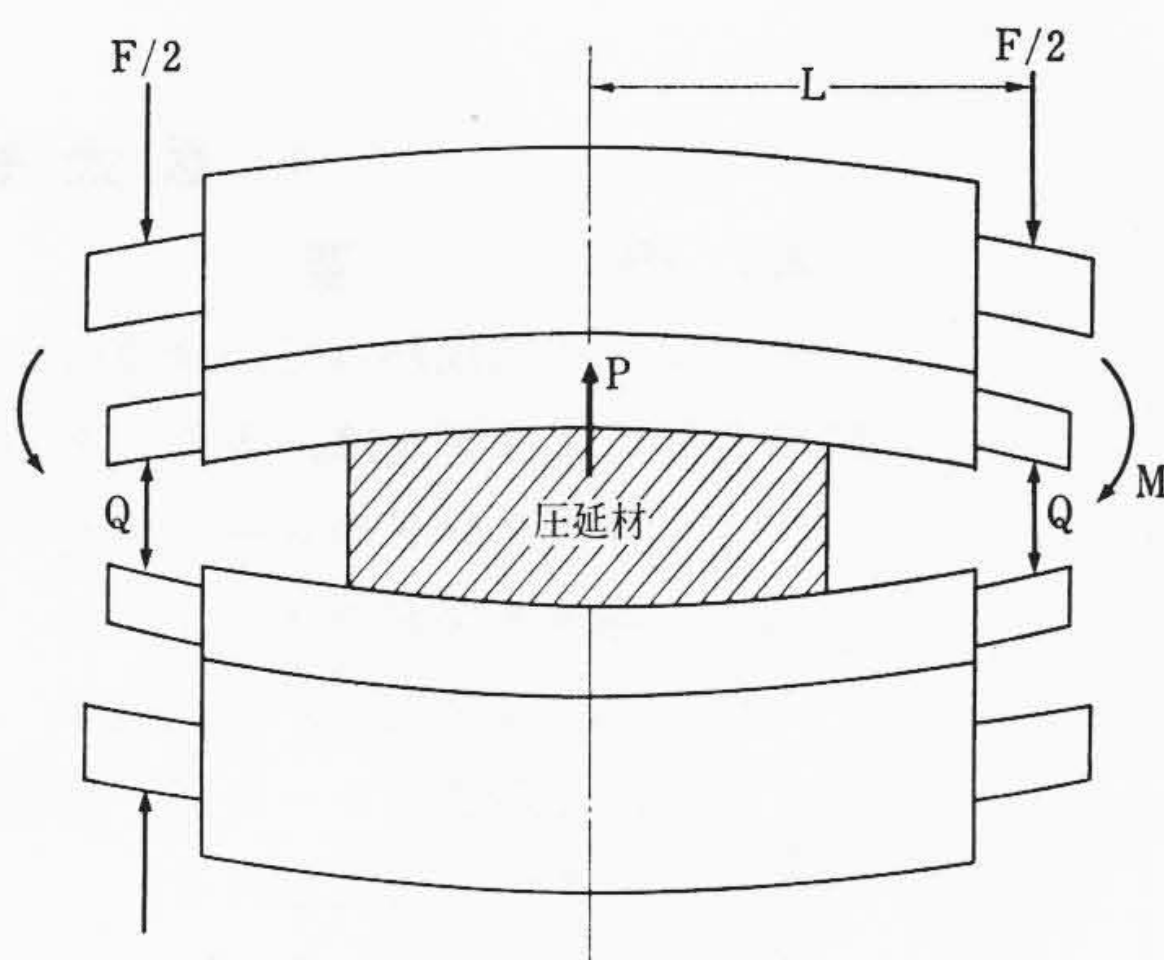


図3 ロール曲げモーメント説明図

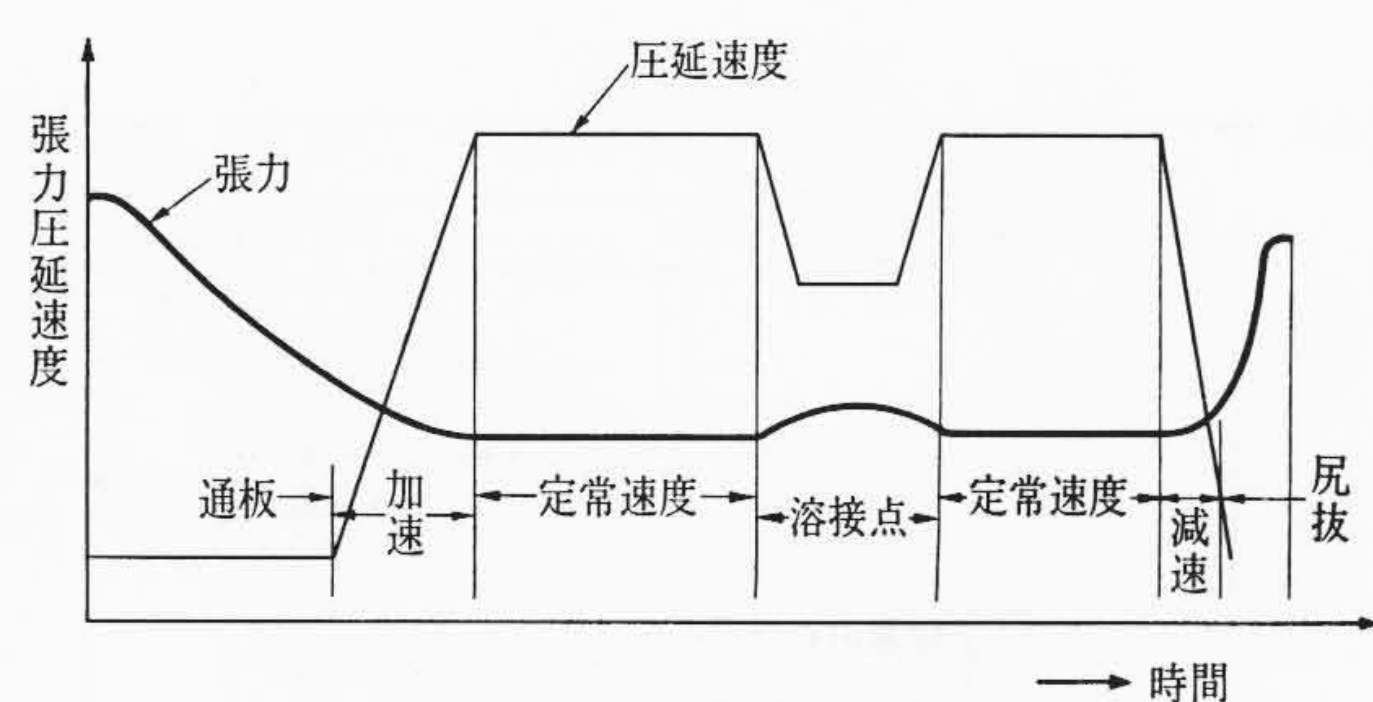


図4 圧延状態と張力目標値の推移

持することにより一定形状を保つことができる。ロールの曲りはロール曲げモーメントを一定に制御することにより保持できるが、曲げモーメントは概略次式で表わされる。(図3参照)

$$M = L(F - Q) = L \cdot P \quad (4)$$

ここに、 M =曲げモーメント、 L =中心から作用点までの距離

F =圧延力、 Q =クラウン力、 P =荷重

モーメント M を一定にするには一般論として荷重 P を一定にすればよい。母材形状の変化に対してはクラウン力 Q の操作が必要となる。

シーケンス制御は通板、加減速、尻抜け時など圧延状態の変化に応じて行なう制御で、たとえば圧延荷重を定常速度時と同じにする場合、各圧延状態における張力値を定常速度時と異なった値とし、ロール速度を修正する。通板時は、かみ込みスタンドの前方張力を0として順次後方張力を決定し、尻抜け時は抜けスタンドの後方張力を0として順次張力を決める。以上により決定された張力値(図4)より先進率を算出し、ロール速度を決定する。またロール速度より油膜厚みを算出する。これらの計算はすべてセットアップ制御時に実行可能である。

つぎにフィードバック制御は圧延中の各スタンド出側厚みおよび張力の目標値からのずれに対する制御で、AGC、形状制御装置の定常偏差に対して行なわれるものである。压下力 F_i と先進率 f_i はともに板厚、張力、変形抵抗、ロール径などの関数であり、またスタンド間には板厚、張力を介して互いに影響しあうことから、これら各変数の変化に対して次の連立方程式が成立する。

$$\begin{aligned} & \nu_{Ri} \left(\frac{\Delta R}{R} \right)_i + \nu_{H_{0i}} \left(\frac{\Delta H_0}{H_0} \right)_1 + \nu_{Hi} \left(\frac{\Delta H}{H} \right)_i + \nu_{hi} \left(\frac{\Delta h}{h} \right)_i \\ & + \nu_{bi} \left(\frac{\Delta b}{b} \right)_i + \nu_{t_{bi}} \left(\frac{\Delta t_b}{t_b} \right)_i + \nu_{t_{fi}} \left(\frac{\Delta t_f}{t_f} \right)_i + \nu_{\mu i} \left(\frac{\Delta \mu}{\mu} \right)_i \\ & + \nu_{k_{pi}} \left(\frac{\Delta k_p}{k_p} \right)_i + \nu_{Si} \left(\frac{\Delta S}{S} \right)_i = 0 \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & (1 + \sigma_{Ri}) \left(\frac{\Delta R}{R} \right)_i + \sigma_{H_{0i}} \left(\frac{\Delta H_0}{H_0} \right)_1 + \sigma_{Hi} \left(\frac{\Delta H}{H} \right)_i + (1 + \sigma_{hi}) \left(\frac{\Delta h}{h} \right)_i \\ & + \sigma_{bi} \left(\frac{\Delta b}{b} \right)_i + \sigma_{t_{bi}} \left(\frac{\Delta t_b}{t_b} \right)_i + \sigma_{t_{fi}} \left(\frac{\Delta t_f}{t_f} \right)_i + \sigma_{\mu i} \left(\frac{\Delta \mu}{\mu} \right)_i \\ & + \sigma_{k_{pi}} \left(\frac{\Delta k_p}{k_p} \right)_i + \left(\frac{\Delta v_R}{v_R} \right)_i - \left(\frac{\Delta U}{U} \right)_i = 0 \quad (6) \end{aligned}$$

ただし、 ν_{Ri} 、 σ_{Ri} などはスケジュールごとに定まる定数値。上式でロール径 R の変化はロール径設定値の誤差、ロール摩耗、ロール熱膨張によるもので、母材厚、板幅、摩擦係数、変形抵抗の誤差は設定誤差、数式モデルの誤差によるものである。これらの影響はすべて制御量である厚み偏差 Δh_i 、張力偏差 Δt_{bi} 、 Δt_{fi} に現われ、しかも上記外乱は徐々に変化する値あるいは一定の誤差を持つ値であるため制御量も徐々に変化する。したがって制御量偏差を検出して压下位置、ロール速度を操作するフィードバック制御は有効であ

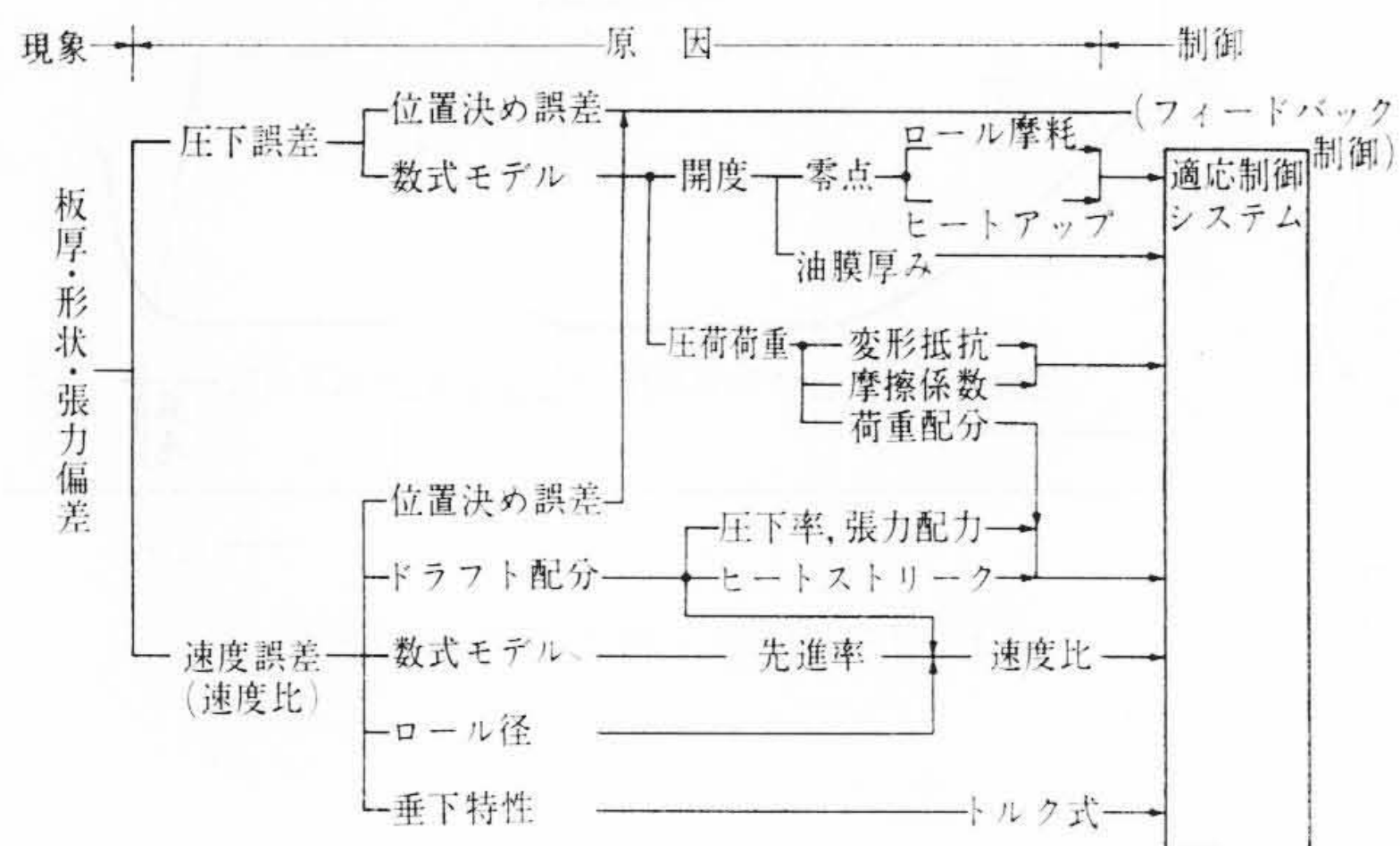


図5 適応制御の構成と適応制御法

る。(5),(6)式より制御量と操作量のみの関係を求めると下記のようになる。

$$\Delta S_i = -\frac{1}{\nu_{Si}} \Delta h_i + \frac{h_i}{\nu_{Si}} \left\{ \nu_{Hi} \left(\frac{\Delta H}{H} \right)_i + \nu_{bi} \left(\frac{\Delta t_b}{t_b} \right)_i + \nu_{fi} \left(\frac{\Delta t_f}{t_f} \right)_i \right\} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$\left(\frac{\Delta v_R}{v_R} \right)_i = (1 + \sigma_{hi}) \left(\frac{\Delta h}{h} \right)_i + \sigma_{Hi} \left(\frac{\Delta H}{H} \right)_i + \sigma_{bi} \left(\frac{\Delta t_b}{t_b} \right)_i + \sigma_{fi} \left(\frac{\Delta t_f}{t_f} \right)_i - \left(\frac{\Delta U}{U} \right)_i \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで $\left(\frac{\Delta U}{U} \right)_i$ は制御すべき量ではなく、上記関係から除外される。(7),(8)式により厚み偏差、張力偏差を検出し各スタンドの圧下位置、ロール速度を修正するフィードバック制御を行なうことができる。ただし厚みの目標値はセットアップ計算時に決定した値であり張力の目標値は前節のシーケンス制御で決定された値である。

3.4 適 応 制 御

コイルを1本圧延するごとに圧延状況は変化していく。たとえば圧延ロールは圧延すると摩耗し、その直径は変化していく。また圧延の潤滑油は同一の液が何度も使われるため次第に汚れそのため摩擦係数が変化する。また数式モデルの誤差もある。このような状況変化に対して正しい圧下位置、ロール速度の設定ができるよう常に数式モデルを修正していく必要がある。これは適応修正(適応制御)と呼ぶ性能で、予測制御を主体とする計算機制御にとっては不可欠なものである。

図5は厚み、形状の不良に対する原因とその適応修正項目の関連を図示したものである。図に示すように厚み形状の偏差は各スタンドの圧下位置、ロール速度、クラウン力の設定誤差に原因があり、これらは位置決め誤差、数式モデルの不良および状態変化に対する追従性の悪さ、スケジュール作成の悪さなどにある。位置決め誤差はコイルごと異なるもので、これはダイナミック制御におけるフィードバック制御によるほかはない。コイルごとの硬度変化に対しても同様である。圧延機の状態変化としてはロール径の変化などによるゲージメータ式の零点変化、荷重式、先進率式における摩擦係数の変化がある。これらは徐々に変化する値であるが、零点はゲージメータ式(前節(8)式)より S_{oi} を逆算することにより求めることができる。しかし摩擦係数は圧延荷重あるいは先進率より逆算することは不可能である。すなわち圧延荷重式にはモデルの誤差である変形抵抗と摩擦係数を含んでおり、1変数より2変数を分離抽出することは不可能である。また先進率式には式自体の誤差もあり荷重式同様分離できない。このことを考慮してシステムの設計がなされるべきである。

4. 数 式 モ デ ル

4.1 概 要

オペレータに代わって、計算機がミルの運転条件を決定するために必要な数式モデルは、大きく次の2系統に分けることができる。

- (1) 各スタンドのロール速度 V_R
- (2) 各スタンドのロール開度 S

これらは、母材板厚、仕上板厚、板幅、鋼種などの圧延材に関するデータ、ならびにロール径、最高速度、圧延油などの圧延条件に関するデータから決定される。

数式モデルは、単なるセットアップ計算のみでなく、通板時、加減速度、戻抜時などの過度状態を対象としたダイナミック制御にも適用することが望ましい。

まず、母材板厚と仕上板厚が与えられると、スタンド間張力と圧下配分が考慮されて各スタンド出側板厚が決定される。このときのモデルは、ストリップの形状、モータ容量、張力リミットなどをじゅうぶん考慮したものでなければならない。各スタンドの出側板厚が決定されると、体積速度一定の条件および先進率とモータの垂下特性から V_R が決定される。先進率を求める式は、これまでも幾つか報告されているが、これらは Bland-Ford の式にもみられるように、複雑なため簡略化が必要である。またモデルが適切でない場合は所定の張力が得られないので、簡略化の際、適応修正に便利なような関数形を選ぶことも必要である。

ロール開度 S は次式で示される。

$$S = S_0 + h - \frac{P}{K} + S_F \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここに、 S : 開度設定値、 S_0 : 開度基準値、 h : 出側板厚

P : 圧延荷重、 K : ミル剛性係数、 S_F : 油膜厚み補正

冷間圧延では h が小さいため、 S の高い精度を得るためには、荷重および油膜厚みを予測する数式モデルのできるだけ高い精度と適切な適応修正が要求される。以下圧延荷重と油膜厚みモデルについて述べる。

4.2 圧延荷重モデル

圧延荷重を計算するための理論式は多い。これらの中では Hill の式⁽²⁾がオンラインモデルとして利用できる。Hill の式は Bland-Ford の式⁽¹⁾の近似式という理論的背景がある。このほかには Roberts の式⁽³⁾があり、アメリカで利用されているようである。

Hill の式を張力のある場合にも適用できるように修正すれば、次式で表わされる⁽³⁾。

$$P = k \cdot Z \cdot L \cdot B \left(1.08 + 1.79 r \mu \sqrt{\frac{R'}{H}} - 1.02 r \right) \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$L = \sqrt{R'(H-h)} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここに、 k : 拘束変形抵抗、 Z : 張力係数、 B : 板幅、 r : 圧下率
 μ : 摩擦係数、 H : 入側板厚、 h : 出側板厚

R' は変形したロールの曲率半径で、Hitchcock の式が利用できる。(11)式の L は接触長さであるが、 L の精度が疑問であるという報告もある⁽⁴⁾。しかし、接触長さに対する(11)式の誤差はストリップの弾性復元による接触長さの増加に原因するものであり、接触長さの誤差が圧延荷重に及ぼす影響はタンデムミルではあまり大きくない。また、この影響がコイルごとに大きく変わることがないので、学問的な興味を除けば、計算機制御上適応修正で処置しうることが実験的に明らかになっている。

(10)式のほかにも、いろいろの荷重のモデルが報告されているが、どのモデルがよいか判定することはむずかしい。しかし、モデルとしての精度は、モデルの形よりむしろ変形抵抗と摩擦係数として採用された値に大きく依存するようである。

4.2.1 変形抵抗のモデル

任意のひずみ速度における変形抵抗は、ひずみ速度 10^{-3} s^{-1} の変形抵抗にのみ依存し、鋼種やひずみには無関係に表わしうる事がわかっている⁽⁶⁾。たとえば次式で表わされる⁽⁵⁾⁽⁷⁾。

$$k = k_{st} (1000 \lambda)^m \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$m = 25.0 k_{st}^{-1.8} \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$\lambda = \frac{2\pi N}{60} \sqrt{\frac{Rr}{H}} \frac{2}{2-r} \quad \dots\dots\dots (14)$$

ここに、 k : 拘束変形抵抗, k_{st} : $\lambda = 10^{-3} \text{ s}^{-1}$ での k の値:

r : 圧下率, λ : ひずみ速度, N : 毎分ロール回転数,

R : ロール半径

また k_{st} は次式で表わすことができる⁽⁵⁾。

$$\frac{k_{st}}{k_0} = a_2 (\varepsilon + b_2)^n \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$e = -\log_e (1 - \bar{r}) \quad \dots\dots\dots (16)$$

ここに、 a_2, b_2, n : 鋼種に無関係に定数, $\bar{r}$: 全圧下率

k_0 としては便宜上 $\varepsilon = 0.5$ での k_{st} の値を採用している。 k_0 は鋼種によって異なるが、同じ鋼種でも必ずしも同じでなく、コイルによって異なるのでやっかいである。この理由は、熱間圧延での仕上温度、加工度などがその材料の変形抵抗の大きさに影響を与えるためである。したがって k_0 については、各製鉄所ごとに独自のモデルを持つべきであろう。

4.2.2 摩擦係数のモデル

圧延荷重を予測するモデルの精度は、変形抵抗 k と摩擦係数 μ の値に依存するため、一般に μ は最終的にロギングデータから決定される。 μ はロールと圧延材の間に存在する摩擦係数という物理量ではあるが、各モデルの種々の誤差が最終的に μ に集まるので、採用したモデルの種類によって当然異なってくる。Roberts は独自の圧延モデルを考え、 μ として次式を提案している⁽³⁾。

$$\mu = \sqrt{\frac{H-h}{2R}} [0.5 + (k_1 - 0.5) e^{-k_2 V_R}] \quad \dots\dots\dots (17)$$

ここに、 k_1, k_2 : 定数

筆者らは、(10), (12) 式のモデルを用いることによって、 μ は圧下率、全圧下率、圧下量、圧延速度に無関係に、単に母材板厚によってわずかに変化する関数で表現しうることを示した⁽⁵⁾⁽⁷⁾。 μ を簡単な形で表わすことは、適応修正の点や、段取替の最初のコイルの予測精度を上げる上で、きわめて重要な意味を持つものである。

厳密に言えば、スタンドからスタンドへとストリップの温度は上昇するので、変形抵抗のモデルに温度が考慮されなければならない。温度を考慮した式としては有村氏らの式⁽⁸⁾がある。しかし μ のモデルの中の定数の値を全スタンド同じにとらず(実際上は、潤滑状態や荷重校正値がスタンドごとに異なるので、いずれにしても同じにはとれない)、スタンドごとに変えることによって、温度を無視したための影響を実用上無視できる程度に小さくすることができる。

4.2.3 張力係数

Hill の式は張力のない圧延に対してのみ適用されるので、(10) 式では張力係数 Z が導入されている。後方張力の圧延荷重に及ぼす影響は前方張力より大きいことが知られており、従来次式が用いられていた。

$$Z = 1 - \frac{(\alpha - 1)t_b + t_f}{\alpha k} = T_b \left(\frac{\alpha - 1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha} \frac{T_f}{T_b} \right) \quad \dots\dots\dots (18)$$

ここに、 $T_b = 1 - \frac{t_b}{k}$, $T_f = 1 - \frac{t_f}{k}$

t_b : 後方張力, t_f : 前方張力, k : 変形抵抗

$\alpha = 2$ とする考え方⁽⁹⁾, $\alpha = 10/3$ とする考え方⁽¹⁰⁾がある。しかし、通板時から尻抜時までを対象とし、ダイナミック制御も考えるときには次式のほうがよい⁽⁴⁾⁽⁵⁾。

$$Z = T_b \left(1.05 + 0.10 \frac{T_f}{T_b} - 0.15 \frac{T_b}{T_f} \right) \quad \dots\dots\dots (19)$$

4.3 油膜厚みモデル

(9) 式の最後の項 S_F はバックアップロール軸受の油膜厚みの項である。

軸受中の油膜厚みは次の Reynolds の式から計算できる。

$$\frac{1}{R_J} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{f^3}{\eta} \frac{\partial q}{R_J \partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{f^3}{\eta} \frac{\partial q}{\partial z} \right) = 6 R_J w \frac{\partial f}{R_J \partial \theta} \quad \dots\dots\dots (20)$$

ここに、 R_J : ジャーナル半径, w : ジャーナル速度,

η : 油の粘度, f : 油膜厚み, q : 油膜圧力,

θ, Z : ジャーナル周方向, 円周方向座標軸

軸受幅とジャーナル直径の比ならびに有効角度を一般的な圧延機用軸受の値にとり、(20) 式を差分によって解いた結果を近似式で表わすと次式となる⁽⁵⁾。

$$\frac{S_F}{C_D} = \frac{a_3 X}{X + b_3} \quad \dots\dots\dots (21)$$

ただし、 X は Sommerfeld 数で次式である。

$$X = C_3 \eta \frac{V_R}{P} \quad \dots\dots\dots (22)$$

ここに、 C_D : 直径クリアランス, V_R : 圧延速度,

P : 圧延荷重, a_3, b_3, C_3 : 定数

η は油の粘性で温度の関数であり、実用上は V_R の関数で表現できる⁽⁵⁾。

5. 結 言

冷間圧延機の自動化に関しては以上に述べたセットアップ制御のほかに、いわゆる自動運転装置としてコイルハンドリング、自動通板、ロール替装置、自動減速、後端停止などがある。これらの各機能についてはすでに制御用計算機によって制御されている実例が多数あるが紙数の関係で割愛した。

計算機制御ではフィードフォワード制御とモデルのアップデイトングとが成否を左右する要素となるが、一般的に後者の技術は公開されないのが現状である。本稿でも単に概要を述べるに止めたが、タンデムミルの場合はモデルに含まれるプロセス変数の数が多く、かつお互に従属関係にあることがアップデイトングを複雑にしている。

コールドミルにおけるもう一つの問題として形状の制御があるが検出器の問題と相まって多点アクチュエータの技術が今後の課題となると思われる。

参 考 文 献

- (1) D. R. Bland ほか 1 名: Proc. Inst. Mech. Engr., 159-39, 144 (1948)
- (2) R. Hill: The Mathematical Theory of Plasticity, p. 119
- (3) W. L. Roberts: Paper presented at AISE 11th Mechanical Working & Steel Processing Conference. (1969-1)
- (4) 志田: 日本機械学会誌, 73-614, 315 (昭 45-3)
- (5) S. Shida ほか 2 名: Paper presented at AISE 1971 Rolling Mill Conference. (1971-4)
- (6) 志田: 第 21 回塑性加工連合講演会講演論文集, 187 (昭 45-11)
- (7) 志田ほか 1 名: 昭和 46 年度塑性加工春季講演論文集, 17 (昭 46-5)
- (8) 有村ほか 1 名: 日本鋼管技報 No. 41, 298 (昭 42)
- (9) W. C. F. Hesselberg ほか 1 名: J. Iron & Steel Inst. 168-2, 155 (1951-6)
- (10) 美坂: 塑性と加工, 8-75, 188 (昭 42-4)