

特別講演

UDC 621.771.23.06

圧延機設計技術の近代化と圧延工学\*

横手 義胤\*\*

Modern Rolling Mill Design and Technology of Rolling

Yoshitane YOKOTE

1. はしがき

18世紀に入ると鉄鋼の圧延が行なわれるようになり、従来の軟金属を2段圧延機で圧延するのと比較すると、非常に困難な作業であることが判明した。そして小径ロールの有利性が認識されたため、3段ラウト式、6段ロール配列などが開発され、実用に供せられるに至った。

19世紀に入ると4段圧延機が開発され、やがてアメリカで世界最初のストリップ圧延機が、1926年に稼動したのである。それ以来約50年、特にストリップ圧延は目覚ましい進歩をとげたが、その主流をなすものは4段圧延機である。

このストリップ圧延機の進歩、発展には、ひとり機械工学のみならず、冶金学、電気工学など圧延機に関連する工学、とりわけ圧延工学と制御工学、計算機の進歩が大いに寄与していることを強調したい。

本稿は、板、ストリップ圧延機について、圧延機設計にたづさわる者の立場から、圧延機設計技術の近代化、とりわけ圧延理論との関連において、いかに進歩して来たかについて述べてみたい。

2. 4段圧延機の出現とその発展

1891年アメリカのHomesteadに2800mmという4段厚板圧延機が設置されたが、これが記録に残る世界最初の大型4段圧延機であつて、作業ロール駆動、控えロールは自由という今日の形式と同じものである。次に1916年アメリカのLuckensに歴史に有名な5250mmという広幅圧延機が出現した。その後改造が加えられ今日まだ稼動しており、長らく世界最大幅の厚板圧延機として名声をもつていた。今日の眼からみれば、設計的にも幼稚であつたが、このように巨大な圧延機を技術の未熟な時代に作ったことは、まことに勇気を要したものである。

4段圧延機でまず問題になつたのが控えロール用軸受

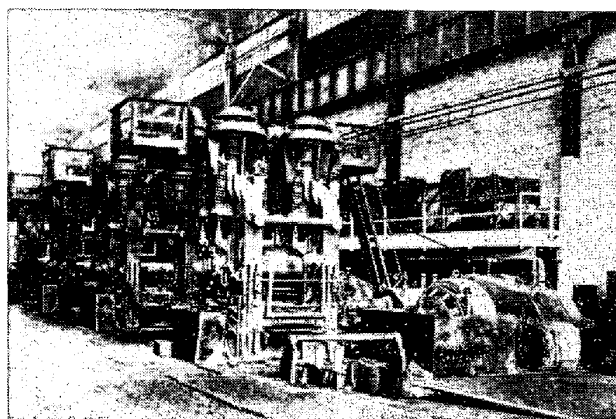


図1 1200mm 4基連続圧延機 (1926年)

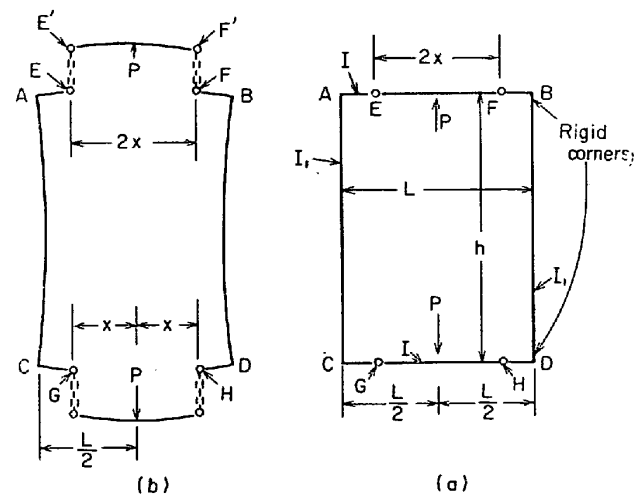


図2 KELLERのハウジングモデル

であつた。当時は旧式の平軸受が使われていたが、平軸受は摩耗も早く、しかも片べりもあつて板厚精度を出すのが困難であつた。19世紀の終りからストリップの連続圧延が計画されるにつれて、従来の平軸受に代わる新し

\* 昭和50年10月本会講演大会における浅田賞受賞記念特別講演 昭和50年12月2日受付 (Received Dec. 2, 1975)

\*\* 石川島播磨重工業(株) (Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd., 2-2-1 Ōtemachi Chiyoda-ku Tokyo 100)

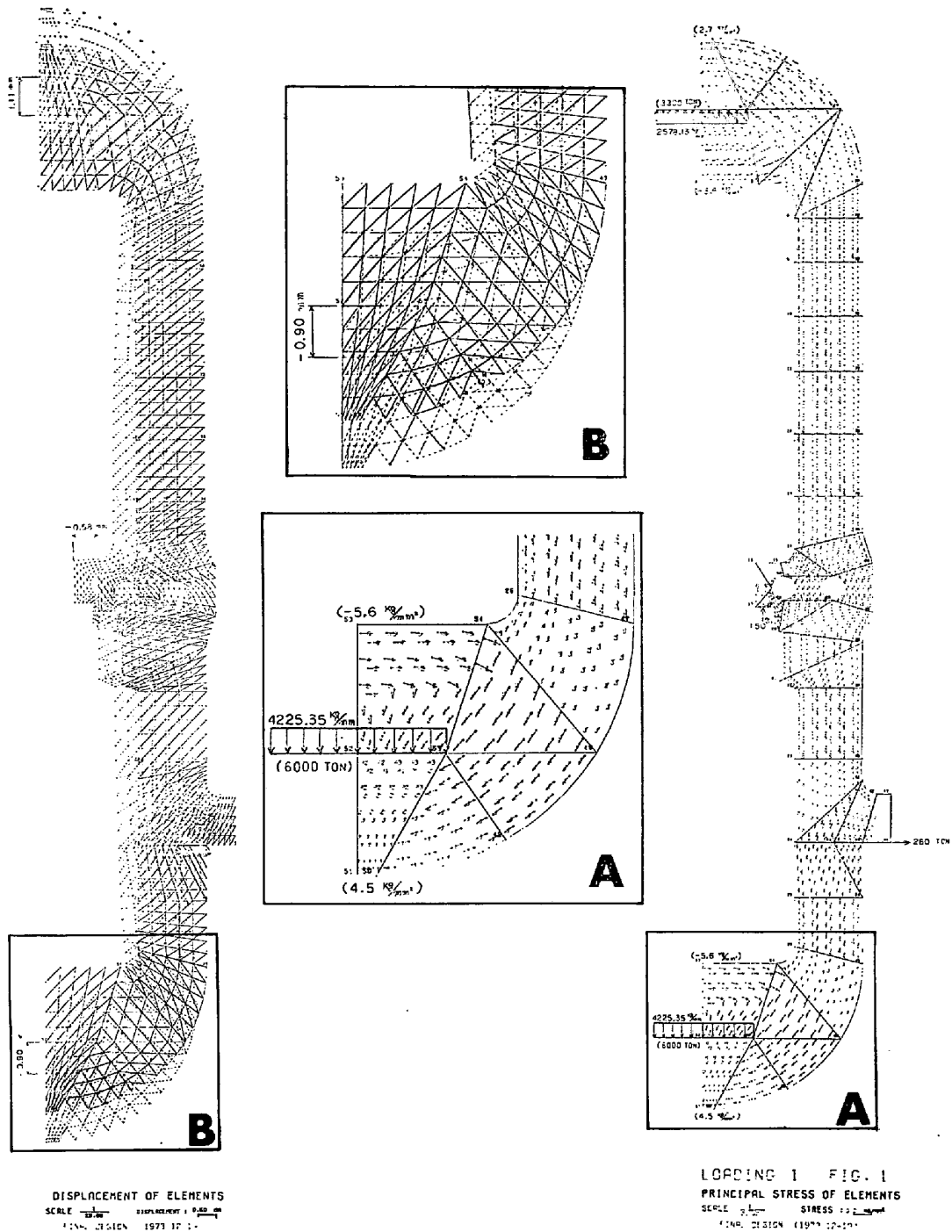


図3 ハウジングの応用, 歪の分布 (有限要素法による)

い軸受の開発が要求されるに至った。それには耐摩耗性と、高速下でも高荷重に耐えることが条件となる。まず第一に、ころ軸受の採用が研究され、1925年に1080 mmの4段圧延機で初めてころ軸受が実用に供せられた。

前記のように1926年アメリカのButler工場で(図1), また1927年Weirton工場で広幅ストリップ圧延機が稼動したのであるが、Butlerのものが改造型であるのに対して、Weirtonのものは全く新設計であり、近代ス

トリップ圧延機の原型となるものであつて、設計に数年間を要し、十分な調査と研究が行なわれたと報告されている。

この時代には狭幅ストリップ圧延用としては6段圧延機も数多く使われていて、4段圧延機では小径作業ロールが位置的に不安定ではないかということで、6段対4段の優劣が盛んに論議された。また連続式か逆転式か、非逆転式かということも定見がなく、全く混沌としている時代であつた。従つてこの圧延機の計画段階の状況は、

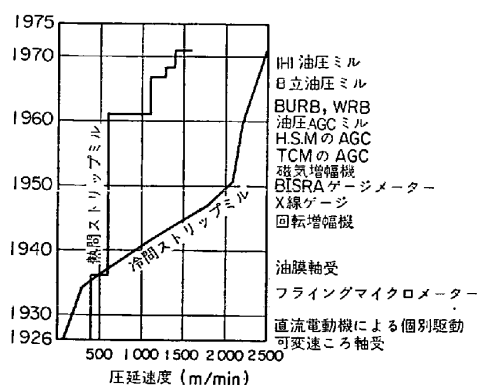


図4 熱間、冷間ストリップ圧延機の圧延速度の変遷

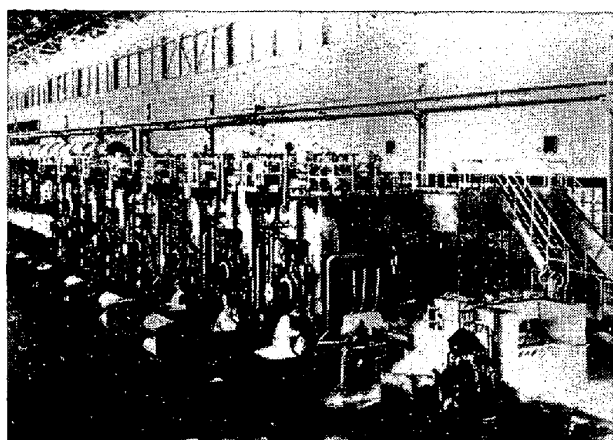


図5 2032mm熱間ストリップ圧延機7基連続仕上スタンド(1966年)

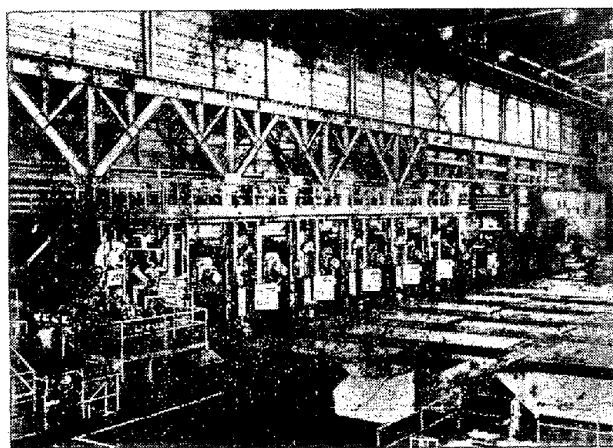


図6 1420mm6基連続冷間ストリップ圧延機(1971年)

1927年 ASME で BIGGERT は「この開発的段階を進めるに当って全く暗闇で仕事をしているようなものであつた」と述べていることから推察できる。このストリップ圧延機の成功は大きな意義をもつものである。

また圧延機が圧延荷重を受けたさいの弾性変形についても既に認識されていたのは興味のあることである。「最強の圧延機といえども、ある程度の弾性変形があり、

ロールの変形がある。その量は相当大きい」と BIGGERT は同じく ASME で述べている。そしてハウジングの伸びも測定されていた。

ハウジングはロールスタンドの各種部分のなかでも、圧延荷重を最終的に受止める部品として重要視されている。1936年 STONE はハウジングの上下梁を半円形として、また 1955 年に KELLER は矩形のラーメンの一部を修正した図 2 に示すモデルで、ハウジングの応力、歪を計算する方法を発表した。近年になつて、圧延機が大型化し、しかも温間圧延などによる圧延荷重の増大は大型のハウジングの必要性を生ぜしめた。一方、ハウジングの鋳造、加工能力には限界があるので限られた条件内で、最も変形の小さい、すなわち剛性の高い形状と、更に局部応力を最小にするような最適形状を求めることが要求されるに至つた。従つて今日では我々は有限要素法の手法によつてハウジングの応力、歪を求めている。図 3 にその計算の一例を示した。

控えロール軸受は、高速下で高荷重に耐え、摩擦係数は小さく、しかも軸受を収容するスペースからみて外径に制限をうけ、ロール強度上から内径は可能なかぎり大きくすることが要求される。平軸受に代わつてころ軸受が開発されたことは前記の通りである。しかしころ軸受は高速下で負荷容量が減少するとともに内径が小さくなるのでロール強度が低下する欠点をもつ。1935 年頃より使われだした油膜軸受は、これらの条件を満足するものとして、今日では広く採用されている。

圧延動力伝達機構として、ユニバーサル接手、ピニオンスタンド、歯車装置などがある。これらは作業ロール径による寸法上の制限と、高速回転高圧延トルクという条件も加わると非常に苛酷な条件下での設計となる。また高速圧延機では、電動機の最高回転数に限界があるため増速歯車装置が必要となる。

### 3. 圧 延 速 度

世界最初の熱間ストリップ圧延機は 180 m/min の速度であつた。それから 10 年ほどして 600~680 m/min という程度になり、爾後 25 年間、すなわち 1961 年ころまではこの速度はほぼ変わらなかつた。

これに対し冷間ストリップ圧延機は、1930 年前後では、逆転式またはステッセル式が 300~450m/min という速度であつたのに対して、タンデム圧延機は僅に 70~100m/min という低速であつた。これは今日の概念をもつてしては奇異に感ぜられるが、その原因は電気制御技術が極めて幼稚であつたためと思われる。すなわち共通ブス方式の時代であり、荷重をかけた状態で、各スタンド同時に同じ割合で加・減速することに困難があつたことと思われる。

しかし電気制御方式のその後の進歩によつて、冷間圧延機は図 4 に示すように急速に高速化され 1960

年には 2000m/min という今日の水準に達している。

冷間圧延機がこのように高速化されると、必然的に大型コイルの必要性が生じてきた。しかし小型コイルを酸洗ラインで溶接して大型コイルを作るのではストリップ破断の原因ともなるので、熱間ストリップ圧延機で大型スラブを使用して大型コイルを作り、生産性の向上を計るようになった。スラブ重量も 7t, 11t の時代から 30t, 45t の時代になった。

スラブが大型化すると仕上圧延機に入るバー厚みも厚くなり、かつては 22mm のものが現在では 38mm ないし 45mm となつている。また仕上スタンド数も 4 基より 6 基、さらに 7 基 (将来 8 基) と増し、高速化されていった。1961 年熱間ストリップ圧延機ははじめて 1140m/min のものが作られ、現在では図 4 に示すように 1630m/min に達している。しかし通板時は依然として 650~800m/min の速度で圧延されるので、通板後の加速が必要であり、その加速パターンからズーム加速圧延と呼ばれている。

図 5, 図 6 に最近の熱間, 冷間ストリップ圧延機の 1 例を示した。

#### 4. 圧延の塑性加工理論との結び付き

圧延される材料がロール間隙にかみ込まれると材料が塑性変形を起こす。このさい圧延反力が発生し、ロールを回転するための圧延トルクが生ずる。従つて圧延機を設計するには圧延荷重と圧延トルクを知る必要がある。

今日のような圧延の塑性理論が完成する以前は、これらを計算するには実測値と経験の積上げに頼らざるを得なかつた。

アメリカのある圧延機メーカーでは 16" 直径のロールを基準として、各種材料について単位幅あたりの圧延力を経験的に定めておき、 $\sqrt{D}$  に比例して圧延荷重を求める方法が採られていた。

もう一つの実際的方法は Power Curve と呼ばれている圧延動力曲線を用いる手法であつた。これは hp-hr/t で表わされるもので、圧延のさいに費される動力を実測して作られた。このような測定法では機械、電気の損失馬力も関連してくるし、ロール径、摩擦係数、圧延スケジュールなどの圧延諸因子が不明確なので、計算結果は信用度に欠けるものがあつたが、簡便にパススケジュールによつて計算できるので広く使用されてきた。

一方欧州では SKF が冷間圧延について非常に広範囲 (3000 例) の実験を行ない、その結果を平均圧延圧力 (圧延力/接触面積) として線図に示した。これは実際的であるとともに、より精度の高いデータとして珍重された。

圧延理論の分野の研究が体系化しはじめたのは 1926 年頃からであり、その後 15 年間にわたつて解析的研究が続けられ著しい成果があげられた。すなわち冷間圧延

では、材料の変形抵抗、板の厚さ、ロール径、張力、摩擦係数など圧延諸因子が与えられると圧延荷重とトルクが計算で求められるようになった。しかしこれらの計算は高度の数学力を必要とし、また極めて煩雑な計算であつた。

その後この計算を簡単に行なう目的で 1940~50 年代にかけて FORD-BLAND, SIMS, STONE などによつて計算用の線図が作られ、計算の所要時間は短縮されるに至つた。それにも拘らず一つの圧延スケジュールを計算するには数日を要した。現在ではコンピュータを使用して計算している。

これら圧延諸因子のうち材料の変形抵抗とロールと材料との間の摩擦係数は、イギリスの BISRA や日本の金属材料に関連する各研究所で、実験あるいは実測によつて求められていった。

一方日本の圧延機メーカーもこの研究成果をいち早く取り入れ、欧米の経験的手法から脱却していった。この点では欧米より一歩先んじていた。

#### 5. 圧延機の剛性係数と BISRA のゲージメータ

圧延機は圧延荷重によつて弾性変形を起こし、従つてロール間隙が変化することは前記のとおりである。

1950 年になつて英国の BISRA は圧延荷重とロール間隙の変化の割合を圧延機の剛性係数 (ミルモジュラス, t/mm で表わす) と称し論文を発表した。爾来これは圧延機の強さを表すものとして一般に用いられている。すなわち圧延荷重を  $P$ , ロール間隙変化を  $\Delta s$  で表わすと、圧延機剛性係数  $K$  は次式で示される。

$$K = P / \Delta s$$

また圧延前のロール間隙を  $S_0$  とすれば、圧延される板厚  $h$  は次式で示される。

$$h = S_0 + P / K$$

この式から圧延機の剛性係数  $K$  を予め求めておけば、無負荷時のロール間隙  $S_0$  と圧延荷重  $P$  を測定することによつて圧延される板厚  $h$  が計算で求めることができることを意味する。BISRA はこれを在来のマイクロメータにたとえて、ゲージメータと称した。

さらにこれらの式から次のことが導き出される。

(a) 圧延機剛性係数を大きくすれば、板厚変動は小さくなる。

(b) 圧延荷重の変動を知れば、板厚変動を計算できる。

圧延機剛性の強化は、板厚偏差の小さい成品を圧延するために強く要望されていた。当時は一般には単にハウジングの強度、すなわち柱断面積を大きくすることに努力していたが、筆者らは剛性係数を解析的に算出し、かつ実測して、その結果剛性係数の強化には、ハウジング柱断面積の増大よりロール系の強化が必要であることを

1959年に発表した。一例をあげると、1400mm幅の4段圧延機の剛性係数は、ほぼ500~600t/mmであるがロールスタンド各部の弾性歪の割合は、

ハウジング 11~16%

ロール系(含軸受) 60~70%

その他(圧下スクリーン、荷重計など) 19~26%

となっており、ロール系が最も大きい。

板厚の自動制御についていえば、従来は板厚変動の発生するロール間隙から、ある時間を経過して測定器で検出し、これを圧下装置にフィードバックして制御する方式であったが、ゲージメータ方式では、板厚変動を瞬時に圧延荷重の変動として検出し、制御するという特性をもっている。

### 6. 油圧々下装置の開発と剛性可変制御

電動圧下装置は圧延機のロール位置設定の目的で長年使用されてきたが、圧延速度の高速度とともに早い圧下速度と応答性が要求されるに至った。油圧圧下装置はこのような要請にこたえるものとして開発された。これは圧下装置の油系回路に、電気油圧式サーボ弁を組込んだもので、その応答性は図7に示すように最新の電動圧下方式の10倍以上の速いものである。

油圧圧下は単に高速、高応答性というのみならず、さらに重要な特性をもたせることができた。すなわち圧延機の剛性を、制御的に任意の値に変えることができるのである。圧延機は機械的には固有の特定の剛性係数をもっているが、これを制御的には任意の値をもつようにすることができるのである。筆者らはこの制御方式をミル剛性可変方式と称し、1967年世界にさきがけて発表した。

その原理は、図8に示すようにロール間隙量を計測する装置と、圧延荷重を計測する装置を設け、この両者から発信される信号を、電気的に適当な割合で配合すると、圧延機の剛性は見掛上ゼロから無限大まで変化することができる。

これによつて油圧圧下装置は、高速、高応答性という特性をもつばかりでなく、圧延機剛性を制御的に変えるという新しい武器をもつことになった。これは最新式の冷間ストリップ圧延機において非常な威力を発揮しているのである。

### 7. 塑性理論から圧延機工学へ

— 圧延理論の第2段階へ —

前記のように圧延機の剛性係数の概念が導入され、ロール間隙の変動、板厚の変動と圧延荷重の変動が関連づけられた。すなわちロール間隙の塑性理論と圧延機の機械工学との結び付きができたということでおおいに意義のあることであつた。

特に冷間ストリップ圧延においてはこの方面の研究が

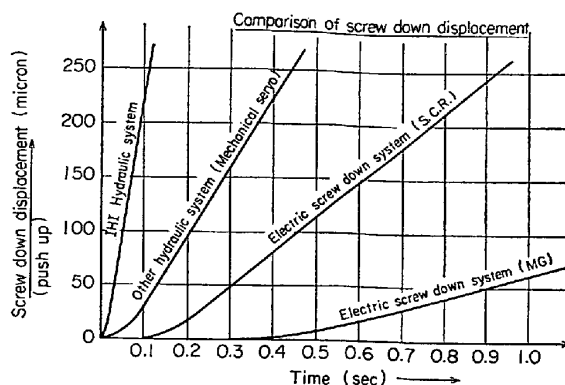


図7 各種圧下装置の圧下速度

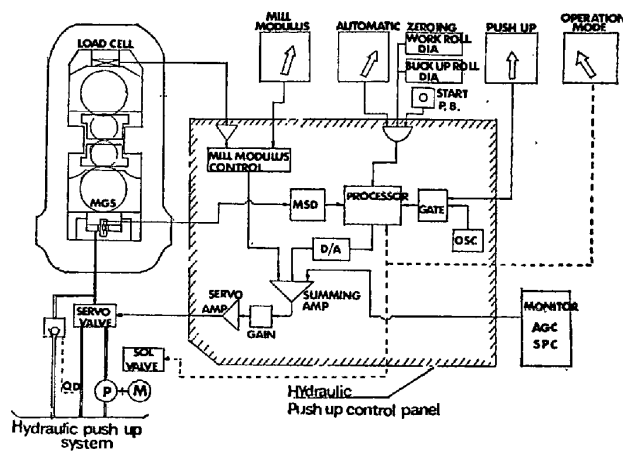


図8 油圧々下制御回路-圧延機剛性可変方式

おおいに進み、圧延中の圧延機の挙動が明確にされた。例えばダンデム圧延機で第1スタンドの圧下を動かせば、それが後続スタンドへどのような影響を与えるかなどということ、すなわち影響係数も理論的解析が行なわれている。

このような研究結果によつて、タンデム圧延機では第1スタンド、又は第1、第2スタンドの剛性係数をあげることが、最終板厚の変動を最少にすることが明白になった。これを機械的に解決することはほとんど不可能であつて、前記の油圧圧下の圧延機剛性係数可変制御が最も有効な方法となつた。

また板の形状を改善するには、圧延機剛性を弱くした方がよいことも分かっている。最終スタンドの圧延機剛性係数を小さくするような剛性係数可変制御が好ましくなってくる。

一例として我々の製作した6基のタンデム冷間圧延機はこのような設計概念を取入れたものであつて、1971年、新日鉄、名古屋で稼動した。その概略仕様は下記のとおりである。(図6参照)

圧延機型格: 585/1350×1220mm

6基タンデム

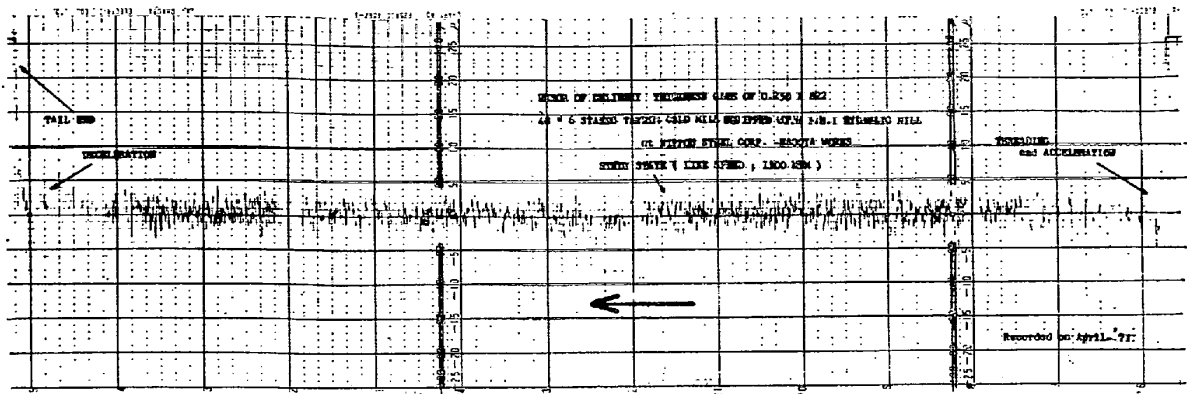


図9 仕上板厚X線厚み計チャート

最大圧延速度：2 300m/min  
 主電動機：24 600kW (計)  
 成品板厚：0.15~1.0 mm  
 圧下方式：油圧圧下，ミル剛性可変制御つき  
 この圧延機の機械的固有剛性係数は約 600 t/mm であるが，第1，第2スタンドをそれぞれ 2000 t/mm として圧延した結果は 0.25 mm 仕上板厚で ±0.003 mm という結果が得られた (図9)。

熱間ストリップ圧延機についても，理論解析で油圧圧下の優秀性が判明しているが，まだ試験段階であつて，本格的採用はやつと緒についたところである．今後の発展が期待されている。

8. 板の形状制御

板の長手方向の制御に対し，幅方向の制御が板の形状制御である．圧延のさいに板の幅方向に伸び率が異なる場合は，圧延された板に波が生ずる．伸び率で 10<sup>-4</sup> 桁の差があると波が生ずるといふ。

一般に圧延のさいのロール撓みを補償する目的でロールにクラウンをつけるが，ロールの熱膨脹，摩耗，板幅や圧延荷重の変化によるロールの撓みの変化などが加わるので，ロール断面の輪郭は複雑な形状をしている．さらに原板の断面形状も影響してくるので，板の形状制御は，圧延技術とロール曲げ方式が併用されている。

ロール曲げ方式にもいくつかの方法があるが，今日一般に採用されている方式は

- (a) 作業ロールを強制的に曲げる方法
- (b) 控えロールを強制的に曲げる方法

である。

作業ロールを曲げる方法には2種類あつて，作業ロール軸受間に力を加えて曲げモーメントを発生し，正クラウンを得る方法と，作業ロール軸受と控えロール軸受間で力を加えて負クラウンを発生させる方法とがある。

控えロールを曲げるにはその軸端を延長しこれに曲げモーメントを与え，正クラウンを発生させる。

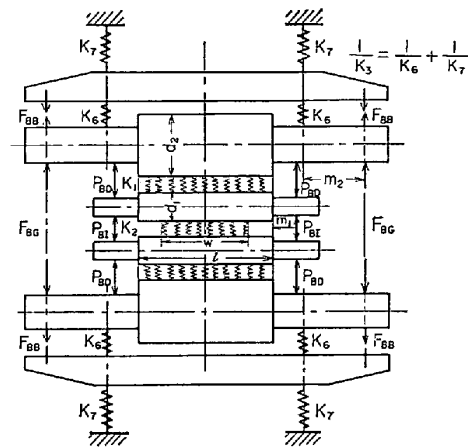


図10 ロール曲げ計算用のバネモデル

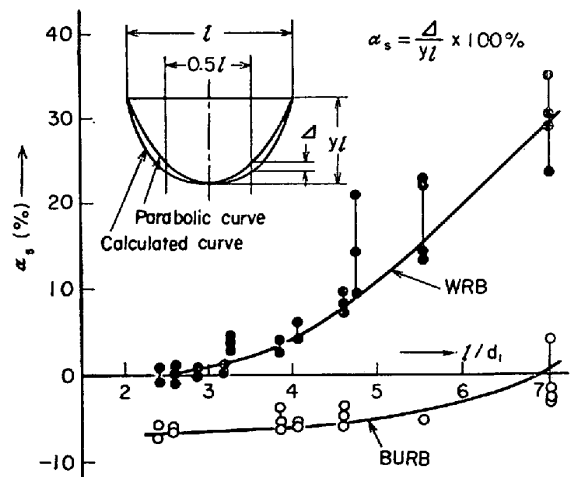


図11 作業ロール曲げと控えロール曲げの形状係数  $\alpha_s$

このようなロール曲げによつて得られるロール断面の輪郭はロール単体の曲げでなく，ロール嚙込部，作業ロール，控えロールを含めた全体系として解かねばならない．筆者らが行なつたロール曲げの理論的解析は，ロール接触部で荷重による弾性歪を起こすので，図10に示

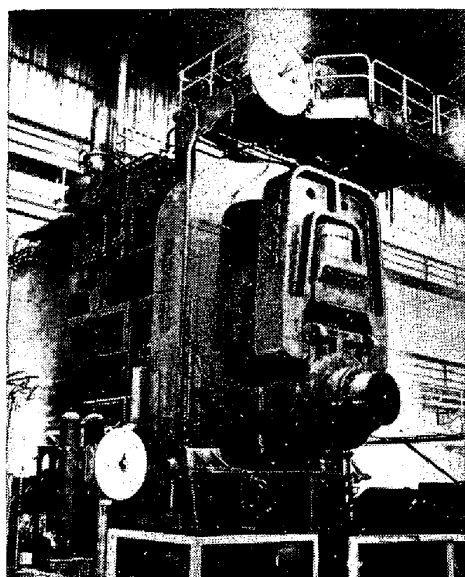


図12 控えロール曲げ装置付厚板圧延機 (1968年)

(a) 形状、輪郭：拋物線曲線と比較して作業ロール曲げは外側にふくらみ、中央部は平らな傾向になり、控えロール曲げは拋物線の内側にあつて、中央部が尖つた傾向になる。

(b) 曲げの効果：控えロール径  $d_1$  と胴長  $l$  の比、すなわち  $l/d_1$  が4:1以上になれば控えロール曲げ、それ以下なら作業ロール曲げが有利である。

(c)  $l/d_1$  が6~7になるとクォーター波が発生する条件となることなどが明らかである。従つて普通の熱間冷間ストリップ圧延機では作業ロール曲げが、また厚板圧延機では控えロール曲げが有効であり、アルミ箔圧延機では控えロール曲げが明らかに有利であることがいえる。

図12に鉄鋼用として世界最初の控えロール曲げ装置を装備した厚板圧延機を示す。

ロール曲げに関連する研究事項として、板の形状検出器がある。種々の検出器が考案されていて、定性的検出は成功しているが、定量的検出は、冷間圧延の場合の張力の存在、熱間圧延の場合は冷却後の形状変化ということもあつて、もう一歩の前進が必要である。

### 9. 圧延機の生産性向上

——特に完全連続式冷間圧延機について——

ストリップ圧延機の実産性は、板幅、板厚、圧延速度、作業時間、作業効率、歩留りなどの因子によつて決まる。

従つて生産性向上を計るには

- (a) 圧延の高速化
- (b) 作業効率の向上
- (c) 歩留りの向上

という3つの因子について、技術革新、開発、研究が行なわれてきた。熱間、冷間ストリップ圧延機について、これら因子に関係する技術的問題点、およびその解決として開発された新技術などを図13、14に示した。これら新技術のなかには日本で生まれ育つた重要なものがいくつかが存在していることは明らかである。

特に完全連続式冷間圧延機の成功は、我国における圧延機工学が、特に第2段階において、世界をリードしている証左として誇るに足るものである。

向上のための手段	技術的問題点	その対策と新技術
圧延機の高速化	(1) 高容量、高速用ロールネック転換 (2) 高速、高トルク用ロール接手 (3) 高トルク伝達用ピニオン歯車 (4) 電動機速度制御 (5) 大型コイルの採用 (6) 材料温度制御 (7) 材料の冷却 (8) 油圧速度の上昇	(1) 油膜転換 (2) 歯車型スピンドル (3) 大径作動ロールと表面硬化 (4) シリコン整流器の採用 (5) 厚肉スラブの使用、止上スタンド数増加、止上スタンド入荷深度の増加、先送巻取後の速度上昇(ズーム加速) (6) スタンド間ストリップ冷却 (7) 冷却水の速度比制御 (8) 摩耗防止 (9) 止上巻取スタンドにバスライン調整機構、ローラピッチの短縮
作業効率の向上	(1) 作業停止時間の短縮 (2) ミルセットの迅速化 (3) 通板作業の改善	(1) 迅速ロール組替装置、迅速シャワー物受け装置 (2) コンピュータの使用(DDC) (3) 直接ダウンコイラー
歩留り向上 品質の向上	(1) 板厚の自動制御(AGC) (2) 定・低張力制御 (3) 形状制御 (4) 巾制御 (5) 表面疵防止	(1) BISRAゲージメータAGCを各スタンド面に採用、油圧式 (2) 低張力、低張力ローラー (3) 作動ロール曲げ装置、形状検出器 (4) 自動巾制御、中計 (5) 圧延油

図13 熱間ストリップ圧延機の実産性向上と新技術

### 冷間ストリップ圧延機の実産性向上

向上のための手段	技術的問題点	その対策と新技術
圧延機の高速化	(1) 高容量、高速用ロールネック転換 (2) 高速、高トルク用ロール接手 (3) 応答性の早い圧下装置 (4) 大容量、高速電動機 (5) 電動機速度制御 (6) ロール冷却と圧延油	(1) 油膜転換 (2) 歯車型スピンドル (3) シリコン整流器、サーボ制御用油圧式 (4) 静電回転子型電動機、増速歯車装置 (5) シリコン整流器の採用 (6) 冷却水圧の増加と圧延油の改良
作業効率の向上	(1) 定速圧延時間の増加 (2) 作業停止時間の短縮 (3) 加速減速時間の短縮 (4) ミルセットの迅速化	(1) 大型コイルの使用 (2) 完全連続式(圧延機の無停止作業) (3) 迅速ロール組替装置、コイル取扱の自動化 (4) シリコン整流器の採用 (5) コンピュータの使用(DDC)
歩留り向上 品質の向上	(1) 板厚の自動制御(AGC) (圧下及張力制御) (2) ロール偏心による板厚変動 (3) 形状制御 (4) 表面疵防止	(1) 油圧式下とミル間性可変制御 加速減速時AGC (2) ロール偏心除去制御 (3) 作業ロール曲げ装置、形状検出器 (4) 圧延油、ロール冷却 連続式圧延による通板、疵防止の省略化

図14 冷間ストリップの実産性向上と新技術

すようにこれをバネにたとえてバネモデルとして解いた。この方法によれば、無張力という条件下ではかなりの精度でロール曲げの効果が計算できる。

作業ロールと控えロールの曲げ効果を比較すると、図11に示すように

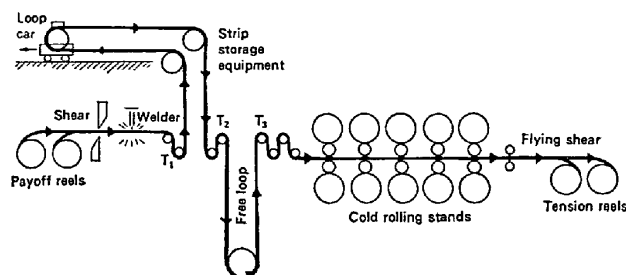


図15 完全連続式冷間圧延機概念図

これは 1971 年 4 月日本鋼管・福山で稼動に入った 1425 mm 完全連続式 5 基タンデム冷間圧延機である。これは日本鋼管で開発した走間ミルセット変更技術を中心として、石川島播磨重工、三菱電気の技術協力のもとに完成されたのである。

これは圧延機入口側に溶接器を設け、コイルを次ぎ次ぎと接合して連続的に圧延機に材料を供給するとともに、出口側には走間剪断機を設け、再び所定の大きさのコイルとして搬出するものである。(図 15 参照)

このような構想は決して新しいものではなく、既に 1937 年に特許がとられており、1960 年代にアルミニウム圧延機で実現されている。しかし板厚、板幅の異なるコイルを溶接して、圧延を停止することなく異なったスケジュールに移行するのを可能にしたのは本圧延機が最初であり、この走間板厚、板幅変更の技術は圧延理論と圧延機工学の進歩なくしては実現され得なかつたのである。

圧延中に圧延スケジュールを変えるには、連続圧延の基本原則であるところの

$$\text{板厚} \times \text{板幅} \times \text{圧延速度} = \text{一定}$$

という法則を無視することになるので、通常概念の制御方式では制御は不可能である。走間スケジュール変更は溶接点が各スタンドを通過する毎に、過渡的条件をコンピュータによつて計算し、後続スタンドの圧下と速度を変えていくのである。このような圧下や速度の変更は、圧延される材料の張力を介して他のスタンドへ影響を及ぼすので、もし平衡が破れると板の破断やたるみという事態を惹起する。

完全連続操業の成功によつて、生産性は同条件の在来型圧延機と比較して 40~50% の向上を記録し、これに加えるに一定張力が圧延中保持できるので板の形状が良好であることや、通板作業や尻抜けがないために板の先、後端でロールを疵つけることがなく圧延機の表面欠陥が除去できる。また、前後端のオフゲージ量が少なくなるので歩留りが向上するなど多くの利点があげられている。

最初の設備投資額は完全連続式の方が在来型より 15~20% 高いが、上記の利点を計算に入れると、当たり生産コストは在来型より 20% 減少するといわれている。

## 10. む す び

日本における圧延機設計、製作の歴史は浅く、特にストリップ圧延機はアメリカと技術提携することによつて彼等の技術を吸収した。

幸い日本の鉄鋼界およびそれに関連した研究機関、機械工業界には諸外国にくらべて優秀な人材を多数擁しているもので、圧延技術、とりわけ圧延理論の研究成果は著しいものがあり、この分野では世界の最先端をいくものであると信ずる。特に国内の鉄鋼生産の拡大に伴い圧延設備も新設され、これらは当初の輸入から順次国産に移行し、終には技術的に世界の最先端をいく新設圧延機が、日本の技術で製作されるに至つた。この点について我々は日本の鉄鋼界に大いに感謝する次第です。

我々は今後も一層の前進をしなければならないので、日本鉄鋼界ならびに関連学界の御指導をお願いします。