



Title	冷間圧延機の計算機制御による高性能化に関する研究
Author(s)	近藤, 勝也
Citation	大阪大学, 1992, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.11501/3064571
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

The University of Osaka

冷間圧延機の計算機制御による
高性能化に関する研究

近藤 勝也

冷間圧延機の計算機制御による
高性能化に関する研究

近藤 勝也

内容梗概

金属鋼板の冷間圧延機は、タンデム冷間圧延機（タンデムコールドミル）と可逆冷間圧延機に大別され、高能率で冷延鋼板を圧延しながら、高い板厚精度と形状（平坦度）精度を達成する制御技術が必要である。本論文は板厚制御と形状制御のために行なった、冷間圧延機の計算機制御による高性能化に関する研究の成果をまとめたものであり、以下の7章で構成される。

第1章は緒論で、冷間圧延機の板厚制御、張力制御および形状制御の研究の経緯を述べ、本研究の位置付けと意義を明かにし、本論文の構成を示している。

第2章では油圧圧下式圧延機を用いたタンデムコールドミルの板厚制御技術について述べている。冷間圧延機の板厚制御のために、材料を圧延するロールの圧下位置を高速で制御する油圧圧下式圧延機が開発されている。しかし、高性能の鉄鋼製造設備として適用されるために、厚み寸法や硬さなどの材料条件が変わっても油圧圧下式圧延機の制御を安定に行う方法や、圧延中の板厚と張力の相互干渉による総合圧延特性を明確にする必要がある。そこで、住友金属工業(株)鹿島製鉄所の新建設タンデムコールドミルに油圧圧下式圧延機を適用するにあたり、圧延条件に応じた油圧圧下制御回路のゲイン調整方法を検討し、特に、材料の無い空運転中に調整したと同じ最適応答を圧延中に得るためのゲイン調整方法を提案している。さらに、タンデムコールドミルにおける板厚と張力の静的相互干渉の研究を発展させ、油圧圧下式圧延機による板厚制御をタンデムコールドミルに適用するには、ロール速度を操作する張力制御との併用が必要なことを示して実施している。

第3章はフィードフォワード制御によりタンデムコールドミルの板厚精度を改善する研究について述べている。圧延機出側厚み計の検出板厚を用いてフィードバック制御する従来の板厚制御は、厚み検出のむだ時間のために制御の応答が遅れることが問題である。そこで、フィードフォワード板厚制御により、厚み検出

のむだ時間の悪影響を取り除くだけでなく、板厚制御のアクチュエータの応答遅れを補償する制御方法を検討している。このため、タンデムコールドミルの板厚制御に要求される周波数特性を明かにするとともに、差分計算を用いたアクチュエータの応答遅れ補償技術を提案してシミュレーションモデルで効果を確認した後、和歌山製鉄所冷延工場の既存タンデムコールドミルに適用して効果を上げている。

第4章はタンデムコールドミルに比べて研究が遅れている可逆冷間圧延機の板厚制御について述べている。可逆冷間圧延機のシミュレーションにより板厚制御の動特性を解析して、板厚と張力間の動的相互干渉が無視できないことおよびこれを考慮した板厚制御システムの設計が必要なことを示している。次に、この相互干渉に対処するため、非干渉制御を応用した制御方法を開発して板厚制御システムを設計し、複数の可逆冷間圧延機に適用するとともにその効果を確認している。

第5章は可逆冷間圧延機の張力制御について述べている。可逆圧延における張力発生 of 動的プロセスを解析し、材料の板厚が薄くてかつ高速圧延になると張力制御の動特性が低下して板厚制御に悪影響を及ぼすことを明らかにしている。これを改善するためオブザーバ理論を応用して積極的に張力を制御する技術（アクティブ張力制御と呼ぶ）を開発し、和歌山製鉄所冷延工場に新設された第2可逆冷間圧延機に適用して効果を確認している。

第6章は冷間圧延機の形状制御に関する研究である。冷間圧延機の形状制御に関して多種類の形状制御アクチュエータが開発されているが、自動形状制御システムを設計するために、それらの静的な形状制御特性の評価方法を確立する必要がある。広範囲の形状外乱の制御のために、形状制御アクチュエータに要求される特性を簡単な数値計算で検討し、2種類のアクチュエータの望ましい組み合わせ方法を提案している。さらに2つの実圧延機においてアクチュエータの形状制御特性を解析して自動形状制御システムを設計し、実制御システム稼働後の測定データで良好な制御効果を確認している。

第7章は結論として本論文を総括している。

目 次

第1章 緒 論	1
【参考文献】	6
第2章 油圧圧下式圧延機を用いたタンデムコールドミルの板厚制御.....	8
2.1 まえがき	8
2.2 油圧圧下式圧延機	9
2.3 油圧圧下式圧延機によるゲージメータ方式板厚制御	11
2.3.1 ゲージメータ方式板厚制御と等価ミル剛性係数	11
2.3.2 ゲージメータ方式板厚制御の動特性とゲイン調整	12
2.4 タンデムコールドミルの相互干渉と油圧圧下式圧延機の適用.....	15
2.5 むすび	18
【参考文献】	19
付録2.1 タンデムコールドミルの影響係数	21
付録2.2 張力制御を備えたタンデムコールドミルの影響係数	23
第3章 タンデムコールドミルのフィードフォワード板厚制御	26
3.1 まえがき	26
3.2 タンデムコールドミルの動特性解析	27
3.2.1 タンデムコールドミル	27
3.2.2 板厚変動の周波数解析	28
3.2.3 操作要素の周波数特性	30
3.3 フィードフォワード板厚制御	30
3.3.1 制御系の構成	30
3.3.2 シミュレーション	32
3.4 実機への適用	36
3.4.1 自動板厚制御システム	36
3.4.2 制御結果	37
3.5 むすび	39
【参考文献】	40
付録 3.1 タンデムコールドミルのシミュレーション	41

第4章 非干渉制御を用いた可逆冷間圧延機の板厚制御	44
4.1 まえがき	44
4.2 板厚制御動特性のシミュレーション	45
4.2.1 可逆冷間圧延機の板厚制御系	45
4.2.2 シミュレーションモデルの検証	46
4.2.3 ケースⅡの板厚制御動特性	49
4.2.4 ケースⅣの板厚制御動特性	50
4.2.5 板厚制御動特性のまとめ	51
4.3 板厚と張力の相互干渉	52
4.3.1 板厚制御系の線形モデル	52
4.3.2 板厚と張力の相互干渉	53
4.4 非干渉制御系の設計	57
4.4.1 静的クロスコントローラ	57
4.4.2 動的クロスコントローラ	58
4.4.3 動的クロスコントローラの効果	60
4.5 板厚制御システムの実例	63
4.5.1 電動圧下式4段圧延機(ケースⅠ)への適用	63
4.5.2 油圧圧下式20段圧延機(ケースⅡ)への適用	65
4.5.3 電動圧下式20段圧延機(ケースⅢ)への適用	66
4.6 むすび	67
【参考文献】	68
付録4.1 可逆冷間圧延機のシミュレーション	69
付録4.2 板厚制御に関する板厚変化の圧延理論面からの検討	71
第5章 オブザーバ制御を用いた可逆冷間圧延機の張力制御	74
5.1 まえがき	74
5.2 可逆冷間圧延機における張力の動特性	74
5.2.1 シミュレーション	74
5.2.2 入側張力の動特性の解析	78
5.3 オブザーバによる張力の推定	79
5.3.1 リール駆動系の数式モデル	79
5.3.2 オブザーバの構成	81
5.4 アクティブ張力制御	83

5.4.1	制御系の構成	83
5.4.2	シミュレーションによる効果確認	84
5.4.3	実機への適用結果	87
5.5	むすび	89
	【参考文献】	90
第6章	冷間圧延機の形状制御	91
6.1	まえがき	91
6.2	圧延機の形状制御特性の評価	92
6.2.1	形状外乱	92
6.2.2	形状制御に必要な特性	92
6.3	形状制御特性のシミュレーション	96
6.3.1	計算方法	96
6.3.2	シミュレーション結果	98
6.4	実圧延機の形状制御特性	100
6.4.1	測定方法	100
6.4.2	測定結果	101
6.5	異特性アクチュエータを用いた自動形状制御	102
6.5.1	制御方法	102
6.5.2	制御結果	104
6.6	類似アクチュエータを用いた自動形状制御	104
6.6.1	制御方法	104
6.6.2	制御結果	105
6.7	むすび	107
	【参考文献】	108
第7章	結 論	109
謝 辞		111
研究業績		112

第1章 緒 論

金属鋼板の製造工程において、熱間で圧延された熱延鋼板が常温で冷間圧延機によって加工されて、より板厚が薄い冷延鋼板が作られる。冷延鋼板は熱延鋼板に比べ、表面がきれいで、材質が硬い、絞りまたはプレス加工が容易などの長所があり、自動車、家電品、家具、容器などの鋼材として使用される。

冷間圧延機は、複数台（通常5台—これを5スタンドと呼ぶ）の圧延機を直列に並べて一回の圧延で素材厚を成品厚に仕上げるタンデム冷間圧延機（タンデムコールドミル）と、1台の圧延機で複数回往復圧延して仕上げる可逆冷間圧延機に大別される。圧延された冷延鋼板には高い板厚精度と形状（平坦度）精度が要求され、冷間圧延機は高能率で製造しながらこれらの精度を達成する制御技術が必要である。なお、圧延機の具体例として、住友金属工業(株)鹿島製鉄所のタンデムコールドミルの主な仕様は、素材板厚1.6～6.0mm、仕上板厚0.25～3.2mm、板幅600～1,625mm、最高圧延速度1,812m/min、生産量約160,000Ton/月である。また同社和歌山製鉄所の第2可逆冷間圧延機の仕様は、素材板厚0.4～4.5mm、仕上板厚0.15～3.2mm、板幅600～1,320mm、最高圧延速度900m/min、生産量約20,000Ton/月である。材料は圧延機の入・出側から張力をかけながら上下のワークロールで圧下されて圧延される。従って、出口板厚の操作量はロール圧下位置と張力である。

タンデムコールドミルの板厚制御技術は古くから研究され、スタンド出側厚み計の検出信号に基づいてロール圧下位置もしくはロール回転速度（スタンド間張力）を操作するフィードバック制御が良く知られている。¹⁾しかし、厚み計は圧延機ロールから離して設置されるので、厚み検出までのむだ時間がフィードバック制御の応答を低下させる。この厚み検出のむだ時間を無くするため、圧延機自体のバネ特性を利用して圧延中の材料厚みを検出するゲージメータと呼ばれる方法が開発されている。²⁾ゲージメータは圧延中のロール間隙で表した材料厚みで、圧延前のロール間隙と圧延中の圧下力によるロール間隙の開き（＝ロール圧下力/圧延機のバネ定数）の和である。このゲージメータに基づいてロール圧下位置

を操作する方法をゲージメータ方式板厚制御と呼ぶ。一方、圧延機のロール圧下位置制御の高速化のために、圧下スクリュウを電動モータで駆動する従来の電動圧下式圧延機に代わり、油圧シリンダラムとサーボバルブでロール圧下位置を操作する油圧圧下式圧延機が開発され、応答速度が飛躍的に向上している。^{3), 4)} この油圧圧下式圧延機でゲージメータ方式板厚制御が行われているが、³⁾ 高能率の鉄鋼製造設備として使用するには、厚み寸法や硬さなどの材料条件が変わっても安定に高精度の板厚制御が行える技術が必要である。更に、タンデムコールドミルで圧延中にロール圧下位置を変更すると、相互干渉のために板厚と張力がともに変化する。これら圧延因子間の静的変化量の関係はタンデムコールドミルの影響係数と題して詳細に研究されている⁵⁾ が、ゲージメータ方式板厚制御を備えた油圧圧下式圧延機を適用するためには、上記影響係数がいかに変化するかを見極めることが必要である。本研究では、新建設のタンデムコールドミルに油圧圧下式圧延機を適用するにあたり、圧延条件に応じた油圧圧下制御回路のゲイン調整方法を明らかにして実用化している。また油圧圧下式圧延機を適用したタンデムコールドミルの静的相互干渉を検討し、板厚制御に油圧圧下式圧延機を用いるための制御システムを提案して採用している。

一方、厚み検出のむだ時間改善の他の方法として、当該スタンドの入側厚み計の検出信号に基づくフィードフォワード板厚制御が試みられている。従来、タンデムコールドミルの第1又は第2スタンド入側厚み計を用いて、それぞれ第1又は第2スタンドを操作するフィードフォワード制御が発表されている^{6), 7)} が、厚み検出のむだ時間解消が目的で、板厚制御の動特性の積極的な改善はなされていない。また、フィードフォワード制御方法は多く発表されている⁸⁾ が、大規模生産設備の制御系の応答を積極的に改善するための詳細な検討は少ない。本研究では、既存のタンデムコールドミルのために、入側厚み計を用いたフィードフォワード板厚制御を検討し、アクチュエータの応答遅れを補償する制御方法を提案して実機に適用し効果を上げている。

可逆冷間圧延機は1台の圧延機と、材料に張力をかけて巻き取りおよび巻き戻しするリール系とから構成される。圧延機の両側に設置された厚み計を用いた自

動板厚制御は，タンデムコールドミルの場合と同様にフィードバック制御およびフィードフォワード制御が実用化されている。⁹⁾⁻¹²⁾ いずれの制御もロール圧下位置操作が中心で，張力操作は板厚制御に許される張力可変範囲が狭いためにほとんど使用されていない。ロール圧下位置制御は油圧圧下式圧延機¹⁰⁾⁻¹²⁾によって圧下位置制御の高速化が図られている。しかし，可逆冷間圧延機でもタンデムコールドミルと同様に板厚と張力との相互干渉があるので，相互干渉の影響を受ける板厚制御系の動特性を明らかにして自動板厚制御システムを設計する必要がある。可逆冷間圧延機の板厚制御動特性に関する従来の研究¹³⁾では，リール駆動モータの制御系を回転速度制御系としているため，リールモータ電流制御もしくはリールモータトルク制御が使用されている実際の圧延機とは異なるモデルとなっている。本研究では可逆圧延機における板厚と張力の動的相互干渉を詳細に検討して自動板厚制御システムの設計のために重要な知見を得ている。さらにその結果に従って，非干渉制御技術を応用した新しい板厚制御システムを提案し，各種の既存可逆冷間圧延機に適用して板厚精度を向上させている。

一方，最近の可逆冷間圧延機では，従来より更に薄い板厚の材料（薄物）をより高速で圧延するようになり，板厚制御の動特性の悪化が無視できなくなっている¹⁴⁾⁻¹⁶⁾。そこで，本研究では，新しい可逆冷間圧延機の建設にあたり，オブザーバを応用した新しい張力制御方法を提案して実機に適用し，厳しい圧延条件における板厚制御の応答を改善している。

冷延鋼板の圧延時には板厚精度と同様に良好な形状（平坦度）精度が要求される。板厚は材料の板幅方向の中央値で表される1次元的な制御量であるが，形状は材料の板幅方向の伸び長さ分布によって表される2次元的な制御量である。すなわち，圧延後の伸び長さが板幅方向に均一なら材料の形状は平坦になるが，板幅方向中央部に比べて両端部の伸びが長いと板幅の両端部が波打った耳波形状になり，逆に板幅中央部の伸びが長いと板幅中央部が波打った中伸び形状となってもいずれも不良形状である。そこで，材料の板幅方向の延ばし長さを操作するための形状制御アクチュエータが開発されている。^{17), 18)} また板幅方向の伸び長さ分布（形状）を検出するための形状検出器が開発されて，自動形状制御も採用さ

れるようになっている。¹⁹⁾しかし、形状は板幅方向の伸び長さ分布で表されるため、形状制御アクチュエータの評価が簡単でない。したがって、自動形状制御システムの設計のために、圧延機のアクチュエータに要求される形状制御特性（静的特性）を検討することが重要である。従来の研究²⁰⁾⁻²⁴⁾では、形状制御アクチュエータの性能解析が中心で、自動形状制御のアクチュエータという観点からの定量的検討はみられない。本研究では、冷間圧延機の形状制御アクチュエータに要求される基本的な形状制御特性を検討し、特性が異なるアクチュエータの組み合わせ方法を提案している。さらに2つの実圧延機においてアクチュエータの形状制御特性を解析して自動形状制御システムを設計し、実制御システム稼動後の測定データで良好な制御効果を確認している。

以下、第2章では油圧圧下式圧延機を用いたタンデムコールドミルの板厚制御技術について述べている。油圧圧下式圧延機におけるゲージメータ方式板厚制御の動特性を解析して板厚制御の最適なゲイン調整方法を論じ、特に材料の無い空運転中に調整した最適応答と同じ応答を圧延中に得るためのゲイン調整方法を提案している。さらに、タンデムコールドミルにおける板厚と張力の静的相互干渉の研究を発展させ、ゲージメータ方式板厚制御をタンデムコールドミルに適用するにはロール速度を操作する張力制御との併用が必要なことを示すとともに、住友金属工業(株)鹿島製鉄所の新設タンデムコールドミルに適用している。

第3章はフィードフォワード制御により、厚み検出のむだ時間解消だけでなく板厚制御アクチュエータの応答遅れを補償して、タンデムコールドミルの板厚精度を改善する研究について述べている。このため、タンデムコールドミルの板厚制御に要求される周波数特性を明確にし、差分計算を用いてアクチュエータの応答遅れを補償する制御技術を提案してシミュレーションモデルで効果を確認した後、和歌山製鉄所冷延工場の既存タンデムコールドミルに適用して効果を上げている。

第4章は可逆冷間圧延機の板厚制御について述べている。シミュレーションにより可逆冷間圧延機の板厚制御動特性を解析して、板厚と張力との動的相互干渉が無視できないことを示している。次に、この相互干渉に対処するため、非干

渉制御を応用した制御システムを開発して板厚制御システムを設計し、複数の可逆冷間圧延機に適用するとともにその効果を確認している。

第5章では可逆冷間圧延機の張力制御について述べている。可逆圧延の張力発生プロセスを解析し、材料の板厚が薄くてかつ高速圧延になると張力制御の動特性が低下して板厚制御に悪影響を及ぼすことを明らかにしている。次に、オブザーバ理論を応用して積極的に張力を制御する技術（アクティブ張力制御と呼ぶ）を開発し、和歌山製鉄所冷延工場に新設された第2可逆冷間圧延機に適用している。

第6章は冷間圧延機の形状制御に関する研究である。形状外乱の制御のために、形状制御アクチュエータに要求される特性を簡単な数値計算で検討し、2種類のアクチュエータの望ましい組み合わせ方法を提案している。さらに2つの実圧延機においてアクチュエータの形状制御特性を解析した結果に基づいて自動形状制御システムを設計し、実制御システム稼動後の測定データで良好な制御効果を確認している。

第7章は結論として本論文を総括している。

【参考文献】

- 1) 桂寛一郎：圧延技術，日刊工業新聞社（昭和46），pp.147～152.
- 2) 日本鉄鋼協会編：圧延理論とその応用，誠文堂新光社（昭和44），pp.390～407.
- 3) 野村進：新形式剛性可変油圧下式圧延機，石川島播磨技報，別冊第2号（昭和44年8月），pp.29～36.
- 4) 美坂佳助，河野輝夫，近藤勝也：油圧下装置をもつ冷間圧延機の特性，塑性と加工，Vol.12，No.125（1971-6），pp.477～483.
- 5) 美坂佳助：コールドタンデムミルの影響係数，塑性と加工，Vol.8，No.75（1967-4），pp.188～200.
- 6) G.G.Lpham： Computerized Cold Reduction Inland's 80.In Tandem Mill， Iron & Steel Engineer， November（1972）， pp.39～44.
- 7) C.A.Vossberg： Automatic Mill Control， Control Engineering， March 1955， pp.42～47.
- 8) 山下直，保志尚：デジタルプロセス制御—DDCの実際—，コロナ社（昭和44年），pp.115～133.
- 9) 武田忠男，中安武，上野泰輔：冷間圧延機におけるハイブリッド自動板厚制御，計測と制御，Vol.11，No.10（昭和47-10），pp.877～884.
- 10) 松宮克行，西森邦彦，中山忠男，下村雅一：定間隙AGCシステムとFF-AGCシステム，R&D神戸製鋼技報，Vol.33，No.2（1983），pp.56～59.
- 11) J.A.Young： Hydraulic Automatic Gauge Control(AGC)， Preprint for Advances in Cold Rolling Technology(London)， The Institute of Metals（1985）， pp.202～212.
- 12) 染井，片山，矢野：センジミアミルの高精度板厚制御システムについて，第36回塑性加工連合講演会論文集，No.132（1985），pp.125～128.
- 13) 森田徹，小西正躬，北村章：多変数制御をもちいた板厚制御の非干渉化，R&D神戸製鋼技報，Vol.33，No.2（1983），pp.51～55.
- 14) I.Ueda， T.Ooi， T.Kawabata， T.Taniguchi， E.Yasui and K.Kondo： A NEW AUTOMATIC GAUGE CONTROL SYSTEM FOR A REVERSING COLD MILL(Development of strip tension control by observer method)， Proceedings of the 5th International Rolling Conference， Sept. 1990， LONDON， pp.466～474.

- 15) 桑野博明：シングルスタンド冷間圧延機の新形式板厚制御システム，第29回計測自動制御学会学術講演会予稿集，(1990-7)，JS28-4，pp.305～306.
- 16) 上田一郎，近藤勝也，大井俊哉：オブザーバを用いた冷間可逆圧延機の張力制御，計測自動制御学会論文集，Vol.28，No.7(1992) (掲載予定) .
- 17) 日本鉄鋼協会共同研究会 圧延理論部会編：板圧延の理論と実際，日本鉄鋼協会(昭和59)，pp.89～110.
- 18) 鈴木弘： 板材圧延における形状制御技術，日本機械学会誌，第87巻，第787号(昭和59年6月)，pp.561～566.
- 19) 日本鉄鋼協会共同研究会 圧延理論部会編：板圧延の理論と実際，日本鉄鋼協会(昭和59)，pp.265～270 & pp.308～313.
- 20) 西英俊，芳村泰嗣，吉本健一，二瓶充雄：板形状特性の解析法と従来型圧延機の制御機能，塑性と加工，Vol.23，No.263(1982-12)，pp.1209～1215.
- 21) 西英俊，芳村泰嗣，吉本健一，安田健一： 新型圧延機UC-MILLの基本特性，塑性と加工，Vol.24，No.268(1983-5)，pp.449～455.
- 22) 今井一郎，古谷 尚，真柄正昭，梶原利幸，北島聰幸：冷間圧延機における形状制御法の開発(第1報) -新形状制御システムの概要と特徴-，第29回塑性加工連合講演会講演論文集(1978-11)，pp.94～96.
- 23) 戸島龍，松香茂道，北島聰幸，永沼洋一，井上直温：冷間圧延機における形状制御法の開発(第2報) -制御用モデルの検討-，第29回塑性加工連合講演会講演論文集(1978-11)，pp.97～99.
- 24) 益居健，富澤淳，八尋昭人：可変クラウンロールを有する圧延機の形状制御特性，塑性と加工，Vol.31，No.351(1990-4)，pp.515～520.

第2章 油圧圧下式圧延機を用いたタンデムコールドミルの板厚制御

2.1 まえがき

タンデムコールドミルの板厚制御技術は古くから研究され、第1スタンド出側厚み計の検出信号を用いて第1スタンドロール圧下位置を操作するフィードバック制御と最終スタンド出側厚み計の検出信号を用いて最終スタンドロール回転速度(スタンド間張力)を操作するフィードバック制御が良く知られている。¹⁾しかし、厚み計は圧延機ロールから離して設置されるので、厚み検出までのむだ時間がフィードバック制御の応答を低下させる。この厚み検出のむだ時間を無くするため、ゲージメータと呼ばれる圧延機自体のバネ特性を利用して材料厚みを検出する方法が開発されている。²⁾これは圧延中のロール間隙すなわち材料厚みを、圧延前のロール間隙と圧延中の圧下力によるロール間隙の開き(=ロール圧下力/圧延機のバネ定数)の加算により推定する方法である。ゲージメータに基づいてロール圧下位置を操作する方法をゲージメータ方式板厚制御と呼ぶ。一方、圧延機のロール圧下位置制御の高速化のために、圧下スクリュウを電動モータで駆動する従来の電動圧下式圧延機に代わり、油圧シリンダラムとサーボバルブでロール圧下位置を操作する油圧圧下式圧延機が開発され、応答速度が飛躍的に向上している。^{3), 4)}

この油圧圧下式圧延機によるゲージメータ方式板厚制御が行われているが、³⁾高性能の鉄鋼製造設備として使用するために、厚み寸法や硬さなどの圧延条件が変わっても安定に高精度の板厚制御が行える技術が必要である。本章では板厚制御条件や圧延条件などによるゲージメータ方式板厚制御を行う油圧圧下式圧延機の応答速度の変化を調べ、これらの条件にかかわらず常に高速で安定した応答を得るためのゲイン調整方法を検討している。

次に、タンデムコールドミルの圧延中にロール圧下位置を変更すると、相互干渉のために板厚と張力がともに変化する。各圧延因子の変化量の関係はタンデムコールドミルの影響係数と題して詳細に研究されている⁵⁾が、ゲージメータ方式板厚制御を備えた油圧圧下式圧延機を適用するには上記相互干渉の影響を考慮す

る必要がある。筆者はゲージメータ方式板厚制御を適用したタンデムコールドミルの影響係数を検討して、ロール速度を操作する張力制御とゲージメータ方式板厚制御との併用が必要であると提案し、1971年に稼働した住友金属工業(株)鹿島製鉄所冷延工場のタンデムコールドミルに採用した。

2.2 油圧圧下式圧延機

鹿島製鉄所冷延工場のタンデムコールドミルに採用された油圧圧下式圧延機の構造^{6),7)}を図2.1に示す。本圧延機では、油圧シリンダラムの位置を検出するために油圧シリンダラムと圧延機ハウジング上部との間にテンションバーが設置され、バーにかかる荷重(バー荷重と呼ぶ)がハウジング上部に設置したバー荷重計で検出される。ロール圧下位置に比例したバー荷重がフィードバックされてサーボバルブが調整され、ロール圧下位置が制御される。ロールに作用する圧下

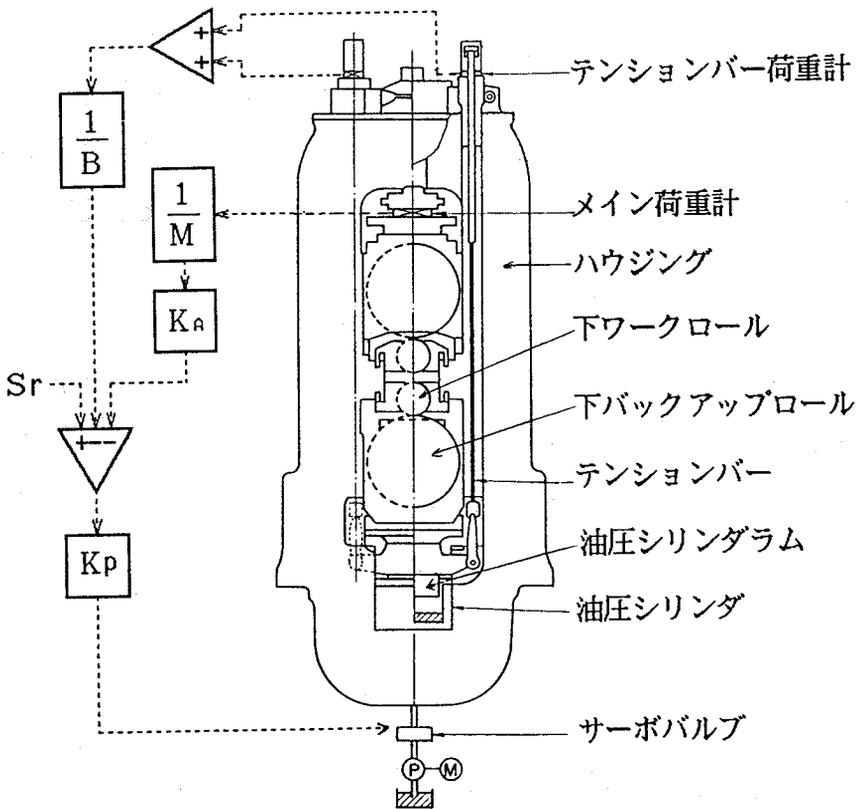


図2.1 油圧圧下式圧延機の構成

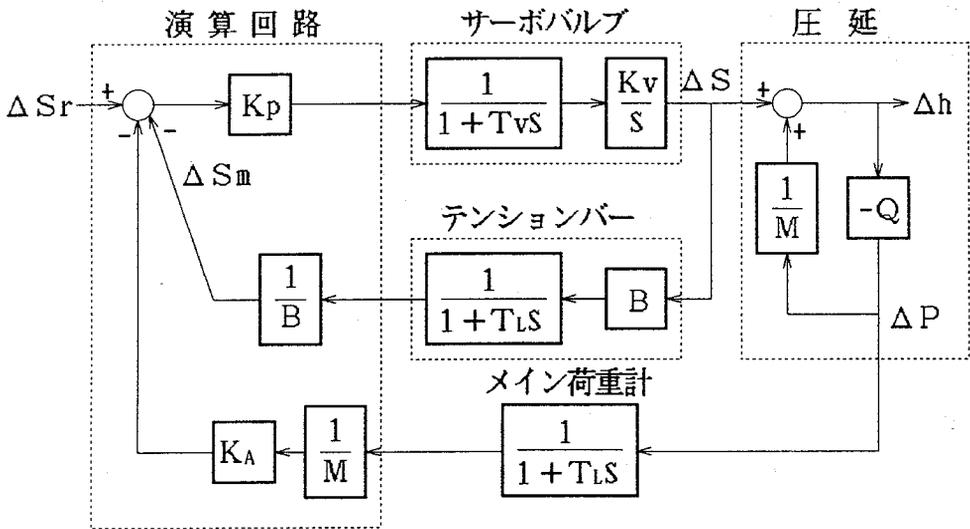
力がメイン荷重計で検出され、その検出値に係数を掛けてロール圧下位置にフィードバックする回路がゲージメータ方式板厚制御である。本圧延機は油圧シリンダラム直径990mm,そのストローク55mm,シリンダの最大押上力1330ton(1スタンド当たりの最大押上力2660ton)である。

油圧圧下式圧延機のロール圧下位置制御のブロック線図を図2.2に示す。図の演算回路,サーボバルブ,テンションバー,メイン荷重計は図2.1の構造どおりである。圧延のブロックでは,ロール圧下位置変更量 ΔS ,その時の材料板厚変化 Δh を,次の圧延関係式で表現する。

$$\Delta P = -Q \cdot \Delta h \quad (2.1)$$

$$\Delta h = \Delta S + \frac{\Delta P}{M} \quad (2.2)$$

(2.1)式は材料の塑性変形の関係式で, ΔP は圧下力変化, Q は $-\partial P / \partial h$



- | | |
|--------------------------|-------------------------------|
| B : テンションバーのバネ常数, | Δh : 出口板厚変化, |
| K_A : ゲージメータ方式板厚制御の係数, | K_p : 制御ゲイン, |
| K_v : サーボバルブの流量ゲイン, | M : 圧延機のミル剛性係数, |
| ΔP : 圧下力変化, | Q : 材料の塑性係数, |
| ΔS : ロール圧下位置変化, | ΔS_m : ロール圧下位置変化の検出値, |
| ΔS_r : 基準信号, | T_l, T_v : 荷重計およびサーボバルブの時定数 |

図2.2 油圧圧下式圧延機の制御に関するブロック線図

で定義される塑性係数で材料の硬さや厚みによって値が変わる。(2.2)式はロール出口板厚の式で、右辺第2項は圧延機のパネ特性によるロール間隙の変化で、Mは圧延機のパネ常数またはミル剛性係数である。

2.3 油圧圧下式圧延機によるゲージメータ方式板厚制御

2.3.1 ゲージメータ方式板厚制御と等価ミル剛性係数

図2.2のブロック線図で、圧下力信号 ΔP のフィードバックを切る(ゲージメータ方式板厚制御の係数 $K_A=0$)と、圧下位置 ΔS のみが制御される通常の圧延機である。このとき基準信号 ΔS_r と ΔS が等しくなり、(2.2)式は ΔS の代わりに ΔS_r を使って次式になる。

$$\Delta h = \Delta S_r + \frac{\Delta P}{M} \quad (2.3)$$

次に、圧下力信号 ΔP を $K_A=1$ でフィードバックすると従来のゲージメータ方式板厚制御になるが、油圧圧下式圧延機では K_A をいろいろ変えて制御するようになっている。^{3),4)} 図2.2からゲージメータ方式板厚制御の静的な関係は次式になる。

$$\Delta S_r - \Delta S_m - K_A \cdot \frac{\Delta P}{M} = 0 \quad (2.4)$$

$$\therefore \Delta S_m = \Delta S_r - K_A \cdot \frac{\Delta P}{M} \quad (2.5)$$

また静的には $\Delta S = \Delta S_m$ なので、(2.2)式の ΔS に(2.5)式を代入すると、ゲージメータ方式板厚制御におけるロール出口板厚は式次になる。

$$\begin{aligned} \Delta h &= \Delta S_r - K_A \cdot \frac{\Delta P}{M} + \frac{\Delta P}{M} \\ &= \Delta S_r + \frac{\Delta P}{\frac{M}{1-K_A}} \end{aligned} \quad (2.6)$$

(2.3)式と(2.6)式を比較すると、(2.6)式では(2.3)式のMが $M/(1-K_A)$ に代わっているので、 M_{eq} を用いて(2.6)式を(2.7)式のように表し、 M_{eq} をゲージメータ方式板厚制御の静的な等価ミル剛性係数と呼ぶ。⁴⁾

$$\Delta h = \Delta S_r + \frac{\Delta P}{M_{eq}} \quad (2.7)$$

$$M_{eq} = \frac{M}{1-K_A} \quad (2.8)$$

(2.8)式から分かるように K_A と M_{eq} の関係は次のようになる。 $K_A=1$ が従来のゲージメータ方式板厚制御で $M_{eq}=\infty$ である。すなわち入側材料の板厚変化や硬さ変動などの外乱があっても、出口板厚は設定値どおり一定に制御される。 $0 < K_A < 1$ では $M_{eq} > M$ 、すなわち制御をしない通常の圧延機より等価ミル剛性が硬くなって、入側材料の外乱などがあっても、通常の圧延機よりは出口板厚変動が軽減される。 $K_A=0$ は通常の圧延機である。 $K_A < 0$ では $M_{eq} < M$ 、すなわち通常の圧延機より等価ミル剛性が軟らかくなる。

2.3.2 ゲージメータ方式板厚制御の動特性とゲイン調整

静的な等価ミル剛性 M_{eq} が効果を発揮するために、油圧圧下式圧延機のゲージメータ方式板厚制御の高速応答が要求される。しかし、図2.2のブロック線図から容易に推測されるように、圧延機の使用条件によって制御の動特性が異なるので、常に安定した高速応答を得るために制御ゲイン K_p を使用条件に応じて設定する必要がある。特に材料圧延中の動特性テストは危険なので、圧延材のない状態での動特性テスト結果にしたがって圧延中の制御ゲイン K_p を決めねばならない。このために筆者の検討したゲイン調整方法^{6),7)}を述べる。すなわち圧下力のフィードバックを切った($K_A=0$)動特性テストで K_p を決定し、これと同等の動特性を圧延中に得るための K_p の計算式を導く。

はじめに基準信号 ΔS_r と出口板厚 Δh との間の伝達関数 $G_m(s)$ を図2.2のブロック線図から計算すると(2.9)式が得られる。(2.9)式において、 T_L 、 T_v および K_v は設備によって決まるので、圧延条件が変化したときの伝達関数の

$$G_m(s) = \frac{\Delta h(s)}{\Delta S(s)} = C_1 \cdot \frac{1 + T_{LS}}{1 + C_2 \cdot s (1 + T_{vs}) (1 + T_{LS}) / K_V} \quad (2.9)$$

$$C_1 = \frac{M}{M + Q (1 - K_A)} \quad (2.10)$$

$$C_2 = \frac{M + Q}{K_P (M + Q (1 - K_A))} \quad (2.11)$$

動特性への影響は C_2 で表される。 C_2 において M は圧延機によって決まる常数、 Q は圧延材料の硬さや寸法などおよび K_A はゲージメータ方式板厚制御の使用条件によって変わる。

材料を圧延しない状態の動特性テストでは、 ΔS_r として矩形波を加えてロール圧下位置検出値 ΔS_m の応答を見ながら制御ゲイン K_P をいろいろ変えて、適切な応答が得られる K_P を決定する。このようにして決めた最適な制御ゲイン K_P は Q および K_A の関数なので $K_P^0(Q, K_A)$ と表すと、材料を圧延しない本テストで決定した制御ゲインは $K_P^0(\infty, 0)$ である。すなわち、上下ワークロールを接触させて油圧シリンダーに圧延時と同等の圧下力かけるので $Q = \infty$ 、圧下力のフィードバックを切るので $K_A = 0$ である。

つぎに、圧延中のゲージメータ方式板厚制御において、材料を圧延しないテストと同じ最適な動特性を得るための制御ゲイン $K_P^0(Q, K_A)$ を以下のように求める。油圧圧下式圧延機の動特性は(2.9)式の C_2 で決まるため、圧延条件とゲージメータ方式板厚制御の使用条件によって Q 、 K_A が変わっても C_2 が変わらなければ良いので、そのための $K_P^0(Q, K_A)$ と $K_P^0(\infty, 0)$ の関係は(2.11)式に基づいて次式になる。

$$\frac{M + \infty}{K_P^0(\infty, 0) \cdot (M + \infty)} = \frac{M + Q}{K_P^0(Q, K_A) \cdot (M + Q (1 - K_A))} \quad (2.12)$$

(2.12)式を書き直すと次式になり、テストで決めた $K_P^0(\infty, 0)$ 、 Q および K_A を用いて $K_P^0(Q, K_A)$ を計算して制御ゲイン K_P を設定する。

$$K_P^0(Q, K_A) = \frac{M + Q}{M + Q (1 - K_A)} \cdot K_P^0(\infty, 0) \quad (2.13)$$

(2.13)式に基づく制御ゲインの調整方法を実圧延機でテストした結果を図2.3に示す。テストは材料を圧延しないで上下ワークロールを接触させて、ゲージメータ方式板厚制御のゲイン K_A をいろいろ変え、それぞれの K_A において実機のステップ応答を見ながら最適な制御ゲイン K_p^0 を決定した。この条件では K_p^0 の理論値は(2.13)式より次のようになる。

$$K_p^0(\infty, K_A) = \frac{1}{1 - K_A} \cdot K_p^0(\infty, 0) \quad (2.14)$$

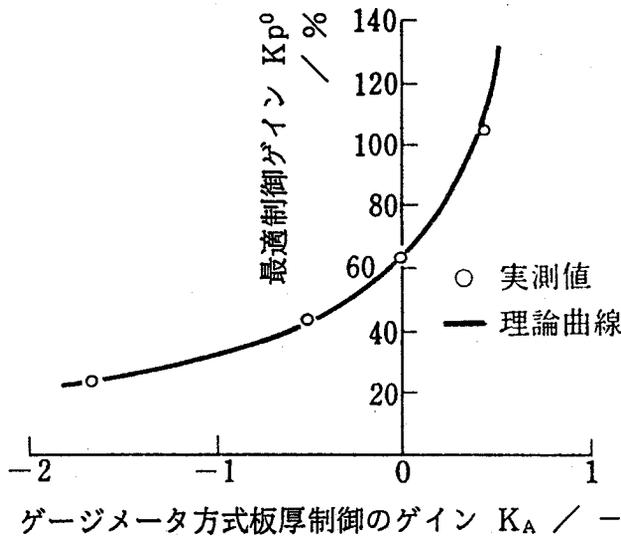


図2.3 最適な制御ゲイン決定方法のテスト結果

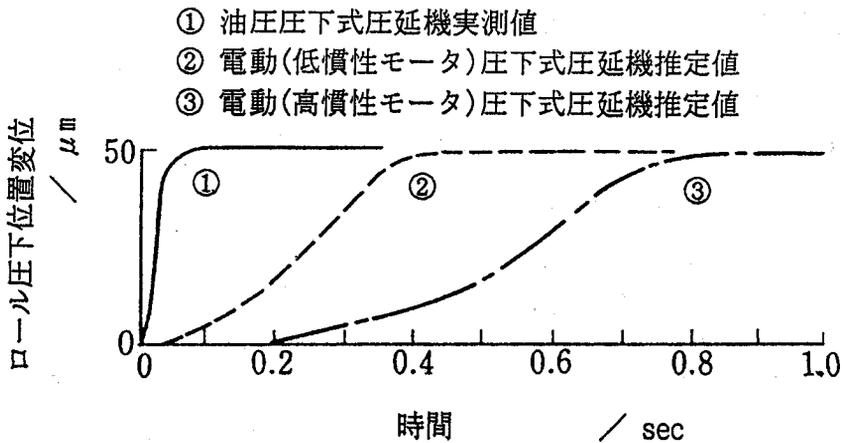


図2.4 各種圧下方式圧延機のロール圧下位置制御のステップ応答比較

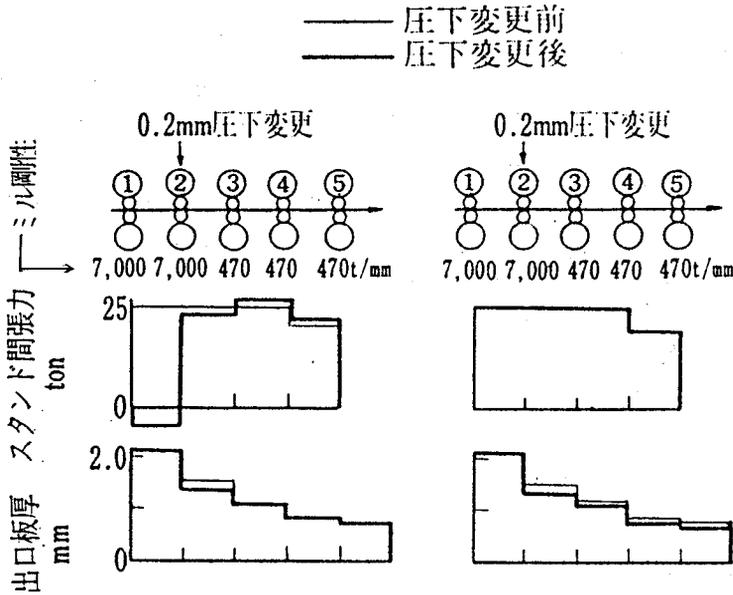
図2.3には理論曲線と最適な制御ゲインの実機テスト結果を示しているが、両者はよく一致しており、先に述べた最適ゲインの決定方法が十分実用的であることが分かる。また以上の油圧圧下式圧延機の矩形波応答を電動圧下式圧延機と比較して図2.4に示すが、従来に比べて大幅に動特性が改善される。

2.4 タンデムコールドミルの相互干渉と油圧圧下式圧延機の適用

油圧圧下式圧延機では静的な等価ミル剛性係数 Meq がゲージメータ方式板厚制御の係数 K_A により任意に設定される。タンデムコールドミルの各スタンドの Meq をいかに設定するかについて、東京大学鈴木弘名誉教授によって「上流側スタンドのミル剛性は高く、最終スタンドのミル剛性は低くすべきである。」との提唱がある。⁸⁾ 圧延母材の持つ板厚変化を上流側スタンドにおいて制御するためにミル剛性を高くするとの考えである。しかし、タンデムコールドミルでは相互干渉のために板厚とスタンド間張力が同時に変化して更に張力を通じて前後のスタンドに影響が及ぶので、上流側スタンドの板厚変化と最終スタンドの板厚変化とが必ずしも一致しない。通常のミル剛性を持ったタンデムコールドミルの相互干渉は、美坂によりタンデムコールドミルの影響係数と題する研究が報告⁵⁾され、ロール圧下位置変更、ロール速度変更、素材変形抵抗変化などに対する各スタンドの出口板厚やスタンド間張力の変化が計算されている。

筆者はこのタンデムコールドミルの影響係数の研究手法(付録2.1)を応用して上流側スタンドのミル剛性を高くしたときの影響係数を計算⁹⁾(付録2.2)した。図2.5は計算結果の一例で、第1スタンドと第2スタンドのミル剛性を高くしたタンデムコールドミルで、第2スタンドのロール圧下位置を変更した時の各スタンドの出口板厚およびスタンド間張力の静的な変化を示す。

図2.5-(1)はスタンド間張力制御の無い通常のタンデムコールドミルで、第2スタンドのロール圧下位置を変更しても、第1～2スタンド間の張力が大きく変化するのみで最終スタンド出口板厚はほとんど変化しない。このようなスタンド間張力の大きな変化は圧延トラブルの危険があり好ましくない。そこでタンデムコールドミルのスタンド間張力制御を提案して、その効果を計算した結果が

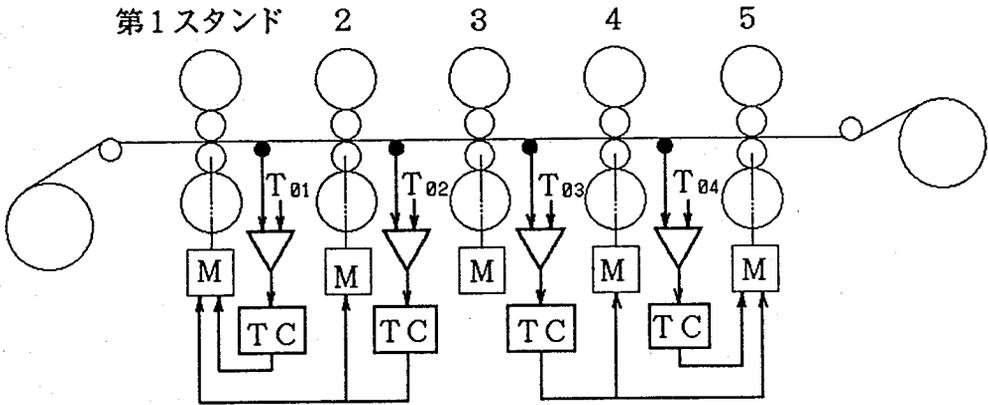


(1) 張力制御なし (2) 張力制御あり

図2.5 第2スタンドロール圧下位置変更による板厚および張力変化

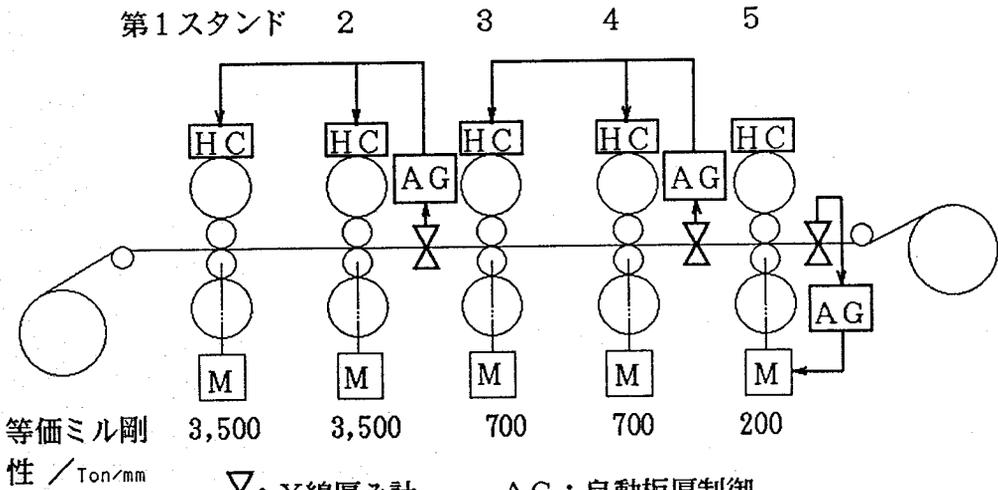
図2.5-(2)である。当然張力変動が無くなるのに加え、第2スタンドのロール圧下位置変更が最終スタンドの出口板厚変化に十分影響を及ぼしている。つまり油圧圧下式圧延機によるゲージメータ方式板厚制御をタンデムコールドミルの中間スタンドに適用して、最終スタンド出口板厚制御に効果を出すために、スタンド間張力制御の採用が有効である。なお、スタンド間張力制御は図2.6に示すように、スタンド間の張力計の検出値が目標値になるように、ロール駆動モータの回転数をPID制御によって操作する。

以上の検討結果にしたがい、1971年に稼働した住友金属工業(株)鹿島製鉄所冷延工場のタンデムコールドミル¹⁰⁾に採用した自動板厚制御システムの構成を図2.7に示す。図2.6のスタンド間張力制御に加えて、各スタンドのミル剛性を図中に記したように上流側スタンドで高く設定した。第2, 4, 5スタンドの出側に設置されたX線方式厚み計の検出値をそれぞれ図示したスタンドにフィードバックし、ロール圧下位置をPID制御によって操作する。この自動板厚制御による板厚精度の例を図2.8に示すが、良好な結果が得られている。



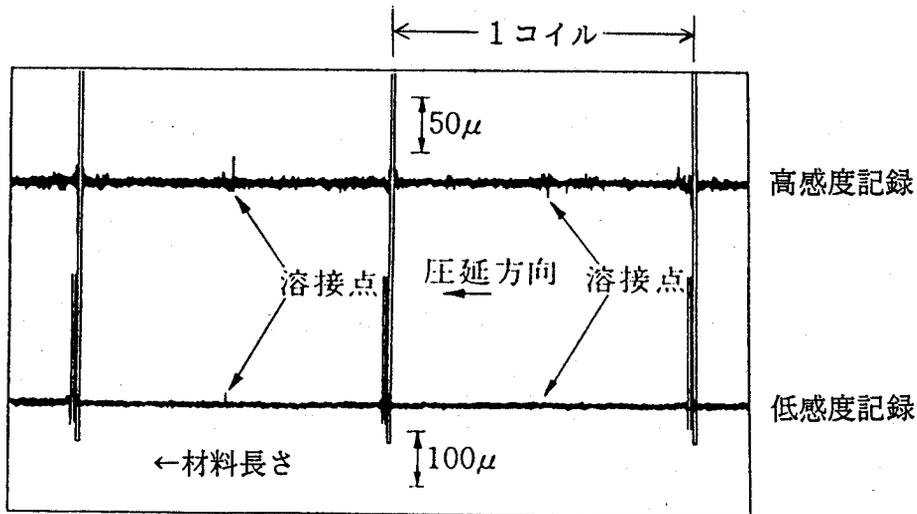
● : 張力計, M : ロール駆動モータ制御
 $T_{\theta i}$: i スタンド出側目標張力, TC : 張力制御

図 2.6 スタンド間張力制御の構成



⊗ : X線厚み計, AG : 自動板厚制御
 HC : ゲージメータ方式板厚制御を備えた油圧圧下制御
 M : ロール駆動モータ制御

図 2.7 実機タンデムコールドミルの自動板厚制御システムの構成



母材厚 2.7mm，成品厚 0.855mm，材料幅 1160mm

図2.8 実機タンデムコールドミルの最終スタンド出側厚み計の記録チャート

2.5 むすび

油圧圧下式圧延機へのゲージメータ方式板厚制御の適用に関して、ゲージメータ方式板厚制御の係数や材料の塑性係数に応じて油圧圧下制御ゲインを最適に設定する方法について述べ、特に実圧延機の制御ゲイン調整作業に適用して効果をあげた。

つぎに油圧圧下式圧延機によるゲージメータ方式板厚制御をタンデムコールドミルに適用したときの板厚制御効果を影響係数の手法で検討し、上流側スタンドのミル剛性を高く設定するためにスタンド間張力制御が必要なことを述べた。この提案を実機タンデムコールドミルの板厚制御システムに適用し、良好な結果が得られた。

【参考文献】

- 1) 桂寛一郎：圧延技術，日刊工業新聞社（昭和46），pp.147～152.
- 2) 日本鉄鋼教会編：圧延理論とその応用，誠文堂新光社（昭和44），pp.390～407.
- 3) 野村進：新型式剛性可変油圧圧下式圧延機，石川島播磨技報，別冊第2号（昭和44年8月），pp.29～36.
- 4) 美坂佳助，河野輝夫，近藤勝也：油圧圧下装置をもつ冷間圧延機の特長，塑性と加工，Vol.12, No.125（1971-6），pp.477～483.
- 5) 美坂佳助：コールドタンデムミルの影響係数，塑性と加工，Vol.8, No.75（1967-4），pp.188～200.
- 6) T.Okamoto, Y.Misaka, T.Kouno, K.Kondo and H.Takeuchi：Advanced gage and tension control of tandem cold mill with hydraulic screwdown system, Trans. of the Iron and Steel Ins. of Japan, Vol.16(1976), pp.614～622.
- 7) 岡本豊彦，竹内久弥，山下了也，美坂佳助，大橋保威，河野輝雄，近藤勝也：新しい張力・板厚制御と計算機制御方式を備えた油圧圧下式コールドタンデムミル，計測と制御，Vol.13, No.7(昭和49-7)，pp.590～597.
- 8) 鈴木弘：タンデム・ストリップミルの圧延の研究—研究の特色とその流れ—，塑性と加工，Vol.16, No.176(1975-9)，pp.785～792.
- 9) 山下了也，美坂佳助，川上義弘，近藤勝也：張力・板厚制御—コールドタンデムミルの建設Ⅱ—，塑性と加工，Vol.14, No.155(1973-12)，pp.976～987.
- 10) 村上浩路，竹内久弥，小野寺正芳，大島恵介，山下了也，渡辺和彦：鹿島製鉄所コールドストリップミルの概要，住友金属，Vol.24, No.2(1972-4)，pp.161～166.

付録2.1 タンデムコールドミルの影響係数

タンデムコールドミルでは、仕上げ板厚(最終スタンド出口板厚)、各スタンド間張力、各スタンドの圧延動力の各制御量が目標値になるように、与えられた圧延条件から各スタンドのロール圧下位置およびロール回転数が決定される。圧延中は静的な安定状態を保つが、圧延条件すなわち素材の板厚や変形抵抗、ロール圧下位置、ロール回転数などが変化すると定常状態が破れ制御量が変化して新しい定常状態に移行する。たとえばある定常状態において第1スタンドの圧下位置を大きくする(ロール間隙を開く)と第1スタンド出口板厚が増大しそれに伴い第1～2スタンド間張力が減少する。第2スタンドでは入口板厚が増大し後方張力が減少したことになるので第2スタンド出口板厚は増大する。このような影響が最終スタンドまで波及して仕上げ板厚が増大し、各スタンド間張力はすべて減少して新しい定常状態に達する。

このように各圧延因子の間に相互干渉があるタンデムコールドミルの静的総合特性の研究は、HessenbergとJenkinsを先駆者として多くの発表があるが、美坂によって計算手法が確立されている。⁵⁾美坂はスタンド間張力制御のない通常のタンデムコールドミルにおいて、ある定常状態から微小な変化によって新しい定常状態に移行するさいの各種の変化量の間相互関係を計算する方法を提案し、計算によって定量化された相互関係を影響係数と呼んでいる。以下にこの影響係数の計算方法を述べる。

nスタンドタンデムミルの定常圧延状態では任意の位置におけるストリップの体積速度が一定なので各スタンドにおいて次式が成立する。

$$v_i \cdot h_i = U \quad i=1, 2, \dots, n \quad (\text{付2.1})$$

vは各スタンド出口板速度、hは各スタンド出口板厚、Uは単位板幅あたりの材体積速度である。板幅の変化は微小であるので省略する。

定常状態からの各変数の微小変動に Δ を付けると、微小変動の前後の二定常状態間の変動率の間に次式が成立する。

$$\left(\frac{\Delta v}{v}\right)_i + \left(\frac{\Delta h}{h}\right)_i = \frac{\Delta U}{U} \quad (\text{付2.2})$$

(付2.2)式が基本式で、右辺の $(\Delta v/v)$ 、 $(\Delta h/h)$ を展開する。まず板速度は(付2.3)式で表され、その微小変動率は(付2.4)式となる。

$$v_i = (1 + f_i) \cdot (v_n)_i \quad (\text{付2.3})$$

$$\left(\frac{\Delta v}{v}\right)_i = \left(\frac{\Delta R}{R}\right)_i + \left(\frac{\Delta N}{N}\right)_i + Z_i^* \cdot \Delta G_i + \left(\frac{1}{1 + f_i}\right) \cdot \Delta f_i \quad (\text{付2.4})$$

f は先進率、 v_n はロール周速度、 R はロール半径、 N はロール回転速度設定値、 G は圧延トルク、 Z^* は電動機速度特性を示す係数である。 G および f は次のような変数の関数となる。そこでこれらの式をTaylor展開した一次項を用いて ΔG および Δf を線形近似する。

$$G = G(R, H_1, H, h, b, t_b, t_f, \mu, l) \quad (\text{付2.5})$$

$$f = f(R, H_1, H, h, t_b, t_f, \mu, l) \quad (\text{付2.6})$$

H は各スタンド入口板厚、 H_1 は素材の板厚、 b は板幅、 t_b は後方張力、 t_f は前方張力、 μ は摩擦係数、 l は材料の変形抵抗に関する係数である。

つぎに出口板厚は、本文(2.2)式と同様の次式が基本式となる。

$$h = S + \frac{P}{M} \quad (\text{付2.7})$$

S はロール圧下位置設定値、 M はミル剛性係数、 P は圧延荷重(圧下力)でつぎのような関数なので、このTaylor展開の一次項を用いて Δh を線形近似する。

$$P = P(R, H_1, H, h, b, t_b, t_f, \mu, l) \quad (\text{付2.8})$$

以上の式を整理すると結局(付2.9)式の3種類の基本方程式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} (1 + \sigma_{R1}) \cdot \left(\frac{\Delta R}{R}\right)_i + \sigma_{H11} \cdot \left(\frac{\Delta H}{H}\right)_i + \sigma_{H1} \cdot \left(\frac{\Delta H}{H}\right)_i + (1 + \sigma_{h1}) \cdot \left(\frac{\Delta h}{h}\right)_i + \sigma_{b1} \cdot \left(\frac{\Delta b}{b}\right)_i + \sigma_{t_b1} \cdot \left(\frac{\Delta t_b}{t_b}\right)_i \\ + \sigma_{t_f1} \cdot \left(\frac{\Delta t_f}{t_f}\right)_i + \sigma_{\mu1} \cdot \left(\frac{\Delta \mu}{\mu}\right)_i + \sigma_{l1} \cdot \left(\frac{\Delta l}{l}\right)_i + \left(\frac{\Delta N}{N}\right)_i - \frac{\Delta U}{U} = 0 \\ \nu_{R1} \cdot \left(\frac{\Delta R}{R}\right)_i + \nu_{H11} \cdot \left(\frac{\Delta H}{H}\right)_i + \nu_{H1} \cdot \left(\frac{\Delta H}{H}\right)_i - \left(\frac{\Delta h}{h}\right)_i + \nu_{b1} \cdot \left(\frac{\Delta b}{b}\right)_i + \nu_{t_b1} \cdot \left(\frac{\Delta t_b}{t_b}\right)_i \\ + \nu_{t_f1} \cdot \left(\frac{\Delta t_f}{t_f}\right)_i + \nu_{\mu1} \cdot \left(\frac{\Delta \mu}{\mu}\right)_i + \nu_{l1} \cdot \left(\frac{\Delta l}{l}\right)_i + \nu_{h1} \cdot \frac{1}{h_1} \cdot (\Delta S)_i = 0 \\ \eta_{R1} \cdot \left(\frac{\Delta R}{R}\right)_i + \eta_{H11} \cdot \left(\frac{\Delta H}{H}\right)_i + \eta_{H1} \cdot \left(\frac{\Delta H}{H}\right)_i + \eta_{h1} \cdot \left(\frac{\Delta h}{h}\right)_i + \eta_{b1} \cdot \left(\frac{\Delta b}{b}\right)_i + \eta_{t_b1} \cdot \left(\frac{\Delta t_b}{t_b}\right)_i \\ + \eta_{t_f1} \cdot \left(\frac{\Delta t_f}{t_f}\right)_i + \eta_{\mu1} \cdot \left(\frac{\Delta \mu}{\mu}\right)_i + \eta_{l1} \cdot \left(\frac{\Delta l}{l}\right)_i + \left(\frac{\Delta N}{N}\right)_i - \left(\frac{HP}{IP}\right)_i = 0 \end{aligned} \right\}$$

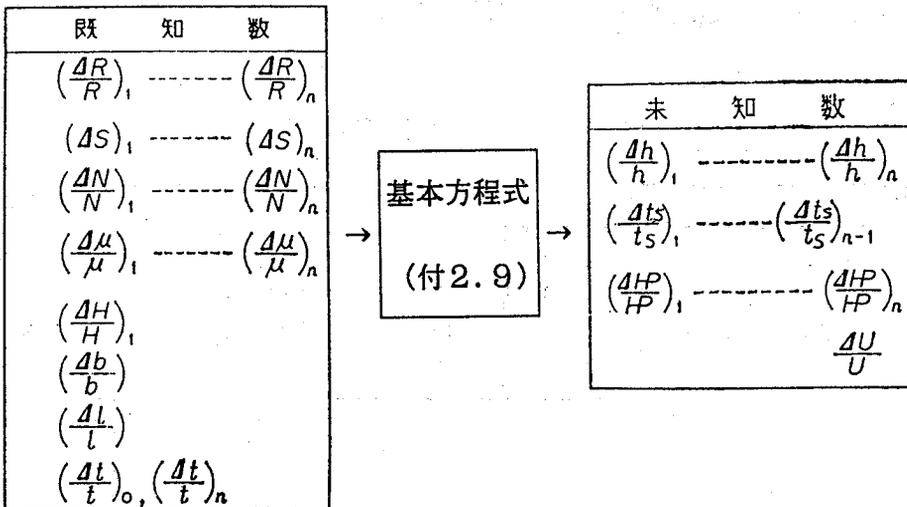
..... (付2.9)

i はスタンド番号で n スタンドのタンデムコールドミルの場合には、 $3n$ 元の一次連立方程式となる。式中の係数は前述の展開の過程で得られるが詳細は参考文献⁵⁾に譲る。(付2.9)式は二つの定常状態間の各種の圧延因子の変動率の相互関係を規制しており、ある一定値の外乱に対する圧延因子の変動率がこの連立方程式を解くことによって決まる。このとき(付2.9)式の未知数は $3n$ 個であるから、通常のタンデムコールドミルの解析では、圧延因子を付図2.1のような未知数と既知数に分離する。たとえば第1スタンドのロール圧下位置変化の影響をみるためには、 $(\Delta S)_i$ のみに一定値を与え他の既知数をすべてゼロとおいて(付2.9)式を解く。この解として得られる $3n$ 個の未知数の値が第1スタンドのロール圧下位置変更に対する影響の大きさである。この計算結果を整理したのが(付2.10)および(付2.11)で、(付2.9)式の解である A, B, C および A', B', C' をタンデムコールドミルの影響係数と呼ぶ。

$$\left(\frac{\Delta h}{h}\right)_i = \sum_{j=1}^5 A_{ij} \cdot (\Delta S)_j + \sum_{j=1}^5 B_{ij} \cdot \left(\frac{\Delta N}{N}\right)_j + \sum_{j=1}^5 C_{ij} \cdot \left(\frac{\Delta \mu}{\mu}\right)_j \quad i=1 \dots 5 \quad (\text{付2.10})$$

$$\left(\frac{\Delta t_s}{t_s}\right)_i = \sum_{j=1}^5 A'_{ij} \cdot (\Delta S)_j + \sum_{j=1}^5 B'_{ij} \cdot \left(\frac{\Delta N}{N}\right)_j + \sum_{j=1}^5 C'_{ij} \cdot \left(\frac{\Delta \mu}{\mu}\right)_j \quad i=1 \dots 4 \quad (\text{付2.11})$$

t_s はスタンド間張力で $(t_s)_i = (t_f)_i = (t_b)_{i+1}$ の関係にある。



付図2.1 通常のタンデムコールドミのための圧延因子の分離

付録2.2 張力制御を備えたタンデムコールドミルの影響係数^{6), 7)}

張力制御がない通常のタンデムコールドミルの影響係数(付録2.1)を応用して、張力制御を備えたタンデムコールドミルの影響係数を計算する。このために(2.9)式の基本方程式に、張力制御を行なうことによる制約条件である次式を加えて、連立方程式を解く。

$$\left(\frac{\Delta h}{h}\right)_i + \left(\frac{\Delta t_s}{t_s}\right)_i + \left(\frac{\Delta b}{b}\right)_i = 0 \quad i=1 \cdots n-1 \quad (\text{付2.12})$$

つぎに連立方程式を解くための未知数と既知数の分離について述べる。張力制御を備えた5スタンドタンデムコールドミルでは(付2.12)式に基づき4つの式が追加されるから、張力制御がない場合の付図2.1に比べて、 $(\Delta N/N)_i$ のキースタンドを除く4変数を既知数から未知数に移動させる。キースタンドとは張力制御のためのロール回転数調整の基準となるスタンドで、図2.6の例では第3スタンドがキースタンドである。

以上の張力制御を備えたタンデムコールドミルの影響係数を計算し、張力制御がないタンデムコールドミルの影響係数と比較した。タンデムコールドミルの圧延条件を付表2.1に、圧延機の条件とその時の影響係数の定義を付表2.2に示す。付表2.2に示した影響係数のうちロール圧下位置を変更した時の影響係数 A_{ij} 、 \bar{A}_{ij} および $\bar{\bar{A}}_{ij}$ の計算結果を付表2.3に示す。なお張力制御がないタンデムコールドミルの張力変化の影響係数である A'_{ij} を付表2.4に示す。

付表2.1 圧延スケジュール

記号	項目	単位	第1スタンド	第2スタンド	第3スタンド	第4スタンド	第5スタンド
H_i	入口板厚	mm	2.60	2.12	1.57	1.17	0.89
h_i	出口板厚	mm	2.12	1.57	1.17	0.89	0.80
t_{bi}	後方張力応力	kg/mm ²	0	12.7	17.1	23.0	24.1
t_{fi}	前方張力応力	kg/mm ²	12.7	17.1	23.0	24.1	6.7

付表2.2 タンデムコールドミルの条件と影響係数の定義

計 算 条 件		影 響 係 数 ($i = 1 \sim 5, j = 1 \sim 5$)
張力制御 の有無	各スタンドのミル剛 性係数 (ton/mm)	
有	$M_1, M_2 = 7,000$ $M_3 \sim M_5 = 470$	$\left(\frac{\Delta h}{h}\right)_i = \sum_{j=1}^5 \bar{A}_{ij}(\Delta S)_j + \bar{D}_i \left(\frac{\Delta H}{H}\right)_1 + \bar{E}_i \left(\frac{\Delta l}{l}\right)$
有	$M_1 \sim M_5 = 470$	$\left(\frac{\Delta h}{h}\right)_i = \sum_{j=1}^5 \bar{A}_{ij}(\Delta S)_j + \bar{D}_i \left(\frac{\Delta H}{H}\right)_1 + \bar{E}_i \left(\frac{\Delta l}{l}\right)$
無	$M_1 \sim M_5 = 470$	$\left(\frac{\Delta h}{h}\right)_i = \sum_{j=1}^5 A_{ij}(\Delta S)_j + D_i \left(\frac{\Delta H}{H}\right)_1 + E_i \left(\frac{\Delta l}{l}\right)$

付表2.3 ロール圧下位置が板厚変化におよぼす影響係数 $A_{ij}, \bar{A}_{ij}, \bar{\bar{A}}_{ij}$

$j \backslash i$		1	2	3	4	5
		$\bar{\bar{A}}_{ij}$	$\bar{\bar{A}}_{ij}$	$\bar{\bar{A}}_{ij}$	$\bar{\bar{A}}_{ij}$	$\bar{\bar{A}}_{ij}$
1	$\bar{\bar{A}}_{ij}$	0.414	0.038	0.029	0.026	0.024
	\bar{A}_{ij}	0.153	0.079	0.060	0.054	0.049
	A_{ij}	0.160	0.123	0.124	0.128	0.123
2	$\bar{\bar{A}}_{ij}$	-0.0	0.562	0.425	0.384	0.348
	\bar{A}_{ij}	-0.0	0.212	0.161	0.145	0.131
	A_{ij}	-0.026	0.084	0.039	0.038	0.036
3	$\bar{\bar{A}}_{ij}$	-0.0	-0.0	0.224	0.202	0.183
	\bar{A}_{ij}	-0.0	-0.0	0.224	0.202	0.183
	A_{ij}	-0.0	-0.046	0.038	-0.0	-0.001
4	$\bar{\bar{A}}_{ij}$	-0.0	0.0	0.0	0.230	0.209
	\bar{A}_{ij}	-0.0	-0.0	0.0	0.230	0.209
	A_{ij}	-0.0	0.003	-0.042	0.029	0.0
5	$\bar{\bar{A}}_{ij}$	-0.0	-0.0	-0.0	-0.0	0.156
	\bar{A}_{ij}	-0.0	-0.0	-0.0	-0.0	0.156
	A_{ij}	-0.0	-0.0	0.007	-0.044	0.024

付表2.4 ロール圧下位置が張力におよぼす影響係数 A'_{ij}

$j \backslash i$		1	2	3	4
1		-0.556	-0.343	-0.183	-0.207
2		1.379	0.120	-0.044	-0.061
3		-0.043	1.180	0.162	0.010
4		0.003	-0.097	0.867	0.265
5		-0.000	0.017	-0.159	1.066

付表2.3および付表2.4から、タンデムコールドミルの静的な圧延特性として次のことが言える。

(1)張力制御のないタンデムコールドミルにおいては、仕上板厚におよぼすロール圧下位置変更の影響 (A_{5j}) は第1スタンドがもっとも顕著で、第2・第5スタンドがわずかに影響を与え、第3・第4スタンドはまったく影響をおよぼさない。また張力におよぼすロール圧下位置変更の影響は、第1スタンドのロール圧下位置増大 (ロール間隙開) により全スタンド間張力が減少し、第2～第5スタンドのロール圧下位置増大により当該スタンドの後方張力が顕著に増大し前方張力もわずかに増大する。

(2)張力制御を備えたタンデムコールドミルにおいては、仕上板厚におよぼすロール圧下位置の影響 (\bar{A}_{5j} および \bar{A}_{5j}) は、張力制御のない場合と対照に第1スタンドの影響係数が小さくなって第2スタンド以降の影響係数が大きくなる。このことは第2スタンド以降のロール圧下位置を用いて自動板厚制御を行なう場合には張力制御が必要不可欠であることを示している。

第3章 タンデムコールドミルのフィードフォワード板厚制御

3.1 まえがき

圧延用に信頼性の高いX線厚み計（以下厚み計と略す）が開発がされ、¹⁾厚み計を板厚制御の対象圧延機（スタンド）の出側に設置して、当該スタンドのロール圧下位置もしくはロール回転速度を操作するタンデムコールドミルのフィードバック板厚制御が良く知られている。^{2), 3)}一方、板厚操作された材料が当該スタンドを出てから厚み計で検出される迄のむだ時間がフィードバック制御の応答を低下させるため、むだ時間なく厚み検出し板厚制御する方法として前章のゲージメータ方式板厚制御が開発されている。しかし、ゲージメータ方式厚み検出はロール熱膨張やロール偏心などの検出できない外乱のために精度が十分でないので、ゲージメータ方式板厚制御と厚み計のフィードバック制御を併用した前章図2.7のような自動板厚制御システムが構成されている。厚み検出のむだ時間を改善する他の方法として、当該スタンドの入側に設置した厚み計を用いたフィードフォワード板厚制御が試みられている^{4), 5)}が、厚み検出のむだ時間解消が目的で、板厚制御動特性の積極的な改善はなされていない。また、フィードフォワード制御方法は多く発表されている⁶⁾が、大規模な生産設備の制御系の応答を積極的に改善するための詳細な検討は少ない。

本章ではタンデムコールドミルの板厚制御にフィードフォワード制御を適用して、むだ時間を解消するとともにアクチュエータの応答遅れを補償する制御方法を検討している。すなわち板厚外乱の動特性と操作要素であるロール駆動モータの動特性を解析し、板厚制御動特性を改善するための簡単なフィードフォワード制御モデルの提案⁷⁾とシミュレーションによる効果確認をして、住友金属工業(株)和歌山製鉄所冷延工場のタンデムコールドミルに適用し良好な結果⁸⁾を得ている。これらの内容を以下に述べる。

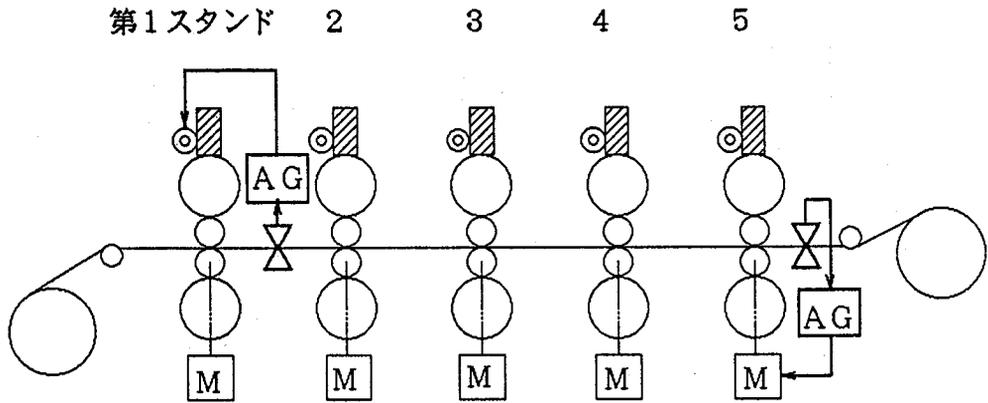
3.2 タンデムコールドミルの動特性解析

3.2.1 タンデムコールドミル

1963年に建設された和歌山製鉄所冷延工場のタンデムコールドミルの仕様を表3.1に、既設自動板厚制御システムの構成を図3.1に示す。厚み計は第1スタンドと第5スタンドの出側に設置され、それぞれの板厚信号が第1スタンドロール圧下位置と第5スタンドロール駆動モータ速度にフィードバックされる。ロール圧下位置は電動モータと圧下スクリュウによる電動圧下式である。第5スタンドのフィードバック制御により、ロール駆動速度が操作されて第4～第5スタンド間張力が変えられて第5スタンド出口板厚が制御される。一方、冷延鋼板には±1%以下の板厚精度が要求されるようになり、この目標を達成するために板厚制御精度を更に改善することが必要である。特に仕上げ板厚が0.3mmのように薄くなると、±1%以下の目標精度は絶対板厚で±3μm以下という厳しい精度になる。

表3.1 和歌山製鉄所冷延工場のタンデムコールドミルの主仕様

型 式	56インチ，4段，5スタンドタンデムミル
ロール駆動モータ容量	合計 18,600 kW
ワークロール寸法	直径584mm×胴長1422mm
バックアップロール寸法	直径1422mm×胴長1346mm
最高圧延速度	1790m/min
製品寸法	板厚 0.15～2.34mm 板幅 610～1280mm コイル単重 最大 33tonf
生産能力	900,000tonf/年
建設年	1963年

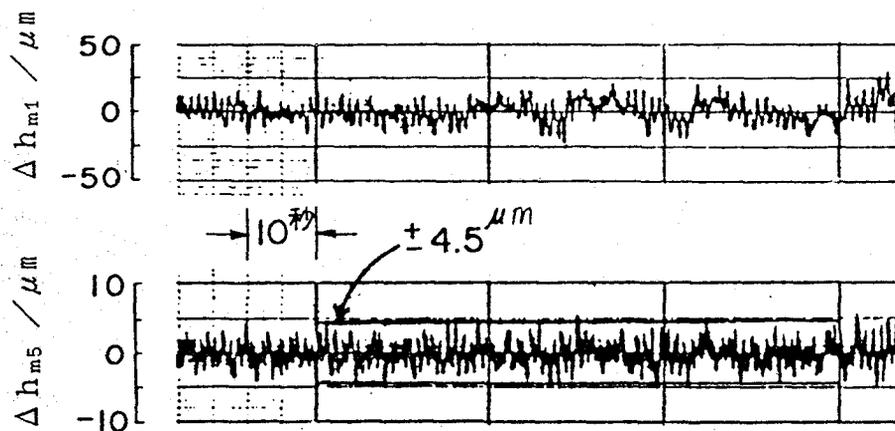


\times : X線厚み計, \odot : スクリュー圧下モータ
 AG: 自動板厚制御, M: ロール駆動モータ制御

図3.1 和歌山製鉄所タンデムコールドミルの既設自動板厚制御システム

3.2.2 板厚変動の周波数解析³⁾

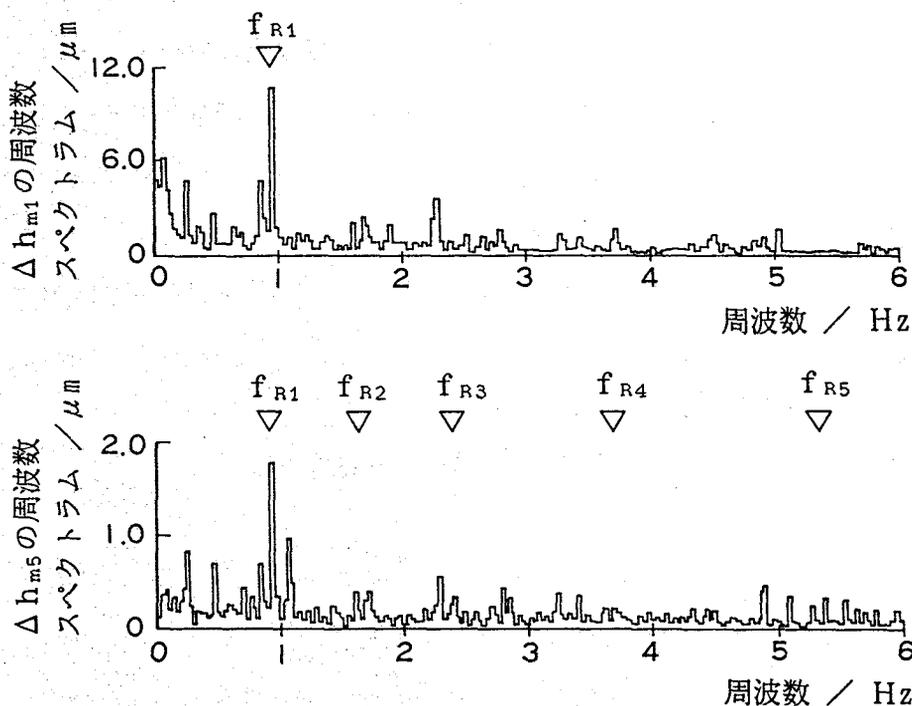
前記タンデムコールドミルの自動板厚制御システムを用いて圧延された板厚変動（偏差）を図3.2に示す。第5スタンド出側板厚変動の中心値は目標値に入っているが、1 Hz 前後の周期的変動成分のために板厚変動幅が $\pm 4.5 \mu\text{m}$ で、目標精度の $\pm 1\%$ ($\pm 2.7 \mu\text{m}$) より大きい。この周期的な板厚変動は圧延機のロール偏心が原因なので、板厚変動の周波数解析結果を図3.3に示す。図より、第1スタンドのバックアップロール回転に同期した周波数成分成分が、第5スタンド出側板厚変動の一番大きい要因である。なおこのとき、上下ロールを接触させ回転させて測定した圧下力変動を記録し、各スタンドのバックアップロール偏心の大きさを推定している。その結果は第1～第5の各スタンドの圧下力変動幅がそれぞれ24, 36, 23, 25, 26 tonで、全スタンドとも通常のロール偏心管理範囲内の大きさである。したがって、図3.3より分かる各スタンドロール偏心の第5スタンド出側板厚への影響は影響係数（第2章 付録2.1）の結果と同様である。すなわち影響係数の計算結果によれば、各スタンドのロール圧下位置変化による静的な第5スタンド出側板厚変化は第1スタンドの影響が一番大きい。



材料寸法：母材厚2.3mm, 仕上げ厚0.27mm, 板幅941mm

Δh_{m1} , Δh_{m5} ：第1, 第5スタンド出側厚み計出力

図3.2 既設自動板厚制御による板厚精度例



Δh_{m1} , Δh_{m5} ：第1, 第5スタンド出側厚み計出力

f_{Ri} ：第*i*スタンドバックアップロール回転周波数

図3.3 図3.2の板厚変動の周波数解析結果

3.2.3 操作要素の周波数特性

図3.3より、第1スタンドのバックアップロール偏心に起因した板厚変動は当然第1スタンド出側厚み計で検出される。そこで、第1スタンド出側厚み計で検出された板厚変動を第2スタンドにフィードフォワードした制御が示唆され、板厚制御の操作要素は第1スタンドロール回転速度で、第1～第2スタンド間張力が操作されて第2スタンド出側板厚が制御される。したがって、第1スタンドロール駆動モータの回転速度制御系の動特性が重要である。その周波数特性の測定結果を図3.4に示すが、通常圧延の第1スタンドバックアップロール回転周波数範囲、すなわち本フィードフォワード板厚制御が必要な周波数領域で、振幅の減衰と位相の遅れが無視できない。このため、フィードフォワード制御による操作要素の動特性の補償が必要である。

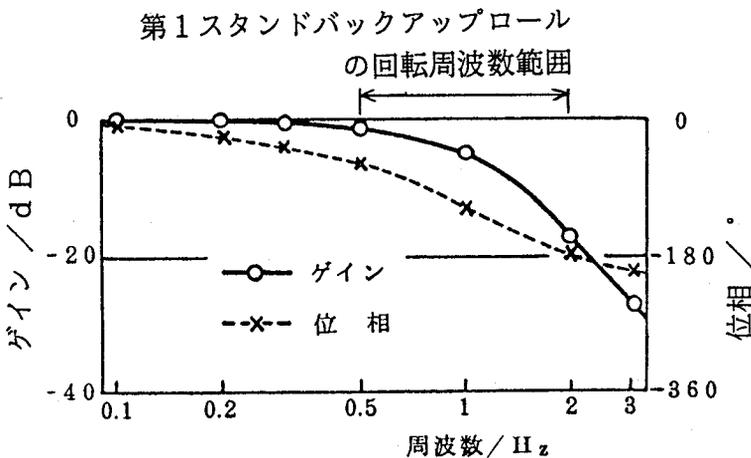


図3.4 第1スタンドロール駆動モータ回転速度制御系の周波数特性

3.3 フィードフォワード板厚制御

3.3.1 制御系の構成⁸⁾

第1スタンド出側厚み計を用いた第2スタンドフィードフォワード板厚制御の構成を図3.5に示す。第1スタンド出側厚み計で検出された板厚変動が、第1スタンド出側材料速度を用いてトラッキングされて第2スタンドの入口板厚外乱

ΔH_{2d} が予測される。 ΔH_{2d} の予測範囲は材料が第1スタンド出側厚み計から第2スタンドに達するまでの移動時間である。つぎに、 ΔH_{2d} にフィードフォワード制御要素の伝達関数 $G_f(s)$ の演算が施されて第1スタンドロール駆動モータ速度修正量 ΔN_{1c} が出力される。伝達関数 $G_f(s)$ は次のように静的部分と動的部分より構成される。

$$G_f(s) = K_f \cdot G_c(s) \quad (3.1)$$

K_f はタンデムコールドミルの影響係数(付録2.1)を用いて表される静的な係数で次のようになる。

$$K_f = \frac{D_2}{B_{21}} \quad (3.2)$$

$$D_2 = \frac{\Delta h_2 / h_2}{\Delta H_2 / H_2} \quad (3.3)$$

$$B_{21} = \frac{\Delta h_2 / h_2}{\Delta N_1 / N_1} \quad (3.4)$$

h_2 は第2スタンド出口板厚、 H_2 は第2スタンド入口板厚、 N_1 は第1スタンドロール駆動モータ回転速度である。

(3.1)式の $G_c(s)$ はロール駆動モータ速度制御系の伝達関数 $G_m(s)$ の動特性を補償するための伝達関数で(3.5)式が理想的であるが、厳密な微分計算が必要なので実用的でない。

$$G_c(s) = \frac{1}{G_m(s)} \quad (3.5)$$

このため、外乱から制御量までのプロセスの伝達関数と組み合わせて $G_c(s)$ を一次遅れ系もしくは二次遅れ系関数にして補償する方法が報告されている⁶⁾が、本板厚制御ではプロセスの動特性が無視できるので効果がない。そこで(3.5)式における微分計算を実用可能にするために、 $G_m(s)$ を近似^{7), 8)}する。計算式の詳細は次項のシミュレーションで述べる。

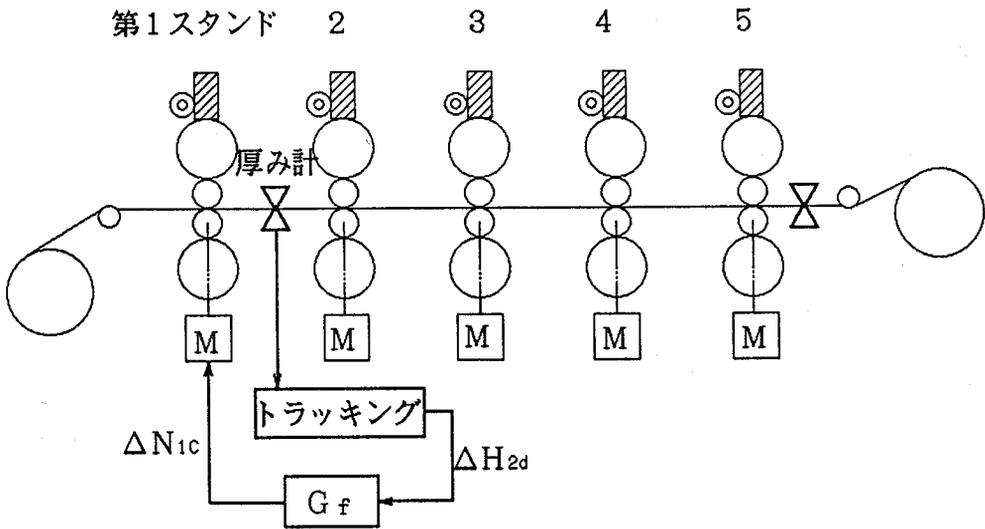


図3.5 第1スタンド出側厚み計を用いたフィードフォワード板厚制御

3.3.2 シミュレーション

タンデムコールドミルのシミュレーションモデル⁹⁾を用いてフィードフォワード板厚制御の効果を検討する。モデルの詳細は付録3.1に示すが、圧延現象は圧延理論式を数値計算し、ロール駆動モータ制御系はワードレオナード方式の回転速度制御モデルを用いその係数を動特性の実測データに基づいて決める。シミュレーション計算に使用したタンデムコールドミルの圧延条件を表3.2に示す。第1スタンド出側厚み計で検出された板厚外乱は正弦波状板厚変動と実測データの2つを用い、前項で説明したフィードフォワード制御を実行する。

表3.2 タンデムコールドミルシミュレーションの圧延条件

項目 \ スタンド番号	F.R	1	2	3	4	5
出口板厚 (mm)	2.3	1.5	0.975	0.629	0.403	0.270
出口張力応力 (kg/mm ²)	2.0	18.0	18.0	20.0	20.0	10.0
ロール速度 (m/min)	—	266	426	650	1005	1500
ミル剛性 (ton/mm)	—	470	470	470	470	470
ワークロール半径 (mm)	—	273	273	292	292	292
摩擦係数 (—)	—	0.0577	0.0431	0.0373	0.0350	0.0343

板巾 = 942 mm

スタンド間距離 = 4.27 m (全スタンド間)

制御の伝達関数 $G_c(s)$ を計算するために、(3.5)式のロール駆動モータ速度制御系の伝達関数 $G_m(s)$ の代わりに 次の近似モデル $G_m'(s)$ を使用する。すなわち、 $G_m'(s)$ に3ケースを設定し、それぞれのケースの制御効果をシミュレーション計算で確認する。

[ケース1]
$$G_m'(s) = e^{-T_d s} \quad (3.6)$$

むだ時間 T_d のみの単純なモデルで、 $G_c(s)$ により板厚外乱 ΔH_{2d} の第2スタンド到達が T_d 時間進められる。

[ケース2]
$$G_m'(s) = \frac{1}{1+T_1 s} \cdot e^{-T_d s} \quad (3.7)$$

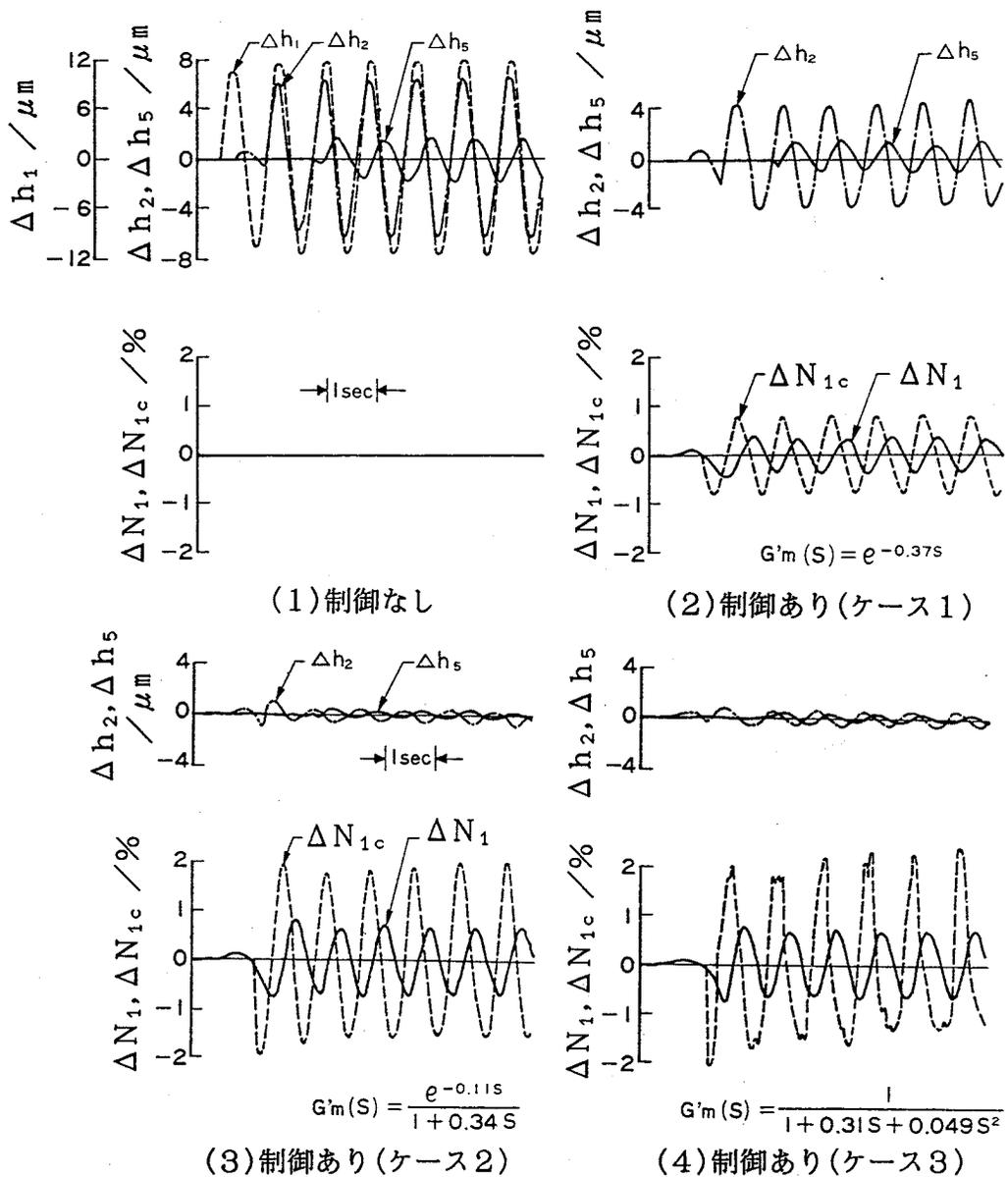
むだ時間+一次遅れ系のモデルで、 $G_c(s)$ により ΔH_{2d} の時間進みと一階差分が計算される。

[ケース3]
$$G_m'(s) = \frac{1}{1+T_2 s+T_3 s^2} \quad (3.8)$$

二次遅れ系のモデルで、 $G_c(s)$ で ΔH_{2d} の一階差分と二階差分が計算される。

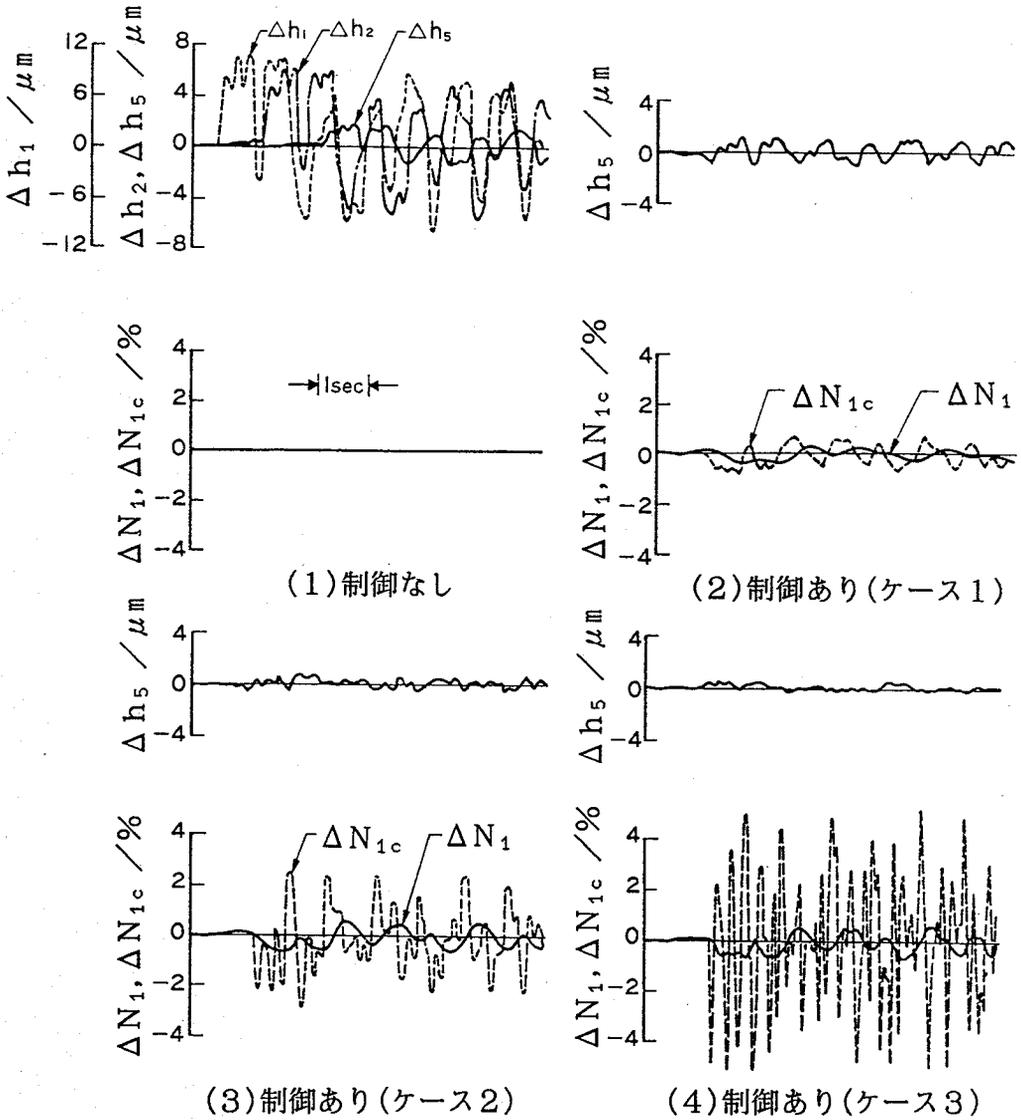
第1スタンドバックアップロール偏心(振幅 $\pm 30 \mu\text{m}$, 回転周波数約1 Hz)によって発生する正弦波状板厚外乱に対するフィードフォワード板厚制御のシミュレーション結果を図3.6に示す。図3.6-(1)は制御されない時の各スタンド出口板厚変動で、第5スタンド出口板厚 Δh_5 の変動幅は $\pm 1.7 \mu\text{m}$ である。ケース1の制御の伝達関数を用いてフィードフォワード制御した図3.6-(2)では、 Δh_5 の変動幅が $\pm 1.2 \mu\text{m}$ まで小さくなる。更にケース2およびケース3の伝達関数を用いて制御した図3.6-(3)および図3.6-(4)では、ともに Δh_5 の変動幅が $\pm 0.4 \mu\text{m}$ と大幅に小さくなり、ケース1に比べてケース2およびケース3の制御方法の方が優れている。ケース2とケース3の間の制御効果は大差ないが、ケース3のほうが(3.5)式の計算が二階差分となる分だけノイズなどの影響を受け易くなり、 ΔN_{1c} の波形が正弦波の理論的な二階差分の波形から崩れている。

図3.7のシミュレーションは、板厚外乱に実機の第1スタンド出側厚み計の



Δh_i : 第 i スタンド 出口板厚偏差
 $\Delta N_1, \Delta N_{1c}$: 第 1 スタンド ロール 駆動モータ 速度変化, 同修正信号

図 3.6 フィードフォワード板厚制御のシミュレーション結果 I
 (正弦波状板厚外乱)



Δh_i : 第 i スタンド出口板厚偏差
 $\Delta N_1, \Delta N_{1c}$: 第1スタンドロール駆動モータ速度変化, 同修正信号

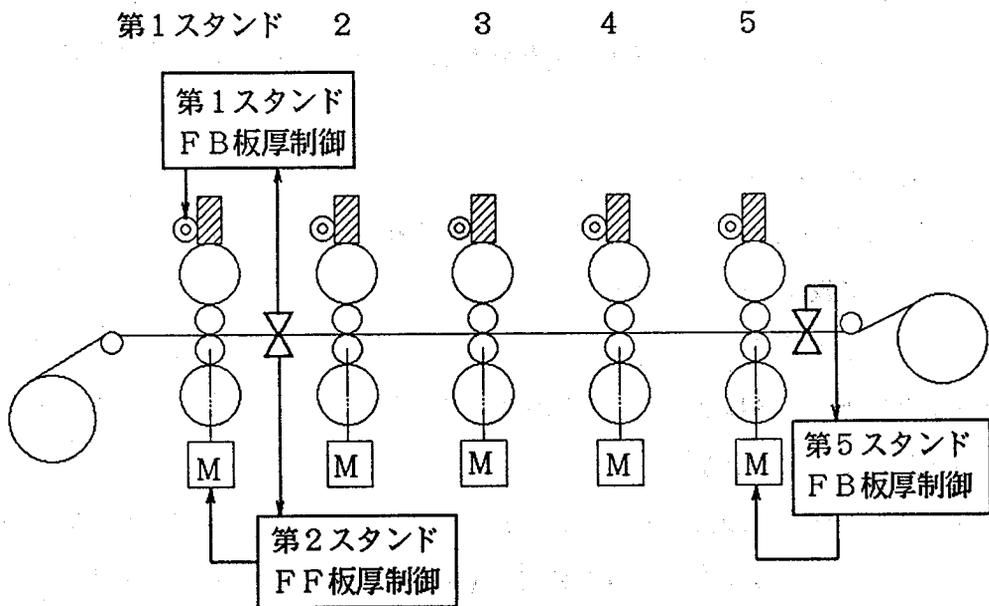
図3.7 フィードフォワード板厚制御のシミュレーション結果Ⅱ
 (実測板厚外乱, 制御の条件は図3.6と同じ)

実測データを用い、他は図3.6と同じ条件である。 Δh_5 の変動幅で板厚制御効果を判断すると、ケース1（図3.7-(2)）に比べてケース2（図3.7-(3)）あるいはケース3（図3.7-(4)）のほうが板厚制御として優れている。 Δh_5 の変動幅はケース2よりケース3のほうが小さいが、制御で二階差分が計算されるケース3では一階差分のケース2に比べて ΔN_{1c} の変動が激しくなり、ケース3のほうがノイズなどに対する心配が大きい。以上をまとめると、ケース2の方法を基本にして、フィードフォワード板厚制御を実機で採用でき、かつ十分有効である。

3.4 実機への適用⁸⁾

3.4.1 自動板厚制御システム

フィードフォワード制御を適用した和歌山製鉄所冷延工場のタンデムコールドミルの自動板厚制御システムを図3.8に示すが、既設のシステム（図3.1）に図3.5のフィードフォワード板厚制御を追加した構成である。



FB：フィードバック，FF：フィードフォワード

図3.8 タンデムコールドミルの自動板厚制御システムの構成

フィードフォワード板厚制御による第1～第2スタンド間張力変動が圧延作業上無視できるかどうかについては、第1スタンドのフィードバック制御で第1スタンド出口板厚変動（偏差）の中心値がゼロに制御されるので、実用上問題になる程大きい張力変化にならないと予想される。またフィードフォワード制御はオープンループ制御であるが、第5スタンドフィードバック制御があるので成品板厚の板厚偏差のオフセットは発生しない。フィードフォワード板厚制御の今までの説明に加え、(3.1)式の静的係数 K_f は板厚、板幅、材質などの条件毎にあらかじめ影響係数 D_2 および B_{21} を計算して作成された数値テーブルから、圧延される材料の条件に応じた数値を選択して設定する。(3.1)式の動的係数 $G_c(s)$ を計算するための近似モデル $G_m'(s)$ は、前節のケース1～ケース3のいずれもが表現できるように次式を使用し、ケース2を基本として実機の制御効果をみながら係数を微調整する。

$$G_m'(s) = \frac{1}{1 + T_2 s + T_3 s^2} \cdot e^{-T_d s} \quad (3.9)$$

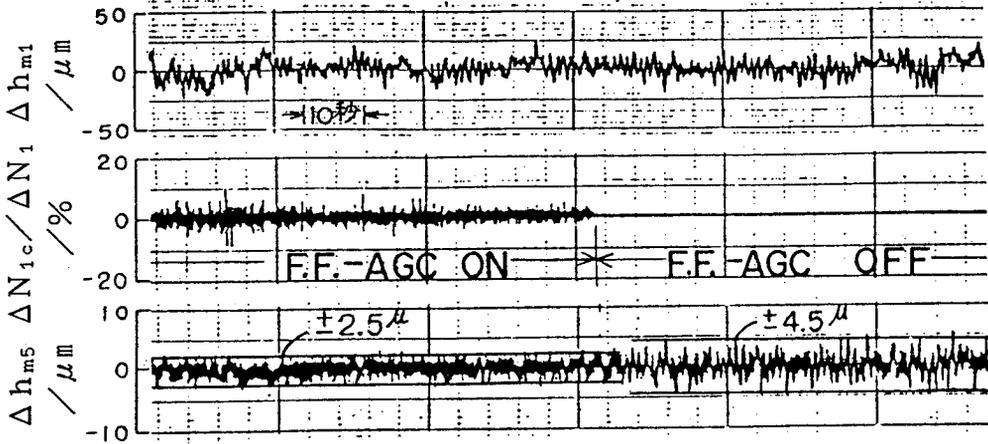
さらに、 $G_c(s)$ の計算における微分（差分）演算のために厚み計信号のノイズ対策として、計算処理時間を短くするために、アナログ信号の厚み計出力を3回連続してデジタル変換し、そのうち最大値と最小値を除いた中間の数値を制御に使用する。

3.4.2 制御結果

図3.8の自動板厚制御システムによる圧延結果を図3.9に示す。図ではフィードフォワード板厚制御のみを途中で入・切している。第5スタンド出側厚み計出力（偏差） Δh_5 をみると、フィードフォワード板厚制御切で $\pm 4.5 \mu\text{m}$ であった板厚変動幅が制御により $\pm 2.5 \mu\text{m}$ に改善され、始めに目標とした $\pm 1\%$ の板厚精度が達成されている。

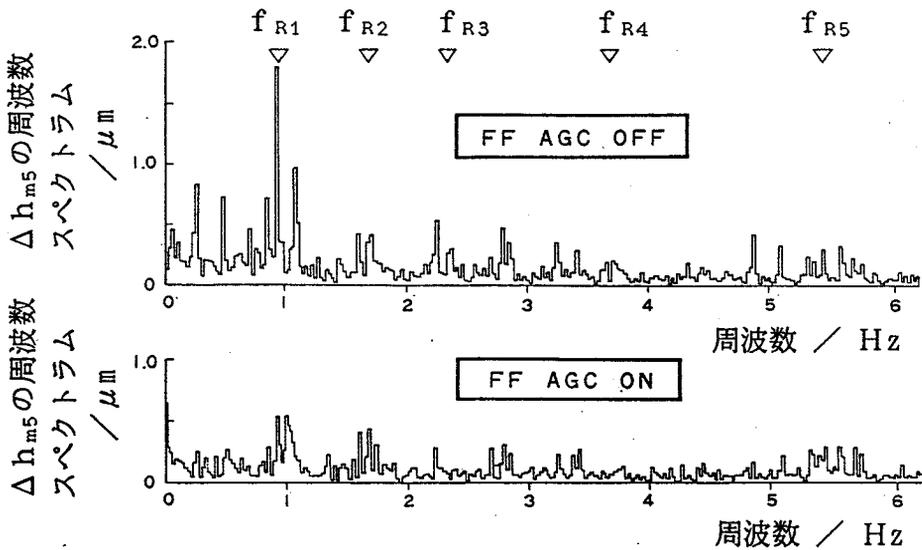
フィードフォワード制御入・切それぞれについての Δh_5 の周波数解析結果を図3.10に示す。板厚変動の最大要因である第1スタンドバックアップロール偏心に起因した変動が制御によって減少し、その周波数より低い範囲の板厚変動も小さくなっている。すなわち図3.4に示した第1スタンドロール駆動モータ

制御の動特性がフィードフォワード制御により補償されている。



材料寸法：母材厚2.3mm,仕上げ厚0.27mm,板幅941mm
 $\Delta h_{m1}, \Delta h_{m5}$ ：第1,第5スタンド出側厚み計出力
 $\Delta N_{1c}/\Delta N_1$ ：第1スタンドロール駆動モータ速度修正信号

図3.9 フィードフォワード板厚制御の効果



Δh_{m5} ：第5スタンド出側厚み計出力
 f_{Ri} ：第iスタンドバックアップロール回転周波数

図3.10 図3.9の板厚変動の周波数解析結果

3.5 むすび

X線厚み計を用いたフィードバック板厚制御ループに存在するむだ時間対策として、第1スタンド出側厚み計を用いたフィードフォワード板厚制御を検討した。特に±1%の目標板厚精度を達成するため、むだ時間を解消するだけでなく、板厚制御の操作要素であるロール駆動モータ制御系の動特性を補償する方法を検討した。すなわち、簡単な差分計算を用いた制御方法を提案してシミュレーションモデルで効果を確認した後、和歌山製鉄所冷延工場のタンデムコールドミルの板厚制御システムに適用した。その結果、既設板厚制御では制御不可能であった第1スタンドバックアップロール偏心に起因した板厚変動が減少し、目標板厚精度を達成した。

ここで提案したフィードフォワード板厚制御は圧延機の特別な改造が要らないので、入側に厚み計を備えた圧延機の板厚制御方法として一般的に使用できる。

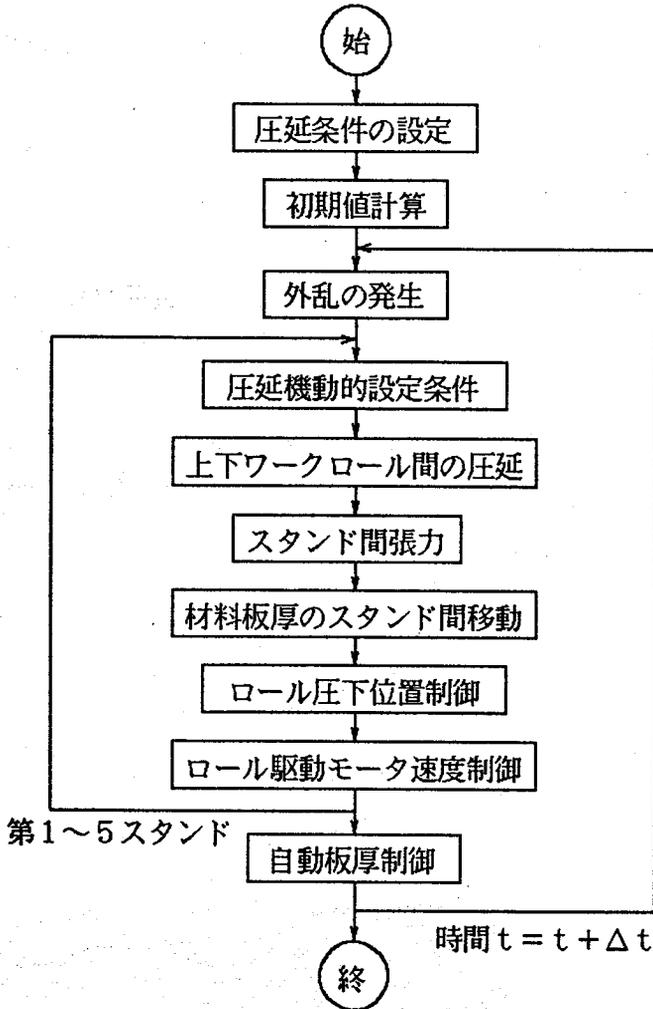
【参考文献】

- 1) 日本鉄鋼協会編：「圧延理論とその応用」，誠文堂新光社（昭和44年），pp.236～249.
- 2) 同上：pp.401～405.
- 3) 桂寛一郎：圧延技術，日刊工業新聞社（昭和46），pp.147～152.
- 4) G.G.Lpham：Computerized Cold Reduction Inland's 80.In Tandem Mill, Iron & Steel Engineer, November (1972)，pp.39～44.
- 5) C.A.Vossberg：Automatic Mill Control, Control Engineering, March 1955, pp.42～47.
- 6) 山下直，保志尚：デジタルプロセス制御—DDCの実際—，コロナ社（昭和44年），pp.115～133.
- 7) 近藤勝也，田島滋：ストリップミルの板厚制御方法，日本国特許庁特許公報，特許出願公告 昭61-11127.
- 8) S.Tajima, K.Kondo, K.Yoshida and K.Morita：Development of a new type AGC system for a tandem cold mill, Iron and Steel Engineer, June 1981, pp.43～48.
- 9) 山下了也，美坂佳助，川上義弘，近藤勝也：張力・板厚制御—コールドタンデムミルの建設Ⅱ—，塑性と加工，Vol.1，No.155（1973-12），pp.976～987.
- 10) 田沼正也，大成幹彦：直接計算による動特性解析法—冷間タンデム・ミルの動特性解析Ⅰ—，塑性と加工，Vol.13, No.133（1972-2），pp.122～130.

付録 3.1 タンデムコールドミルのシミュレーション⁹⁾

タンデムコールドミルによる圧延の動的シミュレーション手法は田沼らによって報告¹⁰⁾ されているが、圧延理論式を線形近似しないでそのまま数値計算して微少時間ごとの逐次計算をするので、計算時間は長くなるがシミュレーション精度が高い。本研究でも同様の計算方法を用い、付図3.1に計算のフロー図を示し、以下に概要を述べる。

圧延条件の設定では表3.2の圧延条件を与え、初期値計算ではこの条件で定常圧延されているときの圧延荷重、ロール圧下位置、ロール駆動モータにかかる圧延トルク、ロール速度などを圧延理論式を用いて計算し、各制御系などにおけ



付図3.1 タンデムコールドミルの動的シミュレーションのフロー図

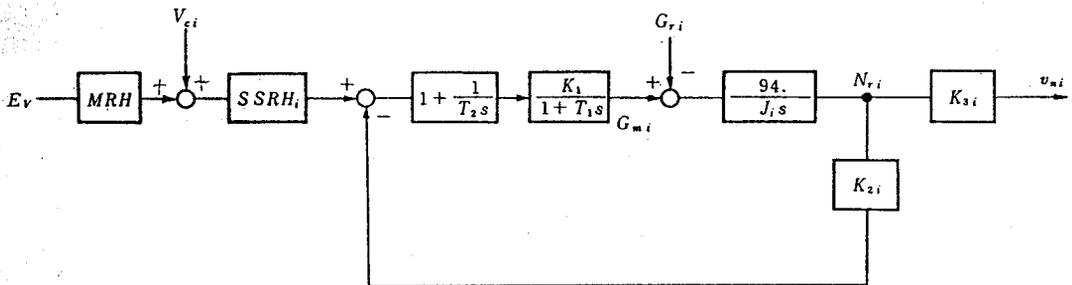
る積分計算の初期値を設定する。ロール速度は第5スタンドのロール速度を与えて、第5スタンド入側板速度と第4スタンド出側板速度が等しくなる第4スタンドのロール速度を計算し、同様にして順次第1スタンド迄のロール速度を計算する。

外乱の発生以後は微少時間毎の逐時計算をする。本シミュレーションで用いた外乱は第1スタンドバックアップロール偏心（正弦波状板厚変動）と第1スタンド出側厚み計の実測データを利用した第1スタンド入側板厚変動である。圧延機動的設定条件では材料の変形抵抗，ワークロールと材料間の摩擦係数など圧延条件の動的変化条件を設定し，圧延機入側板厚やロール圧下位置の変化は他のブロックの計算で決まる値を用いる。上下ワークロール間の圧延ではロール圧下位置と入口板厚を与えて出口板厚，圧延荷重などを計算するが，このために

付表3.1 シミュレーションに使用された圧延理論式

圧延荷重	Hill の近似式に張力補正項を加えた式
圧延トルク	〃 〃
平均変形抵抗	$\bar{k} = 84.6(\bar{r} + 0.00817)^{0.8}$ $\bar{r} = 0.4\left(1 - \frac{H}{H_1}\right) + 0.6\left(1 - \frac{h}{H_1}\right)$ $\bar{k} : \text{平均変形抵抗}$ $H_1 : \text{ホットコイル板厚}$ $H : \text{入口板厚} \quad h : \text{出口板厚}$
先進率	Bland and Ford の式
へん平変形後のロール半径	Hitchcock の式 ¹⁾
張力	$\frac{dt_{fi}}{d\tau} = \frac{E}{L}(v_{ei+1} - v_{oi}), \quad t_{bi+1} = \frac{h_i}{H_{i+1}} \cdot t_{fi}$ $t_f : \text{前方張力応力} \quad v_e : \text{入側板速度}$ $L : \text{スタンド間距離} \quad t_b : \text{後方張力応力}$ $v_o : \text{出側板速度} \quad \text{力}$ $h : \text{出口板厚} \quad H : \text{入口板厚}$ $E : \text{ヤング率} \quad i \text{ はスタンド番号}$
摩擦係数	実測データによる回帰式

(付2.7)式と(付2.8)式の連立方程式を解く。同時に(付2.5)式および(付2.6)式の圧延トルクと先進率も計算する。これらの計算に使用する圧延理論式を付表3.1に示す。スタンド間張力の計算では、付表3.1中の計算式のように、スタンド間距離に比べて両側のスタンドで拘束される材料長さが短いために発生する材料の弾性変形とそれに比例した張力を計算する。材料板厚のスタンド間移動では、上流側のスタンドを出た材料が次のスタンドの入口に達する迄のスタンド間の板厚情報を材料速度に合わせてトラッキングする。スタンド間に厚み計がある場合の厚み計検出値は厚み計位置の板厚と目標板厚との差を計算する。ロール圧下位置制御はフィードフォワード板厚制御のシミュレーションでは計算しないが、例えば油圧圧下式圧延機の場合には図2.2の制御系を計算する。ロール駆動モータ速度制御は付図3.2のモデルを使用した。SSRHはスタンド毎の速度設定用、MRHは全スタンド一勢加減速用の設定器である。自動板厚制御の詳細は本文で述べている。



- | | | | |
|--------------------------|----------------------|---------------------------------|---------|
| E_v : 基準電圧 | [V] | G_r : 圧延トルク | [kg-m] |
| G_m : モータトルク | [kg-m] | K_2 : ロール回転数→検出電圧換算定数 | [V/rpm] |
| J : 慣性モーメント | [kg-m ²] | N_r : ロール回転数 | [rpm] |
| K_1 : 制御系のゲイン | [-] | V_c : 張力一定制御あるいは速度AGCによる速度修正量 | [V] |
| K_3 : ロール回転数→ロール速度換算定数 | [m/min/rpm] | MRH: 基準速度比 | [-] |
| T_1, T_2 : 制御系の時定数 | [s] | i はスタンド番号 | |
| v_a : 圧延速度 | [m/min] | | |
| SSRH: 設定速度比 | [-] | | |

付図3.2 ロール駆動モータ速度制御系のブロック線図

第4章 非干渉制御を用いた可逆冷間圧延機の板厚制御

4.1 まえがき

可逆冷間圧延機は1台の圧延機で材料を複数回往復圧延する。往復圧延回数（パス回数）を変えることにより、材料の硬さ、板厚の圧下率、仕上げ板厚などの多様な条件に対応できるので、鉄・非鉄を問わず多品種少量生産の分野で広く用いられる。可逆冷間圧延機でも、自動板厚制御（AGC）の高性能化が要求されている。しかし同じ冷間圧延機でも、大型設備のタンデムコールドミルについては本論文第2章および第3章の研究を含め多くの発表がある^{1)・2)}が、比較的小規模設備の可逆冷間圧延機に関する報告は少ない。

可逆冷間圧延機は1台の圧延機と、材料に張力をかけて巻き取りおよび巻き戻しするリール系とから構成される。圧延機の両側に設置された厚み計を用いた自動板厚制御はタンデムコールドミルの場合と同様にフィードバック制御およびフィードフォワード制御が実用化されている。^{3)・6)} いずれの制御もロール圧下位置操作が中心で、張力操作は板厚制御に許される張力可変範囲が狭いためにほとんど使用されていない。一方、ロール圧下位置制御は油圧圧下式圧延機^{4)・6)}により、圧下位置制御が高速化されている。しかし、可逆冷間圧延機でもタンデムコールドミルと同様に板厚と張力の間の相互干渉があるので、相互干渉の影響を受ける板厚制御系の動特性を明らかにして自動板厚制御システムを設計することが重要である。

可逆冷間圧延機の板厚制御動特性の研究に森田らの報告⁷⁾があるが、リール駆動モータの制御系を回転速度制御系にしているため、リールモータ電流制御もしくはリールモータトルク制御が行われている実際の可逆冷間圧延機とは異なるモデルになっている。

本研究ではリールモータ電流制御系を備えた可逆冷間圧延機のシミュレーションモデルを作成し、その計算結果が実機の測定結果と良く合うことを確かめるとともに、板厚制御系の動特性を計算して調べている。その結果、板厚と張力の相互干渉による張力変動が無視できない、板厚制御の動特性はリールモータ電流制

御系の動特性に支配されるなどの重要な知見が得られている。^{8)・9)}次に、これに基づく板厚制御システムを設計するため、2入力2出力の多変数線形化モデルを作成して動的相互干渉を検討するとともに、非干渉制御を応用した動的クロスコントローラを設計している。動的クロスコントローラは操作要素の動特性の異なる各種の可逆冷間圧延機の自動板厚制御システムに適用され、いずれも良好な板厚制御精度が得られている。^{8)・10)}本章ではこれらの内容を述べる。

4.2 板厚制御動特性のシミュレーション^{8)・9)}

4.2.1 可逆冷間圧延機の板厚制御系

自動板厚制御装置を持つ可逆冷間圧延機の構成を図4.1に示す。上下のワークロール間隙はロール圧下位置制御系によって操作され、左右のリール張力はリールモータ電流制御系によって操作される。板厚制御は圧延機前後の厚み計の信号を用いたフィードフォワードおよびフィードバック制御で、板厚制御信号がロール圧下位置制御系もしくはリールモータ電流制御系に出力される。

ロール圧下位置制御系とリールモータ電流制御系の動特性は、それぞれが構成されるハードウェアの種類によって高速応答と低速応答に分類される。ロール圧下位置制御系では、油圧圧下式は高速応答、電動圧下式は低速応答である。リール

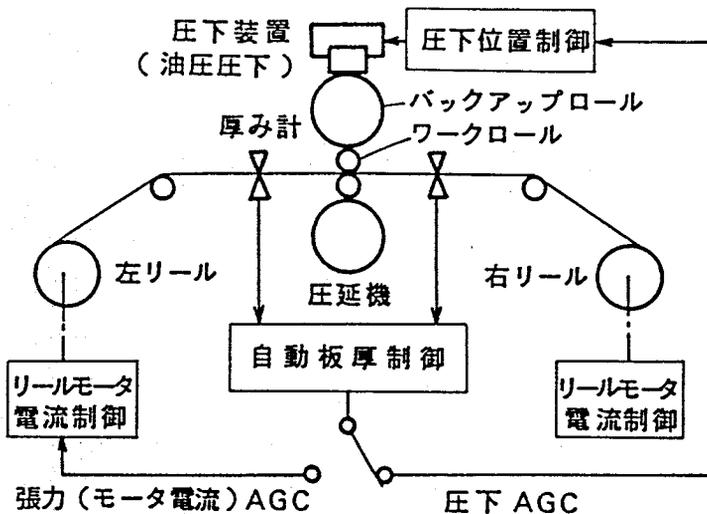


図4.1 可逆冷間圧延機の板厚制御系の構成

ルモータ電流制御では、サイリスタレオナードと低慣性モータによる制御系は高速応答、ワードレオナード（回転機電源）と大慣性モータによる制御系は低速応答である。これら応答速度の異なる操作要素の組合せは表4.1の4通り（ケースⅠ～ケースⅣ）である。

板厚制御動特性を検討するため、シミュレーションモデルを作成（詳細は付録4.1）して、ロール圧下位置制御系あるいはリールモータ電流制御系に矩形波入力を加えた時の圧延機出口板厚と入側張力の動きを調べる。

表4.1 可逆冷間圧延機における板厚制御の操作要素の組合わせ

CC \ PC	PC	低速応答	高速応答
低速応答		ケースⅠ	ケースⅡ
高速応答		ケースⅢ	ケースⅣ

PC：ロール圧下位置制御系， CC：リールモータ電流制御系

4.2.2 シミュレーションモデルの検証

シミュレーションモデルの計算結果を実圧延機の測定結果と比較する。

比較の実圧延機は昭和37年に建設された図4.2に示す20段ロールのセンジミア圧延機である。ワークロール直径54mm，有効ロール胴長1374mm，最高圧延速度190m/minで，リールモータはワードレオナードで駆動されリールモータ電流制御の応答は遅い。ロール圧下位置は稼動後に油圧サーボ弁と油圧ピストンによる油圧圧下制御に改造されたので，圧下位置制御の応答は速い。すなわち，表4.1の操作要素の組合せで，ケースⅡである。

この圧延機による圧延中に入側リールモータ電流制御系及び圧下位置制御系それぞれに，図4.2のテスト信号の位置に矩形波信号を繰り返し加える。ステンレス鋼板を1.14mmから0.91mmに圧延速度100m/minで圧延中の測定結果を図4.3に示す。図は圧延中の外乱の影響を小さくするため，矩形波入力に同期

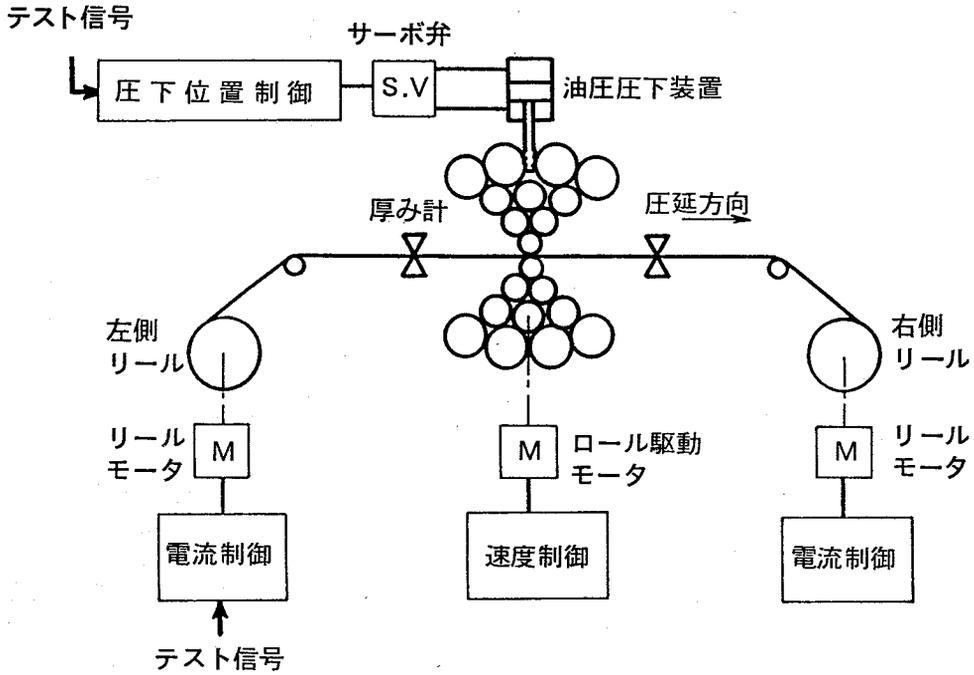


図4.2 可逆冷間圧延機のシミュレーションモデル

させた3回の実測データを重ね合わせて計算した平均値である。また、出側厚み計の板厚変化には、当該パスのリールモータ電流もしくはロール圧下位置変更による板厚変化に、当該パス以前の板厚変動が加算されているので、次式を用いて当該パスで発生した板厚変化を計算している。

$$\Delta h(t) = \Delta X_o(t) - \frac{\bar{h}}{\bar{H}} \Delta X_i(t - T_d) \quad (4.1)$$

ただし、 $\Delta h(t)$ ：当該パスの板厚変化、 $\Delta X_o(t)$ ：出側厚み計で検出された板厚偏差、 $\Delta X_i(t)$ ：入側厚み計で検出された板厚偏差、 \bar{h} ：出側厚み計設定値、 \bar{H} ：入側厚み計設定値、 T_d ：入側厚み計～出側厚み計間の材料通過時間である。

実機テストと同じ条件のシミュレーション計算結果を図4.4に示す。計算では圧延材料の条件、圧延速度、リール～圧延機間距離などを実機と同じにし、リールモータ電流制御系とロール圧下位置制御系のパラメータはその応答が実測値と同じになるように調整している。入側張力や出口板厚の動きに注目して、実測

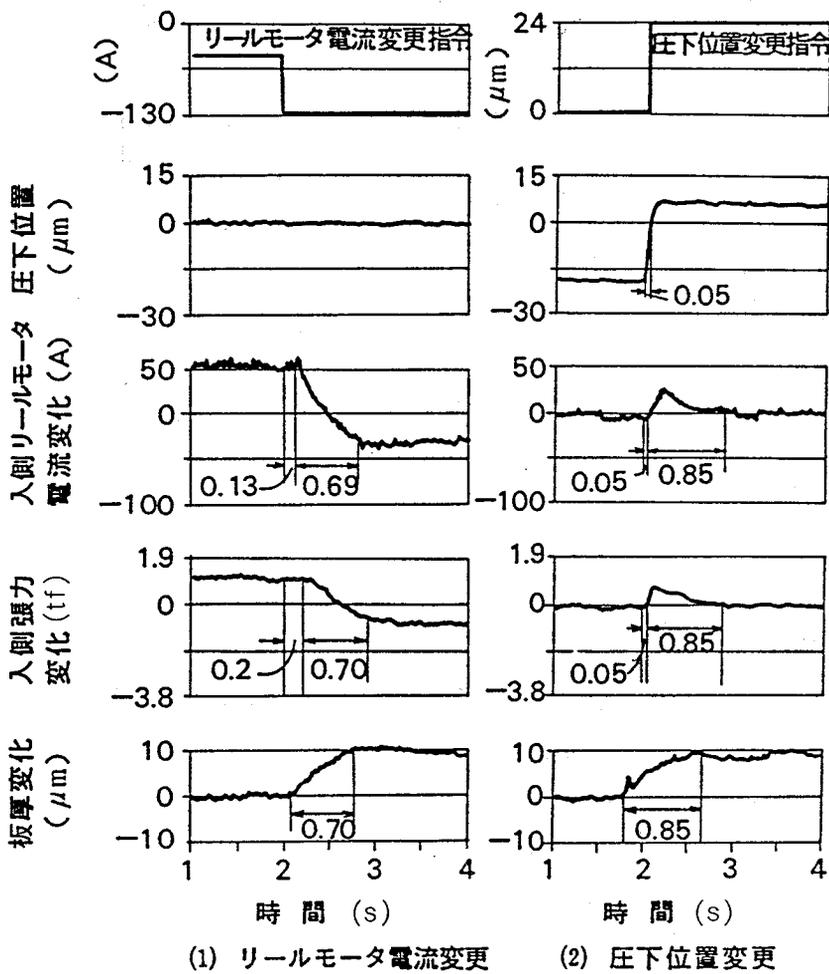


図4.3 板厚変更の実機テスト結果（ケースII）

データとシミュレーション結果を比較し説明する。

図4.3-(1)と図4.4-(1)は入側リールモータ電流の目標値変更である。リールモータ電流変化とともにそれと同じ応答時間で入側張力と板厚が変化し、両図のそれらの動きは良く合っている。図4.3-(2)と図4.4-(2)はロール圧下位置の目標値変更であるが、次の特徴が両図とも見られ、シミュレーションが実機とよく合っている。すなわち、ロール圧下位置は0.05secの応答時間で高速に変化するが、板厚は変化が終わるまでにその10倍以上の時間がかかる。またロール圧下位置変化によって入側張力が変化した後、電流制御によってこの張力が元に戻る迄の時間と板厚の変化が終わるまでの時間がほぼ一致している。

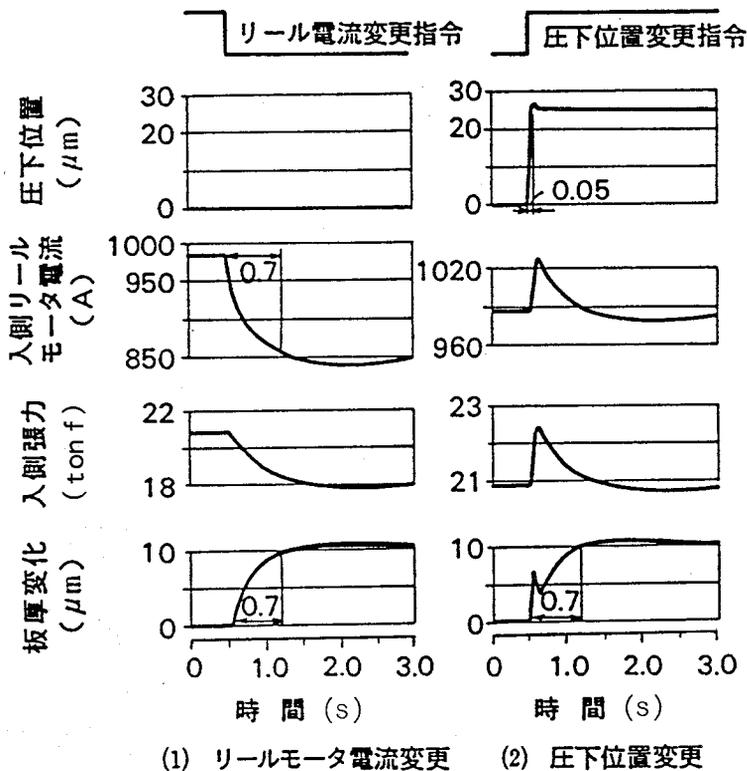


図 4.4 板厚変更のシミュレーション結果 (ケース II)

次には表 4.1 の操作要素の組合せの中から、ケース II およびケース IV をシミュレーションし説明する。

4.2.3 ケース II の板厚制御動特性

ケース II は高速応答のロール压下位置制御と低速応答のリールモータ電流制御の組み合わせで、それぞれの矩形波入力に対する応答である先の図 4.4 について以下に説明する。

リールモータ電流制御系に入力を加えた図 4.4-(1) では、リールモータ電流の変化とともに入側張力が変化し、同時に板厚が変化するため、これら 3 つの信号はほぼ同じ動特性である。当然ながら、板厚と張力の間は強い干渉になる。

ロール压下位置制御系に入力を加えた図 4.4-(2) では、ロール压下位置の高速応答に比べて板厚の変化が大幅に遅れ、両者の動特性が異なる。これは板厚変化が次のプロセスをたどるためである。すなわち、ロールギャップが開かれると板厚が厚くなるが、ロールへの材料引込み速度が速くなるため入側張力が高くな

り、板厚の変化が抑制される。その後一度高くなった入側張力とリールモータ電流が電流制御によって元の値まで戻されるので、板厚が最終的な値にまで厚くなる。したがって、板厚の動特性はリールモータ電流制御系の動特性によって決まるといえる。またこの過程で、ロール圧下位置操作の場合にも、板厚と張力の間に相互干渉が発生する。

過大な張力変動は材料の破断やワークロール間への絞り込みなどを引き起こすので、操業上好ましくない。今回の計算結果によれば、相互干渉による張力変動は圧延操業上問題であり、自動板厚制御システムの設計では、この相互干渉による張力変動を抑制することが必要である。

4. 2. 4 ケースⅣの板厚制御動特性

リールモータ電流制御が高速応答であるケースⅣの矩形波応答を図4.5に示す。リールモータ電流制御のゲインは、サイリスタレオナードの実機制御に合わせて、応答時間が0.1 secになるように設定している。その他の計算条件はケースⅡと同一である。

ケースⅣの板厚制御動特性もケースⅡと同様である。すなわち、リールモータ電流制御に矩形波入力を加えた図4.5-(1)では、入側張力と板厚変化の応答が一致する。ロール圧下位置制御に矩形波入力を加えた図4.5-(2)では、板厚の変化はロール圧下位置でなく入側張力の応答と同じになり、板厚変化の動特性がリールモータ電流制御の応答によって決まる。いずれの場合も、ケースⅡに比べリールモータ電流制御が高速応答である分は、板厚変化が速くなる。やはり板厚と張力の間に操業上問題になる相互干渉が発生する。

ケースⅡと比べたケースⅣの動特性の特徴を述べる。図4.5-(1)では入側リールモータ電流の応答時間0.11 secに比べ、入側張力と板厚の応答時間が0.28 secとかなり遅い。図4.5-(2)では入側張力が大きく変化するが、入側リールモータ電流はほとんど変化しない。これらはリールモータ電流変化→リール周速変化→張力変化の過程をたどる張力発生プロセス(付録4.2で詳述)の動特性のためである。したがって、リールモータ電流制御が高速応答の場合にはリールモータ電流の動きと張力の動きが一致しない。

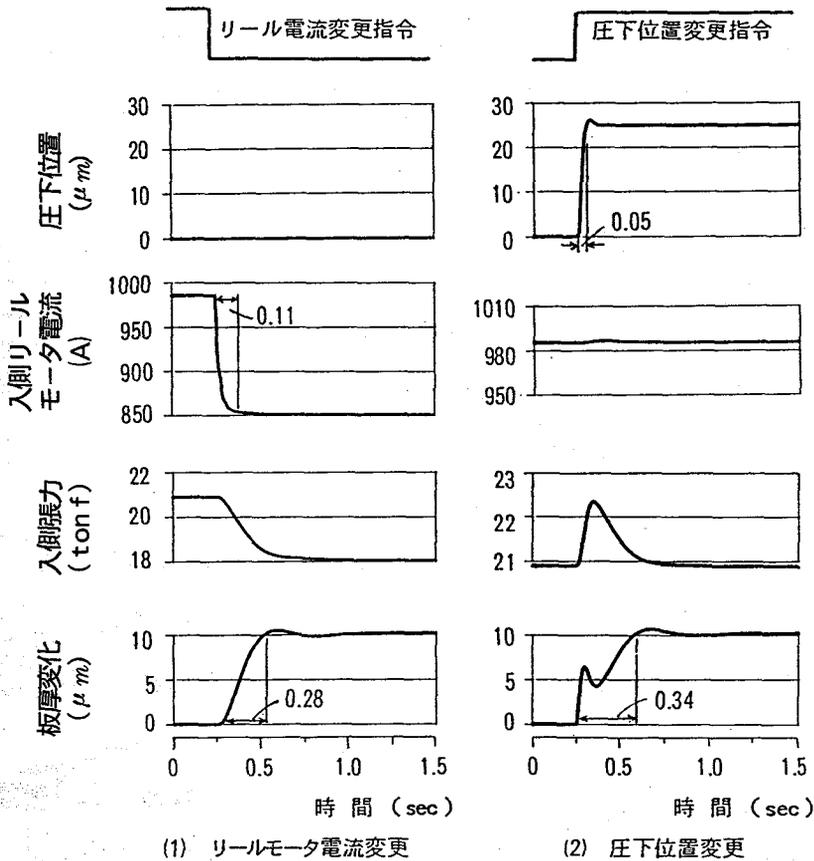


図4.5 板厚変更のシミュレーション結果 (ケースIV)

4.2.5 板厚制御動特性のまとめ

先の板厚制御動特性に関する圧延理論面からの考察は付録4.2で述べる。

以下には板厚制御システムの設計という立場でシミュレーション結果をまとめる。

①板厚制御動特性は、ロール压下位置制御よりもリールモータ電流制御の応答で決まる。したがって高速応答の油圧压下を使用するだけでは十分でなく、リールモータ電流制御とそれによる張力の応答が高速でなければならない。

②既設圧延機改造の指針として、板厚制御の応答改善のみが目的ならば、電動压下から油圧压下に改造することは必ずしも有効でない。

③板厚制御のために、リールモータ電流とロール压下位置のいずれを操作しても、板厚と張力の相互干渉により、操業上無視できない張力変動が発生する。し

たがって、この張力変動を抑制することが板厚制御システムの設計のために必要である。

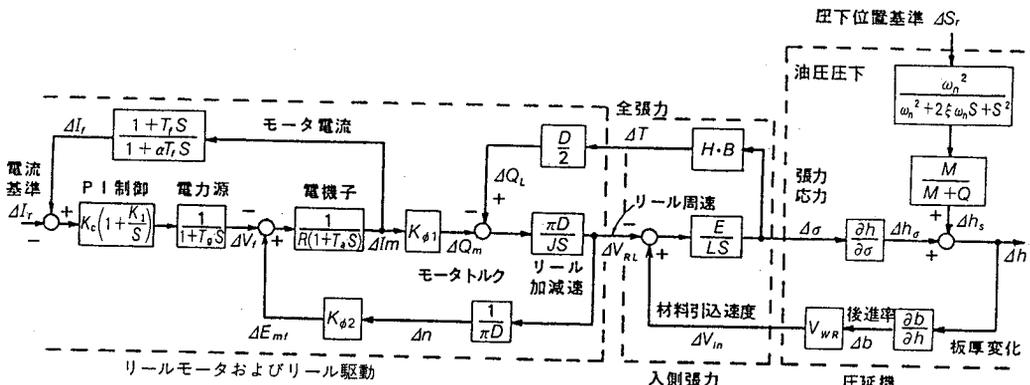
④ リールモータ電流を操作する張力AGCは、板厚制御に許される張力可変範囲が狭いことが問題であるが、ここでは、圧下を操作する圧下AGCでも張力変動が無視できないこととこの張力変動の抑制が必要なが示されている。

4.3 板厚と張力の相互干渉¹⁰⁾

4.3.1 板厚制御系の線形モデル

板厚と張力の動的相互干渉をさらに調べるため、数値計算のシミュレーションモデル(付録4.1)をもとに板厚制御系の線形モデルを作成する。

可逆冷間圧延機のシミュレーションモデルから、板厚制御に関する要素を取り出した線形モデルを図4.6に示す。図のモデルは圧延機、入側張力発生プロセスおよび入側リールモータ制御系から構成され、圧延機のロール圧下位置制御系は2次遅れ系で表している。ロール圧下位置変化による板厚変化、入側張力変化による板厚変化、これらの板厚変化による後進率(ワークロール周速に対する材料引き込み速度の遅れ率)変化などは、冷間圧延機の影響係数¹¹⁾(付録2.1)の関係式を用いて線形化している。リールモータ制御系は直流モータの電機子電



$B=1020\text{mm}$, $D=0.096\text{m}$, $E=21000\text{kgf/mm}^2$, $H=1.14\text{m}$, $J=6690\text{kg}\cdot\text{m}^2$, $K_C=0.52$, $K_I=1.18$, $K_{\phi 1}=2.05\text{kgf}\cdot\text{m/A}$, $K_{\phi 2}=2.56\text{V}\cdot\text{sec}$, $L=3.51\text{m}$, $R=0.00768\Omega$, $T_a=0.03\text{sec}$, $T_f=0.03\text{sec}$, $T_g=2.5\text{sec}$, $V_{WR}=100\text{m/min}$, $\alpha=1.0$, $\xi=0.7$, $\omega_n=62.8\text{rad/sec}$, $\partial b/\partial h=0.873\text{mm}^{-1}$, $\partial h/\partial \sigma=-0.00417\text{mm/kgf}$, $M/(M+Q)=0.408$

図4.6 可逆冷間圧延機板厚制御系の線形モデル(ケースII)

流制御回路をモデル化し、直流モータの界磁制御は電流制御の動特性にほとんど関係しないので省略している。また出側張力、出側リールモータ制御系およびロール駆動モータ制御系も、板厚制御動特性への影響が小さいので省略している。

4.3.2 板厚と張力の相互干渉

板厚制御系の線形モデルを用い、表4.1のケースIIとケースIVについて、板厚と張力の相互干渉を検討する。

ケースIIの操作要素の動特性はセンジミア圧延機の特性に合わせ、ロール圧下位置制御系の矩形波応答が0.05sec, リールモータ電流制御系の矩形波応答が0.7secになるように、図4.6の油圧圧下制御系の2次遅れ系のパラメータ、

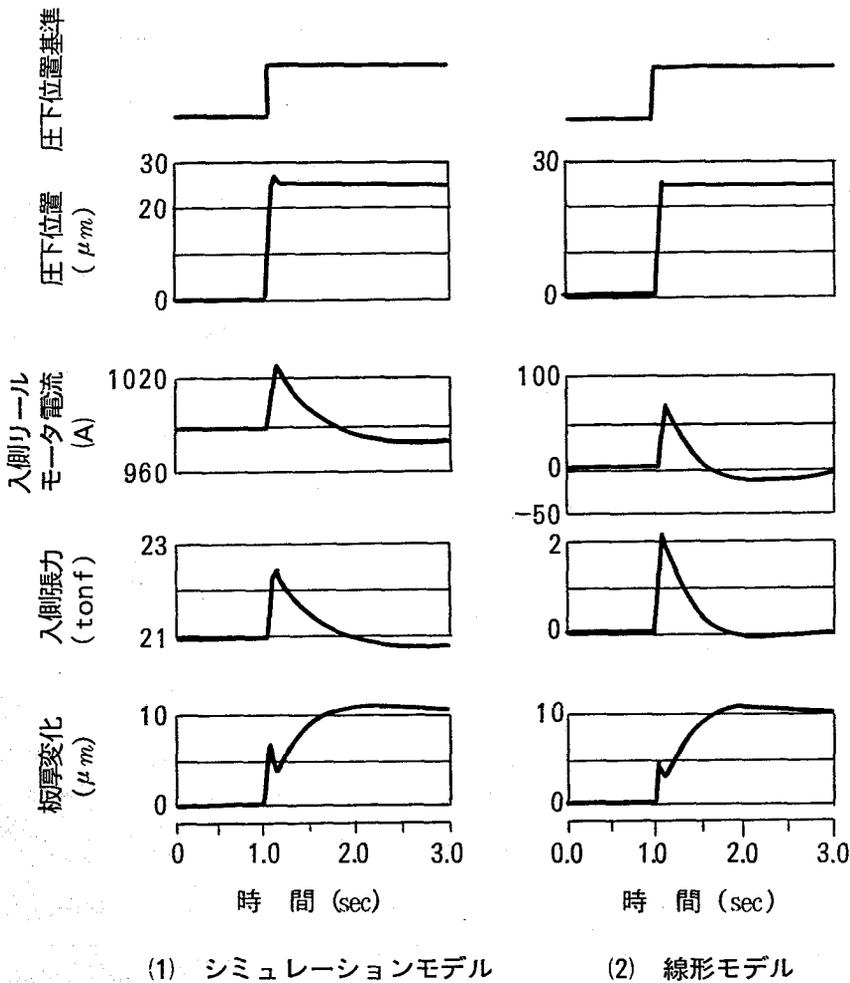


図4.7 板厚制御系のシミュレーションモデルと線形モデルの比較

およびリールモータ電流制御系のPIコントローラの定数を決定する。影響係数は図4.2の圧延条件を用いて圧延理論式を計算して決める。これらの数値は図4.6に記入されている。

シミュレーションモデルの計算結果と線形モデルの計算結果の比較を図4.7に示す。図はロール圧下位置基準に矩形波入力を加えた時の応答であるが、入側張力変化、リールモータ電流変化、板厚変化を見ると、線形モデルが板厚制御系の応答を精度良く表わしている。

図4.6のブロック線図は、入力をロール圧下位置指令 ΔS_r とリールモータ電流指令 ΔI_r 、出力を出口板厚変化 Δh と張力変化 $\Delta \sigma$ とした、2入力2出力の多変数制御系で、式(4.2)で表される。伝達関数マトリックス f_{ij} は図4.6のブロック線図を展開することによって導かれる。

$$\begin{pmatrix} \Delta h(s) \\ \Delta \sigma(s) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_{11}(s) & f_{12}(s) \\ f_{21}(s) & f_{22}(s) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta S_r(s) \\ \Delta I_r(s) \end{pmatrix} \quad (4.2)$$

つぎに、単位入力 $\Delta S_r(0)=1$ あるいは $\Delta I_r(0)=1$ に対する出力が1になるように、(4.2)式を正規化すると次式になる。

$$\begin{pmatrix} \Delta h(s) \\ \Delta \sigma(s) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} g_{11}(s) & g_{12}(s) \\ g_{21}(s) & g_{22}(s) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta S_r(s) \\ \Delta I_r(s) \end{pmatrix} \quad (4.3)$$

ただし、 $g_{ij}(s)$ は次式である。

$$\left. \begin{aligned} g_{11}(s) &= \frac{1}{f_{11}(0)} f_{11}(s) \\ g_{12}(s) &= \frac{1}{f_{12}(0)} f_{12}(s) \\ g_{21}(s) &= \frac{f_{12}(0)}{f_{21}(0) \cdot f_{22}(0)} f_{21}(s) \\ g_{22}(s) &= \frac{1}{f_{22}(0)} f_{22}(s) \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

なお (4.4) 式の $f_{ij}(0)$ は、図 4.6 より次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} f_{11}(0) &= \frac{M}{M+Q} \\ f_{12}(0) &= \frac{\partial h}{\partial \sigma} \cdot \frac{2K\phi_1}{H \cdot B \cdot D} \\ f_{21}(0) &= 0 \\ f_{22}(0) &= \frac{2K\phi_1}{H \cdot B \cdot D} \end{aligned} \right\} \quad (4.5)$$

(4.3) 式の伝達関数のボード線図を図 4.8 に示すが、板厚と張力との相互干渉が表されている。これを更に検討するため、(4.3) 式の対角要素のベクトル軌跡と非対角要素のゲルシュゴリン帯を図 4.9 に示す。図 4.9-(1) はローラ圧下位置操作時の板厚変化をベクトル軌跡で、その時の張力変動の大きさをそれを半径とする円でそれぞれ表している。図 4.9-(2) はリールモータ電流操作時の張力変化をベクトル軌跡で、その時の板厚変動の大きさをゲルシュゴリン帯で表している。

図 4.9-(2) において、リールモータ電流操作時に板厚と張力が干渉するのは、

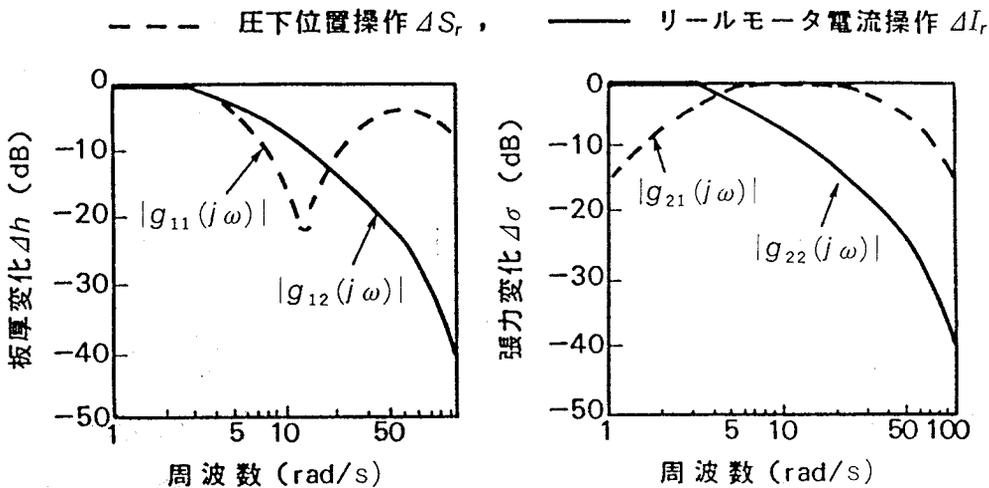


図 4.8 可逆冷間圧延機板厚制御系のボード線図 (ケース II)

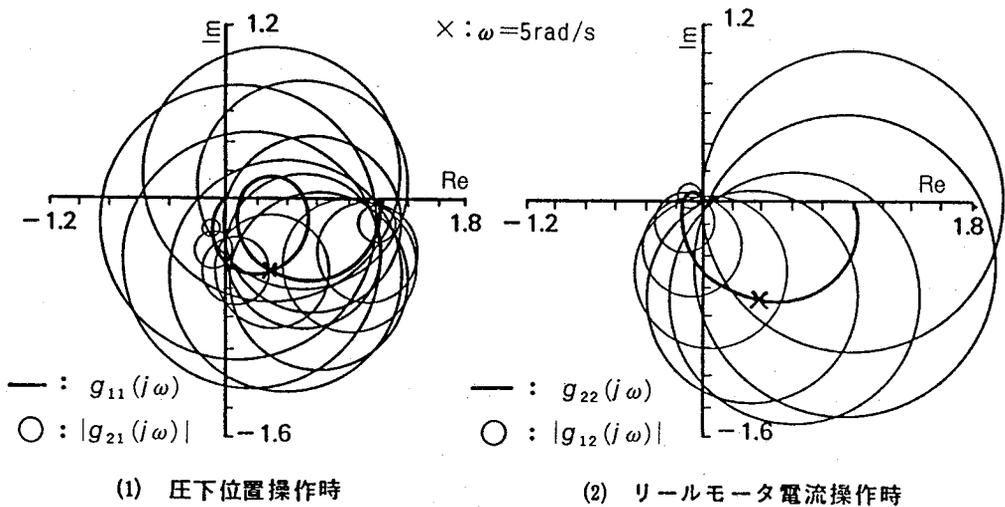


図4.9 板厚制御系のベクトル軌跡とゲルシュゴリン帯（ケースII）

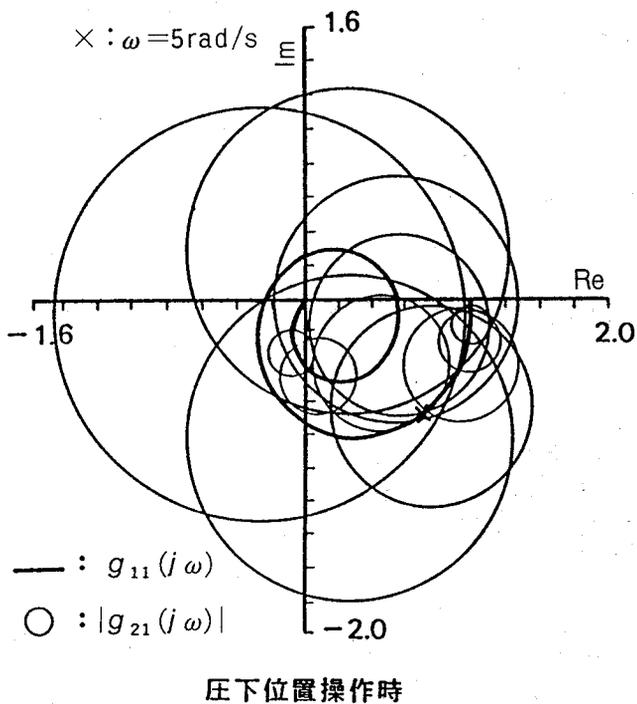


図4.10 板厚制御系のベクトル軌跡とゲルシュゴリン帯（ケースIV）

リールモータ電流で張力を操作して板厚を変えるので当然である。一方、ロール圧下位置操作の図4.9-(1)においても、板厚と張力の間に強い干渉がある。したがって、ロール圧下位置もしくはリールモータ電流のいずれかを単独に操作する従来の板厚制御は不十分であり、張力変動を抑えて板厚のみを変化させる技術が必要である。

つぎにケースⅣは、ケースⅡに比べて、リールモータ電流制御系が高速応答で（矩形波応答時間0.1 sec）、他の条件はケースⅡと同じである。ケースⅣのロール圧下位置操作時の板厚変化のベクトル軌跡と張力変化のゲルシュゴリン帯を図4.10に示す。図より、リールモータ電流制御が高速応答のケースⅣでも、板厚と張力の相互干渉が大きいために、張力変動を抑えて板厚のみを変化させる技術が必要である。

4.4 非干渉制御系の設計¹⁰⁾

板厚制御系における板厚と張力の相互干渉を補償し、張力変動を抑えて板厚のみを変更するために、非干渉制御を応用¹²⁾する。以下にケースⅡのクロスコントローラの設計を説明し、ケースⅣについても計算結果を述べる。

4.4.1 静的クロスコントローラ

板厚制御におけるクロスコントローラを図4.11に示す。操作量の前にクロスコントローラ $L(s)$ を置き、板厚制御信号 $\Delta h_c(s)$ が入力された時に、制御

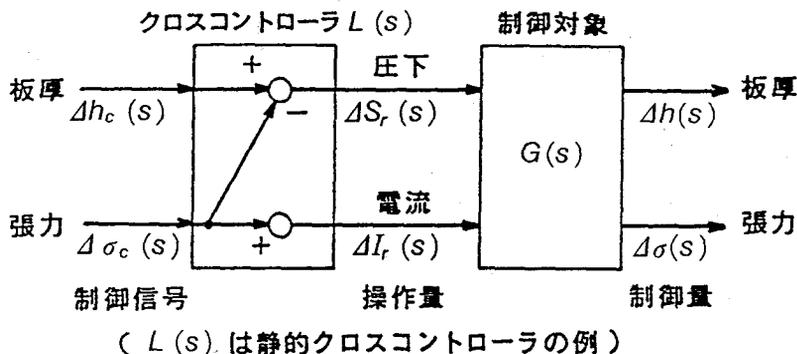


図4.11 板厚制御のクロスコントローラ

量の板厚 $\Delta h(s)$ のみが変化するように、 $L(s)$ を決める。

制御対象 $G(s)$ は(4.3)式の右辺第1項で、次のように表される。

$$G(s) = \begin{pmatrix} g_{11}(s) & g_{12}(s) \\ g_{21}(s) & g_{22}(s) \end{pmatrix} \quad (4.6)$$

最も簡単な設計方法である静的クロスコントローラを考える。静的クロスコントローラは定常状態($s=0$)において、 $G(s) \cdot L(s)$ が対角行列になるように、 $L(s)$ を次式で決める。

$$L(s) = G^{-1}(0) = \begin{pmatrix} 1 & -1 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.7)$$

なお、 $G(0)$ は(4.4)～(4.6)式より次のようになる。

$$G(0) = \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (4.8)$$

図4.11の中に(4.7)式の静的クロスコントローラのブロック線図を示しているが、板厚制御信号 $\Delta hc(s)$ に対するクロスコントローラが構成されず(板厚制御信号が接続されるのはロール圧下位置のみでリールモータ電流にはつながっていない)、相互干渉は何ら改善されない。なお、張力制御信号に対してはクロスコントローラが構成されているが、張力制御信号は板厚制御上は重要でないので非干渉制御の検討から除外している。

4.4.2 動的クロスコントローラ

板厚制御信号 $\Delta hc(s)$ に対する非干渉化のための動的クロスコントローラを設計する。静的クロスコントローラと同様に、動的クロスコントローラ $L(s)$ を次式で表す。

$$L(s) = G^{-1}(s) = \begin{pmatrix} l_{11}(s) & l_{12}(s) \\ l_{21}(s) & l_{22}(s) \end{pmatrix} \quad (4.9)$$

(4.9)式の $l_{ij}(s)$ の中で、板厚制御信号の非干渉化に関係するのは $l_{11}(s)$ と $l_{21}(s)$ であるが、これらを単に解析的に求めたのでは実用的でない。すなわ

ち、ケースⅡについて、 $l_{11}(s)$ と $l_{21}(s)$ のボード線図を数値計算した結果を図4.12の破線で示すが、次の理由によりこのままではクロスコントローラとして採用できない。すなわち、①高い周波数領域で微分演算が必要である。②操作量特にリールモータ電流の操作範囲に制限があり、実際の制御ではゲインを高くすることができない。

そこで、図4.12の数値計算結果（破線）を次のような考え方で近似する。

①操作量がクロスコントローラ適用前より大きくなる。②板厚制御の応答がクロスコントローラ適用前より遅くなる。③実制御システムの製作が簡単で、かつ実操業現場での調整が容易である。

その結果の動的クロスコントローラの近似式は次式で、図4.12の実線でそれらの曲線を示す。式中のパラメータTは、相互干渉が最も小さくなるように決める。パラメータが1種類なのは調整の容易さの他に製作が簡単になるなどの効果がある。

$$\left. \begin{aligned} l_{11}(s) &= \frac{1}{1+Ts} \\ l_{21}(s) &= \frac{Ts}{1+Ts} \end{aligned} \right\} (4.10)$$

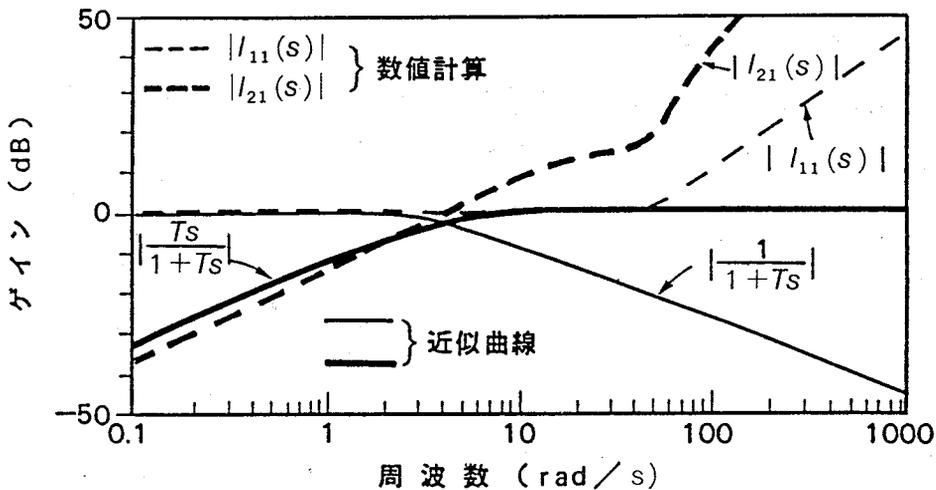


図4.12 動的クロスコントローラL(s)のボード線図と近似曲線（ケースⅡ）

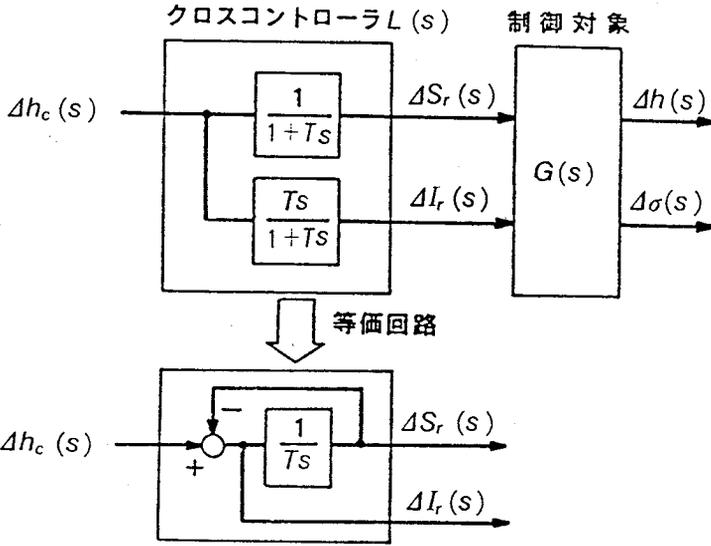


図4.13 動的クロスコントローラ $L(s)$ のブロック線図

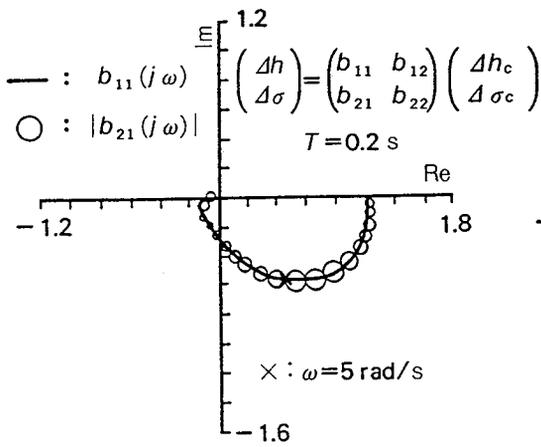
以上の動的クロスコントローラのブロック線図を 図4.13に示す。図にはクロスコントローラ $L(s)$ の等価回路も示しているが、コントローラの構成が簡単で、かつパラメータが1つのため実操業現場での調整が容易である。

4.4.3 動的クロスコントローラの効果

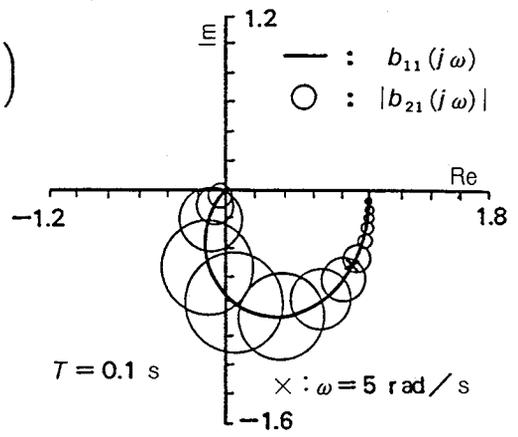
動的クロスコントローラの効果を、表4.1の組合せのうち、ケースIIとケースIVについて説明する。それぞれのケースに動的クロスコントローラを適用した場合の、板厚制御信号 $\Delta h_c(s)$ に対する制御量である板厚 $\Delta h(s)$ のベクトル軌跡と張力 $\Delta \sigma(s)$ のゲルシュゴリン帯を、図4.14-(1) (ケースII) および同(2) (ケースIV) に示す。図中の b_{ij} はこれらの関係を表した次の(4.11)式の要素である。

$$\begin{aligned}
 \begin{pmatrix} \Delta h(s) \\ \Delta \sigma(s) \end{pmatrix} &= G(s) L(s) \begin{pmatrix} \Delta h_c(s) \\ \Delta \sigma_c(s) \end{pmatrix} \\
 &= \begin{pmatrix} b_{11}(s) & b_{12}(s) \\ b_{21}(s) & b_{22}(s) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta h_c(s) \\ \Delta \sigma_c(s) \end{pmatrix} \quad (4.11)
 \end{aligned}$$

図4.14-(1), (2)ともに、動的クロスコントローラのパラメータ T は、 T の



板厚制御信号操作時



板厚制御信号操作時

(1) ケースⅡ (2) ケースⅣ
 図4.14 動的クロスコントローラの効果

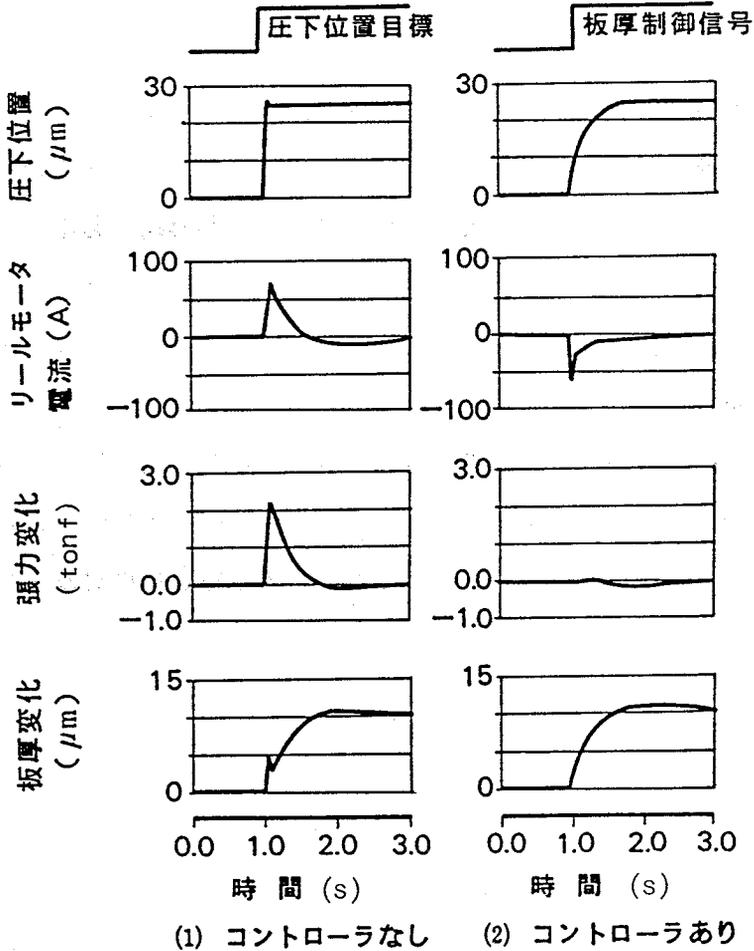


図4.15 ステップ応答による動的クロスコントローラの効果 (ケースⅡ)

大きさをいろいろ変えてゲルシュゴリン帯を描き、張力への干渉が最小になるように決めている。なお、図4.14-(2)についてはリールモータ電流の操作量が大きくなり過ぎないようにした。いずれのケースも、それぞれ非干渉制御が適用される前の図4.9-(1) (ケースII) および図4.10 (ケースIV) に比べ、張力の変動が十分に小さくなっている。

つぎに図4.15 (ケースII) と図4.16 (ケースIV) はそれぞれ、非干渉制御の適用効果が、適用前と比較して板厚制御信号に対する矩形波応答で示されている。いずれのケースも、動的クロスコントローラにより張力変動が抑えられて板厚のみが変化しており、板厚と張力が非干渉化されている。図4.15について詳しく説明する。非干渉制御適用の効果は張力変化に良く表れているが、リールモータ電流の動きを見ると、動的クロスコントローラ適用前後でお互いに逆方

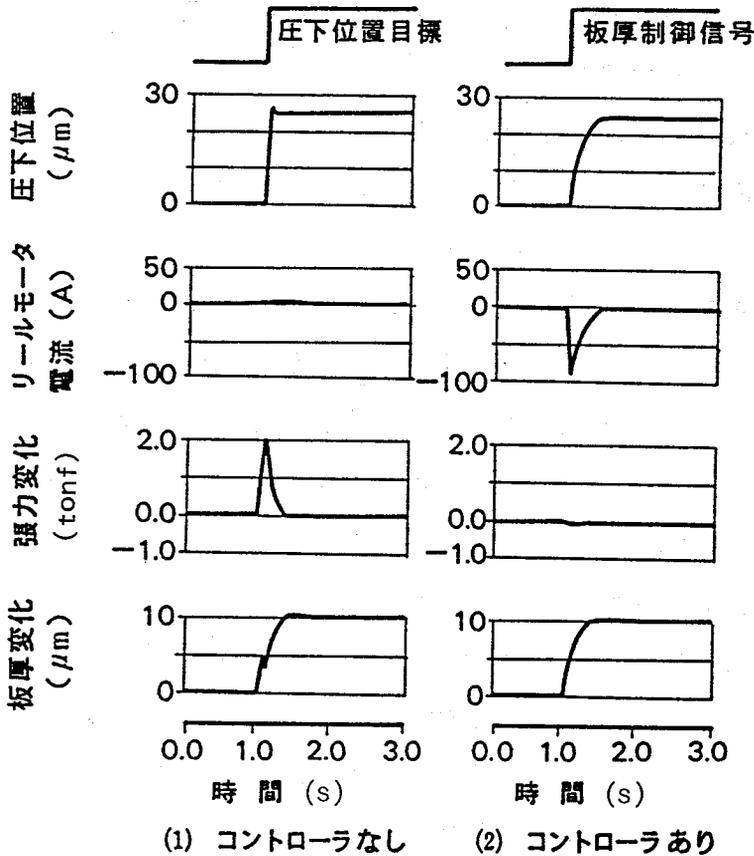


図4.16 ステップ応答による動的クロスコントローラの効果 (ケースIV)

向に変化している。これは動的クロスコントローラによるリールモータ電流操作量が、張力変動を小さく抑える方向に出力される非干渉制御の特徴である。なお動的クロスコントローラの適用後の板厚変化の動きが適用前に比べて滑らかになっているが、応答時間は両者ともほとんど同じである。これは板厚変化の動特性がリールモータ電流制御系の応答に支配されるという4.2節の検討結果に基づき、全体の応答がリールモータ電流制御の応答に揃えられたためであり、この応答時間をさらに速くする技術は次章で説明する。

4.5 板厚制御システムの実例^{8), 10)}

動的クロスコントローラによる非干渉制御は各種の可逆冷間圧延機の板厚制御システムに適用され効果を上げている。本節では表4.1の組合せのうち、ケースⅠ～ケースⅢに適用した例を説明するが、いずれも既設圧延機の板厚制御の改善である。ケースⅣの条件を持つ新設圧延機に適用した例は、張力制御の応答改善技術とともに次章で説明する。

4.5.1 電動圧下式4段圧延機(ケースⅠ)への適用

対象の圧延機はイゲタ鋼板(株)の昭和41年に建設された普通鋼用4段ロール圧延機で、ワークロール直径350mm、有効ロール胴長1200mm、最高速度890m/minである。圧下装置は電動圧下、リールモータはワードレオナードを用いたケースⅠの条件である。この圧延機の板厚精度改善のため、自動板厚制御システムをつぎのように設計している。すなわち、板厚変化の動特性はリールモータ電流制御の応答に支配されるため、圧下装置の油圧圧下式への改造は効果がないので、電動圧下装置のままでモータのみを更新している。クロスコントローラを適用した自動板厚制御システムを図4.17に示す。

板厚制御は入側厚み計を用いたフィードフォワード制御(FF AGC)と出側厚み計を用いたフィードバック制御(FB AGC)の組み合わせで、その出力の板厚制御信号(Δhc)がクロスコントローラに入力される。フィードフォワード制御には第3章の板厚制御が適用されている。クロスコントローラは前述のように単純な構成で、図中のKは電流変化が板厚変化に与える影響と圧下変化が

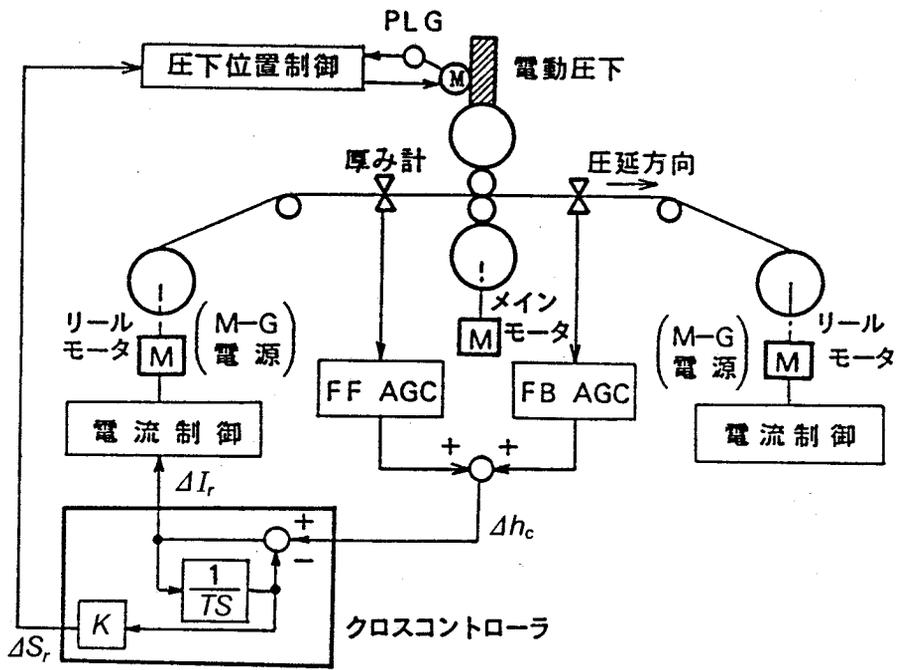


図4.17 電動圧下式4段圧延機（ケースI）の自動板厚制御システム

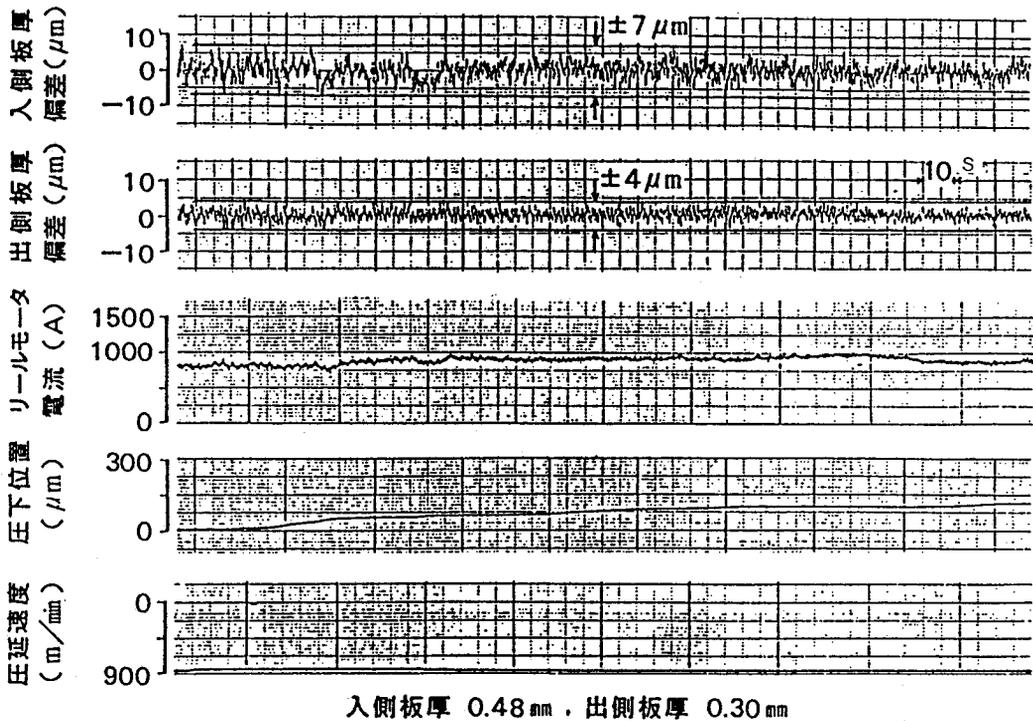


図4.18 電動圧下式4段圧延機（ケースI）の板厚制御結果

板厚変化に与える影響の等価変換係数であり、それぞれの影響係数を用いて決める。 压下位置制御も含めて 図 4.17 の制御システムは 1 台のマイクロコンピュータで実行される。この板厚制御システムを用いて圧延された実測データを図 4.18 に示すが、安定して精度の高い制御が行なわれている。

4.5.2 油圧压下式 20 段圧延機（ケース II）への適用

日本ステンレス(株)直江津製造所の昭和 37 年に建設された 20 段ロールセンジミア圧延機で、先のシミュレーションのモデルと同じ圧延機で、主な仕様は前述（4.2.2 項）の通りである。压下装置は当初油圧シリンダで上ロール位置が調整される機械フィードバック式であったが、その位置決め精度が板厚制御に不十分なため、サーボバルブを使用した油圧压下式制御に改造され、ケース II の条件になった。この圧延機の板厚制御システムは油圧压下である以外は 図 4.17 と同じである。本板厚制御システムで圧延されたデータを図 4.19 に示すが、高い板厚精度が達成されているとともに、操業上問題が無い迄に張力変動が抑えられている。

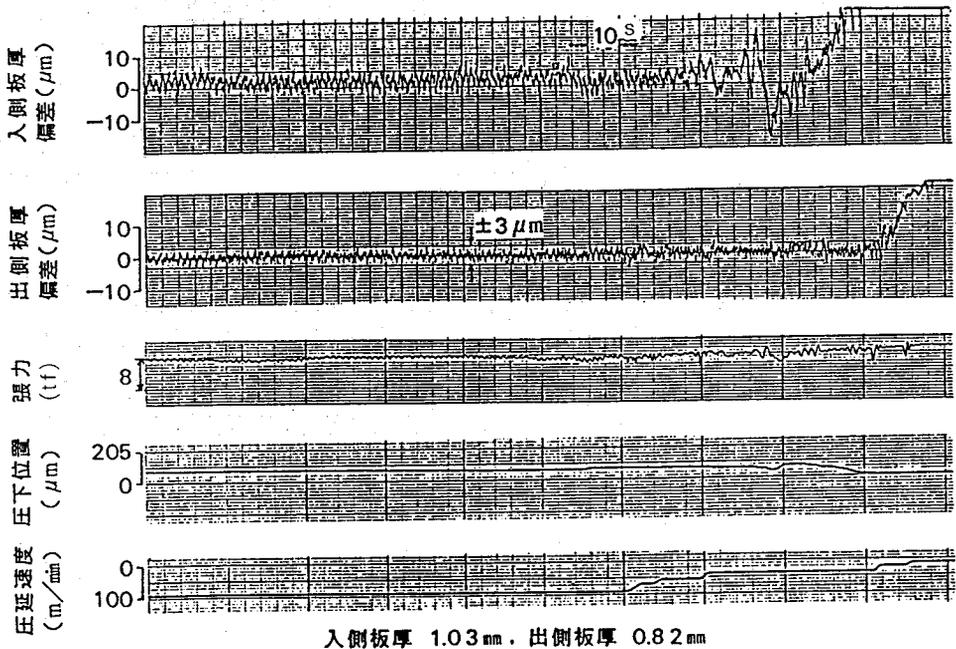
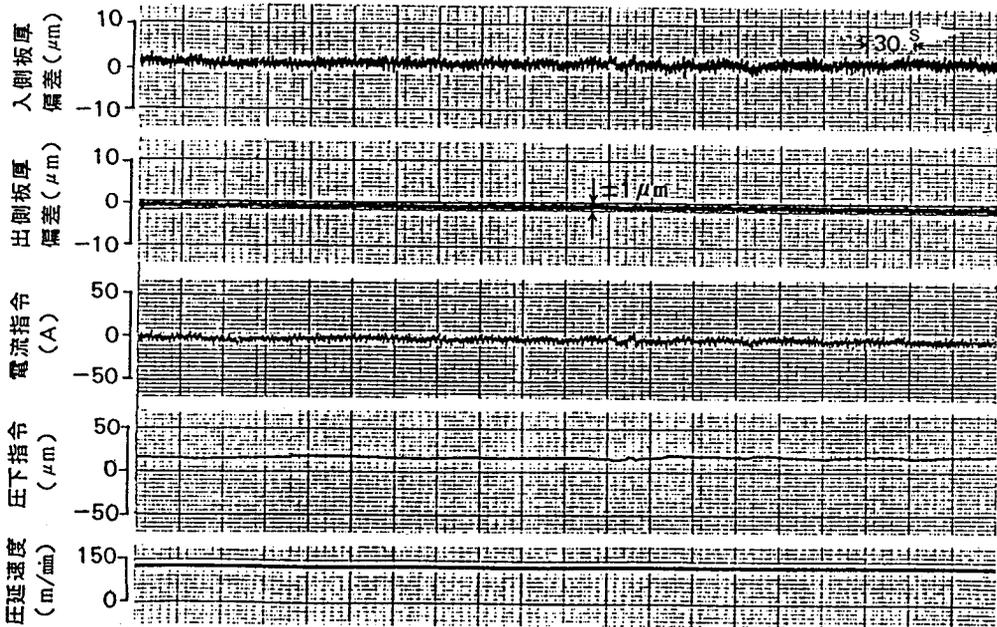


図 4.19 油圧压下式 20 段圧延機（ケース II）の板厚制御結果

4.5.3 電動圧下式20段圧延機（ケースⅢ）への適用

住友特殊金属(株)の圧延機で昭和昭和47年に建設され、ワークロール直径36mm, 有効胴長540mm, 最高速度300m/min で主に特殊鋼を圧延する。前項と同様に20段ロールであるが、圧下調整機構が異なり、ロールを組込んだハウジングが上ロール用と下ロール用に2分されて、この2つのハウジングを結合するスクリーンが電動機で回転させられて圧下位置が調整される。すなわち電動圧下式で応答は遅い。リールモータ電流制御はサイリスタレオナードによる高速応答で、ケースⅢの条件である。自動板厚制御システムは前2ケースと同じである。

板厚制御の実例データを図4.20に示すが、前2ケースよりもさらに高い高い板厚精度が得られている。これは板厚制御の動特性が主としてリールモータ電流制御の応答によって決まるため、サイリスタレオナードによる高速応答のリールモータ電流制御の効果である。



入側板厚 0.33mm, 出側板厚 0.27mm

図4.20 電動圧下式20段圧延機（ケースⅢ）の板厚制御結果

4.6 むすび

油圧圧下式圧延機を用いた自動板厚制御が主流であった可逆冷間圧延機において、実測結果と良く合うシミュレーションモデルを作成して、板厚と張力の相互干渉が板厚制御の動特性に及ぼす影響を検討した。その結果、板厚制御において板厚と張力の相互干渉による張力変動が無視できないことや、板厚制御の動特性はリールモータ電流制御系の動特性に支配されることなどの重要な知見を得た。

つぎに先のシミュレーションモデルに基づいて2入力2出力の多変数線形モデルを作成して、板厚制御系における板厚と張力の相互干渉を詳細に検討するとともに、非干渉制御を応用して相互干渉を補償するための動的クロスコントローラを設計してその効果を確認した。

最後にこの動的クロスコントローラを採用した可逆冷間圧延機の自動板厚制御システムを設計して、圧下位置制御及びリールモータ電流制御の動特性の異なる各種の実圧延機に適用し、いずれの圧延機においても良好な板厚制御精度が得られた。

【参考文献】

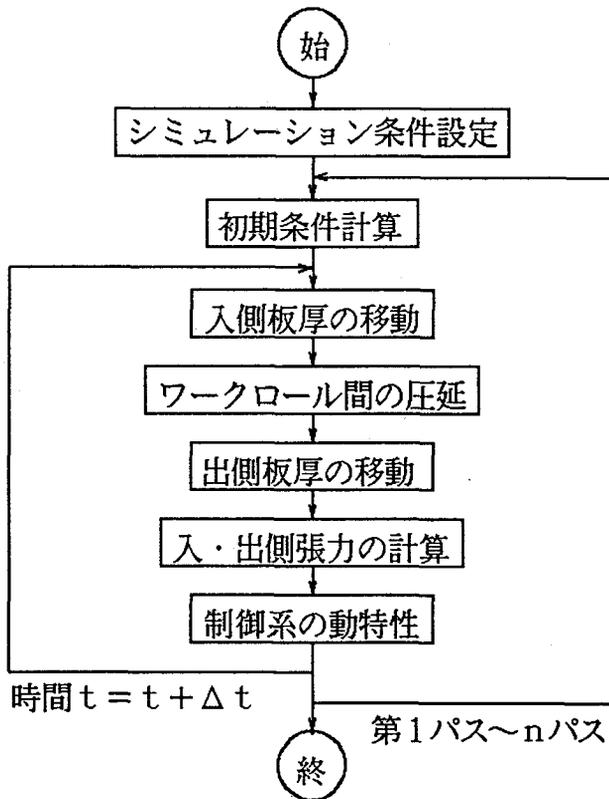
- 1) G.F.Bryant : Automation of Tandem Mills, The Metals Society, London (1973).
- 2) D.W.Dendle : A Review of Automatic Control Systems for Cold Tandem Mills, Steel Times International(1979), pp.78~85.
- 3) 武田忠男, 中安武, 上野泰輔 : 冷間圧延機におけるハイブリッド自動板厚制御, 計測と制御, Vol.11, No.10(昭和47-10), pp.877~884.
- 4) 松宮克行, 西森邦彦, 中山忠男, 下村雅一 : 定間隙AGCシステムとFF-AGCシステム, R&D神戸製鋼技報, Vol.33, No.2(1983), pp.56~59.
- 5) J.A.Young : Hydraulic Automatic Gauge Control(AGC), Preprint for Advances in Cold Rolling Technology(London), The Institute of Metals (1985), pp.202~212.
- 6) 染井, 片山, 矢野 : センジミアミルの高精度板厚制御システムについて, 第36回塑性加工連合講演会論文集, No.132(1985), pp.125~128.
- 7) 森田徹, 小西正躬, 北村章 : 多変数制御をもちいた板厚制御の非干渉化, R&D神戸製鋼技報, Vol.33, No.2(1983), pp.51~55.
- 8) K.Kondo, Y.Misaka, M.Okamoto, Y.Matsumori and T.Miyagi : A New Automatic Gauge Control System for a Reversing Cold Mill, Transactions of The Iron and Steel Institute of Japan, Vol.28, No.6(1988), pp.507~513.
- 9) 近藤勝也, 大井俊哉, 岡本真明 : 可逆圧延機の板厚制御動特性の解析, 塑性と加工, Vol.33, No.372(1992-1), pp.63~68.
- 10) 近藤勝也, 美坂佳助 : 可逆圧延機板厚制御の動特性解析と非干渉制御, 計測と制御, Vol.28, No.5(1989), pp.445~452.
- 11) 美坂佳助 : コールドタンデムの影響係数, 塑性と加工, Vol.8, No.75 (1967), pp.188~200.
- 12) 高橋亮一 : 計測自動制御学会関西支部, 実例にもとづく多変数制御に関する研究発表会資料(1978), pp.119~131.

付録4.1 可逆冷間圧延機のシミュレーション^{9), 10)}

(1) 計算フロー

シミュレーション計算のフロー図を付図4.1に示す。内容は、付録3.1のタンデムコールドミルのデジタルシミュレーションを基本に、可逆冷間圧延機特有の計算を追加している。まず、シミュレーション条件設定では、ワークロール径、ミル剛性係数、リールとスタンド間距離などの圧延機諸元、およびパス回数、パス毎の板厚スケジュール、圧延速度、入・出側張力、変形抵抗式の係数などの圧延条件を設定する。つぎに、初期条件計算では、各パスの計算の初めにロール圧下位置や各制御系の初期値を計算する。

以後の計算は、時間増分 Δt 毎の圧延状況の変化を計算し、パスの圧延終了まで繰り返す。入側板厚の移動では、 Δt 時間中のストリップの進行長さ分だけ、入側リールと圧延機間の材料の板厚データが移動される。ワークロール間の圧延



付図4.1 可逆冷間圧延機のシミュレーション計算のフロー図

は付録3.1と同じで、圧延機入口板厚とロール圧下位置および入・出側張力を用いて圧延機出口板厚を計算する。出側板厚の移動では、入側と同様に圧延機と出側リール間に存在する材料の板厚データが移動される。

(2) 入・出側張力

入側張力は次式で計算する。すなわち、入側リールから巻き戻されるストリップの速度（入側リール周速）と、圧延機に引き込まれるストリップ速度（入口ストリップ速度）との差によって材料が弾性変形し、入側張力が変化する。

$$d\sigma_b / dt = E (V_{in} - V_{Rl}) / L \quad (\text{付4.1})$$

$$V_{in} = (1 - b) V_{WR} \quad (\text{付4.2})$$

但し、E：材料の弾性変形係数(ヤング率)、 V_{in} ：入口ストリップ速度、 V_{Rl} ：入側リール周速、L：入側リール～スタンド間距離、b：後進率、 V_{WR} ：ワークロール周速である。

出側張力も入側と同様に計算する。

(3) 制御系の動特性

可逆冷間圧延機の中で動特性を持つ制御は、ロール圧下位置制御、左右のリールモータ電流制御およびロール駆動モータの回転速度制御である。ロール圧下位置制御系の動特性 $G_s(s)$ は次式の2次遅れ系で表し、低速応答および高速応答の実機特性に合わせてパラメータ ω_n および ζ を決める。

$$G_s(s) = \frac{\omega_n^2}{\omega_n^2 + 2\zeta\omega_n s + s^2} \quad (\text{付4.3})$$

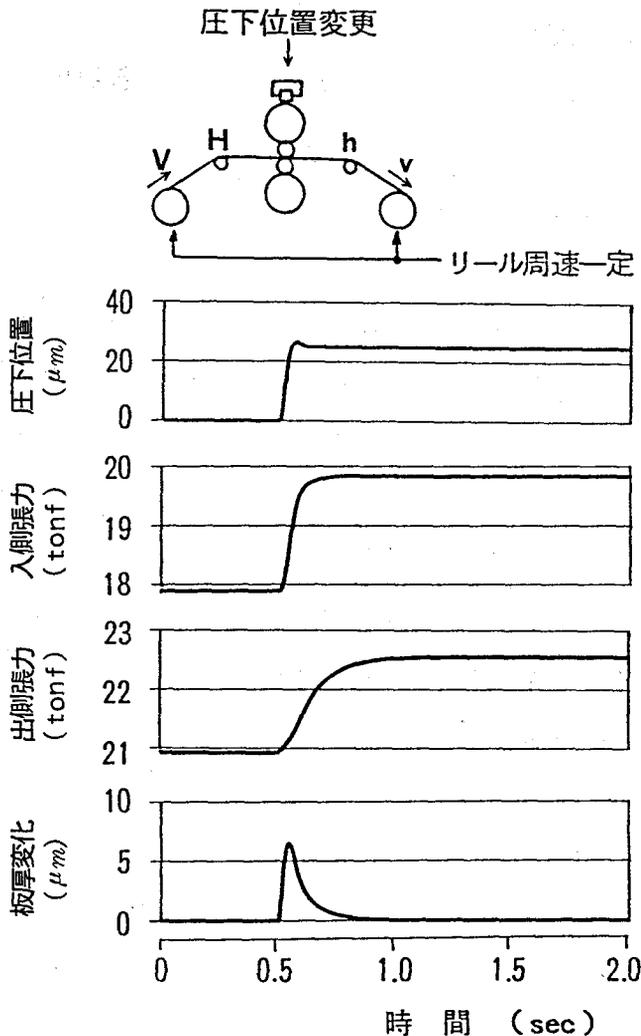
リールモータ電流制御系のブロック線図は本文図4.6と同じで、ロール駆動モータの速度制御系は付図3.2のブロック線図の通りである。

付録4.2 板厚制御に関する板厚変化の圧延理論面からの検討⁹⁾

板厚変化の動特性は、ロール圧下位置制御でなく、リールモータ電流制御の応答で決まるという計算結果について考察する。

(1) マスフロー一定則

シミュレーションでのみ実現される操業条件であるが、入・出側リール速度を変えないでロール圧下位置を変更した計算結果を付図4.2に示す。すなわち、圧延条件は本文のシミュレーションと同じで、リール周速が初期値に固定された



付図4.2 リール周速を一定にして圧下位置を変更したシミュレーション結果

状態で、ロール下位置を矩形波状に変更する。図を見ると、板厚はロール圧下位置変化の直後に一度厚くなるが、その後入・出側張力が増加すると共に変化前の状態に戻る。この様に入・出側のリール周速が不変ならば、ロール圧下位置が変更されても板厚の最終的变化は零となる。これは入側材料のマスフロー（単位時間に入側を通過した体積）と圧延機通過後のマスフロー（単位時間に出側を通過した体積）は同じという、下記マスフロー一定則に従うためである。

$$b \cdot h \cdot v = B \cdot H \cdot V \quad (\text{付4.4})$$

但し、 b, B ：板幅， h, H ：板厚， v, V ：材料速度（＝リール周速），小文字は出側，大文字は入側である。

板幅は圧延前後で不変なので、（付4.4）式より出側板厚は次のように表される。

$$h = \frac{V}{v} H \quad (\text{付4.5})$$

すなわち、（付4.5）式によれば入・出側リール周速が一定であれば、静的には板厚は変化しない。言いかえれば、静的に板厚が変化するためには、リール周速が変えられなければならない。

（2）リール周速の変化

リールモータ電流制御が行われる通常の圧延では、ロール圧下位置が変更されると板厚が変化するが、そのしくみを付図4.3を用いて説明する。ロール圧下位置が変更されると材料の後進率が変わってロールへの材料引き込み速度が変化し、入側張力が変化する。この張力変化によってリールモータの負荷トルクすなわちモータ電流が変化するので、リールモータ電流制御が働いてモータ電圧すなわちモータ回転数に変更される。これによりリール周速が変えられて、入側張力すなわちリールモータ電流が元の値に戻る。この過程で生じるリール周速変化によって、（付4.5）式のマスフロー一定則で決まる板厚変化が生じる。

以上をまとめると、板厚制御における板厚変化の動特性はリール周速を変えるリールモータ電流制御の応答によって決まるので、ロール圧下位置がリールモータ電流より高速に動かされても、板厚変化の高速応答には有効でない。

第5章 オブザーバ制御を用いた可逆冷間圧延機の張力制御

5.1 まえがき

ロール圧下位置とリールモータ電流を操作する可逆冷間圧延機の板厚制御において、板厚と張力の相互干渉による張力変動が圧延操業上無視できないことや、板厚制御の動特性はリールモータ電流制御系の動特性に支配されることが明らかになっている。^{1), 2)} 更に、この相互干渉を補償するためのクロスコントローラが設計されて自動板厚制御 (AGC) システムに採用されている。³⁾ しかし、これらの研究では圧延条件で決まる板厚制御の動特性の改善は行われていない。一方、最近の可逆冷間圧延では、より薄い板厚の材料 (薄物) をより高速で圧延するようになり、板厚制御の動特性の悪化が無視できなくなっている。^{4) - 6)}

そこで、本研究ではシミュレーションモデルで板厚制御の動特性をより詳細に検討し、薄物・高速圧延ではリールモータによる張力制御の動特性低下が無視できなくなり板厚変化の応答が低下することを明らかにしている。この動特性低下を補償するためにオブザーバ制御の手法を応用した新しい張力制御方式 (アクティブ張力制御と呼ぶ) を提案してシミュレーションで効果を確認した後、住友金属工業(株)和歌山製鉄所冷延工場の第2可逆冷間圧延機のAGCに適用^{4), 6)} し、薄物・高速圧延におけるAGCの応答が改善され高い板厚精度が得られている。本章ではこれらの内容を述べる。

5.2 可逆冷間圧延機における張力の動特性

5.2.1 シミュレーション

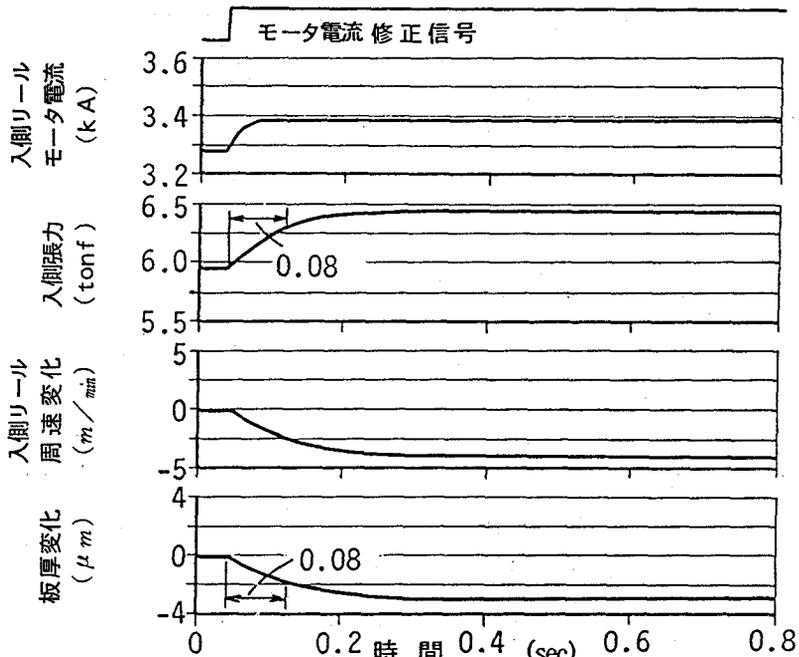
可逆冷間圧延機のシミュレーションモデル (付録4.1) を用いて、実機の圧延条件の範囲で板厚および圧延速度が板厚制御の動特性に与える影響を調べる。すなわち、3パス仕上げの圧延スケジュールのうち、板厚が厚くて圧延速度が遅い第1パスと板厚が薄くて圧延速度が速い第3パスとを比較する。

リールモータ電流基準に矩形波入力を与えたシミュレーション結果を図5.1に示す。図5.1-(1)は第1パス、図5.1-(2)は第3パスの圧延で、圧延条件

は図中に示されている。これらの図を見ると、リールモータ電流はいずれの圧延条件においても高速に応答するが、入側張力の応答は電流の応答よりも遅れることが分かる。特に、第3パスの薄物・高速圧延の条件では応答遅れが大きい。これは電流変化によりモータが加減速されて入側リール周速が変わって張力が変化する張力変化プロセスの動特性（付録4.2）のためである。更に、この入側張力の動特性によって板厚変化の動特性が決まるので、入側張力の応答が遅くなると板厚制御の動特性が低下する。

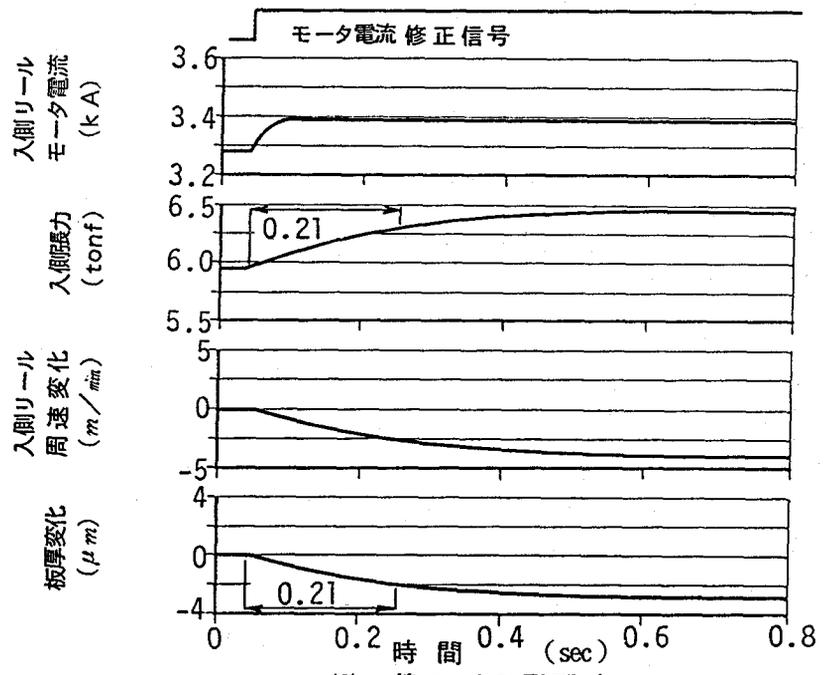
ロール圧下位置基準に矩形波入力を与えたシミュレーション結果を図5.2に示す。図より、ロール圧下位置が操作された時も、ロール圧下位置の高速応答にもかかわらず、出口板厚変化はリールモータ電流が操作された時と同様に遅くなる。これは、ロール圧下位置を変更しても入側張力が変化するのみで板厚は変化しないが、この張力がリールモータ電流制御の動作で元の張力レベルに戻されることによって、板厚が変化する板厚変化プロセスの動特性（付録4.2）のためである。したがって、ロール圧下位置が操作された時も、入側張力の動特性が悪化する薄物・高速圧延（図5.2-(2)第3パス）で板厚の応答が遅くなり、その応答時間はリールモータ電流が操作された時とほぼ同じになる。

以上のシミュレーション結果から、板厚変化の応答を支配する入側張力の動特性は圧延条件によって変化し、特に薄物・高速圧延で入側張力の動特性が大幅に低下して無視できないことが分かる。そこで、入側張力の動特性を十分調べる事がAGCシステムの設計のために重要である。



(1) 第1パス圧延時

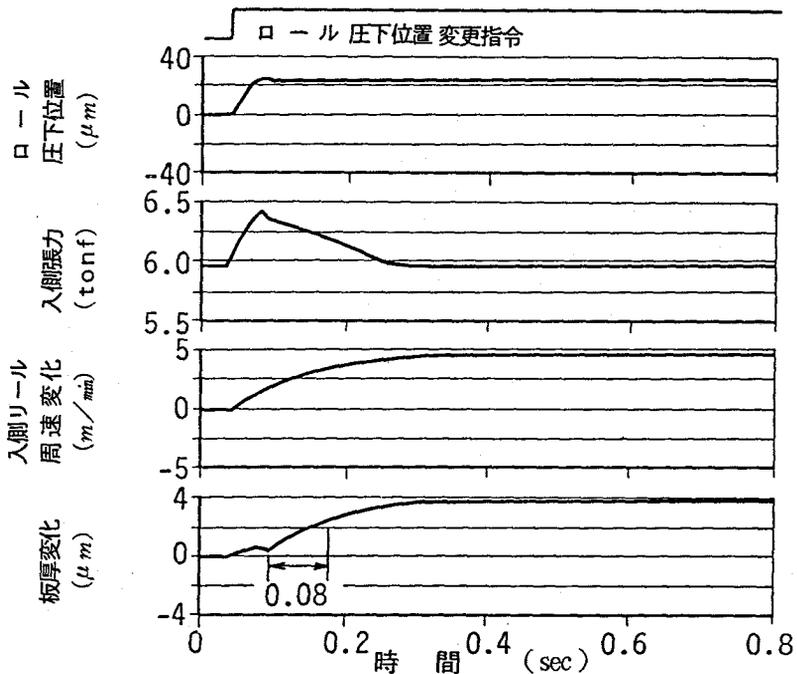
(入口板厚 2.3 mm, 出口板厚 1.34 mm, 圧延速度 300 m/min)



(2) 第3パス圧延時

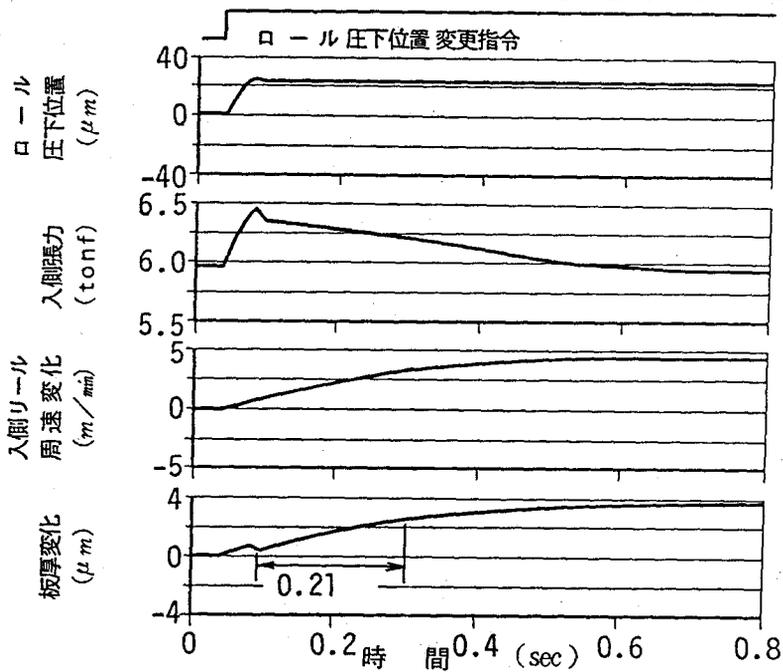
(入口板厚 0.76 mm, 出口板厚 0.5 mm, 圧延速度 900 m/min)

図5.1 リールモータ電流変更に対する板厚制御系のステップ応答



(1) 第1パス圧延時

(入口板厚 2.3 mm , 出口板厚 1.34 mm , 圧延速度 300 m/min)



(2) 第3パス圧延時

(入口板厚 0.76 mm , 出口板厚 0.5 mm , 圧延速度 900 m/min)

図5.2 ロール压下位置変更に対する板厚制御系のステップ応答

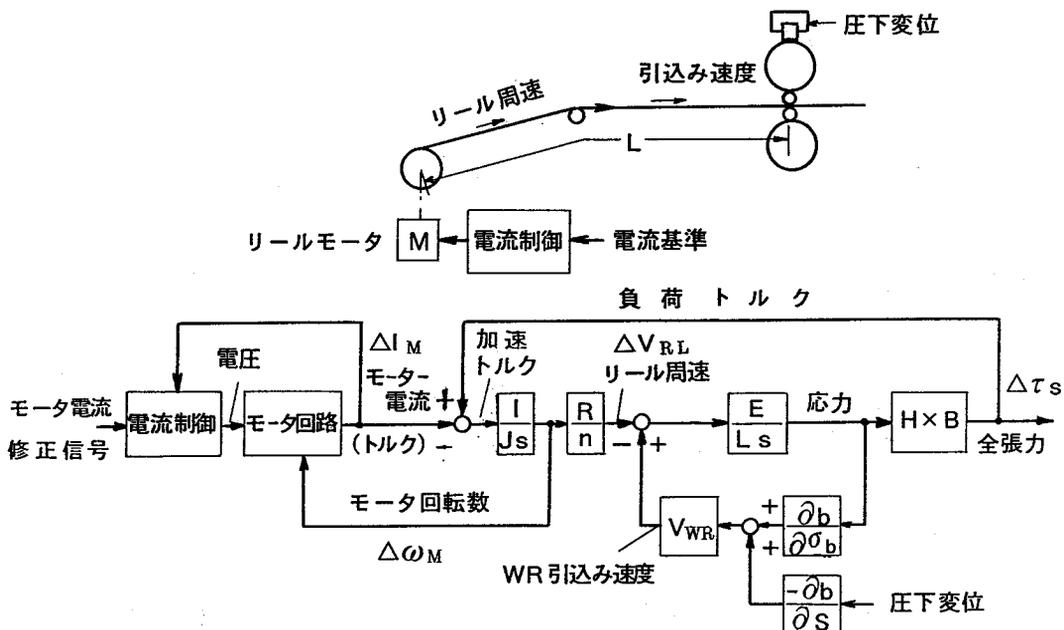
5.2.2 入側張力の動特性の解析

可逆冷間圧延機における，リールモータ電流操作あるいはロール圧下位置操作に対する板厚変化プロセスのブロック線図を 図5.3 に示す．図から，リールモータ電流 $\Delta I_M(s)$ に対する入側張力 $\Delta \tau_s(s)$ の応答を表す伝達関数 $G_T(s)$ が次のように導かれる．

$$G_T(s) = \frac{\Delta \tau_s(s)}{\Delta I_M(s)} = \frac{K \omega_n^2}{\omega_n^2 + 2\zeta \omega_n s + s^2} \quad \left. \begin{aligned} \zeta &= C \frac{n V_{WR} \partial b / \partial \sigma_b}{R} \sqrt{\frac{J}{HB}} \\ \omega_n &= 2C \frac{R}{n} \sqrt{\frac{HB}{J}} \end{aligned} \right\} \quad (5.1)$$

但し， K ：電流／張力換算係数， V_{WR} ：ワークロール周速， H ：入口板厚， B ：板幅， R ：リール上のコイル半径， J ：モータ軸換算の全慣性モーメント， $\partial b / \partial \sigma_b$ ：入側張力応力が後進率変化に及ぼす影響係数， $1/n$ ：減速比， C ：定数である．

(5.1) 式には，リールモータ電流に対する入側張力の応答が2次遅れ系伝達関数となり，その減衰率 ζ および固有角周波数 ω_n を決定する圧延条件が示されている．例えば，図5.1および図5.2のシミュレーション結果で，入側張力の応答が薄物・高速圧延になると遅れが大きくなるのは，入口板厚 H が小さくあるいはワークロール周速 V_{WR} が大きくなると，減衰率 ζ は大きく固有角周波数 ω_n は小さくなるためである．このように，従来のリールモータ電流制御では，圧延条件によって入側張力の応答遅れが大きくなる場合があり，この遅れを補償する技術の開発が板厚制御の高性能化のために必要である．以下に張力制御の応答改善方法を述べる．



b : 後進率 E : ヤング率 H : 入口板厚 n : ギア比 ($1/n$ に減速)
 J : 慣性モーメント L : リール～圧延機間距離 s : ラプラス変数
 S : ロール圧下位置 V_{WR} : ワークロール周速 R : リール上のコイル半径
 B : 板幅 σ_b : 入側張力応力

図5.3 可逆圧延機の板厚変化プロセスのブロック線図

5.3 オブザーバによる張力の推定

張力制御の応答を改善するためにタンデムコールドミルのように実張力を直接測定してフィードバック制御する方法がある。しかし、可逆圧延機の基本制御である張力制御に要求されるセンサの高い測定精度を、厳しい圧延環境で安定して維持する技術が確立されていない。そこで、オブザーバの手法⁷⁾を用いてリール駆動モータの測定信号から実張力を推定して制御する方法を検討する。

5.3.1 リール駆動系の数式モデル

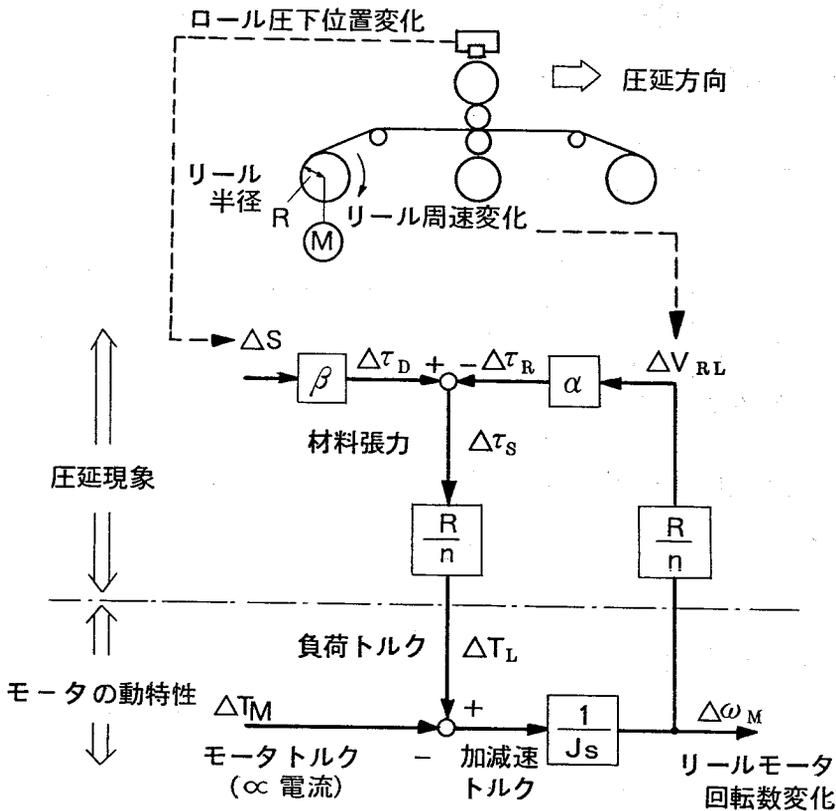
圧延機入側張力を推定するために、オブザーバの構成に必要な入側リール駆動系のブロック線図を図5.4に示す。入側張力変動 $\Delta\tau_s$ はリール周速変化 ΔV_{RL} による張力変動 $\Delta\tau_R$ とロール圧下位置変化 ΔS による張力変動 $\Delta\tau_D$ の合成である。但し(付4.1)および(付4.2)式で決まる機械的な張力発生プロセスの時定数は、数ミリ秒程度で十分小さいため省略している。なお α および β はそれ

ぞれリール周速変化 ΔV_{RL} およびロール圧下位置変化 ΔS が張力変動に及ぼす影響係数である。

つぎに、ロール圧下位置変化に基づく張力変動 $\Delta \tau_D$ はリール駆動系から見ると外乱信号であるが、通常の圧延条件では他の変化に比べ緩やかな変化なので、次式の外乱モデルで近似する。

$$\frac{d}{dt} \Delta \tau_D(t) = 0 \quad (5.2)$$

図5.4のブロック線図と(5.2)式の外乱モデルとから入側リール駆動系の拡大系の状態方程式が次のように記述される。



- J : モータ軸換算全慣性モーメント n : ギア比 (1/n に減速)
- R : リール上のコイル半径 alpha : リール周速変化が張力変化に及ぼす影響係数
- beta : ロール圧下位置変化が張力変化に及ぼす影響係数

図5.4 リールモータ駆動系のブロック線図

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \Delta \omega_M \\ \Delta \tau_D \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} -\frac{R^2 \alpha}{n^2 J} & \frac{R}{n J} \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta \omega_M \\ \Delta \tau_D \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\frac{1}{J} \\ 0 \end{pmatrix} \Delta T_M \\ \Delta \tau_S &= \Delta \tau_D - \frac{R \alpha}{n} \Delta \omega_M \end{aligned} \right\} \quad (5.3)$$

但し、 ΔT_M ：入側リールモータトルク（ \propto 電流）， $\Delta \omega_M$ ：入側リールモータ回転数， $\Delta \tau_S$ ：入側張力である。

5.3.2 オブザーバの構成

(5.3) 式の入側張力 $\Delta \tau_S$ を表す状態量のうち、ロール圧下位置変化に基づく張力変動 $\Delta \tau_D$ のみが測定不可能なので、これを推定する。そこでいわゆる最小次元オブザーバが構成され、入側張力 $\Delta \tau_S$ がモータトルク（ \propto 電流） ΔT_M およびモータ回転数 $\Delta \omega_M$ を入力信号とする次式で推定される。

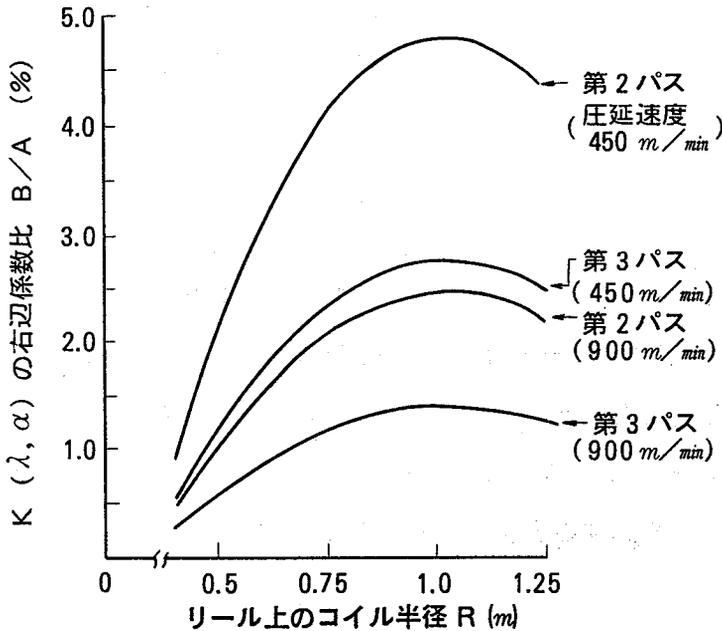
$$\left. \begin{aligned} \Delta \tau_S(t) &= Z(t) + \frac{n}{R} K(\lambda, \alpha) \Delta \omega_M(t) \\ \frac{d}{dt} Z(t) &= -\lambda Z(t) + \frac{\lambda n}{R} \{ \Delta T_M(t) - K(\lambda, \alpha) \Delta \omega_M(t) \} \\ K(\lambda, \alpha) &= \lambda J - \frac{R^2 \alpha}{n^2} \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

但し、 $\Delta \tau_S$ ：入側張力の推定値， $-\lambda$ ：オブザーバの極， Z ：オブザーバの状態変数である。

(5.4) 式のオブザーバのゲイン $K(\lambda, \alpha)$ において、右辺第2項の影響係数 α は圧延条件で決まるが、オブザーバが安定して使用されるためには $K(\lambda, \alpha)$ が圧延条件によって大きく変化しないことが望ましい。そこで通常の圧延条件における α の変化が $K(\lambda, \alpha)$ に与える影響を評価した結果を図5.5に示す。図の圧延条件は第2パスと第3パスで、それぞれ2種類圧延速度を変えている。入側リール上のコイル半径を横軸に取り、縦軸は(5.4)式の $K(\lambda, \alpha)$ の右辺第1項($A = \lambda J$)と第2項($B = R^2 \alpha / n^2$)の比(= B/A)を示す。図を見ると、圧延条件が変わっても $K(\lambda, \alpha)$ の右辺第2項(B)の大きさは第1項

(A) の5%以下で十分小さいため、影響係数 α が含まれる第2項の省略が可能である。

以上のことから、 $K(\lambda, \alpha)$ の右辺第2項を省略して、入側張力が図5.6に示されるパラメータ数の少ないオブザーバで推定でき、実機への適用という点で十分実用的である。



(2.3 mmから0.5 mm迄3パス圧延, 板幅 1100 mm)

図5.5 圧延条件の変化がオブザーバの係数 $K(\lambda, \alpha)$ に及ぼす影響

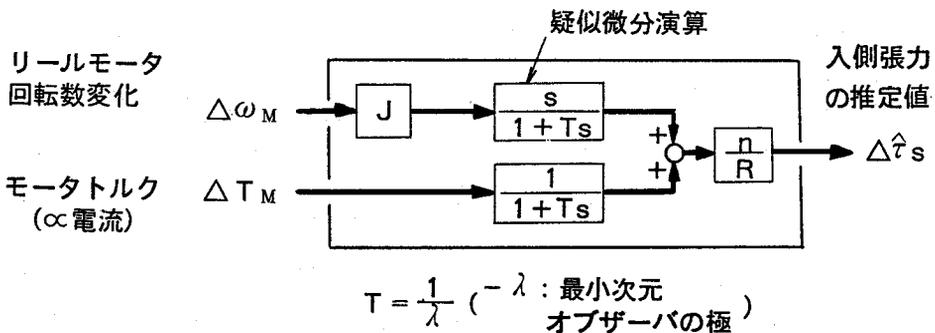


図5.6 入側張力を推定する最小次元オブザーバの構成

つぎにオブザーバによる入側張力の推定値と真値の関係を考察する。入側張力の真値は、図5.3のリールモータに関する力の釣合から、理論的に次式で表される。

$$\Delta \tau_s(t) = \frac{n}{R} \left\{ \Delta T_M(t) + J \frac{d}{dt} \Delta \omega_M(t) \right\} \quad (5.5)$$

(5.5)式と図5.6のブロック線図を比較すると、(5.5)式の右辺括弧内第2項のモータ回転数 $\Delta \omega_M$ に関する微分演算が、図5.6では疑似微分演算($s / (1 + T s)$)に置き換えられて、入側張力の真値と推定値との間には次式の関係が成り立つ。

$$\hat{\Delta \tau}_s(s) = \frac{1}{1 + T s} \Delta \tau_s(s) \quad (5.6)$$

但し、 T ：オブザーバの時定数 ($T = 1 / \lambda$) である。

(5.6)式はオブザーバの推定速度を表しており、時定数 T が小さくなるほど推定速度は速くなるが、モータ回転数の計測ノイズは図5.6の疑似微分演算により拡大される。したがって、オブザーバの時定数 T は、この相反する二つの要求を考慮して実機の制御条件に応じた値を選定することが必要である。

5.4 アクティブ張力制御

5.4.1 制御系の構成

新しい張力制御では、リールモータ電流もしくはトルクのみが制御される従来のリールモータ制御に加え、オブザーバによる張力推定値がフィードバックされてリールモータ電流もしくはトルク制御の基準値が操作される。制御のブロック線図を図5.7に示すが、リール駆動モータ軸のトルクのみを制御する従来の方法に加え、材料にかかる張力をオブザーバを用いて積極的に制御することからアクティブ張力制御と呼ぶ。従来の制御では、AGCの出力である張力操作量が電流修正信号として電流制御系に入力されるが、更にアクティブ張力制御では、張力操作量の目標値とオブザーバによる張力推定値とが比較されて、その偏差に制御ゲイン K_T をかけた電流補償信号 ΔT_c が上記電流修正信号に加算される。

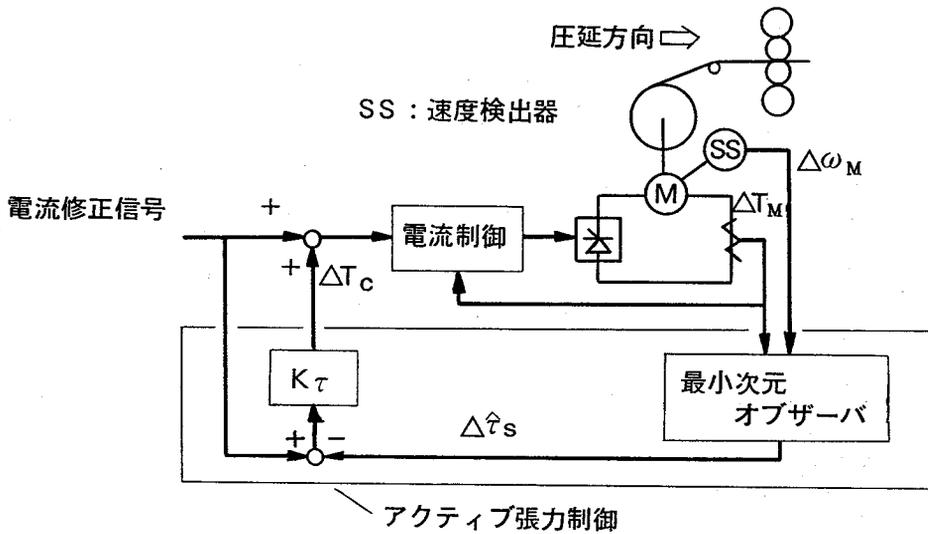


図5.7 オブザーバを用いたアクティブ張力制御の構成

図5.7中の制御ゲイン $K\tau$ は実際の圧延条件の下で張力制御系が安定になるように決定する必要があるので、 $K\tau$ の範囲について説明する．図の張力制御系の特性方程式は、図中のアクティブ張力制御のブロック線図とリールモータ電流に対する入側張力の応答を表す(5.1)式を組み合わせると、次のように表される．但し、記号は(5.1)式と同じである．

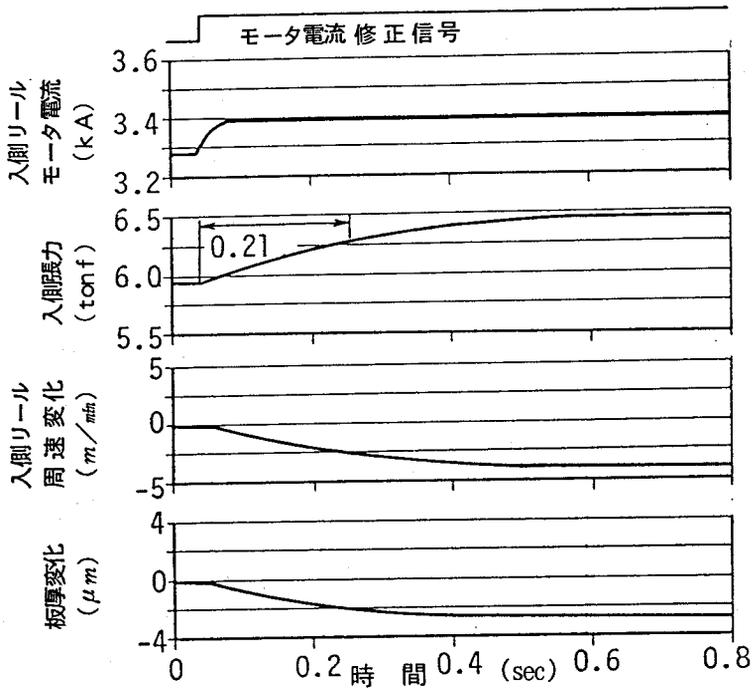
$$\frac{T}{\omega_n^2} s^3 + \left(\frac{1}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta T}{\omega_n} \right) s^2 + \left(\frac{2\zeta}{\omega_n} + T \right) s + K\tau + 1 = 0 \quad (5.7)$$

そこで、(5.7)式にHurwitzの安定判別法を適用して、制御ゲイン $K\tau$ に関する安定条件は次式のようになる．

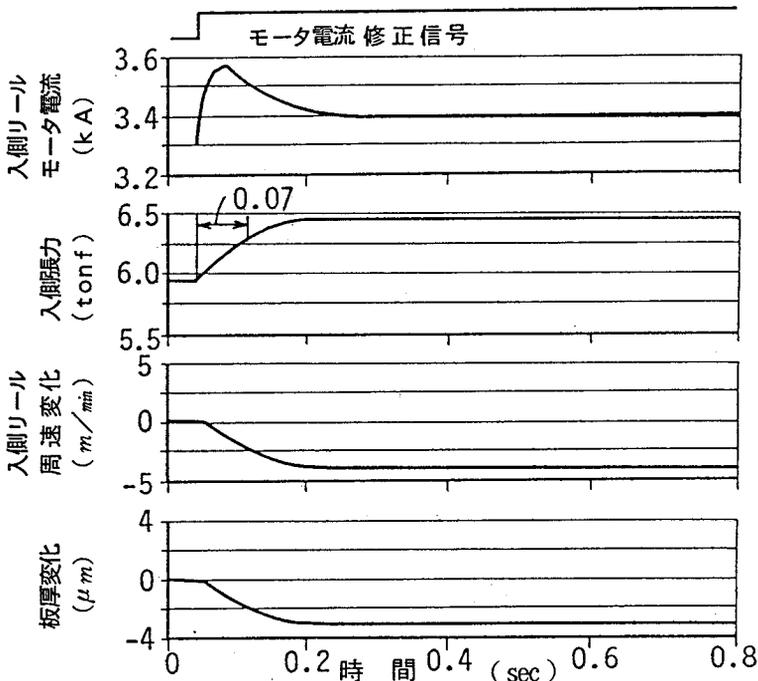
$$K\tau < 2\zeta \left(\omega_n T + \frac{1}{\omega_n T} \right) + 4\zeta^2 \quad (5.8)$$

5.4.2 シミュレーションによる効果確認

入側リールモータ電流修正信号を矩形波状に変更した時のシミュレーション結果を、従来の制御とアクティブ張力制御を比較して図5.8に示す．なお、(5.6)式におけるオブザーバの時定数 T は、アクティブ張力制御による張力応答改善効果とモータ回転数実測信号のノイズ減衰効果の両面から、経験的に20msecを、制御ゲイン $K\tau$ は(5.8)式の範囲内の値で0.8を用いた．図5.8-(2)



(1) 従来のモータ電流制御



(2) アクティブ張力制御

(出口板厚 0.5 mm, 板幅 1100 mm, 圧延速度 900 m/min)

図5.8 アクティブ張力制御による張力の応答改善効果のシミュレーション

のアクティブ張力制御では、図5.8-(1)の従来の制御に比べて、入側張力の応答速度が大幅に改善されて板厚変化の応答が速くなり、期待どおりの制御効果が得られている。この張力の応答改善効果をリールモータ電流の動きでみると、アクティブ張力制御では過渡期のモータ加減速電流成分を大きくする制御信号が出力される（言い換えれば従来制御に比べ加減速電流が補正されて大きくなる）ため、リール周速の変化が速くなって張力の応答が改善される。

つぎに、実機の操業範囲で圧延条件を変えたシミュレーション計算により、アクティブ張力制御におけるオブザーバのゲイン K_T の値と制御効果の関係を調べて図5.9に示す。図の横軸は張力応答の伝達関数(5.1)式の特性パラメータ ω_n を用いて定義される次式の C_R であるが、 C_R が大きいほど張力応答が遅くなる。

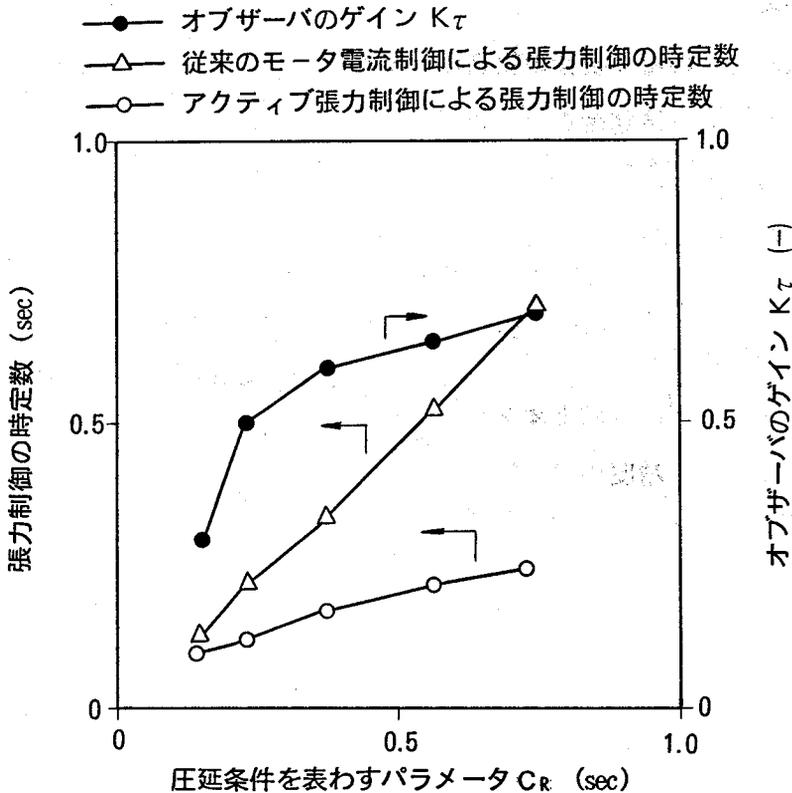


図5.9 オブザーバのゲイン K_T の値とアクティブ張力制御の効果

$$C_R = \frac{2\zeta}{\omega_n} = \frac{n^2 V_{WR} J \partial b / \partial \sigma_b}{R^2 H B} \quad (5.9)$$

図5.9を見ると、従来のリールモータ電流制御では圧延条件により C_R の値が大きくなると張力制御の時定数も大きくなるが、アクティブ張力制御でオブザーバのゲイン K_T を C_R の値に応じて設定すると、圧延条件にかかわらず張力制御の時定数を十分小さい値に維持できる。

5.4.3 実機への適用結果

以上のアクティブ張力制御を和歌山製鉄所冷延工場第2可逆冷間圧延機⁸⁾の自動板厚制御システムに適用している。本圧延機は昭和63年に建設された普通鋼用6段ロール圧延機で、ワークロール直径は380mmと200mmの切り替えが可能でいずれも有効胴長は1450mm、最高圧延速度は900m/minである。板厚制御の操作要素は油圧圧下式ロール圧下位置制御とサイリスタ電源駆動の低慣性モータ（交流ベクトル制御）を用いたモータトルク制御が使用され、ともに高速応答で、表4.1の操作要素の組み合わせでケースIVの条件である。板厚制御システムは第4章の非干渉制御を用いた板厚制御に図5.7のアクティブ張力制御を追加した構成である。

図5.10および図5.11に実測データを示す。図5.10は第3パスの圧延全体が表され、図5.11は横軸の時間送りを速くして記録されている。いずれも薄物・高速圧延で張力応答が低下して板厚制御精度の悪化が懸念されたが、非干渉制御を用いた板厚制御とオブザーバ制御を用いたアクティブ張力制御を組み合わせることにより、精度の良い板厚制御が実現されている。

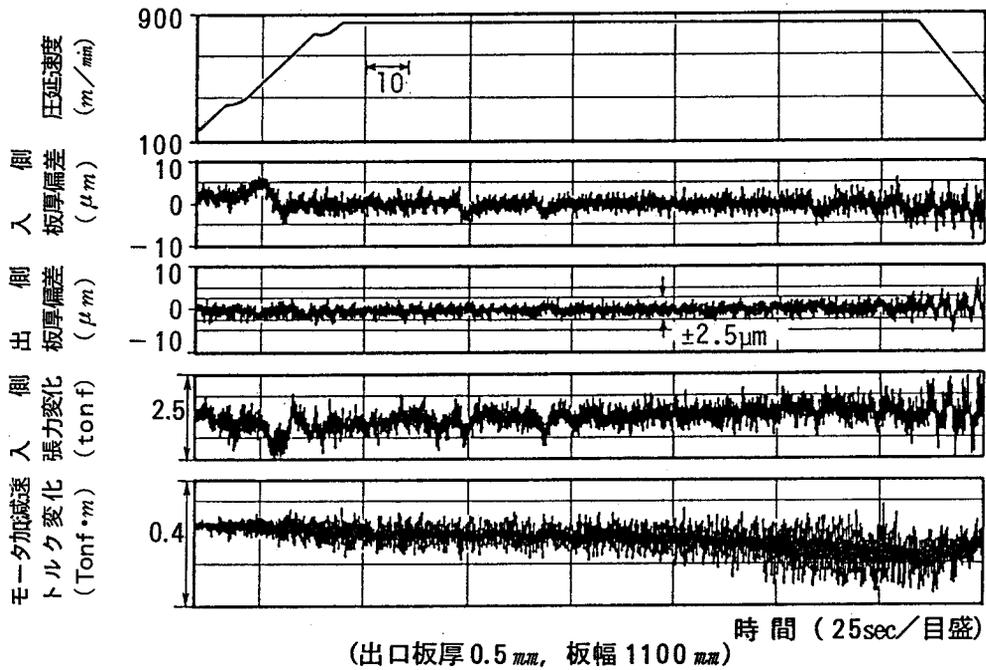


図5.10 アクティブ張力制御が適用された自動板厚制御例1

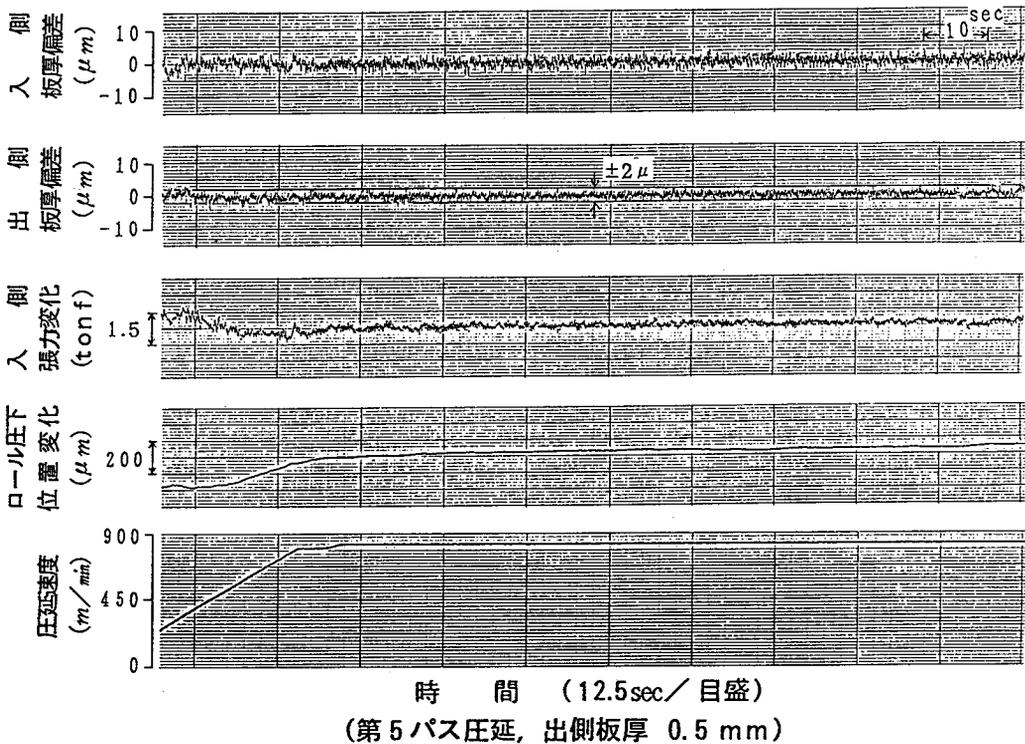


図5.11 アクティブ張力制御が適用された自動板厚制御例2

5.5 むすび

薄物・高速圧延が増え板厚制御の動特性悪化が懸念される可逆冷間圧延機において、シミュレーション計算によって薄物・高速圧延ではリールモータ電流による張力制御の動特性が低下することを明らかにした。なお板厚制御の動特性が張力変化の動特性で決まるため、張力制御の動特性低下は板厚制御システムの性能低下になる。

そこで、張力制御の動特性低下を補償するため、オブザーバ制御の手法を応用したアクティブ張力制御を提案してシミュレーションで効果を確認した後、和歌山製鉄所冷延工場の第2可逆冷間圧延機の板厚制御システムに適用して、薄物・高速圧延で高い板厚制御精度が得られた。

【参考文献】

- 1) K.Kondo, Y.Misaka, M.Okamoto, Y.Matsumori and T.Miyagi: A New Automatic Gauge Control System for a Reversing Cold Mill, Transactions of The Iron and Steel Institute of Japan, Vol.28, No.6(1988), pp.507~513.
- 2) 近藤勝也, 大井俊哉, 岡本真明: 可逆圧延機の板厚制御動特性の解析, 塑性と加工, Vol.33, No.372(1992-1), pp.63~68.
- 3) 近藤勝也, 美坂佳助: 可逆圧延機板厚制御の動特性解析と非干渉制御, 計測と制御, Vol.28, No.5(1989), pp.445~452.
- 4) I.Ueda, T.Ooi, T.Kawabata, T.Taniguchi, E.Yasui, K.Kondo: A NEW AUTOMATIC GAUGE CONTROL SYSTEM FOR A REVERSING COLD MILL(Development of strip tension control by observer method), Proceedings of the 5th International Rolling Conference, Sept. 1990, LONDON, pp.466~474.
- 5) 桑野博明: シングルスタンド冷間圧延機の新形式板厚制御システム, 第29回計測自動制御学会学術講演会予稿集, (1990-7), JS28-4, pp.305~306.
- 6) 上田一郎, 近藤勝也, 大井俊哉: オブザーバを用いた冷間可逆圧延機の張力制御, 計測自動制御学会論文集, Vol.28, No.7(1992) (掲載予定).
- 7) 星野郁弥, 木村英紀: オブザーバを用いたアルミニウム圧延機の板厚制御, 計測と制御, Vol.27, No.4(1988), pp.325~332.
- 8) 安居栄蔵, 松重武彦, 谷口武史, 大井俊哉, 川端友明: 和歌山冷延No.2レバースミルの概要, 住友金属, Vol.41, No.4(Oct.1989), pp.511~518.

第6章 冷間圧延機の形状制御

6.1 まえがき

冷延鋼板には板厚精度と同様に良好な形状精度が要求される。形状は平坦度とも呼ばれ主として圧延時に決まる特性である。板厚が材料の板幅方向の中央値で表される1次元的な制御量なのに対し、形状は材料の板幅方向の伸び長さ分布によって表される2次元的な制御量である。すなわち、冷間圧延後の伸び長さが板幅方向に均一であれば材料の形状は平坦になる。板幅方向の中央部に比べて両端部の伸び長さが大きいと板幅の両端部が波打った耳波形状となり、逆に板幅中央部の伸び長さが大きいと板幅中央部が波打った中伸び形状になる。

そこで、材料の板幅方向の延ばし長さを圧延機で操作するための形状制御アクチュエータが開発されている。^{1)・2)}また板幅方向の伸び長さ分布(形状)を検出する形状検出器が開発され自動形状制御も採用されている。³⁾しかし、形状は板幅方向の伸び長さの分布で決まるため、形状制御アクチュエータの評価が簡単でない。したがって、自動形状制御システムの設計のために、圧延機のアクチュエータに要求される形状制御特性(静的特性)を明確にすることが重要である。従来の研究^{4) - 8)}では、形状制御アクチュエータの性能解析が中心であり、自動形状制御のアクチュエータという観点からの定量的検討はみられない。

本研究では自動形状制御のために、形状制御アクチュエータに要求される特性を簡単な数値計算で検討し、2種類のアクチュエータの組合せが望ましいという結果を得ている。すなわち、アクチュエータの形状制御特性を $y = x^n$ なる関数で表し、一方は低次関数、他方は高次関数の特性を示すアクチュエータの組合せである。次に、アクチュエータの形状制御特性をシミュレーション計算した結果、可変クラウン(VC)ロールの形状制御特性は低次関数、ワークロール(WR)ベンダの特性は、ロールのスリム度 $\lambda (=L/D_w)$ 、 L : ロールバレル長、 D_w : WR直径)に依存し、 $\lambda > 5$ のときに高次関数となり、それぞれの特性に応じた制御システムの必要なことが示唆されている。更に、VCロール、WRベンダおよびスポットクーラントを備えた2つの実圧延機において、形状検出器を用い

た形状制御特性の解析結果に基づいて自動形状制御システムを設計・製作し、その制御効果を実測データで確認している。^{9), 10)}

6.2 圧延機の形状制御特性の評価

6.2.1 形状外乱

材料の板幅方向の伸び長さ分布で決まる形状特性を表現するため、文献⁴⁾⁻⁶⁾で取り扱われている次式を用いる。

$$y = x^n \quad (6.1)$$

但し、 y は板幅中央部を基準とする伸び率偏差で表現された形状、 x は板幅両端で±1となるように正規化された板幅方向位置である。

次に、形状外乱は母材の不適切な板幅方向板厚分布、材料変形抵抗の不均一分布、ロール撓み、ロール磨耗、ロールの熱膨張（クラウン）等が原因である。これらの形状外乱の特性を（6.1）式で表現すると、大径ロールの撓みのように x の低次の式から熱膨張（クラウン）のように高次の式まで、 x の次数 n が広範囲になる。したがって、圧延機の形状制御アクチュエータには広範囲の形状外乱の制御が要求される。なお、通常の形状外乱は x の偶関数になる。

また（6.1）式は中伸びあるいは耳波のみの単純伸びの表現であるが、両者の共存あるいはクォータ伸びなどの複合伸びは次数の異なる関数を組合わせた次式で表現される。

$$y = l_1 x^n + l_2 x^m \quad (6.2)$$

例えば 図6.1は、 $l_1=1$ 、 $n=2$ 、 $l_2=-1$ として、 m を変えて y がプロットされているが、多様な複合伸びが表現される。

6.2.2 形状制御に必要な特性

広範囲の形状外乱の制御のために、形状制御アクチュエータに要求される特性を簡単な数値計算で検討する。各種の形状制御アクチュエータ^{1), 2), 11)}の中で、ワークロール(WR)ベンダと可変クラウン(VC)ロールの概要を図6.2に示す。このような形状制御アクチュエータの特性はその原理上（6.1）式のような単純な表現の偶関数が多く、通常2種類のアクチュエータを組合わけて使用する。

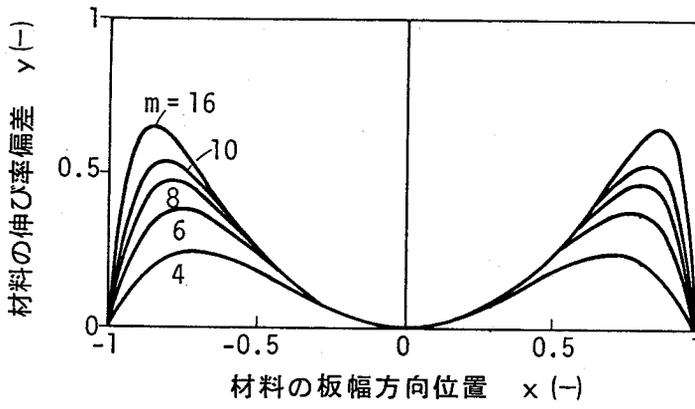
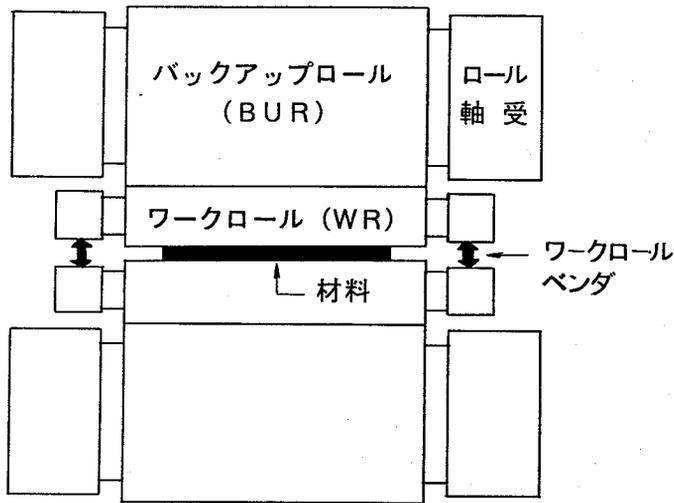
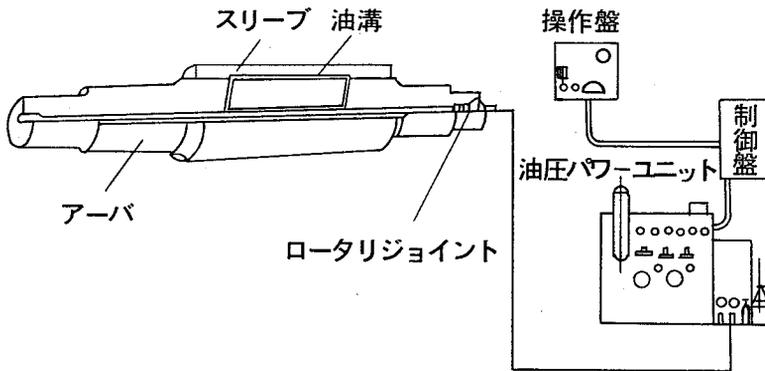


図6.1 $y = x^2 - x^m$ で表現される複合形状



(1) 4段圧延機のワークロールベンダ



(2) 可変クラウン (VC) ロール

図6.2 形状制御アクチュエータの概要

この組合せ方法を評価するための数値計算方法を図6.3に示す. 図は x^2 と x^8 の形状制御特性を持つアクチュエータの組合せで, 形状外乱 $y_d = x^4$ (図6.3-(1)) が修正される例である. 2種類のアクチュエータを組み合わせた形状制御特性 y_c は $y_c = ax^2 + bx^8$ で表されるので, y_d を y_c で重回帰すると, 形状外乱の曲線に最も近い形状制御曲線が得られる各アクチュエータの操作量 a 及び b が決まる. 図6.3-(2)は重回帰で得られた y_c が示され, 図6.3-(4)はその時の y_c を構成する ax^2 および bx^8 のそれぞれ単独の曲線である. 図6.3-(3)は重回帰の残差 ε で, 形状制御アクチュエータで制御できない制御偏差である. 以上の計算で, 形状制御の評価指標は, 個々のアクチュエータの操作量 a 及び b と, 制御偏差 ε である. なお, 図6.3の縦軸は形状外乱の最大振幅が1となるように作図されている.

図6.4は x^2 から x^{16} までの形状外乱関数に対する前記計算の結果から, a , b および ε の振幅 ε_{p-p} をプロットしている. アクチュエの組合せは図に示す3

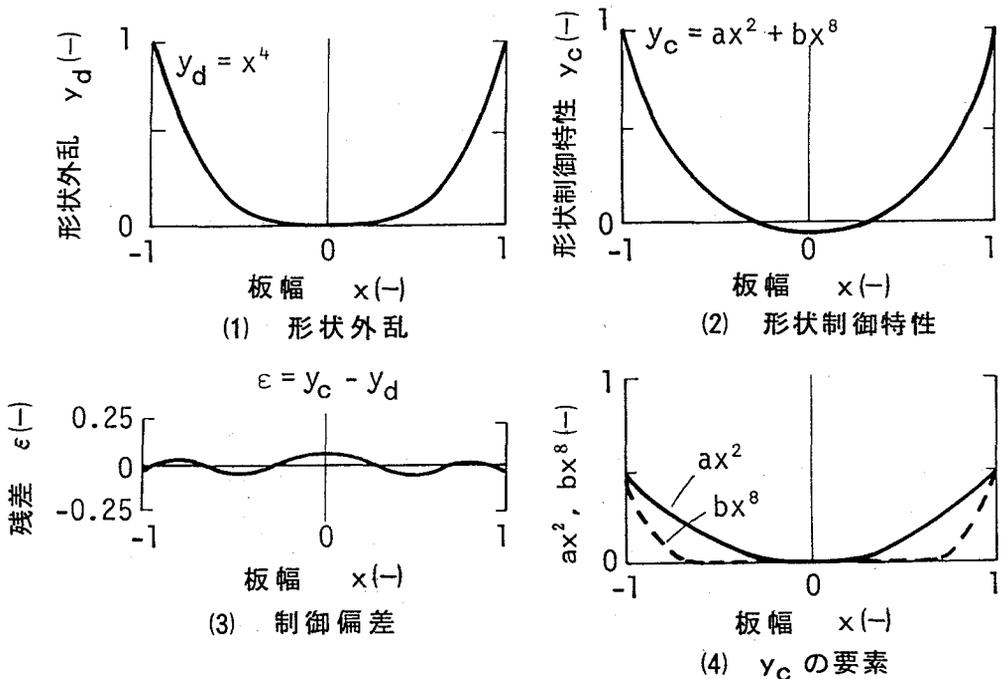


図6.3 2種類の形状制御アクチュエータの組合せによる形状外乱の修正

ケースである。図6.4-(1)は x^2 と x^8 という低次関数と高次関数の形状制御特性の組合せであるが、低次から高次までの形状外乱に対しアクチュエータの過大な操作出力を必要とせず、かつ制御偏差は十分小さくなっている。これに対し図6.4-(3)の x^4 と x^6 の組合せでは、低次関数特性のアクチュエータがないために、 x^2 の外乱に対し大きな操作出力となり、かつ2つのアクチュエータが互いに逆方向の操作出力を出す。したがって、形状制御には x^2 程度の低次特性を持つアクチュエータが不可欠である。一方、図6.4-(2)の高次特性を持たない組合せでは、高次の外乱に対して制御偏差が大きくなる上、2つのアクチュエータは互いに逆方向の出力となる。

以上、2種類の形状制御アクチュエータの組合せ方法は次のようになる。①広範囲の形状外乱の制御のために、 $y = x^2$ のような低次関数特性を持つ形状制御アクチュエータが必要である。②低次関数特性と組合せるもう一方のアクチュエータは、 $y = x^8$ のような高次関数特性を持つことが望ましい。

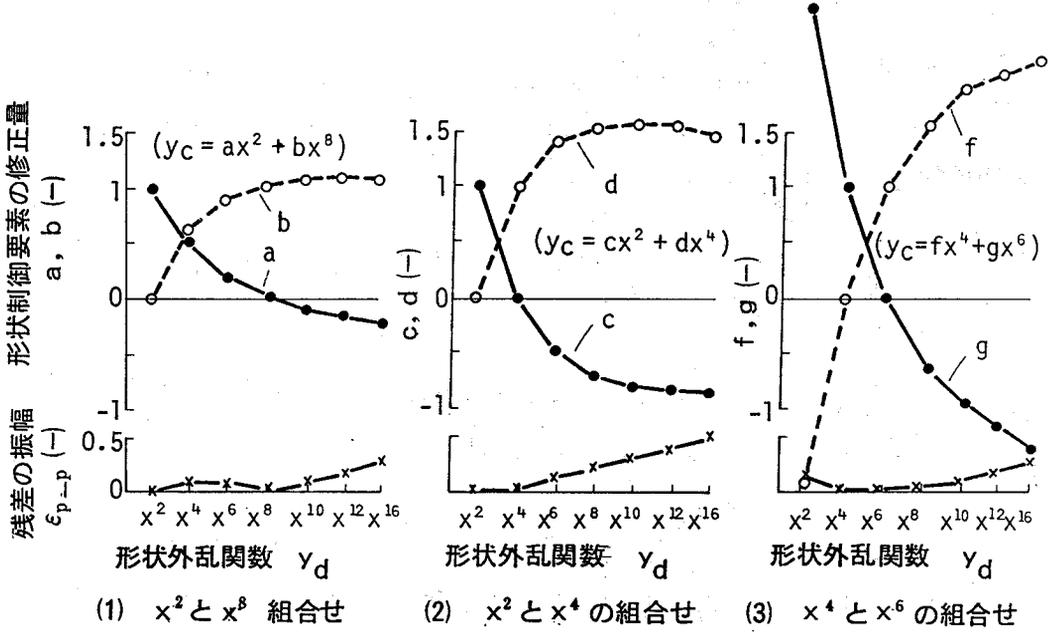


図6.4 異なる2種類のアクチュエータの組合わせと各種形状外乱の修正結果

6.3 形状制御特性のシミュレーション

実圧延機の形状制御特性をシミュレーションで調べる。

6.3.1 計算方法

シミュレーション計算は、益居らの文献⁸⁾の板プロフィール計算モデルを使用している。計算に用いた圧延機の仕様を表6.1および表6.2に示す。表6.1は住軽アルミ箔工業(株)のアルミ箔用圧延機、表6.2は住友金属工業(株)鹿島製鉄所のタンデムコールドミル最終スタンドの仕様で、両者ともVCロールとWRベンダを備えている。WRベンダの形状制御特性はWRのスリム度 λ に大きく依存し、 $\lambda=4$ を境に特性が変わることが前記文献⁹⁾に報告されている。本報告はこれらの形状制御特性を、先の評価方法にしたがいより定量的に検討している。

シミュレーション計算とその形状制御特性の同定方法を図6.5に示す。

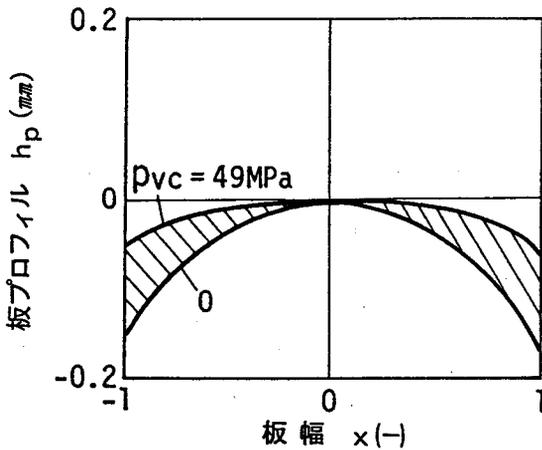
表6.1 4段単スタンドアルミ箔ミルの仕様

材 料 寸 法	板厚：0.03~0.5 mm, 板幅：750~1650 mm
圧 延 速 度	最高：1500 m/min
ロ ー ル 寸 法	WR：290 ϕ ×2000 mm ($\lambda=6.9$), BUR：850 ϕ ×1930 mm
WR ベ ン ダ	インクリーズ：98KN/chock, ディクリーズ：98KN/chock
VC ロ ー ル	設置場所：上BUR 膨み量：0.33m/dia. at 49MPa
形 状 検 出 器	Davy Mckee 社製 Vidimon shapemeter, 分割ロータ数：27

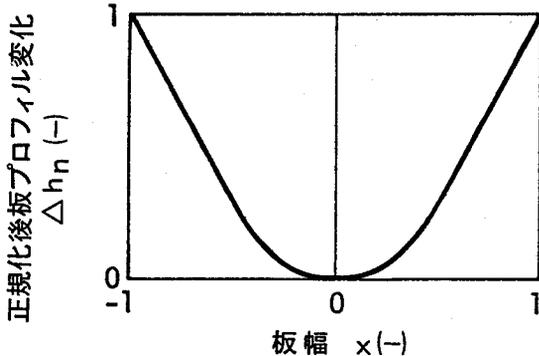
表6.2 タンデムコールドミル最終スタンド圧延機の仕様

材 料 速 度	板厚：0.25~3.2 mm, 板幅：600~1625 mm
圧 延 速 度	最高：1812 m/min
ロ ー ル 寸 法	WR：595 ϕ ×1730 mm ($\lambda=2.9$), BUR：1524 ϕ ×1704 mm
WR ベ ン ダ	インクリーズ：490KN/chock, ディクリーズ：735KN/chock
VC ロ ー ル	設置場所：上下BUR 膨み量：0.48mm/dia. at 49MPa
形 状 検 出 器	Davy Mckee 社製 Vidimon shapemeter, 分割ロータ数：22

図6.5-(1)は、表6.1の条件(板幅1045mm)で2通りのVCロール圧力について計算した板プロフィール(材料断面の板幅方向板厚偏差)である。図中の斜線部分がVCロールによる板プロフィール変化で、この形状制御特性の評価のため、斜線の前後の曲線の差をとった特性曲線が図6.5-(2)である。図は縦軸の最大値が1になる様に正規化され、正規化前の振幅(図は0.087)がかっこの中に記入されている。形状制御特性曲線の次数の同定のため、図6.5-(3)に示されたように図6.5-(2)の曲線と $y = x^{1.2}$ から $y = x^{10}$ までのべき乗曲線との相関係数を計算している。図6.5-(3)はこの場合の形状制御特性曲線は相関係数0.995で関数 x^2 に一番近いことを示す。すなわち、この場合のVCロールの形状制御特性は x^2 (あるいは $x^{1.2}$) という低次の特性関数である。



(1) VCロールによる板プロフィール変化



(2) 正規化された板プロフィール変化(振幅 = 0.087)

y	相 関 係 数
$x^{1.2}$	○ 0.994
x^2	○ 0.995
x^3	0.965
x^4	0.926
x^5	0.886
x^6	0.849
x^8	0.784
x^{10}	0.730

(3) $y = x^n$ と板プロフィール変化 Δh_n との相関係数

図6.5 シミュレーション計算における形状制御特性の同定方法

6.3.2 シミュレーション結果

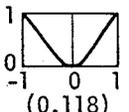
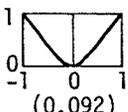
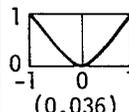
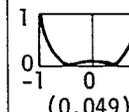
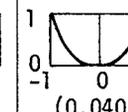
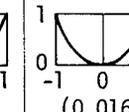
WRのスリム度 λ 、材料の板幅及び塑性係数を変えて、VCロールおよびWRベンダの形状制御特性を計算した結果が図6.6である。図には前述の計算から、正規化された形状制御特性曲線 Δh_m とその正規化前の振幅、最も相関の強い形状制御特性関数 f 。及びその時の相関係数 r 。が示されている。なおかつこの中には同程度の相関を示した特性関数を記入している。

図6.6-(1)はアルミ箔ミルの条件でWRのスリム度 λ を変えた計算結果である。材料の板幅は1680mm、塑性係数は3.4MN/mmを用いた。VCロールは λ の値にかかわらず形状制御特性が低次関数となり、VCロールの形状制御効果は板幅全体に影響している。一方、WRベンダの形状制御特性は λ が6.9では x^6 あるいは x^8 という高次関数の特性を示し、同2.9では x^2 或いは x^3 の低次関数特性となる。すなわち、WRベンダの形状制御効果は λ が大きいと板幅端部のみであるが、 λ が小さくなると板幅中央部にも及ぶ。また、 $\lambda=4.9$ の時は両者の中間の特性となる。

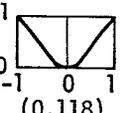
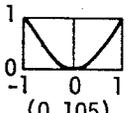
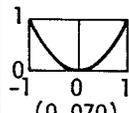
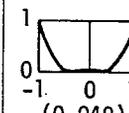
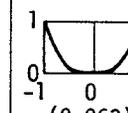
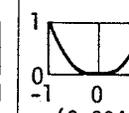
図6.6-(2)はアルミ箔ミルの条件で板幅を変えた計算結果である。VCロールの形状制御特性は板幅にかかわらず低次関数である。WRベンダの形状制御特性は材料が広幅(1680mm)の時は高次関数であるが、狭幅(880mm)になると x^3 の低次になる。

図6.6-(3)はタンデムコールドミルの条件で材料の塑性係数を変えた計算結果を示す。 $\lambda=2.9$ なのでVCロール及びWRベンダともに低次関数の形状制御特性となり、塑性係数が変わっても特性はほとんど変化しない。形状制御量(正規化前振幅)は材料が柔らかくなった分大きくなる。

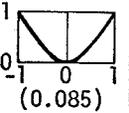
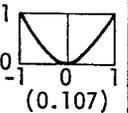
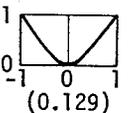
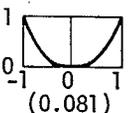
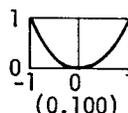
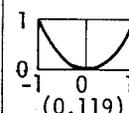
形状制御アクチュエータの特性は $y=x^2$ 程度の低次関数と $y=x^8$ 程度の高次関数の組合せが望ましいという前節の観点から、計算結果をまとめると次のようになる。①VCロールの形状制御特性はWR寸法や板幅に拘らず $y=x^2$ 以下の低次関数である。②WRベンダの特性は、広幅材料を圧延する時に $\lambda=5$ を境にして、 λ がそれより大きくなると高次関数になる。 λ がそれより小さくなるか、あるいは板幅が狭いと高次関数で無くなる。

Pvc	0 → 49 MPa			0		
F _{BW}	0			-98 → 0 KN/chock		
D _w (λ)	280φ (6.9)	394φ (4.9)	666φ (2.9)	280φ (6.9)	394φ (4.9)	666φ (2.9)
Δh _n (Δh)	 (0.118)	 (0.092)	 (0.036)	 (0.049)	 (0.040)	 (0.016)
f _c	x ^{1.2}	x ^{1.2}	x ^{1.2}	x ⁶ (x ⁸)	x ³ (x ⁴)	x ² (x ³)
r _c	0.993	0.998	0.998	0.994	0.999	0.999

(1) ワークロールのスリム度λの効果

Pvc	0 → 49 MPa			0		
F _{BW}	0			-98 → 0 KN/chock		
B	1680 mm	1280 mm	880 mm	1680 mm	1280 mm	880 mm
Δh _n (Δh)	 (0.118)	 (0.105)	 (0.070)	 (0.049)	 (0.063)	 (0.094)
f _c	x ^{1.2}	x ^{1.2}	x ²	x ⁶ (x ⁸)	x ⁴ (x ⁵)	x ³
r _c	0.993	0.997	0.999	0.994	1.000	0.997

(2) 材料板幅 B の効果

Pvc	0 → 49 MPa			0		
F _{BW}	0			-98 → 0 KN/chock		
Q	19.6MN/mm	9.8MN/mm	3.4MN/mm	19.6MN/mm	9.8MN/mm	3.4MN/mm
Δh _n (Δh)	 (0.085)	 (0.107)	 (0.129)	 (0.081)	 (0.100)	 (0.119)
f _c	x ^{1.2}	x ^{1.2}	x ^{1.2}	x ² , x ³	x ² (x ³)	x ² (x ³)
r _c	0.998	0.998	0.998	0.996	0.998	0.999

(3) 材料の塑性係数 Q の効果

Pvc: VCロール圧力 F_{BW}: WRベンド力 D_w: WR直径

Δh_n: 正規化後板プロフィール変化 Δh: 板プロフィール変化の振幅

f_c: Δh_nの特性曲線関数 r_c: f_cとΔh_nの相関係数

図6.6 アクチュエータの形状制御特性のシミュレーション結果

6.4 実圧延機の形状制御特性

形状制御特性はWR寸法に大きく依存するが、圧延機のロール寸法は材料の板厚や材質などの圧延条件によって決められ、必ずしも形状制御の要求はロール寸法を決める主要因でない。そこで、形状制御アクチュエータによる形状制御の先の考え方を自動形状制御の設計に適用するため、形状検出器で測定されたデータを用いて、実機アクチュエータの形状制御特性を調べる。

6.4.1 測定方法

対象とした実圧延機は前述の表6.1（アルミ箔ミル）および表6.2（タンデムコールドミル）に示された4段圧延機で、いずれも、図6.7のロール接触式の形状検出器（Davy Mckee社製のVidimon shapemeter）¹²⁾が設置されている。図のように形状検出ロールは胴長方向に分割され、各分割ロール（ロータ）毎にその部分の材料板幅方向の伸びが検出される。

図6.8はアクチュエータの形状制御特性の調査方法を示す。図6.8-(1)のように矩形波状のテスト信号を加えて、VCロール圧力あるいはWRバンド力の変化を繰り返し、図6.8-(2)のようにアクチュエータ出力の変化前後の形状検出器出力（図の①および②）を測定する。変化前後の差を計算した図6.8-(3)が、形状検出器の分割ロール番号（板幅方向位置）を横軸としたアクチュエータの形状制御特性曲線である。縦軸は伸び率差をアクチュエータの最大可変能力（=100%FS）で除した値である。

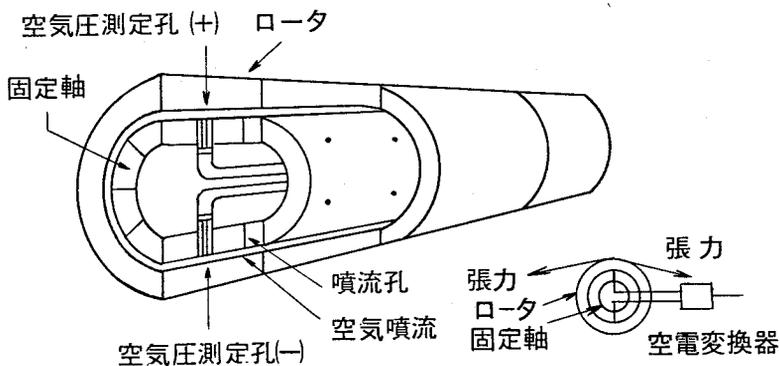


図6.7 ロール接触式形状検出器（Vidimon shapemeter）の概要

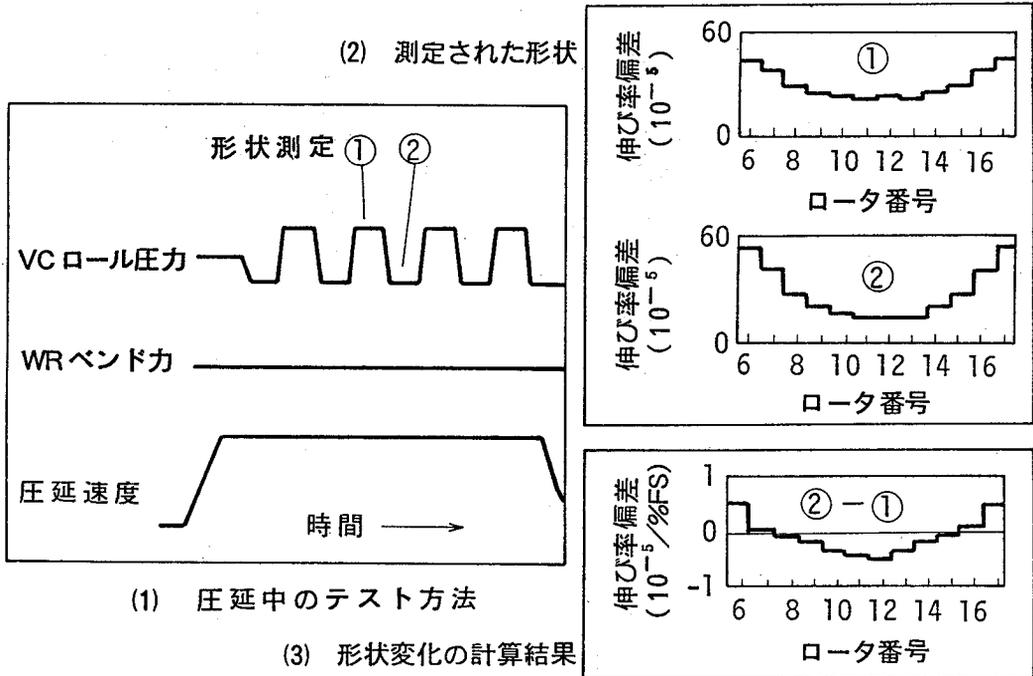
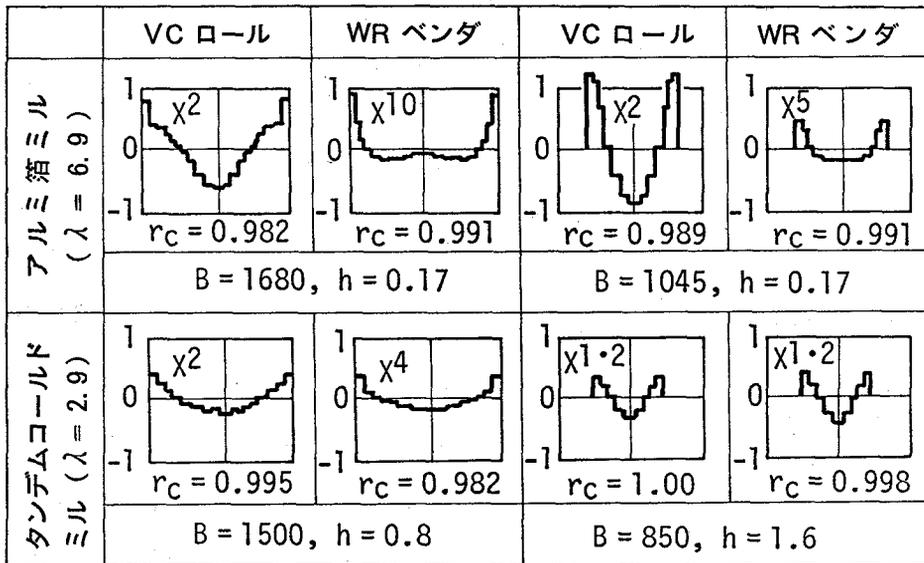


図6.8 形状検出器を用いた実機形状制御特性の調査方法

6.4.2 測定結果

実機の測定結果が図6.9で、図に形状制御特性の同定結果 x^n 、その時の相関係数 r_c が記入されている。それをまとめるとシミュレーションで予測されたとおり次のようになる。①アルミ箔ミル($\lambda=6.9$)では、WRベンダの特性は、材料の板幅が1680mmと広い場合には x^{10} のような高次関数の形状制御特性になり、板幅が1045mmの時は x^5 となって次数がやや低下する。一方、VCロールの形状制御特性は材料の板幅に拘らず x^2 前後の低次関数の特性である。つまり比較的広幅の材料に対し、VCロールは低次関数、WRベンダは高次関数の形状制御特性となる。なお形状制御の感度(振幅)は板幅が変わっても余り変わらない。②タンデムコールドミル($\lambda=2.9$)では、材料の板幅850mm~1500mmの範囲で、VCロール及びWRベンダの形状制御特性は $x^{1.2} \sim x^4$ の範囲でともに低次関数で、形状制御の感度もほぼ同等である。したがって、自動形状制御システムは2つの操作要素で低次関数の形状外乱に対する制御範囲をより大きくする設計になる。



縦軸：伸び率変化 ($10^{-6}/\%FS$)，横軸：形状検出器ロータ位置
 B：材料板幅 (mm) h：材料板厚 (mm)， x^n ：同定された形状制御特性関数， r_c ： x^n 決定時の相関係数

図6.9 実圧延機の形状制御特性の調査結果

6.5 異特性アクチュエータを用いた自動形状制御

VCロールとWRベンダが異なる形状制御特性を持つアルミ箔ミルの自動形状制御システムを説明する。

6.5.1 制御方法

自動形状制御システムのブロック図を図6.1.0に示す。形状検出器出力が低次と高次の形状制御特性関数に分解され、それぞれの特性を持つアクチュエータが次のように操作される。①形状検出器出力から目標形状を差し引いた形状偏差 $g(x)$ を、1次式成分 (tilt成分)、2次式成分および高次式成分に分解する。 $g(x)$ は(6.3)式で表わされ、それぞれの係数 a_0, a_1, a_2 を回帰によって求める。この時の a_0 がtiltエラー、 a_1 がVCエラー、 a_2 がベンダーエラーである。

$$g(x) = a_0 x + a_1 x^2 + a_2 x^m \quad (m=6 \sim 10) \quad (6.3)$$

②エラー信号 $a_0 \sim a_2$ に基づいて、それぞれ比例・積分演算を行って、圧下のレバリング、VCロール圧力及びWRベンド力の修正量を出力する。③スポット

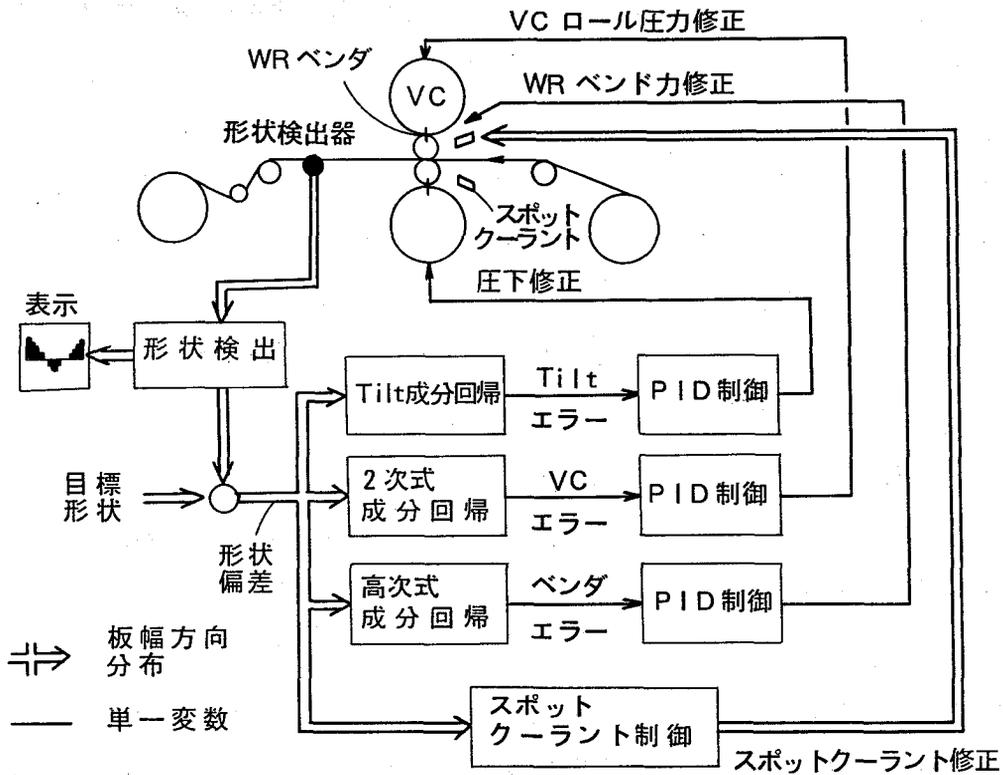


図6.10 アルミ箔ミルの自動形状制御システム

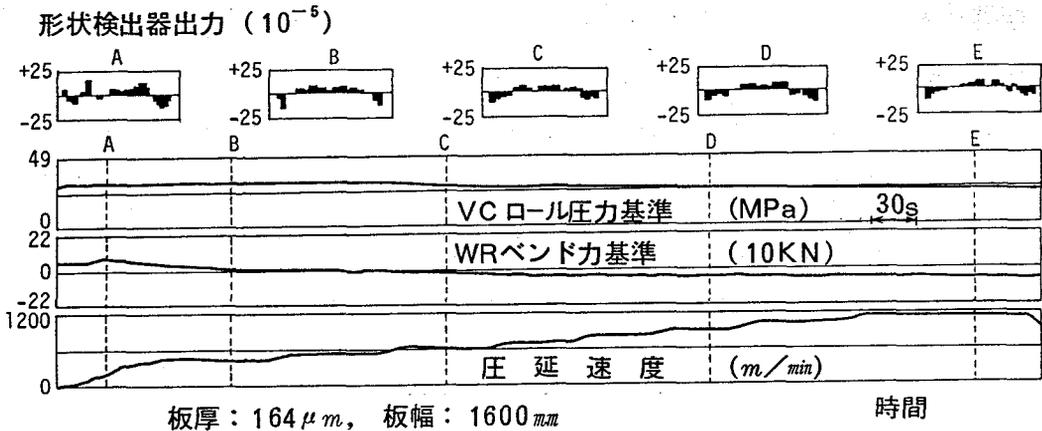


図6.11 アルミ箔ミルの自動形状制御結果 (ロール替直後の圧延)

クーラントは形状検出器のロータ位置に合わせて板幅方向に同等数設置され、各ロータに対応する位置のクーラントを制御する。すなわち、センサ出力が目標よ

り伸びている部分はクーラントをオンしてロールの熱膨張を小さくし、逆に伸びが目標より少ない部分はクーラントをオフする。

6.5.2 制御結果

アルミ箔ミルの自動形状制御結果を図6.11に示す。従来は、ロール替直後にロールの熱膨張（クラウン）が安定する迄クーラントをかけてロールを空転させるため、作業能率が低下していた。図6.11は自動形状制御を用いてロール替直後から圧延した結果で、図の下段はVCロール圧力、WRベンディング力及び圧延速度で、上段は圧延中のA～E時点に形状検出器で検出した形状である。ロールの熱膨張（クラウン）変化を補正すべく形状制御アクチュエータが操作されて、圧延開始から安定した形状が得られている。本自動形状制御により、ワークロール替直後からの圧延が可能になり、作業効率が向上している。

6.6 類似アクチュエータを用いた自動形状制御

2つのアクチュエータの形状制御特性が似ているタンデムコールドミルの自動形状制御システム説明する。

6.6.1 制御方法

制御システムのブロック図を図6.12に示す。ともに低次関数の形状制御特性を持つVCロールとWRベンダを一方を主、他方を従のアクチュエータとして使用する。①(6.3)式の右辺から x^n 成分を除いた式により形状偏差 $g(x)$ を回帰し、一次式成分と二次式成分に分解する。二次式成分のVCエラーに基づいて比例・積分演算して、VCロール及びWRベンダを操作する。図の場合はVCロールが主アクチュエータなので、まずVCロール圧力を修正し、その修正量が上下限値を越えればWRベンド力を修正する。②VCロールとWRベンダの形状制御特性が2次式と4次式程度の有意差の時に図6.10の方法で制御すると、それぞれが互いに反対方向で大きな制御出力を出す場合がある。この理由は図6.4-(2)で操作量 a 、 b が高次関数の外乱に対して互いに逆符号になっていることで説明されるが、この欠点が図6.12の方法により解決され安定した制御が得られている。③スポットクーラントの制御は図6.10と同様である。

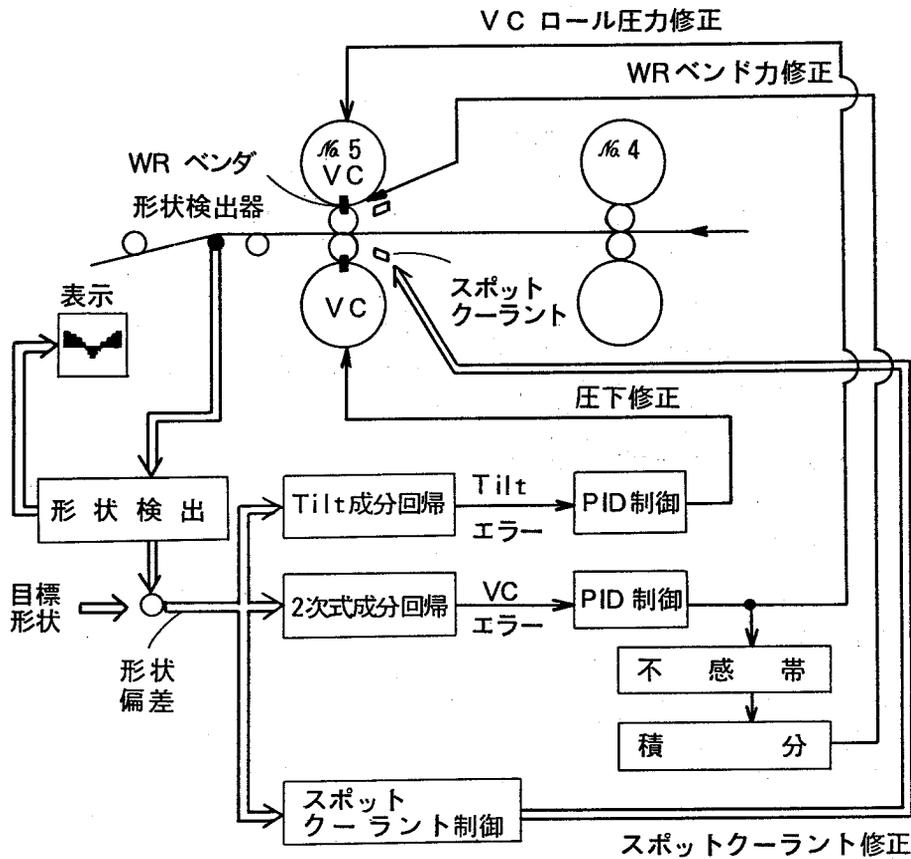
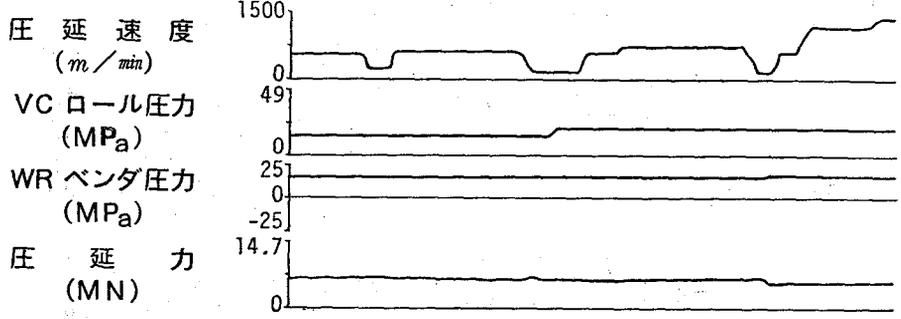
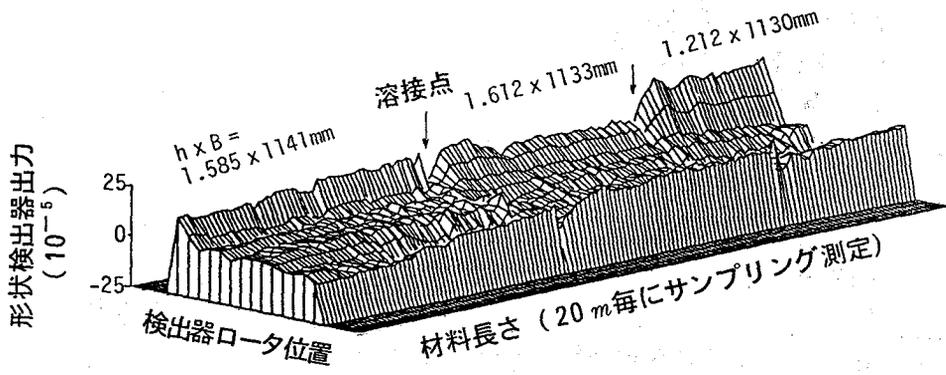


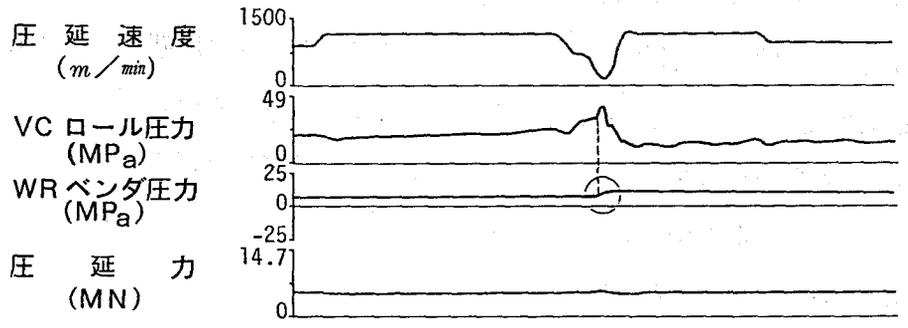
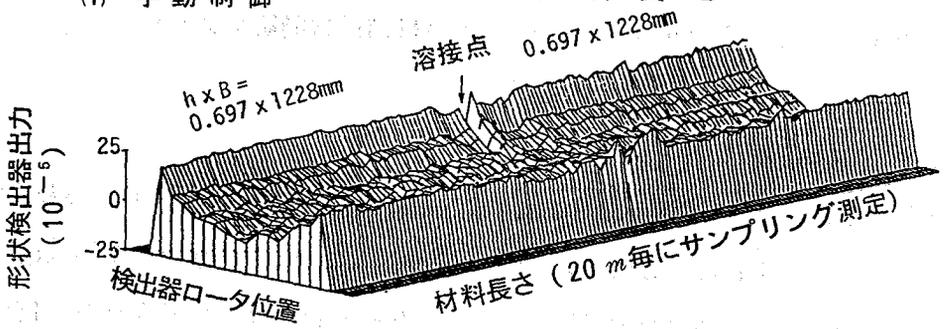
図6.12 タンデムコールドミルの自動形状制御システム

6.6.2 制御結果

本自動形状制御システムは1988年秋に完成し、^{9), 10), 12)} 図6.13はその制御効果である。図6.13-(1)は手動操作時、同(2)は自動形状制御実施時の実測データである。各図は形状検出器出力(実形状)をコイル長さ20m毎にサンプルした鳥瞰図と、同時にサンプルした最終スタンドの圧延データである。本圧延機は完全連続ミル¹³⁾で、各図とも約2コイル分の連続したデータが示されている。手動操作の図6.13-(1)は特にコイル継ぎ部での形状の乱れが大きい、自動形状制御の同(2)はコイル継ぎ部を含めて全長に亘って安定した形状が得られている。なお各図とも目標形状は若干の中伸びであり、実形状から目標形状を差し引いた形状偏差(伸び率差)は、図6.13-(1)では全長の25%が $\pm 10 \text{ lunit} (10^{-5})$ を越えたのに対し、同(2)では全長が $\pm 10 \text{ lunit}$ 内に入り、自動形状制御の効果が確認される。



(1) 手動制御



(2) 自動形状制御

図6.13 タンデムコールドミルの自動形状制御結果

6.7 むすび

鉄，非鉄を問わず冷間圧延の形状外乱を制御するために，圧延機のアクチュエータが備えるべき形状制御特性を検討し，低次関数特性と高次関数特性の組合せが望ましいことを示した．アルミ箔ミルとタンデムコールドミルを対象に，実機のVCロールとWRベンダの形状制御特性をシミュレーションした結果，VCロールの特性は常に低次関数で，WRベンダはロールのスリム度 λ によって異なり， $\lambda > 5$ で広幅材料の時に高次関数特性となり，それぞれに応じた制御システムの設計が必要なが示された．

更に，形状検出器で実測したデータを用いて実機の特性を調べ，シミュレーションと同様であることを確認した後，各圧延機毎にアクチュエータの特性に応じた自動形状制御システムを設計した結果，各制御システムは順調に稼働し，十分な効果が実測データで確認された．

【参考文献】

- 1) 日本鉄鋼協会共同研究会 圧延理論部会編：板圧延の理論と実際，日本鉄鋼協会(昭和59)，pp.89～110.
- 2) 鈴木弘：板材圧延における形状制御技術，日本機械学会誌，第87巻，第787号(昭和59年6月)，pp.561～566.
- 3) 日本鉄鋼協会共同研究会 圧延理論部会編：板圧延の理論と実際，日本鉄鋼協会(昭和59)，pp.265～270 & pp.308～313.
- 4) 西英俊，芳村泰嗣，吉本健一，二瓶充雄：板形状特性の解析法と従来型圧延機の制御機能，塑性と加工，Vol.23，No.263(1982-12)，pp.1209～1215.
- 5) 西英俊，芳村泰嗣，吉本健一，安田健一：新型圧延機UC-MILLの基本特性，塑性と加工，Vol.24，No.268(1983-5)，pp.449～455.
- 6) 今井一郎，古谷 尚，真柄正昭，梶原利幸，北島聰幸：冷間圧延機における形状制御法の開発(第1報)－新形状制御システムの概要と特徴－，第29回塑性加工連合講演会講演論文集(1978-11)，pp.94～96.
- 7) 戸島龍，松香茂道，北島聰幸，永沼洋一，井上直温：冷間圧延機における形状制御法の開発(第2報)－制御用モデルの検討－，第29回塑性加工連合講演会講演論文集(1978-11)，pp.97～99.
- 8) 益居健，富澤淳，八尋昭人：可変クラウンロールを有する圧延機の形状制御特性，塑性と加工，Vol.31，No.351(1990-4)，pp.515～520.
- 9) Y.Matsumoto, K.Kondo, T.Ooi, K.Komine, Y.Takemoto, S.Iyama, T.Masui : SHAPE CONTROL OF ROLLING MILLS WITH THE VC ROLL, Proceedings of the 5th International Rolling Conference, September 1990, LONDON, pp.242～251.
- 10) 近藤勝也，大井俊哉，小峰一晃，竹本裕，伊山彰一：冷間圧延機の自動形状制御システムの開発，塑性と加工，Vol.33，No.374(1992-3)，pp.241～246.
- 11) 益居健，山田純造，長井俊彦，西野隆夫：可変クラウンロールによる板の形状・プロファイル制御，塑性と加工，Vol.23，No.263(1982-12)，pp.1188～1194.
- 12) 西野隆夫，伊山彰一，木村俊一，岡本真明，松本義朗：冷間圧延ミルの自動形状制御システム，住友金属，Vol.41，No.4(1989-10)，pp.535～546.
- 13) 中井尚，原田典，松田行雄，西野隆夫，浦島一郎：鹿島冷延タンデムミルのフル連続化設備概要，住友金属，Vol.36，No.1(1984-1)，pp.57～72.

第7章 結 論

冷間圧延機の計算機制御による高性能化に関する研究を行って得られた結果は以下で要約される。

(1) 油圧圧下式圧延機におけるゲージメータ方式板厚制御の係数や材料の塑性係数に応じて油圧圧下制御ゲインを最適に設定する方法について述べ、実圧延機の制御ゲイン調整作業に適用して効果をあげた。つぎに油圧圧下式圧延機によるゲージメータ方式板厚制御をタンデムコールドミルに適用したときの板厚制御効果を影響係数の手法で検討してスタンド間張力制御を提案し、住友金属工業(株)鹿島製鉄所冷延工場のタンデムコールドミルの板厚制御システムに適用して良好な結果を得た。

(2) フィードバック板厚制御における厚み検出のむだ時間対策として、第1スタンド出側厚み計を用いたフィードフォワード板厚制御により、むだ時間の解消だけでなく、ロール駆動モータ制御系の動特性を簡単な差分計算を用いて補償する方法を提案してシミュレーションで効果を確認した後、同社和歌山製鉄所冷延工場のタンデムコールドミルに適用し、既設板厚制御では制御不可能であったアップロール偏心に起因した板厚変動が減少して目標板厚精度を達成した。

ここで提案したフィードフォワード板厚制御は圧延機の特別な改造が要らないので、入側に厚み計を備えた圧延機の板厚制御方法として一般的に使用できる。

(3) 可逆冷間圧延機のシミュレーションにより、板厚と張力の相互干渉が板厚制御の動特性に及ぼす影響を検討した結果、板厚制御において板厚と張力の相互干渉による張力変動が無視できないことや、板厚制御の動特性はリールモータ電流制御系の動特性に支配されることなどの重要な知見を得た。つぎに2入力2出力の多変数線形モデルを作成し、非干渉制御を応用した動的クロスコントローラを設計してその効果を確認した後、可逆冷間圧延機の自動板厚制御システムを設計して、圧下位置制御及びリールモータ電流制御の動特性の異なる各種の圧延機に適用し、いずれも良好な板厚制御精度を得た。

(4) 薄物・高速圧延の動特性悪化が懸念される可逆冷間圧延機において、シミ

ュレーションによって薄物・高速圧延ではリールモータ電流による張力制御の動特性が低下することを明らかにし、張力制御の動特性低下を補償するため、オブザーバ制御の手法を応用したアクティブ張力制御を提案してシミュレーションで効果を確認した後、和歌山製鉄所冷延工場の第2可逆冷間圧延機の板厚制御システムに適用して、薄物・高速圧延で高い板厚制御精度を得た。

(5) 冷間圧延の形状制御のために、圧延機のアクチュエータが備えるべき形状制御特性を検討し、低次関数特性と高次関数特性の組合せが望ましいことを示した。アルミ箔ミルとタンデムコールドミルを対象に、実機のVCロールとWRベンダの形状制御特性をシミュレーションし、それぞれの特性に応じた制御システムの設計が必要なことを示し、形状検出器による測定データで実機の特性を調べて各圧延機のアクチュエータの特性に応じた自動形状制御システムを設計し、各制御システムの十分な効果を実測データで確認した。

謝 辞

本研究をまとめるにあたり、終始変わらぬ御懇切な御教示と御指導を賜りました大阪大学 鈴木伸教授に心より深く感謝いたします。また有益な御助言と御指導を頂きました大阪大学 児玉慎三教授、黒田英三教授ならびに辻毅一郎教授に謹んで厚く御礼申し上げます。

あわせて、本論文について、貴重な御指摘を賜った大阪大学 青木亮三教授、白藤純嗣教授、平木昭夫教授、村上吉繁教授の方々ならびに朴柄植助教授に深く感謝いたします。また、大学院在学中、ひとかたならぬ御指導・御教示を賜りました大阪大学 西村正太郎名誉教授、藤井克彦名誉教授、笠井健教授ならびに森田龍弥助教授に厚く御礼申し上げます。

次に、本研究の推進・発表に際し、深い御理解を頂き日頃より御指導を賜りました住友金属工業(株)システムエンジニアリング事業本部本部長 美坂佳助博士および同副本部長 川野晴雄氏に心より深く感謝いたします。また本論文をまとめるにあたり、多大な御支援を頂きました同鹿島システム部部長 乾全氏ならびに住金制御エンジニアリング(株)社長 石山幹夫氏に厚く御礼申し上げます。

さらに、本研究の遂行にあたり、住友金属工業(株)研究開発本部薄板研究部、本社薄板技術部、製鋼所、和歌山製鉄所、鹿島製鉄所およびシステムエンジニアリング事業本部の上司ならびに技術者の方々には深い御理解のもとに御指導と御助言をを頂き心より厚く御礼申し上げます。

最後に、研究初期より冷間圧延全般について多くの御教示を頂いた薄板研究部次長 河野輝夫博士、基礎研究から実機適用までの全てにわたり行動を共にし御協力を頂いた制御システム部 岡本真明氏を始め、研究に参加された同参事 大井俊哉氏、上田一郎氏および岩本宏之氏の方々に厚く御礼申し上げます。

研究業績

[1. 学会誌論文]

- 1) 美坂佳助, 河野輝夫, 近藤勝也: 油圧圧下装置をもつ冷間圧延機の特性, 塑性と加工, Vol.12, No.125 (1971-6), pp.477~483.
- 2) 山下了也, 美坂佳助, 川上義弘, 近藤勝也: 張力・板厚制御—コールドタンデムミルの建設Ⅱ—, 塑性と加工, Vol.14, No.155(1973-12), pp.976~987.
- 3) 美坂佳助, 大橋保威, 渡辺和彦, 近藤勝也: 通板時・加減速時の板厚制御—コールドタンデムミルの建設Ⅲ—, 塑性と加工, Vol.15, No.159(1974-4), pp.309~314.
- 4) T.Okamoto, Y.Misaka, T.Kouno, K.Kondo and H.Takeuchi: Advanced gage and tension control of tandem cold mill with hydraulic screwdowndown system, Transactions of the Iron and Steel Ins. of Japan, Vol.16 (1976), pp.614~622.
- 5) S.Tajima, K.Kondo, K.Yoshida and K.Morita: Development of a new type AGC system for a tandem cold mill, Iron and Steel Engineer, June 1981, pp.43~48.
- 6) 近藤勝也, 大井俊哉, 岡本真明: 可逆圧延機の板厚制御動特性の解析, 塑性と加工, Vol.33, No.372(1992-1), pp.63~68.
- 7) 上田一郎, 近藤勝也, 大井俊哉: オブザーバを用いた冷間可逆圧延機の張力制御, 計測自動制御学会論文集, Vol.28, No.7(1992) (掲載予定).
- 8) 近藤勝也, 大井俊哉, 小峰一晃, 竹本 裕, 伊山彰一: 冷間圧延機の自動形状制御システムの開発, 塑性と加工, Vol.33, No.374(1992-3), pp.241~246.

[2. 学会誌技術報告]

- 1) 岡本豊彦, 竹内久弥, 山下了也, 美坂佳助, 大橋保威, 河野輝雄, 近藤勝也 : 新しい張力・板厚制御と計算機制御方式を備えた油圧圧下式コールドタンデムミル, 計測と制御, Vol.13, No.7(昭和49-7), pp.590~597.
- 2) K.Kondo, Y.Misaka, M.Okamoto, Y.Matsumori and T.Miyagi : A New Automatic Gauge Control System for a Reversing Cold Mill, Transactions of The Iron and Steel Institute of Japan, Vol.28, No.6(1988), pp.507~513.
- 3) 近藤勝也, 美坂佳助 : 可逆圧延機板厚制御の動特性解析と非干渉制御, 計測と制御, Vol.28, No.5(1989), pp.445~452.

(1990年度計測自動制御学会技術賞受賞)

[3. 国際会議講演会予稿集]

- 1) T.Ohi, K.Kondo, T.Kono, T.Nishino and M.Mukoukubo : New Computer Control System Renovated for Kashima's Fully-Continuous Tandem Cold Mill, Advanced Technology of Plasticity, Proceedings of the 1st International Conference on Technology of Plasticity, Tokyo, 1984, Vol.II, pp.1340~1345.
- 2) T.Ooi, K.Kondo, S.Wachi, T.Nishino and F.Nishimura : ADVANCED THICKNESS CONTROL TECHNOLOGY FOR TANDEM COLD MILL, Proceedings of the 4th International Rolling Conference, Jun. 1987, FRANCE, pp.E.27.1~E.27.12.
- 3) I.Ueda, T.Ooi, T.Kawabata, T.Taniguchi, E.Yasui and K.Kondo : A NEW AUTOMATIC GAUGE CONTROL SYSTEM FOR A REVERSING COLD MILL(Development of strip tension control by observer method), Proceedings of the 5th International Rolling Conference, Sept. 1990, LONDON, pp.466~474.
- 4) Y.Matsumoto, K.Kondo, T.Ooi, K.Komine, Y.Takemoto, S.Iyama and T.Masui : SHAPE CONTROL OF ROLLING MILLS WITH THE VC ROLL, Proceedings of the 5th International Rolling Conference, Sept. 1990, LONDON, pp.242~251.