

タンDEM圧延の総合特性の解析*

鈴木 弘**・阿高松 男***

Study on Characteristics of Tandem Strip Mills

Hiromu SUZUKI and Matuo ATAKA

1. ま え が き

鉄鋼製品の量質両面の躍進はまことにめざましく、したがって量質両面からの圧延作業への要求は年ごとにきびしさを増している。その結果、

(1) 圧延製品の幅・厚さ・長さなどの増大による圧延機の大型化

(2) 生産性を高めるための圧延機の高速度化

(3) 製品の寸法精度の向上

などについてきびしい要求が出され、これらの要求を満たすためには各種の対策がとられていて、その一つとして圧延作業の自動化が取り入れられた。とくにわが国においては生産量は世界に比較しうる国がないほど急上昇を続けたので、最新鋭設備があいついで設置された。また製品の多量の世界との競争に打ち勝つて輸出するためには品質の向上についてもきびしい要求が課せられた。したがって、生産の中心をなすタンDEMミルの作業に対する要求は世界の水準を越えてきびしいものがあり、最近における自動化とその基礎となるタンDEMミルの総合特性の解析に関する研究水準は世界でももつとも高い。

現在確立されている自動化の技術中の大きなものは2種ある。その一つは圧延後の肉厚を測定して、これを公差内に保つフィードバック制御の形態である(いわゆるAGCがこの形態である)。これは過去10余年間にBISRAなどの研究により実用化され、その成果が種々報告されている^{1)~10)}。

自動化のいま一つの形態は、鋼塊圧延機や厚板圧延機のように、1台の圧延機の圧延条件を順次変化して、10数パスの圧延を繰り返す行なう場合に、圧延プログラムを自動的に実施させるプログラム制御の形態である。これについても成果や問題点がいくつか報告されている^{11)~14)}。

これらの自動設備は、圧延設備全体のうちで、特定部分の自動運転にとどまっているが、圧延機のさらに高度の自動運転の目的で、制御計算機を直結して運転の指示を与える方法が最近現われている。これは上記のフィードバック制御とプログラム制御の両性能を兼ねそなえているばかりでなく、さらにこれらの両者では実現できなかった新しい機能をも発揮できる強力なものである。計

算機制御の実施については、最近設置中のものも含めるとかなりの数の設備が報告されているが^{15)~21)}、これらの根本思想は人手による模範的な作業方式を、より正確に、より速く、代行させようとするものである。

しかし、計算機による圧延機の制御はさらに一段高い要求にも応じうる性格のものである。タンDEMミルの運転条件を支配する独立変数は非常に多く、理想的な作業は人手ではとうていその実現は望めないもので、従来の人手による運転では作業要求のパターンを非常に簡単化して制御しているのが実情であるが、計算機を使用すれば現在行なっていない複雑な作業も実施可能である。したがって、人手による作業を復元するだけでなく、より高度の要求を盛り込んだ作業方式を新たに採用することも可能になるのである。この重要な特長が一般にはまだ十分認識されていないが、むしろこれこそ最も重視しなければならない。このように圧延作業の計算機制御は大きな成果の期待できるものであるが、それを採用するか否かに無関係に、いずれにしても、タンDEMミルの圧延技術の向上をはかるためには、その総合特性の理論的把握が肝要であつて、そのためにはタンDEMミルの特性を全独立変数を含んだ一般式として数学的に、あるいは電気的手法によつてシミュレートする研究が行なわれなければならない。数学的手法としてはタンDEMミルによる圧延の総合特性の研究が1955年にHESSENBERG & JENKINSによつて始められて以来²²⁾、次第に研究が発展してきているので、現在までに行なわれた研究を紹介し、その問題点も述べてみることにする。

2. 現在のタンDEM圧延作業状況および問題点

近年、わが国において広幅ストリップミルの増設が相次いで行なわれた。また海外においても新設されるものが少なくない。これらの新設ミルでは、その製品の品質向上および生産コスト低減を目標として圧延速度は次第に増加し、また厚み自動制御や計算機制御が使用されつ

* 昭和45年2月14日受付(依頼技術資料)

** 東京大学生産技術研究所 工博

*** 東京大学生産技術研究所

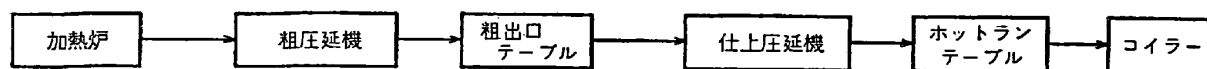


図1 熱間圧延の圧延材の工程順路

表1 熱間圧延の板厚制御の基本概念

方式	スタンド 1	2	3	4	5	6
1	P V _r	T AGC(S) V _r	T V _r	T AGC(T) V _r	T _c V _c	O T _c V _c
2	O V _r	T AGC(S) V _r	L V _r	L V _r	L AGC(S&T) V _r	T _c V _c
3	AGC(S) V _r	L AGC(S) V _r	T AGC(S) V _r	T AGC(S) V _r	T AGC(S&T) V _r	O V _c

AGC(S)=スクリュウダウン制御のみ行なうゲージメータ制御装置
 AGC(T)=張力制御のみ行なうゲージメータ制御装置
 AGC(S&T)=スクリュウダウン制御と張力制御を併用したゲージメータ制御装置
 O=制御しない, L=ルーパーが使われる.
 T=ルーパーが使われず, スタンド間張力制御をしない.
 T_c=スタンド間張力が制御に使われる.
 P=プログラム制御装置がスクリュウに設備される.

つある。広幅ストリップの厚み自動制御はタンデム冷間圧延機においてまず普及し、ついでタンデム熱間圧延機へと応用が拡大された。そこで、熱間圧延と冷間圧延に分けてその問題点および作業状況などを述べる。

2.1 熱間圧延

熱間圧延では一般に、図1のような順序で材料が送られて圧延されるが、各コイル間の厚み不同および1コイル内の厚みの不同を減少し、均一な厚みをうることは実際作業では重要な技術課題である。熱間圧延では金属工学的な要求から、圧延終了温度には制約がある。この条件を満たす目的で、圧延開始時における鋼片の温度降下の加熱補償、スラブ頭尾端の温度に差を与える傾斜加熱方式、および仕上げ圧延機入口のディスクケーリング注水量を材料の尾端になるほど絞ってゆくテーパスプレイ方式などが採用されている。また鋼片の単重が増した最近の圧延機においては、圧延中の温度降下を防ぐ目的で仕上げ圧延機と巻取り機を同時に加速する方式のものも出てくる。

粗圧延機を出た材料はその長手方向に温度分布がある以外は、かなり均一な厚みを持つて仕上げ圧延機の1号スタンドにはいり、1号スタンドでこの温度分布が厚みの分布に変換する。したがって、どこに制御スタンドを置くのが厚みの均一性を実現するに最も効果があるかが問題となる。

表1は R. B. SIMS が制御装置の設計について可能な案として提示したものである²²⁾。すなわち、第1方式はオペレータ・ルーパーを使わず、各スタンド間張力が強い場合用の方式である。制御スタンド2はプログラム制御を採用するため、1号および3号スタンドから分離して

おく必要がある。プログラム制御装置は2号スタンドの圧下スクリュウの変位に応じて、1号または3号スタンドの圧下スクリュウ（または圧延速度）を調整する。2号スタンドによる制御は必然的に粗雑であるから、後続スタンドで高度の制御が必要となる。したがってゲージメータが4号スタンドに設置され、4～5号間、5～6号間の張力を制御する。

第2方式はルーパーが使われ、制御スタンドは独立している。2号スタンドの出口板厚を均一にするため、2号スタンドにはスクリュウダウン制御が、また5号スタンドの出口板厚を均一にするためにここではスクリュウダウンと張力の組み合わせ制御が使われる。

第3方式は、5基の圧下スクリュウを全部制御し、かつ5号と6号スタンドの間にスクリュウダウン制御と張力制御との組み合わせ方式を持つ。第1の方式の装置がU.S. スチールのジェネバ工場に設置されたが、これが広幅ストリップミルの制御装置の最初のもので、その成果も報告されている²²⁾。

上記の制御はストリップの長さ方向の肉厚不同を対象としたものであるが、ストリップの幅方向の厚み分布もまた均一ではなく、いわゆるクラウンがある。このクラウン量が不適当な場合にはこの材料の冷間圧延時に、中延び、条延びまたは耳波などの欠陥を生ずる。これは圧延中のロールが圧延反力によつてたわみ、一方ロールは材料から受ける熱と冷却水による冷却の両原因により不均一の熱膨張を生じて、その表面は特有のロールカーブを形成する。また、ロールカーブは摩耗によつても左右される。したがって圧延材の幅方向の板厚分布には影響する因子が多く、圧延板材の幅方向の板厚分布の制御、

表 2 世界の主要高速冷間圧延機 (1963年現在)

会社名・工場名	年次(発注)	スタンド	ロール寸法	圧延速度 (fpm)
J & L Aliquippa	1945	5	21" & 53"×56"	6 000
U.S. Steel, Fairless	1951	5	21" & 53"×48"	7 000
Weirton Steel	1954	5	23" & 56"×52"	7 030
Bethlehem, Sparrows point	1955	5	21" & 53"×48"	6 000
August Thyssen	1958	5	23" & 54"×49"	6 000
Wheeling Steel Corp.	1958	5	21" & 53"×51"	6 000
Nippon Kokan, Mizue	1959	5	23" & 56"×56"	6 000
Broken Hill Prop. Co.	1959	5	23" & 56"×48"	6 000
Hoesch	1959	5	23" & 56"×56"	6 000
Midwest	1959	5	23" & 56"×52"	6 000
Youngstown Sheet & Tube	1960	6	23" & 56"×52"	7 200
Yawata, Tobata	1960	6	23" & 56"×56"	7 200

表 3 タンデムコールドミルの自動厚み制御基本方式

大分類	調整原理	制御方式	信号検出装置		型式
			測定装置	測定位置	
粗制御	圧下制御	圧下電動機駆動	X線板厚測定装置 ロードセル	#1または #2スタンド	連続
	張力制御	圧延用電動機速度制御 (i) 発電機電圧 (ii) 電動機界磁	X線板厚測定装置 ロードセル	同上	間けつ
	圧下制御	油圧作動方式によるスクリューナット駆動	X線板厚測定装置 ロードセル	同上	連続
仕上制御	張力制御	圧延用電動機速度制御	X線板厚測定装置	最終スタンド出側	連続

すなわちクラウン制御は困難な問題である。しかしクラウン制御は重要な課題であり、また熱間圧延中から着手しなければよい結果は得られない。したがって最近ではタンデム圧延中のクラウン制御の基礎的研究が行なわれているので、これについては後述する。

2.2 冷間圧延

冷間帯鋼圧延機の最近の大勢は、さらに速度を高める方向にあるのが世界的な傾向である。表2に1800m/min以上のものを示す。

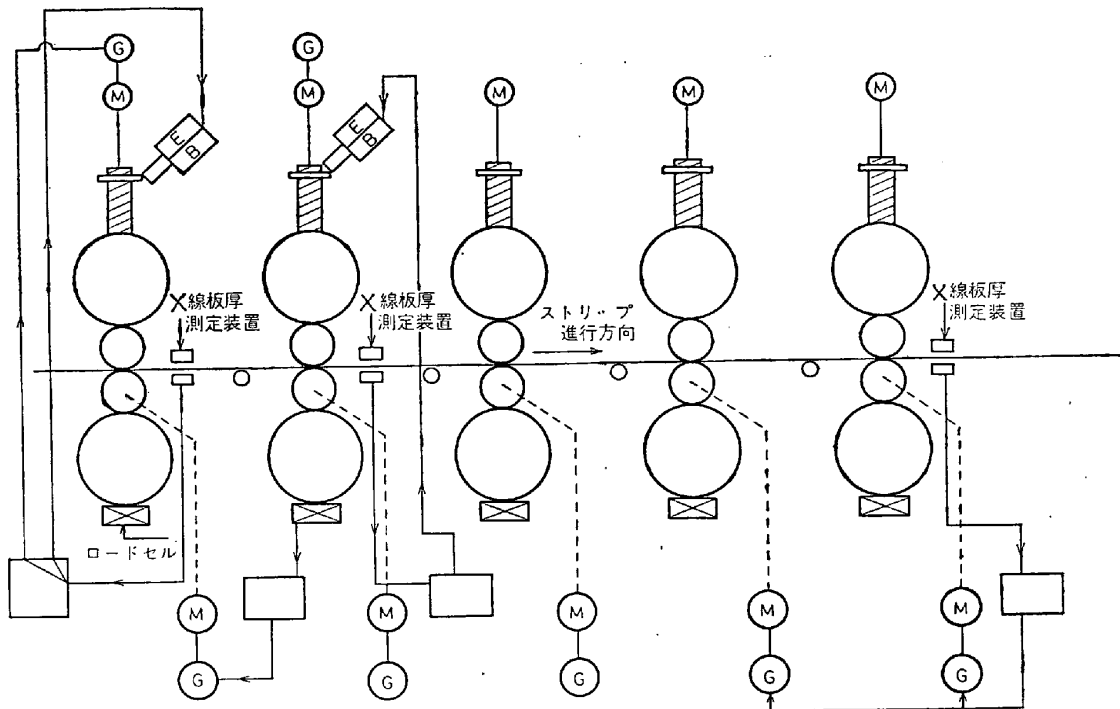
前述のように連続式冷間圧延における長手方向板厚の自動制御法はすでに1940年頃から考えられていたが、1955年BISRA法が発表されるまでは具体的な方法としての進展はなかつた。しかしその間圧延機の高速化に伴い加減速中に生じるオフゲージ量を少なくする目的から、駆動モータの特性や速度制御方式については大きな進展があつた。

BISRA方式の開発が契機となり進展してきた自動厚み制御方式を整理して示すと表3のようになる。すなわち、粗調整としては熱延ストリップの厚み偏差をX線厚み計またはロードセルで検出し、圧延機の圧下調整または張力調整をする。また同時に微細調整として、最終スタンドの出側にあるX線厚み計によつて4~5号スタンド間の張力を調整する方法がある。これらの制御方式の

実用例が図2である。

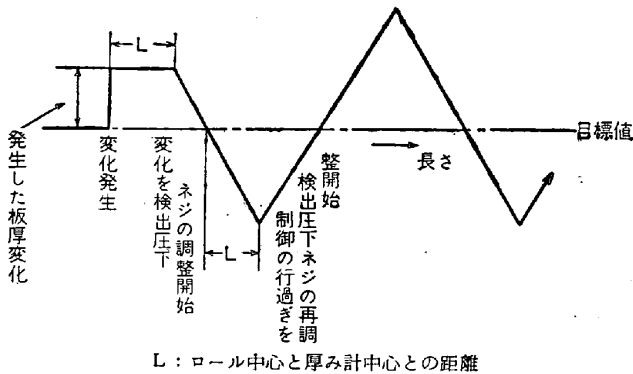
ここでAGC(自動板厚制御)に対する問題点を述べてみる。まず、理想的なAGCとは(1)圧延速度その他の圧延条件のいかににかかわらず板厚を要求される許容誤差内に保ちうること、(2)操作が容易で安定した作動をすること、(3)構造が簡潔で価額が低廉なことなどの3条件を満足するものであろう。AGCの最も簡単な形式は厚み計を用いて直接に厚みを計り、希望値からの偏差を除くように圧下ネジを動かす方法である。厚み計は構造上これをロール中心位置に置くことはできないので圧延機の出口側に置かれるが、大型の圧延機では、ロール中心と厚み計の距離は2mにも達する場合もある(図2参照)。測定装置が材料の圧延が行なわれるロールから離れた所にあつて、圧延と測定との時間遅れがある点が問題点である。

圧延中にロール出口で厚み変化が発生したとき、これを検出できるのは一定時間後たとえば秒後で、このときから圧下ネジを回転し始め、必要な圧下に秒かかり、その圧下の効果を知るのがさらに秒後である。したがってロール出口では誤差の修正が完了して、板厚が希望値に達しても測定の時間遅れのため圧下ネジはなお回り続けて、余分に圧下をすることになる。その結果として図3のように板厚が目標値を中心にして上下に変動する



E: リセットおよび手動制御油圧操作シリンダー B: 自動制御油圧操作シリンダーとサーボバルブ

図2 タンデムコールドミルの自動板厚制御機構



L: ロール中心と厚み計中心との距離

図3 測定おくれのために生ずる板厚変動

(タンデム圧延の場合には複数のスタンドにおけるこのような制御の影響が相互に作用し合うので、さらに複雑な変動をするが、基本現象は同じである)。

この不都合を除くため、一定時間ごとに厚みを計り、許容誤差範囲外であれば、一定量あて補正を行ない、板厚が許容誤差範囲内にはいるまで続ける一種のサンプリング制御法があるが、この方法も制御性能が圧延速度に左右されるので、低速時や加減速時には不適當である。しかし前述のように、BISRA方式がこれを解決する契機となった。すなわち、ロール間隙が板厚に等しいことを利用して板厚をはかるのが同方式の原理であつて、具体的には圧延荷重を測定して板厚に換算するが、ロール中心位置で厚さを測る点が大きな進歩であつた。しかしこれも変動の激しい加減速時には欠点が残っている。

さらに、冷間圧延における重要な問題は板幅方向の板

厚分布の問題であるが、この問題に対しては前述のように最近研究が進んだ^{23)~28)}。その外潤滑の問題も見落とせない重要課題であるが、ここではこれにはふれないことにする。

以上熱間および冷間圧延の問題点とその解決策の進歩の状況を述べてきたが、これらの問題をかかえながら、計算機制御の方向へ進めるには、個々の問題の解決策を求めなければならないことはいうまでもないが、さらにこれまでも考慮に入れた圧延現象のシミュレーション、すなわち圧延作業内容の明確な把握を行なうことが中心課題である。したがつてつきに現在までに行なわれたこの方面の研究の進展をふり返つてみる。

3. タンデム圧延の総合特性解析の現状

圧延工程を支配する変数が多数であり、しかもそれらの変数が相互にきわめて複雑な関係で結ばれている上に、圧延作業内容を表わす精度の高い決定的なプロセス方程式がまだ明確にされていない領域が多く、しかも工程がきわめて高速度で行なわれるので、総合特性の把握は困難な課題である。また全圧延工程に対して一貫した計算機制御を行なうためには、計算機本体、各種の測定装置、自動運転装置などへの設備投資額は高額に達する。したがつて、計算機制御の採用に先立つて圧延現象および圧延機の特性を詳細に分析し、正確に把握する必要がある。

圧延機をタンデムに並べて圧延する場合は、単スタン

ドの圧延機で圧延する場合とはその特性が異なる。たとえば、冷間タンデム圧延の場合には、各スタンド間に張力が作用しているため、張力を介して上流側スタンドにおける変化の影響が下流側にまで及び、逆に下流側の変化の影響が上流側に現われるという非常に複雑な特性を示す。また、熱間タンデム圧延の場合には、圧延される材料の温度を介して上流側スタンドにおける圧延条件の影響（履歴現象として）が下流側スタンドに現われるが圧延中の真の材料温度の把握が非常に困難なため、熱間タンデム圧延の特性の解析は一層複雑である。しかも、加減速時のような過渡期にはタンデムミルの総合特性は一層複雑になる。

タンデム圧延の総合特性の研究は、1955年に HESSENBERG & JENKINS によつて、圧下およびロール回転速度設定値の両者の変化が板厚と張力とにおよぼす影響を求める基本式が導入され、定性的検討が若干なされたのが始めである²⁹⁾。その後 PHILLIPS および HAM らによつて定常圧延状態における総合特性の解析の基本的な手法が考案され、その後主としてわが国における多数の研究により発展し、現在ではさらに加減速時の解析へと進みつつある。整理のため、これらの研究を歴史的に前期・中期・後期に分類し、その期間に発表されたもののうちから、代表的な2~3のものを例として選び出し、解析の手法の推移を紹介する。

ここで用いる記号をつぎのように整理しておく。

- A : 材料の断面積 (mm^2)
- b : 材料幅 (mm)
- E : 材料の弾性係数 (kg/mm^2)
- f : 先進率 (無次元)
- F : 形状制御力 (kg)
- G_r : 圧延トルク (kg mm)
- G_m : モータトルク (kg mm)
- H : 入口側平均板厚 (mm)
- h : 出口側平均板厚 (mm)
- H_c : 入口側中央板厚 (mm)
- h_c : 出口側中央板厚 (mm)
- H_e : 入口側端部板厚 (mm)
- h_e : 出口側端部板厚 (mm)
- h_n : 中立点における板厚 (mm)
- k : 平均変形抵抗 (kg/mm^2)
- k_0 : 材料の降伏応力を表わす式の定数 (kg/mm^2)
- K : 圧延機剛性 (kg/mm)
- N : ロール回転速度設定値 (rpm)
- L : スタンド間隔 (mm)
- P : 圧延荷重 (kg)
- p : 圧延圧力 (kg/mm^2)
- R : ワークロール半径 (mm)
- R' : 圧延中のワークロール半径 (mm)
- S_r : ロール設定間隙 (mm)

- S : 演算子記号 $= d/dt$
- t : 時間 (sec)
- T_f : 前方張力 (kg)
- t_f : 前方張力応力 (kg/mm^2)
- T_b : 後方張力 (kg)
- t_b : 後方張力応力 (kg/mm^2)
- U : 体積速度 (mm^3/sec)
- V : ワークロール設定速度 (mm/sec)
- V_B : パックアップロール速度 (mm/sec)
- v_f : 材料流出速度 (mm/sec)
- v_h : 材料流入速度 (mm/sec)
- v_b : 中立点における材料速度 (mm/sec)
- Y_b : スタンド入口における材料の変形抵抗 (kg/mm^2)
- Z^* : ミルモータ垂下特性 ($1/\text{kg mm}$)
- Y_f : スタンド出口における材料の変形抵抗 (kg/mm^2)
- ρ : 材料密度 (kg/mm^3)
- ν : 摩擦係数 (無次元)
- μ : ポアソン比 (無次元)
- ϕ : 接触角 (ラジアン)
- ω : ワークロール角速度 ($1/\text{sec}$)

3.1 初期における研究発展経過の概要

ここでは、前述のように1955年 HESSENBERG & JENKINS によつて²⁹⁾、タンデムミルの総合特性の解析の第一着手が行なわれて以後、PHILLIPS や HAM らの論文が報告され、総合特性解析の必要性が一般に認識され始めた1961年頃までを前期とした。この時期には、まず PHILLIPS は圧延荷重・圧延トルク・中立点板厚の微小変動率と出口板厚・入口板厚・後方張力・前方張力の微小変動率とを一次式で結び、薄板圧延の場合についてその係数を BLAND & FORD の理論式³⁰⁾によつて求め、コールドタンデムミルの板厚微細調節すなわち vernier gauge control system (最終スタンドのロール速度により張力を変化させ仕上げ板厚の制御を行なう)に対するアナログ・シミュレーションを行なっている。とくにある定常状態から別の定常状態に移行する場合を対象として板厚制御装置の満たすべき性能の検討に主眼を置いている³¹⁾。

COURCOULAS & HAM は、圧延荷重および圧延トルク両者の微小変動と圧下設定値・出口板厚・入口板厚・後方張力・前方張力の微小変動とを結び、体積速度一定の原理と合わせて incremental equilibrium equation を導き、これを用いて薄板圧延の場合における圧下およびロール回転速度設定値の微小変動が板厚・材料速度・張力などに及ぼす影響を数値計算しているが、先進率を無視しているのがこの解析の欠陥である³²⁾。

LLANIS & FORD は HESSENBERG & JENKINS の研究および COURCOULAS & HAM の研究を発展させ、前者の

output equation および後者の incremental equilibrium equation の数値群を求める際に必要となる圧延荷重・圧延トルク・先進率の偏微分係数を BLAND & FORD の冷間圧延理論を忠実に用いて数式として求め、これを算出ノモグラフを作成し、偏微分係数自体についての計算値と BISRA の4段圧延機(単スタンド)での実験値との比較を行なっている³³⁾。

PHILLIPS や HAM の手法は現在までのタンデム圧延の総合特性解析の2つの主流の基礎となつている。すなわち、一つは各因子の変動量を線型の式で結び、アナログ計算機を用いてシミュレーションを行なう方法で、他の一つはある定常状態から他の定常状態に移行する場合、ある因子(おもに圧延条件を規定する因子)が他の因子(おもに製品の形状を規定する因子)に影響を及ぼす程度を incremental equilibrium equation を用いてデジタル計算機で計算してゆく方法である。したがって PHILLIPS および HAM らの論文の概要を紹介して、問題点を整理しておく必要がある。

PHILLIPS の論文概要

解析の目的は、タンデム圧延過程を数学的に記述した過渡状態の式を導入し、AGCの挙動を研究するために計算機の使用できるブロック線図を作成することであつて、このために解析の対象としては5スタンドの圧延機を例として、1号スタンドの出口側に置いたX線厚み計と1号スタンドの圧下制御とを粗調整系とし、5号スタンドに vernier gauge control 装置(最終スタンドの速度を変化させて張力制御を行なう装置)を設置してあるタンデム圧延機を対象として考えている。巻取りリールの速度を変えると5号スタンドの出口側張力と、4~5号スタンド間張力が変化し、板厚に影響を及ぼすので、巻取りリールの特性をも考慮して、つぎの仮定をたてる。

- (1) スタンド間には張力が存在する。
- (2) スタンド間の材料は弾性的に伸び縮みする。

つぎに、解析の手法を述べる。スタンド間にある材料の伸びは材料がスタンド間に入出入りする量の差に等しいことから(i号スタンドについて)

$$\frac{T_{fi}}{A_i} = \frac{E}{L_i} \int_0^t (v_{bi+1} - v_{fi}) dt \dots \dots \dots (1)$$

となる。さらに圧下力は中立点の位置の影響を受けるがこれはさらに前方張力・後方張力・入口側板厚・出口側板厚などの値により変化する。また、トルクは出口側板厚・入口側板厚・前方張力・後方張力に左右されるので微小変動量の間の関係式はそれぞれ下記ようになる。

$$\left(\frac{\Delta P}{P}\right)_i = K_1 \left(\frac{\Delta h}{h}\right)_i + K_2 \left(\frac{\Delta T_{bi}}{A_{i-1}}\right) + K_3 \left(\frac{\Delta T_f}{A}\right)_i + K_4 \left(\frac{\Delta H}{H}\right)_i \dots \dots \dots (2)$$

$$\left(\frac{\Delta G_r}{G_r}\right)_i = K_5 \left(\frac{\Delta h}{h}\right)_i + K_6 \left(\frac{\Delta T_{bi}}{A_{i-i}}\right) + K_7 \left(\frac{\Delta T_f}{A}\right)_i$$

$$+ K_8 \left(\frac{\Delta H}{H}\right)_i \dots \dots \dots (3)$$

$$\left(\frac{\Delta h_n}{h_n}\right)_i = K_9 \left(\frac{\Delta h}{h}\right)_i + K_{10} \left(\frac{\Delta T_{bi}}{A_{i-1}}\right) + K_{11} \left(\frac{\Delta T_f}{A}\right)_i + K_{12} \left(\frac{\Delta H}{H}\right)_i \dots \dots \dots (4)$$

i号スタンドについてのみ示したが、他のスタンドについても成立し、係数は実験からも圧延理論式からも求めることが可能であるが、ここでは圧延理論から解析的に求める方法に従い BLAND & FORD の式から求めている。さらに、圧延荷重の変化量を弾性特性方程式から求め、

$$\Delta P_i = K (\Delta H_i - \Delta S_{ri}) \dots \dots \dots (5)$$

体積速度 $h_i v_{fi} = h_n i v_{ni} = H_i v_{bi}$ の関係から

$$\left(\frac{\Delta v_b}{v_b}\right)_i = \left(\frac{\Delta v_n}{v_n}\right)_i + \left(\frac{\Delta h_n}{h_n}\right)_i - \left(\frac{\Delta H}{H}\right)_i \dots \dots \dots (6)$$

$$\left(\frac{\Delta v_f}{v_f}\right)_i = \left(\frac{\Delta v_n}{v_n}\right)_i + \left(\frac{\Delta h_n}{h_n}\right)_i - \left(\frac{\Delta h}{h}\right)_i \dots \dots \dots (7)$$

(1) 式に演算子を導入して差分の型に変形すると

$$S \left(\frac{\Delta T_f}{A}\right)_i = \frac{E v_{fi}}{L_i} \left\{ \left(\frac{\Delta v_b}{v_b}\right)_{i+1} - \left(\frac{\Delta v_f}{v_f}\right)_i \right\} \dots \dots \dots (8)$$

前方および後方張力は圧延トルクに影響するから、圧延トルクとモータトルクとの間には下記の関係がある。

$$\left(\frac{\Delta G_m}{G_r}\right)_i = \left(\frac{\Delta G_r}{G_r}\right)_i + \frac{A_{i-1} \cdot R}{G_{ri}} \cdot \left(\frac{\Delta T_{bi}}{A_{i-1}}\right) - \frac{A_i R}{G_{ri}} \cdot \left(\frac{\Delta T_f}{A}\right)_i \dots \dots \dots (9)$$

したがって、(2)~(8)から $(\Delta h/h)_i$, $(\Delta T_f/A)_i$ について解けば、求めるタンデム圧延の特性を律する式が得られる。ただし、各スタンドで発生した板厚偏差がつぎのスタンドに達するまでの時間を考慮すると、その変動量の間には

$$\left(\frac{\Delta H}{H}\right)_i = e^{-s(L/v_f)_{i-1}} \cdot \left(\frac{\Delta h}{h}\right)_{i-1} \dots \dots \dots (10)$$

なる関係があるので、これを含めてブロック線図に示すと、圧延中の材料は4号・5号スタンドおよび巻取りリールの特性を示す種々の因子の間の相互作用を受けることが明らかである(図4参照)。このブロック線を用いて系にステップ状の外乱がはいつたときの応答をアナログ計算機で求めて、つぎの結論を得ている。

(1) 5号スタンドの vernier gauge control の効果は圧延機の出口近傍に生ずる外乱のみを対象として検討すれば十分であつて、1~3号スタンドの挙動は考慮に入れる必要がない。

(2) 5号スタンドの vernier control の基本研究には、4号スタンドの速度や板厚を不変と考えてよい。

(3) さらに正確な解析をするには4号スタンドの速度や板厚を考慮した圧延現象を対象とした考察が必要である。

(4) vernier control は前述のように最終スタンドの

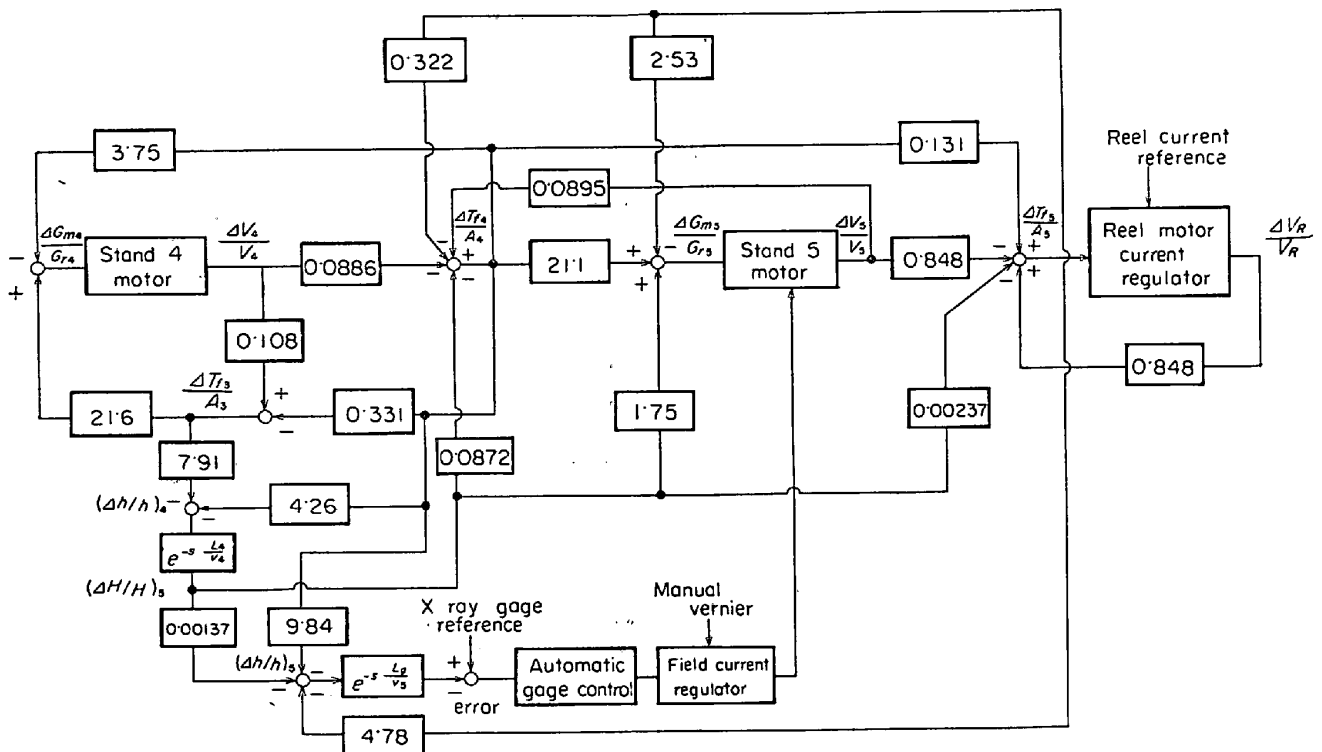


図 4 コールドタンデムミルのブロック線図の例
(4, 5号スタンドおよび巻取りリールを含む)

速度を変えて張力制御を行なう作業であるので、最終スタンドの速度を変化したときの過渡特性を知つて初めて5号スタンドの最適制御の解析が可能になる。

つぎにこの解析に対する問題点をあげてみると、

(1) 各スタンドの機構上から過渡期にはハウジング・ロールなどの弾性変形の影響および駆動モータ・ロールなどの回転部分の慣性モーメントの影響を考慮する必要があるが、前者のみを考慮して後者については何もふれていない。

(2) 加減速時に生ずる圧延条件の変動はかなり大きいので、上記の方法で導入された式の係数が変わり、このような速度効果を見逃した解析では通板時からフルスピードまでの増減速時には効果的なシミュレーションを行なえない。

(3) 4号スタンドの速度と板厚を不変と仮定するのはおかしい。過渡状態にあれば必ず体積速度が変化して他の平衡点でつり合うからである。

(4) (2)~(4)式で考慮している因子が少なく、全体の特性を表現しえているか否か問題がある。たとえば、変形抵抗、摩擦係数の変化が圧下力や圧延トルクに大影響を及ぼすからである。

しかし、これだけ大胆な仮定を設けていながらも、初めて過渡特性のシミュレーションを手がけた意義は実に大きいといえる。

HAM の論文概要³²⁾

この解析ではタンデムミルの圧延作業の総合特性式の

圧延条件を表わす変数の中の作業結果として要求されるものを応答変数とし、残りの変数中のあるものを制御してその影響を求めているが、制御変数と応答変数のある平衡点からの微小変化量間の関係式を導いている。制御変数と応答変数の組み合わせは表4に示す。まず、定常圧延状態における圧延荷重と圧延トルクを示す式は

表 4 HAM の考えたモデルの変数関係
(5 スタンドタンデムミルの場合)

入 力 変 数	個 数
1号スタンドの入口側板厚 H_1	1
1号スタンドの後方張力 t_{b1}	1
5号スタンドの前方張力 t_{f5}	1
各スタンドの圧延トルク G_{ri}	5
各スタンドのロール間隔 S_{ri}	5
応 答 変 数	個 数
各号スタンドの出口側板厚 h_i	5
各スタンド間の張力 t_{fi}	4
各スタンドの材料速度 v_i	5
合 計	14

延理論から (*i* 号スタンドに対して)

$$P_i = P_i(R', P, \phi, \mu, t_f, t_b, H, h, k) \dots (11)$$

$$G_{ri} = G_{ri}(R, R', P, \phi, \mu, t_f, t_b, H, h, k) \dots (12)$$

さらに圧延機ロール隙間の弾性特性式から圧延荷重について

$$P_i = K_i(h_i - S_{ri}) \dots (13)$$

駆動モータの垂下特性を β とすると圧延トルクは

$$G_{ri} = G_{mi} + \beta_i \omega_i \dots (14)$$

タンデム圧延機の場合には張力を介して、各スタンド間で互いに影響を及ぼし合うので、このための拘束条件が生じる。すなわち体積速度につき

$$h_i v_{fi} = h_{i+1} v_{fi+1} \dots (15)$$

さらに張力と板厚との間には $t_{bi+1} = t_{fi}$, $H_{i+1} = h_i$ なる関係があり、材料速度は先進率とロール速度を用いて、 $v_{fi} = (1 + f_i) V_i$ と表わせるが、 $f_i \ll 1$ であるから $v_{fi} = V_i$ と仮定して、(11)~(15)を各変数の微小変動量に対して展開し表4を考慮して整理するとつぎのようになる。

$$\left(\frac{\partial P}{\partial h}\right)_i - K_i \Delta h_i + \left(\frac{\partial P}{\partial t_f}\right)_i \Delta t_{fi} + \left(\frac{\partial P}{\partial H}\right)_i \Delta h_{i-1} = -K_i \Delta S_{ri} \dots (16)$$

$$\left(\frac{\partial G_r}{\partial h}\right)_i \Delta h_i + \left(\frac{\partial G_r}{\partial t_f}\right)_i \Delta t_{fi} - \beta_i \Delta \omega_i + \left(\frac{\partial P}{\partial H}\right)_i \Delta h_{i-1} = \Delta G_{mi} \dots (17)$$

$v_{fi} = V_i = R_i \omega_i$ を考慮して(15)式を展開すると

$$h_i R_i \Delta \omega_i + V_i \Delta h_i = h_{i+1} R_{i+1} \Delta \omega_{i+1} + V_{i+1} \Delta h_{i+1} \dots (18)$$

となる。式の数(16), (17)が各スタンドごとに成立するから、*n* スタンドの冷間タンデム圧延機の場合 *n* 個ずつで、(18)が *n*-1 個なので、全部で $3n-1$ 個ある。また応答変数(末知変数)は、各スタンドの出口側板厚 Δh_i , 材料の流出速度 Δv_{fi} が *n* 個ずつで、スタンド間張力が *n*-1 個なので、全部で $3n-1$ 個である。したがって(16)~(18)を制御変数ベクトルを **B**, 応答変数ベクトルを **X**, 係数マトリクスを **A** 用いて表わすと

$$\mathbf{AX} = \mathbf{B} \dots (19)$$

となる。この研究の目的は応答変数を制御変数で表わすことであるので、それには

$$\mathbf{X} = \mathbf{A}^{-1} \mathbf{B} \dots (20)$$

とすればよい。ただし、係数は FORD & LIANIS の線図から圧下力と圧延トルクを求めてから neighbouring method を用いて計算する。圧延機の剛性は図5のように圧延点Aと原点とを結んだ直線の勾配として求めて、モータの垂下特性 β はモータの速度降下特性と駆動モータ馬力から求めている。この計算法を用いて *n* スタンドの冷間タンデム圧延機の数値計算を行えば、AGCの望ましい形体がわかるので、制御系の解析的研究の基礎となる。たとえば、計算例より1号・2号スタンドの圧

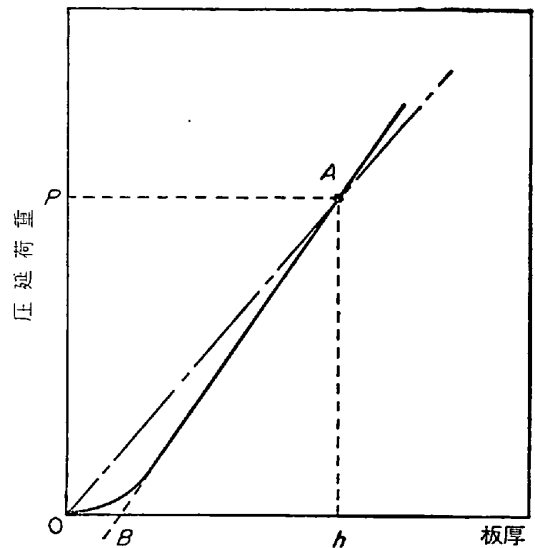


図5 圧延機剛性の決定法

下および5号スタンドの圧延トルクが制御変数として適していることがわかる。したがってこの研究によつて圧延機の動特性が明らかにされると、タンデム圧延機系に必要な制御系に対する最小限度の要求がわかると結論している。

つぎにこの解析に対する問題点をあげてみると、

(1) 先進率が材料速度に与える影響は無視しうほど小さくはない。

(2) 圧延機剛性の決定法が不十分である。図5のように低荷重では傾斜がゆるやかであるが、荷重が大きくなると傾斜が大きくなっていくので、A点と原点とを結んだ直線の勾配では過小評価になるおそれがある。

(3) 制御変数と応答変数の間の伝達関数を求めたとしているが、これはあくまである平衡点から他の平衡点へ移行するまでの過渡状態を無視した解析である。もし過渡状態を求めるならば時間を含んだ項を導入しなければならない。

以上、PHILLIPS および HAM らの手法を紹介したが、それらを基礎としてタンデム圧延の総合特性解析が次第に盛んになってきたのである。

3.2 中期における研究発展経過の概要

ここでは1962年から1965年にDüsseldorfで開かれた国際会議の頃までに発表された論文を扱うことにする。この時期になるとPHILLIPSの手法を使用してタンデム圧延の総合特性解析をアナログ計算機を用いて行なうグループとHAMらの手法を基礎にしてデジタル計算機を用いて解析を行なうグループとに分かれているが、日本では主として後者の流れをくむものが多い。

まず、前者の流れをくむものとしてSEKULIC & ALEXANDERはBISRAのアナログ計算機を利用して4スタンドタンデムミルの総合特性を研究するシミュレータをLianis & FORDの研究³³⁾をもとにして組み、たとえ

ば、素材板厚のステップ状の変化に対して最終スタンド出口板厚を不変に保つように1号スタンドの前方張力を制御する場合の各種の因子の応答などを示し、板厚自動制御の新しい系を提案している³⁴⁾。シミュレーションに必要な定数としての圧延荷重などの各種変数に関する偏微分係数は BISRA の自動制御部門が Steel Company of Wales での実験データを回帰分析によつて定めたものをおもに用いている。この後、アナログ計算機を用いた解析はいくつか報告されているが³⁵⁾³⁶⁾、アナログ計算機は精度の点ではデジタル計算機に及ばないこと、さらに各変数の変化量が大きい場合には、偏微分係数の値を一定としているための誤差が生じること、近似式を導く過程において比較的無理な仮定がはいつていることなどが問題点である。

つぎに HAM らの研究を始点とするデジタル計算機によるシミュレーションは美坂、久能らの解析の手法を例として後に紹介するが、もう一つの動きとしてタンデム圧延の最適パススケジュールの決定法に対する考察がある。従来は単スタンドの圧延理論から得られた線図を用いて圧延条件の決定を行ない、実際の圧延作業を行なつてそれを修正してゆくという方法が大部分であつたが、この時期に今井はそれを数式化して、ホットタンデム圧延のパススケジュールを解析的に求める方法を提案しているので、まず今井の論文の概要を紹介しよう。

今井の論文概要³⁷⁾

ホットストリップミルの連続式仕上圧延機において、正しいパススケジュールを決定するために必要な関係式を導入する最初の段階として消費動力式から出発する。すなわち、トルクアーム係数を ξ_i (図6を参照)、モータおよび軸受の効率を η_i とすると、6パスの圧下で板厚 H_1

から h_0 まで圧延するに要するトン当たり消費動力 E (P sec/t) は、

$$E = \sum_{i=1}^6 \Delta E_i = \sum_{i=1}^6 \frac{2}{75} \cdot \frac{\xi_i}{\rho \eta_i} \cdot \frac{k_i \Delta h_i}{h_i} \dots\dots\dots (21)$$

で示される。3つの仮定、すなわち

- (1) 全スタンドにおける ξ_i, η_i, R_i は等しい。
 - (2) 平均圧延圧力 k_i は圧下が進むにつれて大きくなり、材料の伸び率 λ_i の m 乗に比例する ($k_i = k_0 (H_i/h_i)^m = k_0 \lambda_i^m$)
 - (3) 板厚 H_1 から h_0 まで圧延するに要するトン当たりの消費動力 E はパス回数に関係なく一定である。
- という仮定をたてて(21)の動力曲線の関係式を簡単化して

$$E = \sum_{i=1}^n \Delta E_i = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^n \Delta E_i$$

$$= \frac{2}{75} \cdot \frac{\xi k_0}{\rho \eta m} \left\{ \left(\frac{H}{h} \right)^m - 1 \right\} \dots\dots\dots (22)$$

$$= E_0 (\lambda^m - 1) \dots\dots\dots (23)$$

とする。ここで各スタンドの動力配分率を与えると、1号スタンドから6号スタンドまでの全圧延荷重を分母とする各スタンドの負荷比率 ε_i がきまるので、各スタンドの単位時間当たりの圧延量を q t/hr とすると、 $qE_i = \varepsilon_i qE$ となる。(23)を考慮して h_i について解くと

$$h_i = H_1/h_0 \{ \varepsilon_i H_1^m + (1 - \varepsilon_i) h_0^m \}^{1/m} \dots\dots\dots (24)$$

となる。平均板厚を $h_{mi} = (H_i + h_i)/2$ と定義すると、平均変形抵抗は仮定(2)より $k_{mi} = k_0 (H_i/h_{mi})^m$ において、Нигенсоок のロール偏平の式を導入して圧下力 P_i が求まる。

$$P_i = k_{mi} b \sqrt{R(H_i - h_i)} \cdot (1 + 1.1 \times 10^{-4} \cdot k_{mi} \sqrt{R(H_i - h_i)}) \dots\dots\dots (25)$$

さらに圧延終了温度と仕上板厚および最終スタンドのロール設定速度の関係式は実際の圧延データから求められる(たとえば、 $h_0 = 1.2 \sim 3.2$ mm に対して $T = 1005 - 354 \times 10^3/h_0^{0.6} V_0$)。これによつて温度を規定すれば最終スタンドの圧延速度が求まるので、先進率を無視して材料速度とロール速度が等しいと仮定することによつて、体積速度の関係 ($V_i h_i = \text{const.}$) から各スタンドの圧延速度が求まる。前述のようにして求めた板厚 h_i と圧下力 P_i を用いて、圧下設定値を求める。これらの手順をわかりやすくまとめると図7のようになる。

この解析法の特長を整理してみると、まず第1に前述の説明でも明らかなように、このパススケジュール決定法の基本は、長期間の操業データを基にした経験から求めたパワーカーブであるので、何らかの形で一度は圧延を行なつてからそれらは決められるものである。したがつて従来の作業内容と類似したパススケジュールにはきわめて精度がよいが、それと大幅にかけ離れた条件下の圧延作業状態を理論的に推測する場合には困難がある。これは従来の動力曲線を基本としたパススケジュールの

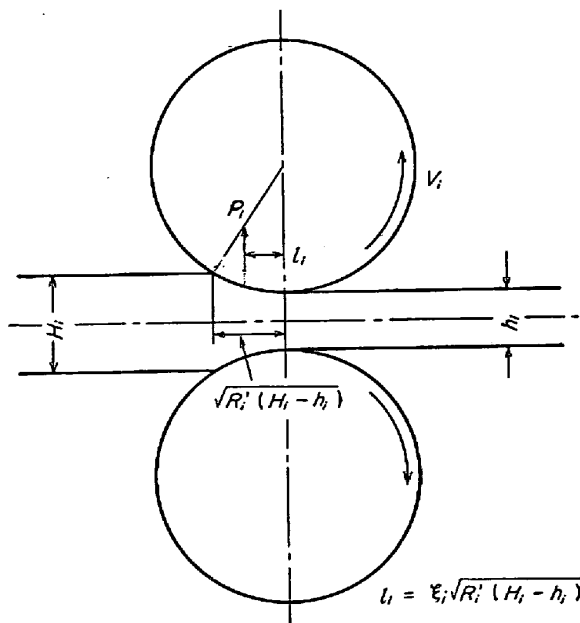


図6 圧延中の材料とロールの関係を示す図

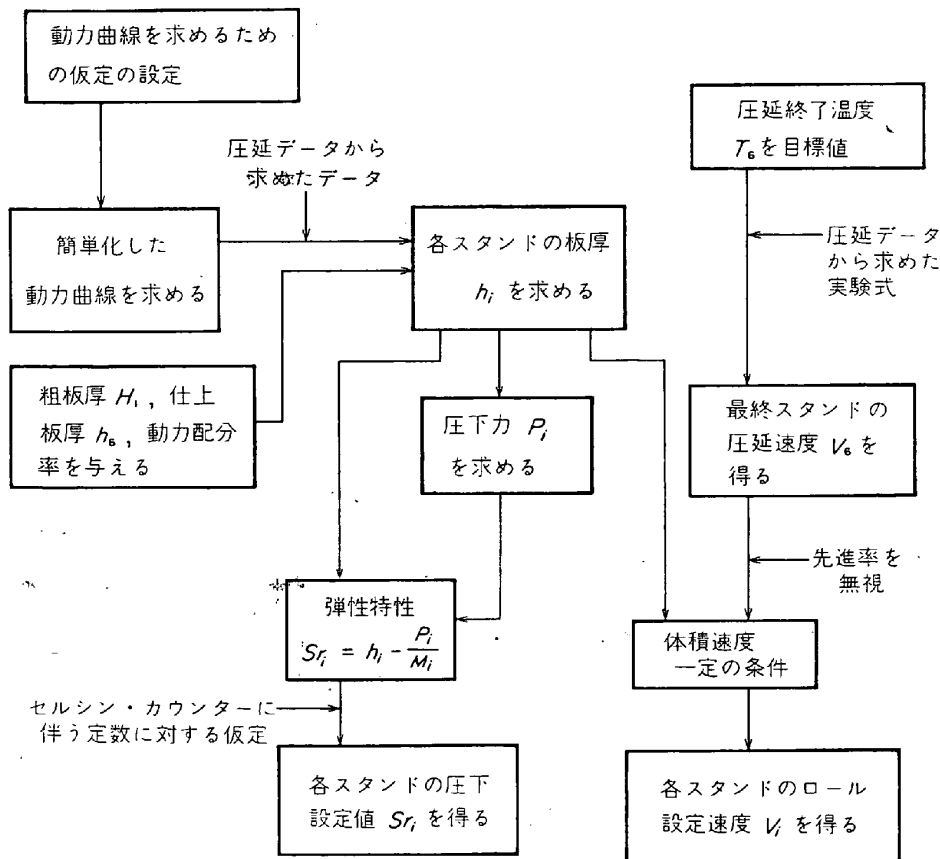


図7 ホットタンデムミルのパススケジュールの決定法の手順

決定法一般にいえることである。第2に材料速度とロール設定速度とを等しいと仮定しているが、圧延条件によつては両者の差が大きいので、そのような場合には何らかの補正の方策を導入しなければならない。

美坂らの論文概要(冷間圧延の場合)³⁸⁾

実際の圧延作業を、圧延理論を応用して解析することに主眼を置き、オペレータの操作する量である各スタンドのスクリー位置およびロール設定速度の微小変化と各スタンドの馬力・張力・板厚の変化との関係を明らかにしようとした。すなわちある定常状態から微小な変化が生じ、新しい定常状態に移行する際の各変数の変化量の間の相互関係について定量的考察を行なう基本方針を述べたものである。その手法を少し詳しく紹介する。

n スタンドタンデムミルの定常状態において、任意の位置における材料の体積速度が一定であるので、2定常状態間の変動率の間に

$$\left(\frac{\Delta v_f}{v_f}\right)_i + \left(\frac{\Delta h}{h}\right)_i = \frac{\Delta U}{U} \dots\dots\dots (26)$$

が成立する。ただし微小変動量の二次以上の項は省略する。直流電動機速度特性を考慮に入れると、ロール周速変動率は設定ロール周速の変動率のみでなく、トルクの変化に応じて生ずる速度変化もともに考えなければならないから、速度の変動率を

$$\left(\frac{\Delta v_f}{v_f}\right)_i = \left(\frac{\Delta R}{R}\right)_i + \left(\frac{\Delta N}{N}\right)_i + Z_i^* \Delta G_i + \frac{1}{1+f_i} \Delta f_i \dots\dots\dots (27)$$

とおく。圧延荷重 P 、圧延トルク G_r 、先進率 f はつぎのような因子の関数である。すなわち

$$P_i = P(R, H_1, H, b, t_f t_b, \mu, k_0) \dots\dots\dots (28)$$

$$G_{r_i} = G(R, H_1, H, h, b, t_f, t_b, \mu, k_0) \dots\dots\dots (29)$$

$$f_i = f(R, H_1, H, h, t_f, t_b, \mu, k_0) \dots\dots\dots (30)$$

さらに

$$h_i = S_{r_i} + P_i / K_i \dots\dots\dots (31)$$

なる関係式を用いてこれらを Taylor 展開して線型化し圧延動力の変動率 $(\Delta P/P)_i$ に対する関係式

$$(\Delta P/P)_i = (\Delta N/N)_i + (\Delta G_r/G_r)_i \dots\dots\dots (32)$$

を加えて、材料速度の変動率 $(\Delta v_f/v_f)_i$ 、圧延トルクの変動率 $(\Delta G_r/G_r)_i$ を消去すると、2定常状態間の各因子の変動率の相互関係を規制する式が得られる。これらの式を用いて従属変数と独立変数との組み合わせを適当にとれば、独立変数が従属変数に与える影響の程度がわかる。この計算中の各因子による偏微分係数は単スタンドの圧延理論式(この場合は HILL および BLAND & FORD)を直接偏微分して求めている。

たとえば、ある定常状態において圧下設定値・ロール回転速度設定値・摩擦係数の中のいずれかが変化した場

合に、板厚・張力などがいかに変化して新しい定常状態に達するかを求めるとき、圧下設定値・ロール回転速度設定値・摩擦係数を独立変数とし

$$\begin{aligned}
 (\Delta h/h)_i &= \sum_{j=1}^5 A_{ij}(\Delta S_r)_j + \sum_{j=1}^5 B_{ij} \\
 (\Delta N/N)_j &+ \sum_{i=1}^5 C_{ij}(\Delta \mu/\mu)_i \\
 &+ D_i(\Delta H/H)_1 + E_i(\Delta k_0/k_0) \dots\dots\dots (33)
 \end{aligned}$$

と表わせる。したがって A_{ij} , B_{ij}がその影響の大きさを示すことになる。

これらの方法によつて仕上板厚に及ぼす圧下設定値の影響は1号スタンドが最も顕著で、2号、5号スタンドがわずかに影響を与え、3号、4号スタンドの影響はほとんどなく、仕上板厚に及ぼすロール回転速度設定値の影響は1号・5号スタンドが顕著であると結論しているが、これは PHILLIPS が5号スタンドで vernier gauge control を行なうとよいとしていることを裏づけている。

また、この論文で得られた結論は実際作業で経験していることとよく一致している。この解析は HAM らの流れをくむ一連の研究を整理して、明快な形にしてあるので大いに有意義であるが、これをさらに発展させて板の幅方向の板厚分布をも考慮したものが後述する鈴木・鎌田の論文である。なお美坂らは同様の手法で熱間タンデム圧延の総合特性の解析も行なっている³⁹⁾。

この時期から後期にかけて実験を主とした解析も行なわれている。すなわち SIMS らは熱間タンデム圧延作業における途中位置での材料温度の解析を行ない⁴⁰⁾、久能は冷間タンデム圧延の動作特性の解析を行ない⁴¹⁾、PAUL FUNKE らも冷間タンデム圧延の動作特性の数式化を試みている⁴²⁾。

3.3 後期における研究発展経過の概要

ここでは1966年以後に発表された論文のうち、前述の鈴木・鎌田の論文や初めて加減速時の解析を手がけた才木の論文・著者らの論文を紹介する。パススケジュールの新しい計算法が考案され、さらに HAM らに始まった incremental equation によるタンデムミルの特性の解析も、集大成され従来考慮されていなかった幅方向の板厚分布も考慮した一層広範囲の総合特性の解析として形をととのえてきた。さらに近年圧延機の高速度が進んできたので、これに伴い加減速時のオフゲージの問題が重視されるようになったが、これは先に G. E. STOLZ & J. W. BRINKS がオフゲージの原因の一つとして加減速時の軸受の油膜変化に注目して実験的な報告をし⁴³⁾、さらに R. B. SIMS らが冷間圧延の加減速時の総合的な実験を行なつて、オフゲージの原因を追求した報告がある⁴⁴⁾。

鈴木・鎌田の論文概要

冷間圧延および熱間圧延のパススケジュールを解析的

手法によつて求める手法を導いたものである⁴⁵⁾。従来の計算法は、前述のように、長期間の操業データを基にして得られたパワーカーブを基本にしているの、経験ずみの範囲内の作業を行なう場合にはきわめて信頼度の高い予測値を求めうる長所はあるが、その反面従来の条件と大幅にかけ離れた条件下の圧延作業を推測する理論的な根拠が乏しいので、新しい計算法としてつぎのような手法を提案している。ここでは冷間タンデム圧延のパススケジュールの決定法を紹介する。

板厚の圧延経路を定める方針として、各スタンドの圧延消費動力の比率(圧延動力配分率)を与えて、材料の体積速度の式、圧延動力の関係式、圧延機のロール間隙の式の3式を連立に解いてパススケジュールを求めるのである。すなわち、体積速度の式を $v_f h_i = U$ と置いてロール出口の材料速度は先進率・ロール設定速度・ミルモータの垂下特性 Z^* の3者から求めて、体積速度をつぎの形に表わし、

$$v_f h_i = (1 + f_i)(1 + Z_i^* G_{ri}) V_i h_i = U \dots\dots\dots (35)$$

各スタンドの圧延動力の関係式は AA_i を動力換算定数とすると

$$AA_i G_{ri} (1 + Z_i^* G_{ri}) V_i = \epsilon_i E_0 \eta_i \dots\dots\dots (36)$$

となる。圧延機剛性率を K_i 、ロール間隙調整量を δ_i とすると設定ロール間隙と各スタンド出側板厚の関係式は $S_{ri} + P_i/K_i + \delta_i = h_i \dots\dots\dots (37)$

となる。(35)~(37)が全スタンドで成り立つので、(35)~(37)の3n元非線型連立方程式を解けばパススケジュールが求まる。

圧延圧力や圧延トルクは HILL の式を用い、先進率は BLAND & FORD の式を用いている。計算に先だち与える条件と求められる条件を整理すると表5のようになる。この方法で熱間のパススケジュールの計算も行なっているが、この場合には最終スタンドの温度は前述の今井の実験式³⁷⁾を用いて求め、中間スタンドの温度は1号スタンドから最終スタンド出口まで直線的に降下するもの

表 5 与える条件と求める条件との対照表
計算に先だち

与える条件	求められる解
動力配分率 ϵ_i	圧延動力 E_i
摩擦係数 μ_i	全圧延動力 E_0
作動ロール半径 R_i	スタンド出口板厚 h_i
モータトルク伝達率 Z_i^*	設定ロール間隙 S_{ri}
粗材板厚 H_1	体積速度 U
仕上げ板厚 h_5	i : スタンド番号を 表わす suffix
スタンド間張力 t_{fi}	
最終スタンド設定速度 V_5	
圧延機剛性率 K_i	
材料幅 b	
ロール間隙調整量 δ_i	
効率 η_i	
材料の変形抵抗曲線	

と仮定して計算する。さらに(36)式のかわりに圧延荷重分配率を与える方法も報告している⁴⁶⁾。新しい圧延機について、新しい材料・製品を初めて圧延する場合など、従来の経験値からの推測の困難な場合には、この方法によるのがとくに有効であると思われる。熱間圧延の場合には、最終スタンドの材料温度の推測には実験式を用いているので、この点では完全に解析的手法とはいえないが、空中と冷却水への熱伝達には、個々の作業条件に支配される因子が多いので、実験値によらざるを得ないのである。

つぎに HAM 以来行なわれてきた incremental method によるタンデム圧延の総合特性の解析法を紹介する(冷間圧延)⁴⁷⁾。

定常状態にある圧延現象を律する基本方程式として、つぎの関係をあげている。

(1) ロール変形とロール出側板の形状との幾何学的適合条件式

$$\Phi_{ri}(F_i, H_{ei}, h_{ei}, H_{ci}, h_{ci}, t_{fi}, t_{bi}, \mu_i, k_i) - \frac{1}{2}(h_{ci} - h_{ei}) = 0 \quad (38)$$

(2) 平均板厚の定義式

$$\alpha_i h_{ci} + \beta_i h_{ei} = 2h_i \quad (39)$$

(3) 体積速度一定の条件式

$$v_{fi} h_i = U \quad (40)$$

(4) 圧延条件とロール出側板厚との関係式

$$h_i = h_i(S_{ri}, H_i, t_{fi}, t_{bi}, k_i, \mu_i) \quad (41)$$

(5) 圧延条件とロール出側材料流出速度との関係式

$$v_{fi} = v_{fi}(V_i, H_i, h_i, t_{fi}, t_{bi}, k_i, \mu_i, Y_{bi}, Y_{fj}) \quad (42)$$

(6) 張力と板厚にそれぞれ成り立つ関係式

$$\left. \begin{aligned} t_{fi} &= t_{bi+1} \\ h_i &= H_{i+1} \\ h_{ci} &= H_{ci+1} \\ h_{ei} &= H_{ei+1} \end{aligned} \right\} \quad (43)$$

このうち(38)式は圧延中のロールの外形と板の形状とが一致していることを示すが、ここでは図8のように、ロールの外形と板の形状とについて中央点と端部との2点における撓み量を比較して、その差が等しいと置いている(39)式は中央と端部との板厚が平均板厚に寄与する程度を考慮しようよう重み係数 α_i, β_i が導入してある。

このタンデムミルの圧延作業系に何らかの外乱がはいり、各因子が微小変化をしたとして、(38)~(42)式を Taylor 展開し線型化して無次元表示すると各因子の変動率の間の関係式が求まる。したがって、これらの関係式の変数を目的に応じて従属変数と独立変数に分けて解けば、作業上の要求を満たす解が得られる。たとえば圧延条件が製品形状に与える影響を求めるには、圧延条件因子を独立変数として、製品形状因子を従属変数として表6のようにとればよい。この方法によつて求められた数

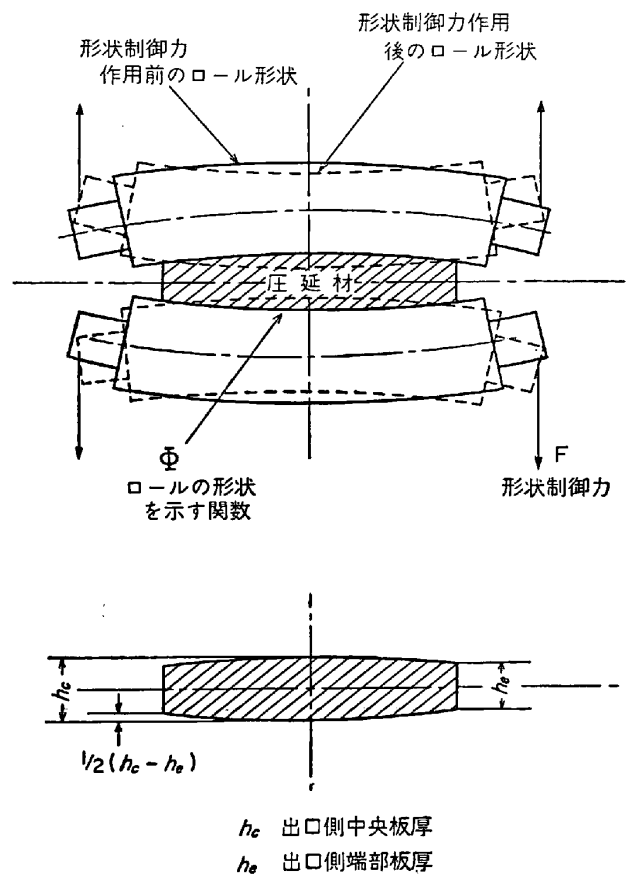


図8 圧延中の板とロールの関係

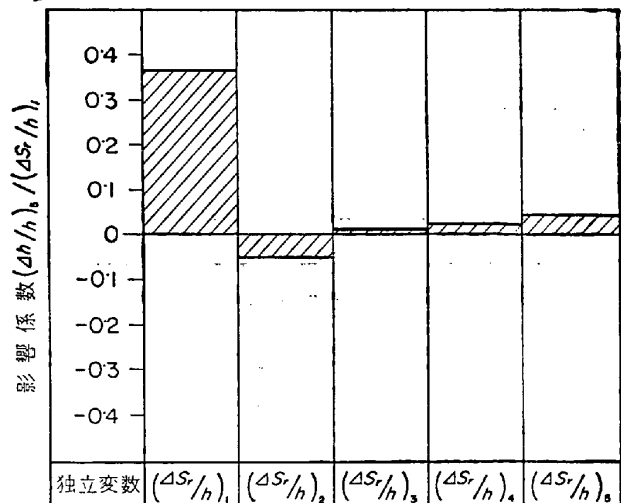


図9 仕上げ板厚と圧下設定値との関係

値解のうち、仕上げ板厚と圧下設定値との関係および仕上げ板厚とロール回転速度設定値との関係を図9, 10に示す。これによると任意スタンドの圧下量が最終板厚に及ぼす影響は1号, 2号スタンドが大きく、ロール回転速度設定値の板厚に及ぼす影響は1号・5号スタンドが大きい。これは実際の経験から得られた知識と一致する。さらに同様な手法で熱間タンデム圧延の総合特性の解析も行なっている⁴⁸⁾。この解析は従来行なわれていない横幅方向の板厚分布をも考慮した点で画期的なものである。

表 6 鎌田らの考えたモデルの変数関係

		(スタンド数 n 個)				
		変 数 名	個 数	変 数 名	個 数	
独立変数	形状制御力	$(\Delta F/F)_i$	n	ロール設定間隙	$(\Delta S_r/h)_i$	n
	ロール設定速度	$(\Delta V/V)_i$	n	平均変形抵抗	$(\Delta k/k)_i$	n
	摩擦係数	$(\Delta \mu/\mu)_i$	n	最終スタンド前方張力	$(\Delta t_f/t_f)_n$	1
	1号スタンド入側平均板厚	$(\Delta H/H)_1$	1	1号スタンド入側中央板厚	$(\Delta H_c/H_c)$	1
	1号スタンド入側端部板厚	$(\Delta H_e/H_e)_1$	1			
		変 数 名	個 数	変 数 名	個 数	
従属変数	出側中央板厚	$(\Delta h_c/h_c)_i$	n	出側端部板厚	$(\Delta h_e/h_e)_i$	n
	出側平均板厚	$(\Delta h/h)_i$	n	材料流出速度	$(\Delta v/v)_1$	n
	スタンド間張力	$(\Delta t_f/t_f)_i$	$n-1$	体積速度	$(\Delta U/U)$	1

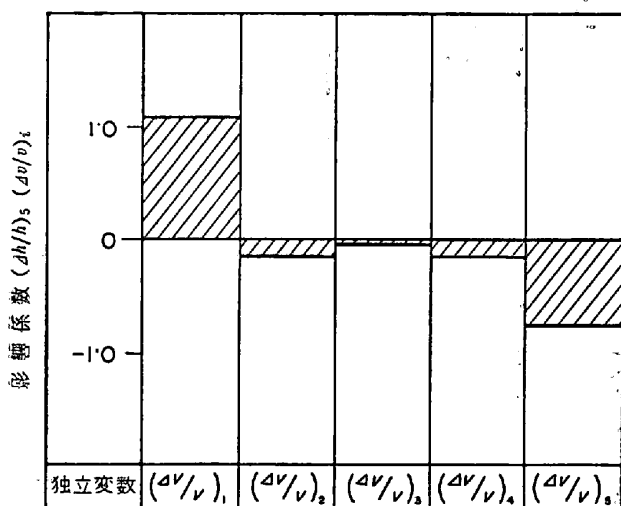


図10 仕上板厚とロール設定速度との関係

圧延機の剛性が仕上板厚および形状に及ぼす影響は大きい。しかし剛性がタンデム圧延において演じている大きな役割を解析した研究が従来全くなかったが、鎌田らは実験用冷間4段圧延機を用いて、下ロールショックとハウジングの間に板バネを挿入し剛性を変えた実験を行ない、独立変数と従属変数の組み合わせを表6のようにとつて、前述の総合特性の解析法を利用して、製品寸法と形状との評価を行なっている。すなわち、製品寸法の評価関数として $(GF)_s = |\Delta h/h|_s$ 、製品形状の評価関数として $(SF)_s = |(\Delta h_c/h_c)_s - (\Delta h_e/h_e)_s|$ を定義し、外乱(独立変数)による製品のバラツキをみるために評価関数 $(GF)_s$ 、 $(SF)_s$ を表6の独立変数で表わし、それらの数値を与えて圧延機の剛性のみを変数として、評価関数を剛性の関数として表わす。 $(GF)_s = f(K_i)$ 、 $(SF)_s = g(K_i)$ となるので、各スタンドの剛性 K_i の値を3段階

に変化して評価関数が最小になるような剛性の配分を求めた結果、タンデム圧延機で上流側のスタンドの剛性を大きくし、下流側のスタンドの剛性を小さくするのが望ましいという結論を得ている⁴⁹⁾。

これとは別に、著者らは前述の鈴木・鎌田らの総合特性の解析法とほぼ同じときに同じ目的の解析を行なったが、これではさらに形状制御力が製品板厚に及ぼす影響をも導入した。すなわち圧延機剛性を2種類に分離して圧延荷重の変化に対する平均ロール間隙の変化量の大小を示す縦剛性と、圧延荷重の変化に応じてロールの曲げおよびロールの偏平変形の横幅方向分布が変化しその結果として生ずる幅方向の板厚分布の変化の大小を表わす横剛性とに分けて、これら両剛性がタンデム圧延の総合特性に及ぼす影響を解析し、数値例として両剛性が同比率で変化する場合を示した。すなわち、各スタンドの剛性の等しい場合を基準として、対象パススケジュールとして各スタンドの圧下率の大きなものと圧下率の小さなものとの両極端を取つて、各スタンドの剛性を増減した場合に、圧延条件因子の変動(前述の独立変数)が製品形状(前述の従属変数)に及ぼす程度が圧延機の剛性によってどのように左右されるかを求め、図11、12のように各因子の関係を整理した結果、鎌田ら得たのと同じ結論を得た⁵⁰⁾。

著者らの解析において両剛性を同比率で変えているが、実際の圧延機では必ずしも同比率で変化するとは限らないので、両剛性を個別に変化させるほうが望ましく、さらにパススケジュールを決定する際にこの両剛性も別々に変数として扱う手法を導入するのが最も一般性がある。著者らはいまその方向に解析を進めて最適剛性配分を求める手法を確立しようとしている。

つぎに最近行なわれるようになった加減速時の特性を対象とした解析の手法を紹介してみよう。

才木の論文概要⁵¹⁾

加減速時のオフゲージの原因として、速度変化に伴う(1)ワークロールと圧延材料間の摩擦係数の変化、(2)バックアップロールの油膜軸受の油膜厚さの変化の2因子を考え、圧延荷重を表わす塑性特性式とロール隙間の変化を示す弾性特性式の両者を連立させて解析している。すなわち、塑性特性式

$$P_i = P_i(R_i', b_i, H_i, h_i, t_{fi}, t_{ti}, \mu_i, k_i)$$

において、圧延中にロール径 R_i' 、板幅 b_i 、変形抵抗 k_i の変化は無視できるので、

$$P_i = P_i(H_i, h_i, t_{fi}, t_{ti}, \mu_i) \dots\dots\dots (44)$$

とおき、弾性特性式を

$$P_i = K_j(h_i - S_{ri}) \dots\dots\dots (45)$$

で定義する。ここで(44)、(45)式を Taylor 展開して出側板厚の変化量を表わす形に整頓すると

$$\begin{aligned} \delta h_i = & \frac{1}{K_i - \left(\frac{\partial P}{\partial h}\right)_i} \cdot \left\{ K_i \delta S_{ri} \right. \\ & + \left(\frac{\partial P}{\partial H}\right)_i \delta H_i + \left(\frac{\partial P}{\partial t_b}\right)_i \delta t_{bi} \\ & \left. + \left(\frac{\partial P}{\partial t_f}\right)_i \delta t_{fi} + \left(\frac{\partial P}{\partial \mu}\right)_i \delta \mu_i \right\} \dots\dots\dots (46) \end{aligned}$$

となる。ここで出側板厚の変化量 $(\delta h)_i$ を速度依存項 $(\delta h)_{i'}$ と速度に依存しない項 $(\delta h)_{i''}$ に分ける。ロール設定間隙変化量 $(\delta S_r)_i$ も同様にして分けると、

$$\begin{aligned} (\delta h)_i &= (\delta h)_{i'} + (\delta h)_{i''} \\ (\delta S_r)_i &= (\delta S_r)_{i'} + (\delta S_r)_{i''} \end{aligned} \dots\dots\dots (47)$$

と表わせるので、(46)式はつぎのようになる。

$$\begin{aligned} (\delta h)_{i'} = & \frac{1}{K_i - \left(\frac{\partial P}{\partial h}\right)_i} \cdot \left\{ K_i (\delta S_r)_{i'} \right. \\ & \left. + \left(\frac{\partial P}{\partial H}\right)_i (\delta H)_{i'} + \left(\frac{\partial P}{\partial \mu}\right)_i (\delta \mu)_{i'} \right\} \dots\dots\dots (48) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (\delta h)_{i''} = & \frac{1}{K_i - \left(\frac{\partial P}{\partial h}\right)_i} \cdot \left\{ K_i (\delta S_r)_{i''} \right. \\ & \left. + \left(\frac{\partial P}{\partial H}\right)_i (\delta H)_{i''} + \left(\frac{\partial P}{\partial t_b}\right)_i (\delta t_b)_{i''} + \left(\frac{\partial P}{\partial t_f}\right)_i (\delta t_f)_{i''} \right\} \dots\dots\dots (49) \end{aligned}$$

(48)式を漸化して $(\delta S_r)_{i'}$ を油膜の変化量 $-\delta C_i$ で置きかえると

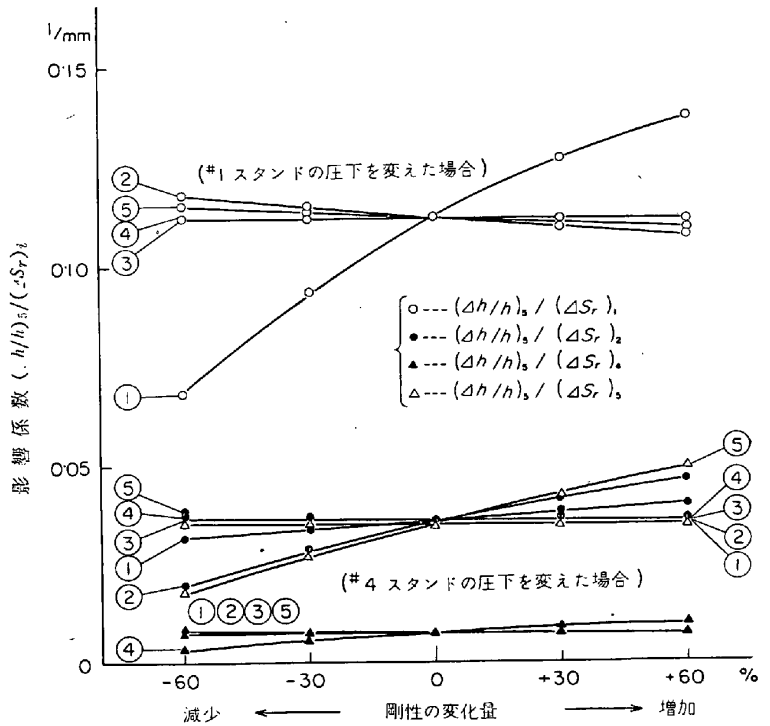


図11 ロール設定間隙と仕上板厚との関係に及ぼす圧延機剛性の影響 (○内の数字は剛性を変えたスタンドを示す)

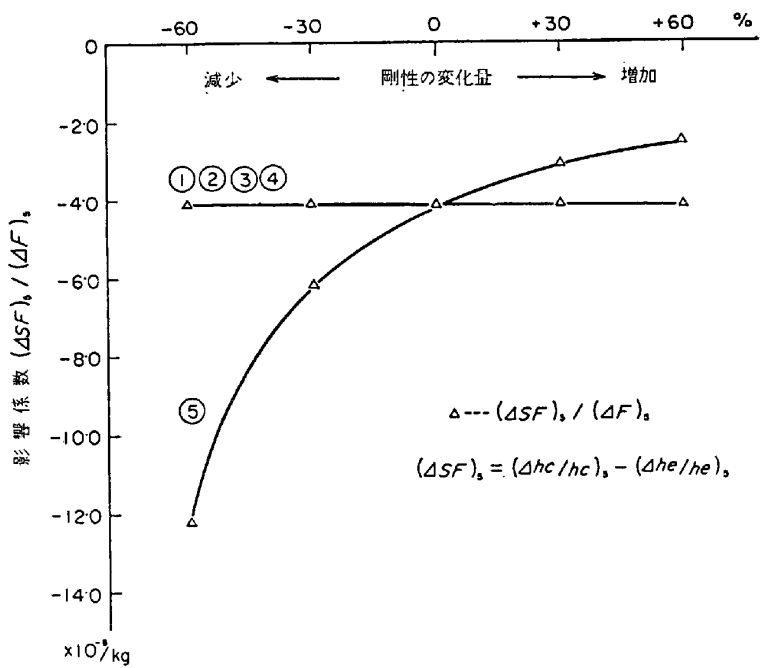


図12 形状制御力と仕上板の形状との関係に及ぼす圧延機剛性の影響 (○内の数字は剛性を変えたスタンドを示す)

$$\begin{aligned} (\delta h)_{i'} = & \frac{1}{\prod_{j=i}^I \left\{ K_j - \left(\frac{\partial P}{\partial h}\right)_j \right\}} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial H}\right)_i \cdot (\delta H)_{i'} \\ & + \frac{1}{K_i - \left(\frac{\partial P}{\partial h}\right)_i} \cdot \left\{ \left(\frac{\partial P}{\partial \mu}\right)_i (\delta \mu)_{i'} \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & -K_i \delta C_i \left\{ + \frac{1}{K_i - \left(\frac{\partial P}{\partial h}\right)_i} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial H}\right)_i \right. \\
 & \left. \frac{1}{K_{i-1} - \left(\frac{\partial P}{\partial h}\right)_{i-1}} \right\} \cdot \left\{ \left(\frac{\partial P}{\partial \mu}\right)_{i-1} (\delta \mu)_{i-1} \right. \\
 & \left. - K_{i-1} \delta C_{i-1} \right\} + \dots + \left\{ \frac{1}{K_i - \left(\frac{\partial P}{\partial h}\right)_i} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial H}\right)_i \right. \\
 & \left. \left(\frac{\partial P}{\partial H}\right)_{i-1} \dots \frac{1}{K_2 - \left(\frac{\partial P}{\partial h}\right)_2} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial H}\right)_2 \cdot \frac{1}{K_1 - \left(\frac{\partial P}{\partial h}\right)_1} \right\} \\
 & \left\{ \left(\frac{\partial P}{\partial \mu}\right)_1 (\delta \mu)_1 - K_1 \delta C_1 \right\} \dots \dots \dots (50)
 \end{aligned}$$

となる。ここで油膜厚さの変化量および摩擦係数の変化量をロール速度で表わして、 $\delta C_i = \left(\frac{\partial C}{\partial V_B}\right)_i \cdot \left(\frac{\partial V_B}{\partial t}\right)_i dt$, $\delta \mu_i = \left(\frac{\partial \mu}{\partial V}\right)_i \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial t}\right)_i dt$, さらに1号スタンドの入側板厚は速度に依存しないので $(\delta H)_1 = 0$ とおき、これらを(50)式に代入すると、 dt 時間内の板厚変化量が求まるので $(t_2 - t_1)$ を加減速時間とするとその間の板厚変化量は $\{h_i(t_2) - h_i(t_1)\} = \int_{t_1}^{t_2} (\delta h)_i'$ から求まる。

さらにこれらの解析法を用いて、予想される圧延速度の変化(加速度ならびに減速度)によつて引き起こされる板厚の速度依存変化量を除去する方法を求め、すなわちこれを除去するために(46)式を修正量に対する式に書き換えて、必要な*i*号スタンドの圧下スクリュウの移動速度と移動距離を時間の函数として求める。

$$\begin{aligned}
 (\Delta S_r)_i = & \frac{1}{K_i} \left\{ \left(K_i - \left(\frac{\partial P}{\partial \mu}\right)_i \right) \Delta h_i - \left(\frac{\partial P}{\partial H}\right)_i \Delta H_i \right. \\
 & \left. - \left(\frac{\partial P}{\partial t_b}\right)_i \Delta t_{bi} - \left(\frac{\partial P}{\partial t_f}\right)_i \Delta t_{fi} - \left(\frac{\partial P}{\partial \mu}\right)_i \Delta \mu_i \right\} \\
 & \dots \dots \dots (51)
 \end{aligned}$$

入側板厚と摩擦係数は非制御量であるから、 $(\Delta H)_1 = 0$, $(\Delta \mu)_i = 0$ とおき、この解析では張力を一定と仮定しているので $(\Delta t_b)_i = (\Delta t_f)_i = 0$ となる。速度による変化量と修正量は打消し合うから $(\delta h)_i + (\Delta h)_i = 0$ であるので(51)式は

$$(\Delta S_r)_i = - \frac{K_i - (\partial P / \partial h)_i}{K_i} (\delta h)_i \dots \dots \dots (52)$$

となる。この式を用いて圧下設定値の移動速度と移動距離を時間の函数として求めている。

この解析法は、加減速時の解析に対する考え方を初めて提示したものであつて、その意義は大きい。しかしこの解析をするにあつて、加減速時期におけるユニットテンションは一定であると仮定しているため、張力が速度依存項のグループにはいつていない。加減速期間中張力を一定に保つような自動制御をしていない場合にはこ

れが問題となる。

著者らの論文概要⁵²⁾

著者らは前述の鈴木・鎌田のタンデム圧延の総合特性の解析法を応用して、冷間圧延の加減速時の総合特性の解析法を考案した。これを紹介してみよう。

加減速時に発生するオフゲージの原因として、

- (1) ワークロールと圧延材料間の摩擦係数の変化
- (2) バックアップロールの油膜軸受の油膜厚さの変化
- (3) ロールなどの回転部分の慣性モーメント
- (4) 駆動モータの加速特性

の4因子を考える。ここで(1)、(2)については前述してあるので説明を省略する。(3)は慣性モーメントによつて圧延トルクに変動が生じて系に不平衡状態をもたらすことを意味する。(4)は加速特性が油膜変化や摩擦係数の変化に影響を及ぼす。すなわち加速度が小さければ、ある時間内の油膜の変化量や摩擦係数の変化量が小さいが、加速度が大きければそれらは大きくなる。ここで各スタンドで発生した板厚偏差の伝播の時間遅れを無視すると、基本方程式は前述の6個の式((38)~(43))にさらに下記の3式が加わる。

- (7) ワークロール速度と摩擦係数との関係式

$$\mu_i = f(V_i) \dots \dots \dots (53)$$

- (8) ロール設定間隙とバックアップロール速度との関係式

$$S_{ri} = g(V_{Bi}) \dots \dots \dots (54)$$

- (9) ワークロール速度とバックアップロール速度との関係式

$$V_i = V_{Bi}$$

(7)はワークロール速度が変わると圧延材料とロール間の摩擦係数が変化することを示し、(8)はバックアップロール速度が変化するとバックアップロールの油膜軸受の油膜厚さが変化して結局ロール設定間隙が変化する関係を示している。(9)はワークロールとバックアップロールとの間に滑りがないことを示している。

つぎに圧延条件や圧延機条件を決定する各因子に微小変動があつたとして、(38)~(43)、(53)、(54)をTaylor展開して線型化した式の数も同数の7*n*個になるので、連立方程式を解いて加減速時の特性を求めることができる。

この計算法では、加減速の出発点における圧延状態を与え、また加減速期間を*m*等分して、その $\Delta t (= t/m)$ 時間の間は等加速度で増減速するものとし、 Δt 時間に発生する各因子の変化量をつぎつぎに求めて計算を繰り返してゆく方法である。すなわち、4号スタンドをピボットスタンドとしてその速度特性を与えて、加減速の出発点*A*から Δt 時間の間各因子の変化量 $(\Delta h_e)_i$, $(\Delta h_c)_i$, $(\Delta h)_i$, ……を求め、 $h_i + (\Delta h)_i$, $h_{ei} + (\Delta h_e)_i$, $h_{ci} + (\Delta h_c)_i$, ……とおいて*B*点における圧延条件を求め

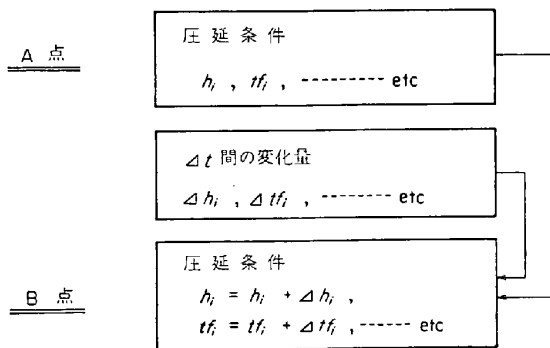
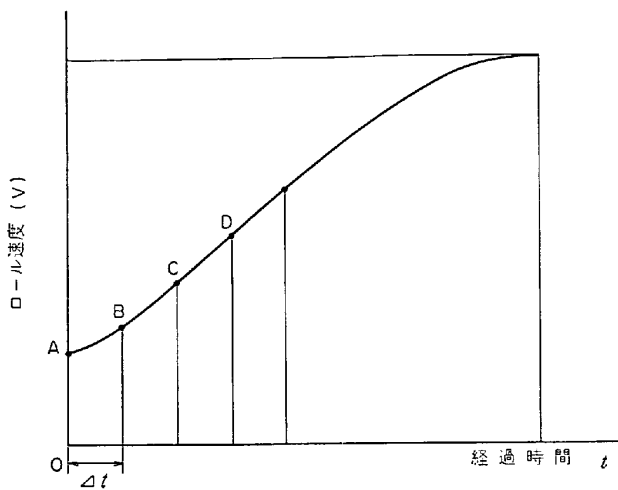


図13 計算法の基礎的概念

さらにB点から Δt 時間の間の変化量を求め、C点の圧延条件を求めて計算を繰り返す、加減速期間中の各変数の変化するようすを求める(図13参照)。つぎにこの計算法を図14に示す。

この解析では、未知変数の選び方を変えれば、加減速時にスタンド間張力変動を生じないような加速特性を求めることができる。すなわち、加速特性を未知変数とし張力変化がない。すなわち $\Delta t_{fi} = 0$ になるように解けばよい。またプリセットコントロールをする目的に応じて圧下設定値の移動量を時間の函数として求めることもできる。たとえば、1号スタンドの圧下調節で板厚制御をする場合、ロール間隙変化量 ΔS_{r1} を油膜厚さの変化量と、人為的に変化すべき量とに分け、前者は函数形をあらかじめ投入して置いて後者のみを未知変数とし、最終板厚が変化しない条件、すなわち $\Delta h_3 = 0$ を満たすように解けばよい。

しかしこの手法も、各スタンドで発生した板厚偏差がつぎのスタンドに伝播するまでの時間遅れを無視しているために、時間刻み Δt を伝達時間遅れの最大値よりも大きく取らなければならないので、加速性の大きなものに対しては適用しても意味がない場合がある。したがって高速加速の場合に対しては伝播時間遅れをも考慮した解析が必要であつて、著者らの手もとで目下研究中であ

る。

前述したように、過渡期の動特性の解析にアナログ計算機を用いる方法では係数の計算精度に難点があり、デジタル計算機を用いて解析を行なう方法が有利である。したがって近い将来に、AGCの動作までも考慮に入れて加減速時から定常時までの一貫した総合特性のデジタル計算機による解析が完成されるだろう^{53)~55)}。

なお、最近前述の板厚偏差の伝播時間遅れを考慮した加減速時の解析法がいくつか発表されたが⁵³⁾⁵⁶⁾⁵⁷⁾、大成・田沼の論文は従来取り扱われていない通板時の特性をも解析できる手法を提案している。また、鈴木・岡戸はダイナミックプログラミングの手法をパススケジュールの決定に応用した新しい解析手法を提案し⁵⁸⁾⁵⁹⁾、タンデム圧延の解析に新しい数学的手法導入の糸口を作つた。

以上現在までに行なわれたタンデム圧延の総合特性に対する理論的な解析の手法の発展経過を紹介してきたが近年形状制御の技術と研究とが急速に発展しているので、ロールの撓みを梁の理論で近似していた従来の方法から脱皮して、材料の板幅方向の厚さ分布の表現法もさらに厳密な理論の開発が期待され、その面での総合特性の発展があるであろう。

4. タンデム圧延の総合特性解析の将来とオンライン計算機制御達成への見通しについて

前章までに述べてきたようにタンデム圧延総合特性の解析として現在までに行なわれてきた方向は次記のとおりである。

- (1) パススケジュールの決定方法(ミルセッティングの決定法)を求める解析
- (2) アナログ計算機による過渡特性の解析
- (3) incremental method によつて各種の因子間の影響係数を求める解析
- (4) 加減速時過渡特性の解析
- (5) 実験を主とした解析

(2)について冷間圧延の場合のAGCの効果をシミュレートする研究がほとんどである。熱間の場合には取り扱いの困難な温度項がはいり、さらに解析に当たつてルーパーの特性を考慮しなければならない困難がある。いずれにしても現在の方法によるアナログ計算機によるシミュレーションでは、一般に圧延作業因子の変化量が大きい場合係数値がかなり変化するにもかかわらず、これらを定数としているので解析精度がよくない。したがってこれらを補償する解析法を開発しなければならない。

(3)については美坂らによつて熱間圧延の解析も行なわれているが、今後はさらに(4)の解析法と組み合わせ、過渡状態の解析を含んだ圧延現象全般にわたるシミュレーションが行なわれて現在のアナログ計算機による解析の欠陥が除かれるのも遠くはないと思う。著者らも

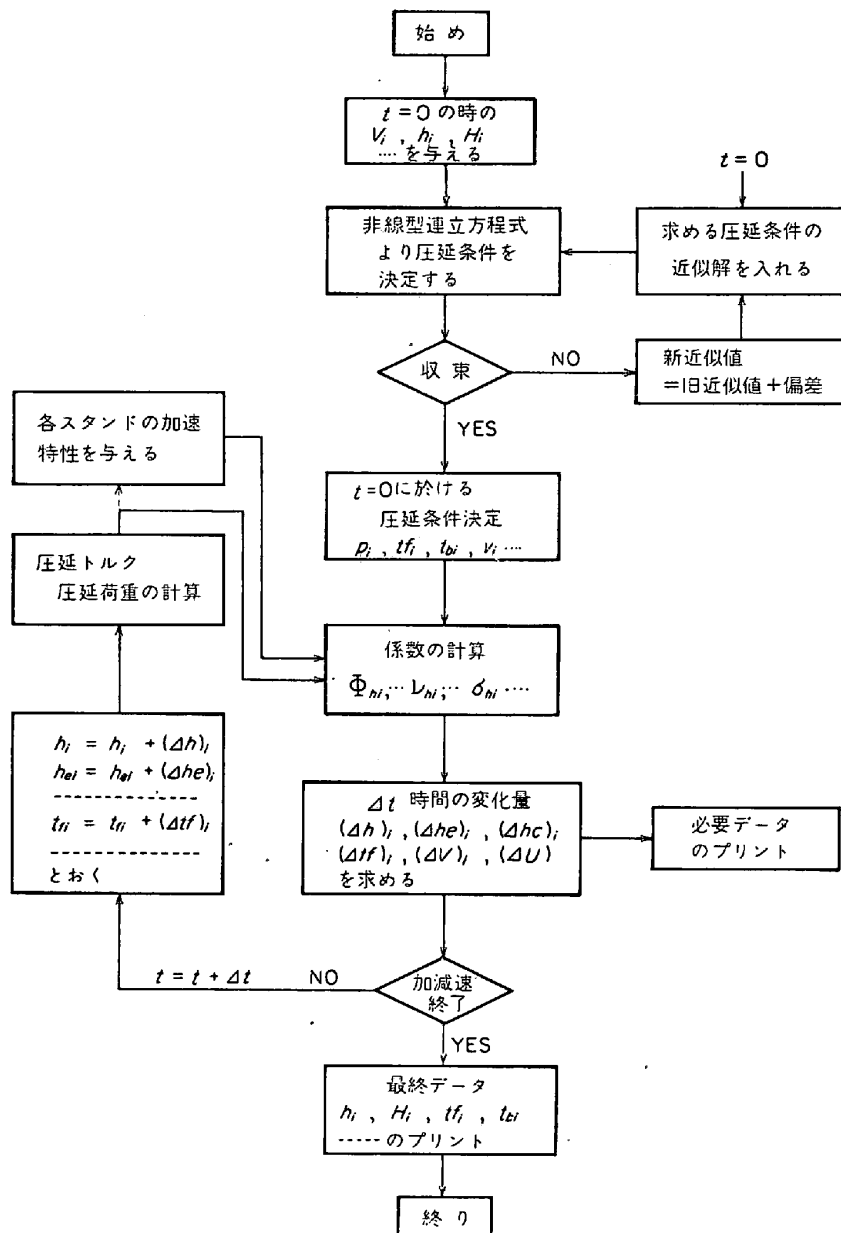


図14 計算の流れ図

この方面への研究を進めている。したがってこのようにして圧延現象のシミュレーションができると種々の作業内容が把握できるので、これを計算機に記憶させれば再現できる。このように計算機の記憶によつて作業内容を実現させるのが、いわゆるオンライン計算機制御である。その場合タンDEM圧延では圧延作業条件を表わす変数は前述のように1種類の作業によつてさえ数十に達し、実際作業で実在する数百種の作業全体では莫大な数になる。したがって個々のデータをそのまま記憶させないで、数式の形にして記憶させる。この方法のほうが一般性があり、また記憶能力も増すから数学モデルの形に直すことが一般に行なわれている。いわば人手による圧延機の作業内容を理論式あるいは経験式として整理して記憶させそれにしたがつて作業させるのである。

本稿では作業内容の理論式を求める研究の発展経過を紹介することが主目的であるが、アメリカでは実際の作業内容の経験をいわば実験式として表わして計算機に記憶させる方向で、オンライン計算機制御技術がとりあげられてきていることは周知のとおりである。本稿で述べているような理論的な解析に際しても(5)の実験を主とした解析結果を全く無視してはならない。個々の工場において圧延機あるいは圧延作業の数値的な差異があるから、実際作業によつて数値的に修正する必要があるからである。したがってこれがあつて理論解析の裏づけができ、あるときには解析手法のヒントさえ与えてくれるのである。理論式を記憶させた計算機による制御に先立ち短期間ではあるが圧延作業の実測いわゆるデータロギングを行ない数値の修正を行なつていのである。

今まで計算機制御を実現するための基礎としてのタンデム圧延の総合特性の解析について述べてきたが、ここで計算機制御の目的、計算機の機能、さらに計算機制御の効果や問題について、すでにいくつか報告されているものを整理しながら著者らの見解もまじえまとめてみる(60)~(62)。

計算機制御の目的は、直接的には(1)単位時間当たりの生産量の向上、および(2)品質、(3)歩留りの向上、また間接的ではあるが、(4)圧延技術を経験と勘から解放して数学的な技術の下におき、(5)作業の再現性の確保を得ることであつて、要約すれば合理化された圧延設備を最高の効率で活用することである。圧延工程における計算機制御の成果については圧延作業のキーポイントの公表につながる性質のものという認識から、明確に数値に報告されたものは現在までになく、また各プラントにおいて設備・生産方法などにつき特殊性を有するので一般的に述べることはむずかしいが、つぎのような効果があるので大規模な計算機制御を導入しても十分利益があげられる。

(1) 製品仕様の変更のたびに行なわれる圧延条件の設定に要する時間が短縮される。1回の設定換えに要する時間は人手では30秒~3分、計算機では10秒内外といわれているが、1日に100~200回にも及び累計時間は非常に大きい。

(2) パススケジュールの適正化により単位時間当たりの生産量が増す。過去の作業を踏台にして確実によりよい作業を求め、しかも確実に再現できる。

(3) 各圧延機の負荷分担の適正化を詳しく検討し実現できるから、圧延機の不合理な過負荷を防止できるため、設備の損傷による停止時間の減少が期待される。

(4) オフゲージ量が少なくなり歩留りが向上する。

以上の効果は、設備の生産量が多く、設備投資額の大きいほどその効果が大きく現われてくるものである。しかし計算機制御について問題点がすべて解決されたわけではなく、今後の解決に待つ問題も少なくない。つぎにその問題点をあげながら説明を加えていってみよう。

(1) 数学的モデルの精度

今まで述べてきたようにタンデム圧延現象は数十の変数から構成される複雑な系であるから、綿密なシミュレーションを行なつて数学的なモデルを作成しなければならない。すなわち、作業内容の正しい観測—認識と、それらを正確に表現する数学的手法の導入が必要である。

(2) 測定器

多数の測定器が使用され、その精度によつて計算機制御の機能が左右されるので、感度・精度・耐久性などのすぐれた測定器が必要である。たとえば熱間圧延における温度測定器の精度はまだ十分なものでないのが今後とも研究開発を進めていかなければならない問題である。また板材の幅方向の厚さ分布あるいは形状分布を計測す

る shape meter の開発も緊急の課題である。

(3) 計算機の信頼性と高速性

圧延速度は非常に高速であるので、オンラインで使用するためには計算機の計算速度が速くなければならない。さらに計算機の故障は生産の停止を招くので計算機の故障対策も重要である。さらに圧延工程の計算制御方式の決定と計算機の種類も重要であつて、上記の問題点と制御目的とをあわせ考えて選ばなければならない。たとえば多種類の製品仕様が与えられて最適のパススケジュールを決定する目的に使用する場合には、多数の変数を含んだ非線型連立方程式を解かなければならないので、大容量のデジタル計算機が必要である。しかし前章でも述べているように偏差量の小さい場合の修正計算は多くの場合瞬時のフィードバックが要求されるので、このような場合にはアナログ計算機が適している。このように目的に応じて、また目的を分割してそれに最適の計算機を採用することも十分検討しなければならない。

5. む す び

以上述べてきたようにタンデム圧延の総合特性の解析から計算機制御の方向へ進むには、解決しなければならない問題が少なくない。しかも圧延技術・圧延機設計・計算機などの各分野にまたがる問題である。したがつてこれは個人の力でどうも解決できるものではなく、広い分野にわたる専門家集団(当然現場の技術者をも含めて)が、自分の専門知識をそれぞれ生かしてこの問題の解決に結集しなければならない。

ここでは主としてタンデム圧延の総合特性の解析に関する理論的な研究を中心にして、その解決の手法を紹介し問題点を述べてみたが、これを機会に今後この方面の研究が一層盛んになることを切望すると同時に、タンデム圧延の現場での問題点やデータを各社がさらに積極的に出し合つて検討・討論し、日本製鉄業の一層の発展に貢献するようになることを望んでやまない。

文 献

- 1) R. B. SIMS and P. R. A. BRIGGS: Sheet Metal Ind., (1954) 3, p. 181
- 2) N. D. STEPHENS and A. BISCI: Iron Steel Engr., (1961) 2, p. 93
- 3) Iron Steel Engr., (1960) 3, p. 125
- 4) R. E. MARRS: Iron Steel Engr., (1962) 9, p. 198
- 5) 児子・古谷・浅村・山村: 製鉄研究, 246, p. 4765
- 6) 山本・塩路・長崎: 製鉄研究, 245, p. 4594
- 7) John W. WALLACE: Iron Steel Engr., (1964) 9, p. 193
- 8) Iron Steel Engr., (1965) 7, p. 159
- 9) W. G. JENKINS and G. C. GINGHER: Iron Steel

- Engr., (1966) 11, p. 127
- 10) J. W. WALLACE: Iron Steel Engr., (1967) 12, p. 75
 - 11) 宅間 豊: 塑性と加工, 4-30 (1953) 7, p. 463
 - 12) D. R. JONES and A. W. SMITH: Iron Steel Engr., (1965) 5, p. 134
 - 13) 菊池・片岡・上野: 安川電機, 29-3 (1965)
 - 14) W. G. WRIGHT and J. H. C. SCRIMGEOUR: Iron Steel Engr., (1962) 3
 - 15) W. SMITH: Iron Steel Engr., 77 (1962) 8
 - 16) M. D. MACMAHON: Iron Steel Engr., (1963) 9
 - 17) M. D. MACMAHON: Instrument & Control System, 36-100 (1963), p. 9
 - 18) M. D. MACMAHON: Control Engr., 73 (1963), 9
 - 19) R. G. MASSEY: Control Engr., 128 (1962) 6
 - 20) A. S. BROWER: Control Engr., 57 (1963) 10
 - 21) L. E. RINGGER and G. S. KOSS: Iron Steel Engr., (1960), p. 2
 - 22) R. B. SIMS: Iron Steel Engr., (1960), p. 5
 - 23) M. D. STONE and R. GRAY: Iron and Steel Engr., (1965) 8
 - 24) 鈴木・本城: 第18回塑性加工連合講演会論文集, (1967) 11
 - 25) 鈴木・河野: 第19回塑性加工連合講演会論文集, (1968) 11
 - 26) 鈴木・鮫島: 日本機械学会講演論文集, (1969), p. 4
 - 27) 鈴木・上田: 第20回塑性加工連合講演会論文集, (1969) 11
 - 28) 塩崎: 塑性と加工, 9-88 (1968) 5, p. 315
 - 29) W.C.F.: HESSENBERG and W. N. JENKINS: Proc. Inst. Mech. Engr., 169 (1955), p. 1051
 - 30) H. FORD, F. ELLIS, and D. R. BLAND: J. Iron Steel Inst., 168 (1951) 5, p. 57
 - 31) R. A. PHILLIPS: Amer. Inst. Elect. Engr., (1957) 1, p. 355
 - 33) J. H. COURCOULAS and J. M. HAM: Amer. Inst. Elect. Engr., (1957) 1, p. 363
 - 33) G. LIANIS and H. FORD: Proc. Inst. Mech. Engr., 171-26 (1957), p. 757
 - 34) M. R. SEKULIC and J. M. ALEXANDER: J. Mech. Engng. Sci., 4-4 (1962), p. 301
 - 35) G. F. BRYANT and M. H. BUTTERFIELD: Proc. IEE, 111-2 (1964), p. 393
 - 36) G. F. BRYANT, J. K. EDWARDS, and R. D. KILLICK: Internationale Eisenhüttentagung, 1965 "Automatisierung in Hüttenwerk" Düsseldorf
 - 37) 今井一郎: 日本機械学会誌, 66-534 (1963) 7, p. 54
 - 38) 美坂佳助: 塑性と加工, 8-75 (1967) 4
 - 39) 美坂・高松: 塑性と加工, 4-27 (1963) 4
 - 40) P. W. REE, R. B. SIMS, and H. WRIGHT: J. Iron Steel Inst., (1963) 3, p. 270
 - 41) 久能一郎: 塑性と加工, 5-40 (1964) 5, p. 331
 - 42) P. FUNKE and H. REIHLEN: Stahl u. Eisen, 86-5 (1966) 3, p. 245
 - 43) G. E. STOLZ and J. W. BRINKS: Iron Steel Engr., Year Book (1950), p. 654
 - 44) R. B. SIMS and D. F. ARTHUR: J. Iron Steel Inst., (1952) 11, p. 285
 - 45) 鈴木・鎌田: 塑性と加工, 8-80 (1967) 9, p. 460
 - 46) 鈴木・鎌田: 塑性と加工, 9-85 (1968) 2, p. 86
 - 47) 鎌田・鈴木: 塑性と加工, 9-89 (1968) 6, p. 395
 - 48) 鎌田・鈴木: 塑性と加工, 9-90 (1968) 7, p. 459
 - 49) 日下部・有村・鎌田: 第18回塑性加工連合講演会論文集, (1967) 11, p. 253
 - 50) 鈴木・阿高: 塑性と加工, 10-101 (1969) 6, p. 449
 - 51) 才木 孝: 製鉄研究, 251, p. 48
 - 52) 阿高・鈴木: 塑性と加工, 10-104 (1969) 9, p. 672
 - 53) 鈴木・阿高: 生産研究, 21-4 (1969) 4, p. 127
 - 54) 阿高: 生産研究, 22-4 (1970) 4, p. 29
 - 55) 鈴木・阿高: 生産研究, 21-4 (1969) 4, p. 130
 - 56) 有村・鎌田・斉藤: 塑性と加工, 10-96 (1969) 1, p. 29
 - 57) 大成・田沼: 第20回塑性加工連合講演会論文集 (1969) 11
 - 58) 岡戸・鈴木: 塑性と加工, 10-106 (1969) 11, p. 808
 - 59) 岡戸・鈴木: 塑性と加工, 10-106 (1969) 11, p. 817
 - 60) 鈴木 弘: 日本機械学会誌, 71-588 (1968) 1, p. 120
 - 61) 宅間 豊: 日立評論, 46-8 (1964) 9, p. 124
 - 62) 33/The Magazine of Metals Producing, (1965) 2, p. 48