

四重冷間圧延機の動作特性について

Performance Characteristics of the Four-High Cold Strip Mill

山 本 秀 幸* 梶 原 利 幸*
Hideyuki Yamamoto Toshiyuki Kajihara

内 容 梗 概

最近コールドミル製品に対する要求が多種多様になるにつれて種々の形式のコールドミルが出現し、所要の製品を生産するのに最適のミルの形式を選定することはきわめて重要なことになってきた。ところでこの決定を行うためにはいろいろ複雑な条件が重なり簡単には決められない。その決定の重要な要素として、圧延機の特性を総括的に調べておくことは有益であると考えられる。本文では、圧延機の形式を決める最大要素たる作業ロール径をいろいろ変えた場合の最大圧下量、圧延可能な最小厚みがただちに求められるようにした。さらに製品の厚み精度はいろいろの条件によってどのように影響されるかについても実験結果とともに記した。

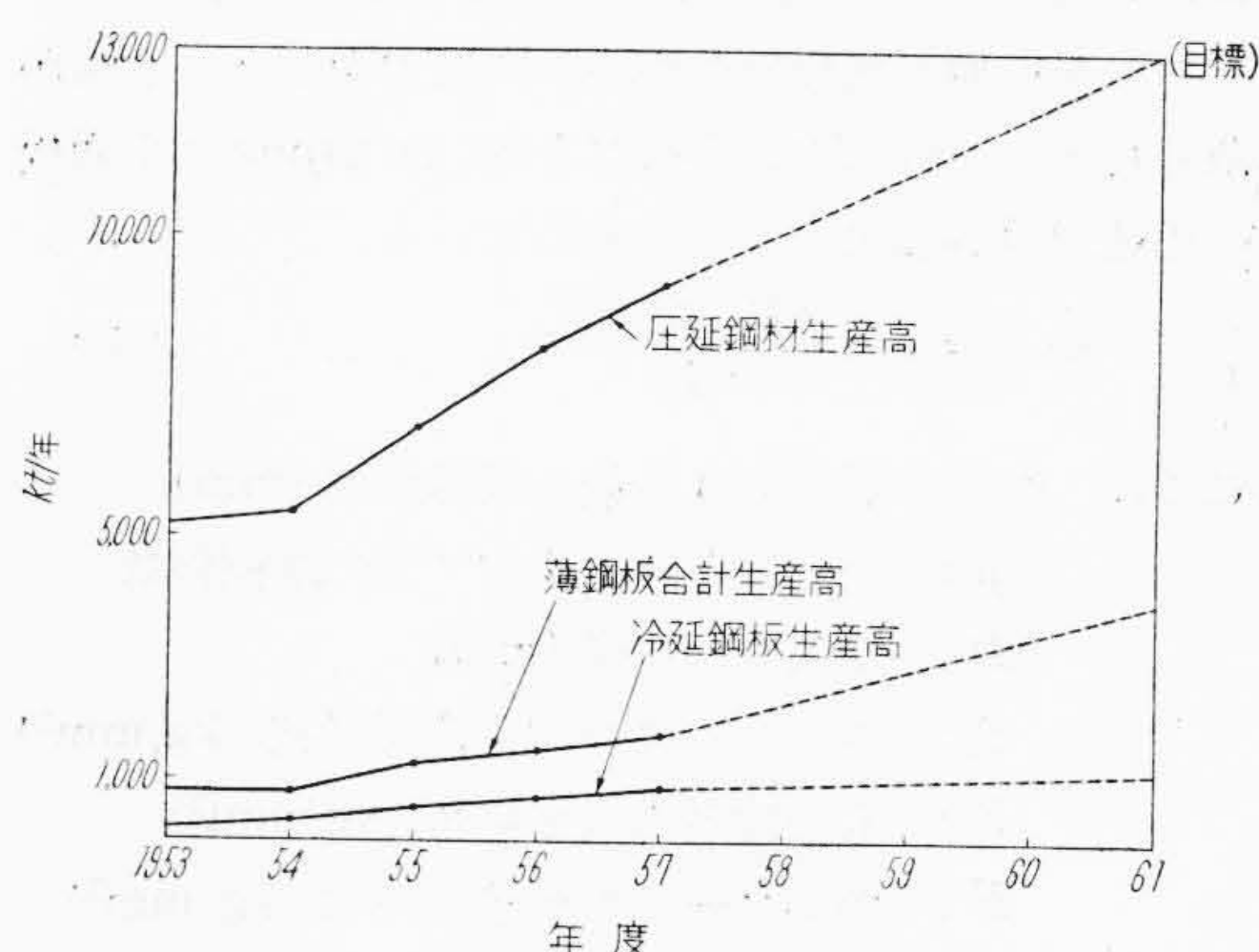
1. 緒 言

薄鋼板の需要は文化の程度が高くなるにつれて圧延鋼材の大きい%を占めつつあり、欧米諸国では実に 30~50%という高率である。この薄鋼板のうち冷延製品は実に 30~60%を占めている。これは表面光沢、機械的品質、寸法精度などが熱延材に比較して格段にすぐれているからであって、産業の発達、経済生活の向上に伴いますます大きいウェイトを占めることが予想される。わが国における圧延鋼板生産のすう勢は第1図に示すごとく飛躍的な増産が行われてきているが、まだまだ冷延製品の占める分野は少なく、さらにコールドストリップミルの建設が行われねばならないと考えられる。わが国におけるコールドストリップミル建設の足どりをたどると昭和12年東洋鋼板下松工場にて 1,070mm (42") レバーシングミルが輸入コイルを使用して操業を始めたのをもちて嚆矢とする。その後八幡製鉄戸畑作業場にわが国最初の5スタンドタンデムコールドストリップミルが建設され、これらが戦前におけるコールドストリップミルのすべてであって、年産12万トン程度の冷延製品を出していたものである。これが戦後第一次、第二次合理化計画により、昭和35年では、タンデムミル5基、レバーシングミル13基と増強され年間 260 万トンに及ぶ圧延能力を有する計画となっている。

わが国のごとく、市場が雑多な品種の小規模生産を要求するような経済環境のもとにおいては運転の自由度に

富み、圧延品種の転換容易で、建設費の安価なレバーシングミルが好適とも考えられ、さらに作業ロール寸法の交換自由な補強ロール駆動式とすればレバーシングミルは特殊鋼についてもかなり高能率な圧延が可能で、今後はこのタイプのレバーシングミルもかなり進出するものではないかと思われる。

日立製作所においては第1表にみるように昭和29年わが国最初の純国産大形レバーシングミルを完成、以来着々と実績を重ね、すでに4基の製作経験を積むに至った。かくして電機、機械を同一工場で設計製作する利点と日立独自の技術を生かして研究を重ね、今後の合理化計画に対して大いに貢献できる自信をかためているが、この機会に今までの実績および実験結果の一端をとりま



第1図 年度別圧延機生産高

第1表 1 スタンド四重冷間圧延機の例

ロール寸法 (mm)	1250/420 ×1070	1250/465 ×1070	1250/420 ×1070	1250/460 ×1070	1350/410 ×1370	1250/420 ×1070	1250/420 ×1120	1350/420 ×1420	1250/420 ×1170	1250/510 ×1120	1350/535 ×1420	1350/420~510 ×1370
最高圧延速度 (m/min)	370	370	490	1000	610	430	400	550	610	610	850	610
ミルモータ (kW)	1,180	370	1,950	800	2,600	1,600	750	2,200	2,400	300	450	2,600
リールモータ (kW)	370	95	520	150	750	550	220	750	750	520	660	900
コイル重量 (t)	10	—	10	15	13.6	10	8	14.6	10	10	15	15
建設年度	1937	1939	1953	1953	1954	1954	1955	1956	1957	1957	1958	1959
メーカー	U. E.	Mesta	U. E.	U. E.	Bliss	日立	—	U. E.	日立	日立	U. E.	日立

* 日立製作所日立工場

とめて紹介する。

2. 冷間圧延機の動作特性

圧延機の機能として最も重要なことは1回パスあたりどれほどまでの圧下がかかけ得られるか、また實際上圧延可能な最小厚みはどれほどであるかということ、製品の厚み精度をどの程度まであげうるかということであろう。最小厚みについては Sims⁽¹⁾ 氏の多数の図表を用いて解くことがかなり面倒であるが可能であり、東洋鋼板の久能氏⁽²⁾がこれを用いた有益な計算結果を発表しているが摩擦係数および圧下率が段階的になるという不便がある。

また圧延可能な最小板厚を M. D. Stone⁽³⁾ 氏はきわめて簡単な式で表わしており計算上はなほだ便利であるが、これは圧下率が0%の極限の場合の最小板厚であり実際有限の圧下率を有する場合には適用できないうらみがある。それゆえ Stone 氏の方法をさらに拡張して有限の圧下率を有する場合の計算式を求める必要がある。また最大圧下量についてもストリップ圧延の場合は久能氏の研究⁽²⁾があるがもっとも一般的に使用される条件をおさえて、シート圧延の場合とともに実用的な形に表現する必要がある。また最近通信機用材料などことに厚み精度の厳密性が要求されてきているが、これに関するデータは少なく、いかなる因子が厚み精度をいかなる程度に左右するか、実験結果と理論的考察を報告したい。

2.1 作業ロール径と圧延特性

2.1.1 作業ロール径と圧延可能な最小板厚

ロールの偏平変形のためいかに圧力を加えても板が薄くならない限界の最小板厚を M. D. Stone は平板の圧縮理論から次のように求めている。

$$h_{\min} = 3.58 \frac{\mu D (S_0 - S)}{E} \dots \dots \dots (1)$$

ここに $h_{\min}$ = 圧延しうる最小限界板厚 (mm)

μ : ロールとストリップ間の摩擦係数

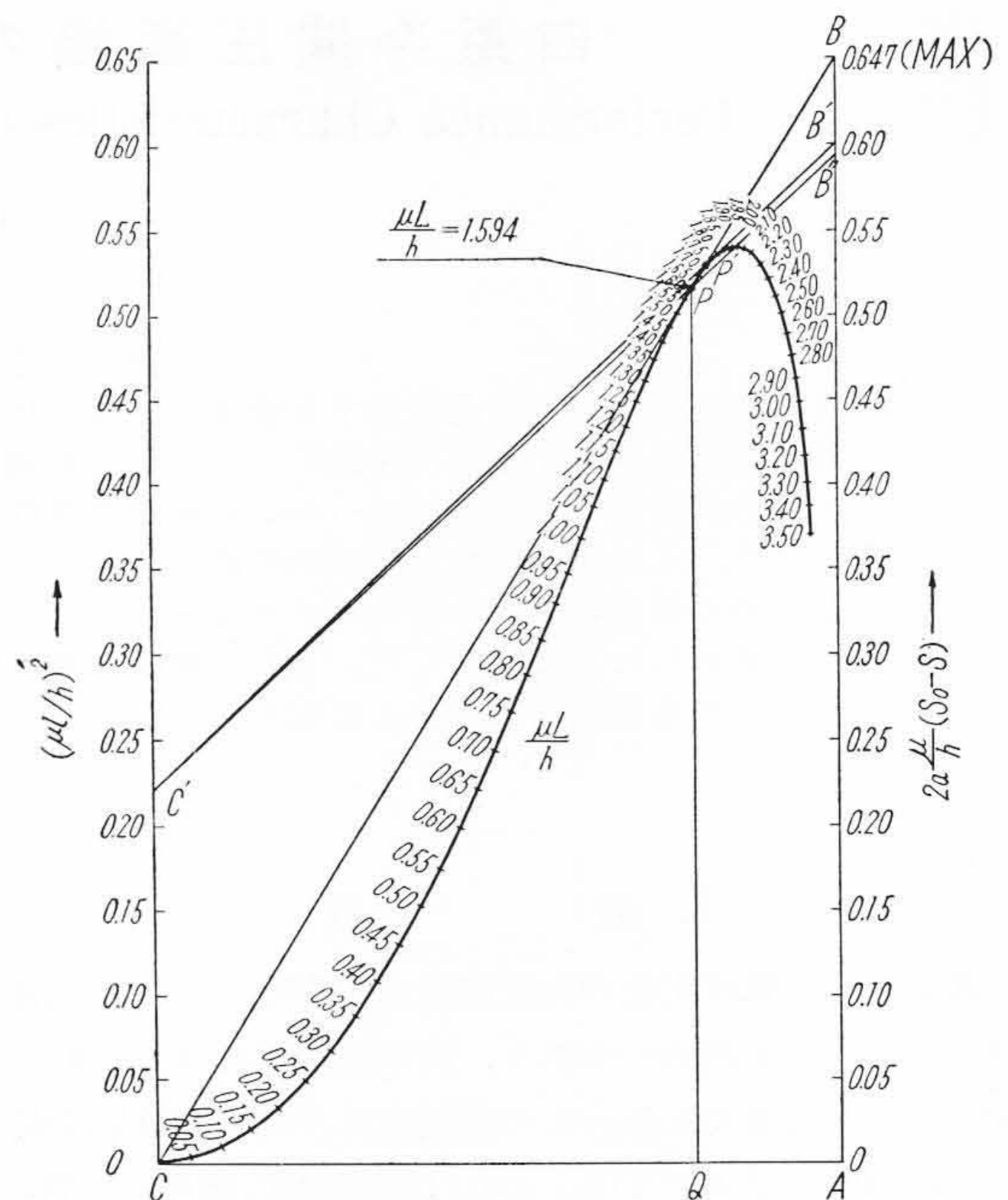
D : 作業ロール径 (mm)

S_0 : ストリップの拘束変形抵抗 (kg/mm²)

S : 前後面張力の平均値 (kg/mm²)

E : 作業ロールの縦弾性係数 (kg/mm²)

しかしてこの $h_{\min}$ は圧下量を無限小にしたときはじめて到達できる、換言すれば無限回のパスを繰り返して後得られるという非実際的な値である。したがってここでは最終パスにてかなりの圧下率を有する実際的なスケジュールにおいて圧延しうる最小の板厚を考えることにする。これを求めるには M. D. Stone 氏の方法により圧延圧力の計算に用いる計算図表⁽³⁾を利用すれば便利である。第2図において圧下量零なるC点より $\frac{\mu L}{h}$ 曲線への接線 $\overline{CP}$ が $2a \frac{\mu}{h} (S_0 - S)$ 軸と交わる点



第2図 偏平ロールとストリップの接触長さの計算図表

B が(1)式の $h_{\min}$ を表わす。圧下量が零ならざる C' 点を示すときの最小板厚 $h_{\min}(\gamma)$ は C' より $\frac{\mu L}{h}$ 曲線への接線 $\overline{C'P'}$ が AB と交わる点 B' によって求められる。 C' があまり大きくないときは $\overline{C'P'}$ の代りに $\overline{C'P}$ を用いても誤差はきわめて少ないので $\overline{C'P}$ と AB との交点より B'' 点を求めることにする。

今第2図において記号は下記のとおりとす。

$$h = \frac{1}{2} (h_1 + h_2)$$

ただし h_1, h_2 は入口および出口板厚 (mm)

$l = \sqrt{D/2(h_1 - h_2)}$: 剛性ロールの接触長さ (mm)

L : 偏平ロールの接触長さ (mm)

$a = 4(1 - \nu^2) \frac{D}{\pi E} = 1.178 \frac{D}{E}$ ただし ν はポアソン比 = 0.27 (鋼ロールについて)

γ : 圧下率

図より明らかなごとく

$$\overline{AB''} = \overline{CC'} + (\overline{QP} - \overline{CC'}) \frac{\overline{CA}}{\overline{CQ}}$$

なる関係が成立し P 点の $\frac{\mu L}{h}$ はすでに Stone 氏が 1.594 と求めておりまた本図表作成のいきさつより

$$\frac{\overline{CA}}{\overline{CQ}} = \frac{e^{\frac{\mu L}{h}}}{e^{\frac{\mu L}{h}} - 1} \bigg|_{\frac{\mu L}{h} = 1.594} = 1.255$$

$$\overline{QP} = \frac{\left(\frac{\mu L}{h}\right)^2}{e^{\frac{\mu L}{h}}} \bigg|_{\frac{\mu L}{h}=1.594} = 0.516$$

よって

$$2a \frac{\mu}{h} (S_0 - S) = \left(\frac{\mu l}{h}\right)^2 + 1.255 \left\{ 0.516 - \left(\frac{\mu l}{h}\right)^2 \right\} \quad \dots\dots\dots (2)$$

これに

$$l = \sqrt{(h_1 - h_2) D / 2} = \sqrt{\frac{\gamma}{1 - \gamma} \cdot \frac{D}{2} h_2}$$

$$h = \frac{1}{2} \left(\frac{2 - \gamma}{1 - \gamma} \right) h_2$$

の関係を代入すればこの場合の h_2 が圧延可能なる最小板厚 $h_{\min}(\gamma)$ となる。

$$h_{\min}(\gamma) = \left\{ 3.58 \frac{S_0 - S}{E} + 0.395 \mu \frac{\gamma}{2 - \gamma} \right\} \frac{2(1 - \gamma)}{2\gamma} \mu D \quad \dots\dots\dots (3)$$

しかしてこの理論はあくまで平行平板の圧縮理論から導かれたものであり γ が比較的大きいところでは実際とはなはだしく相違する危険がある。

すなわち 100% 圧下すれば $h_{\min}(\gamma)$ は 0 になるというはなはだしい矛盾を含む。これは板厚 h を出入口板厚の単に算術平均をとっているために実際と大きく食い違ってくると考えられ、誤差を少なくするためには γ の大きいところでは h は (4) 式で求められる平均値 h' をとる必要があると考えられる。ただし θ は接触角とし β は上下ロールの中心線から板厚が h のところまでの角度とする。すなわち

$$h' = \frac{\int_0^\theta h d\beta}{\theta} \quad \dots\dots\dots (4)$$

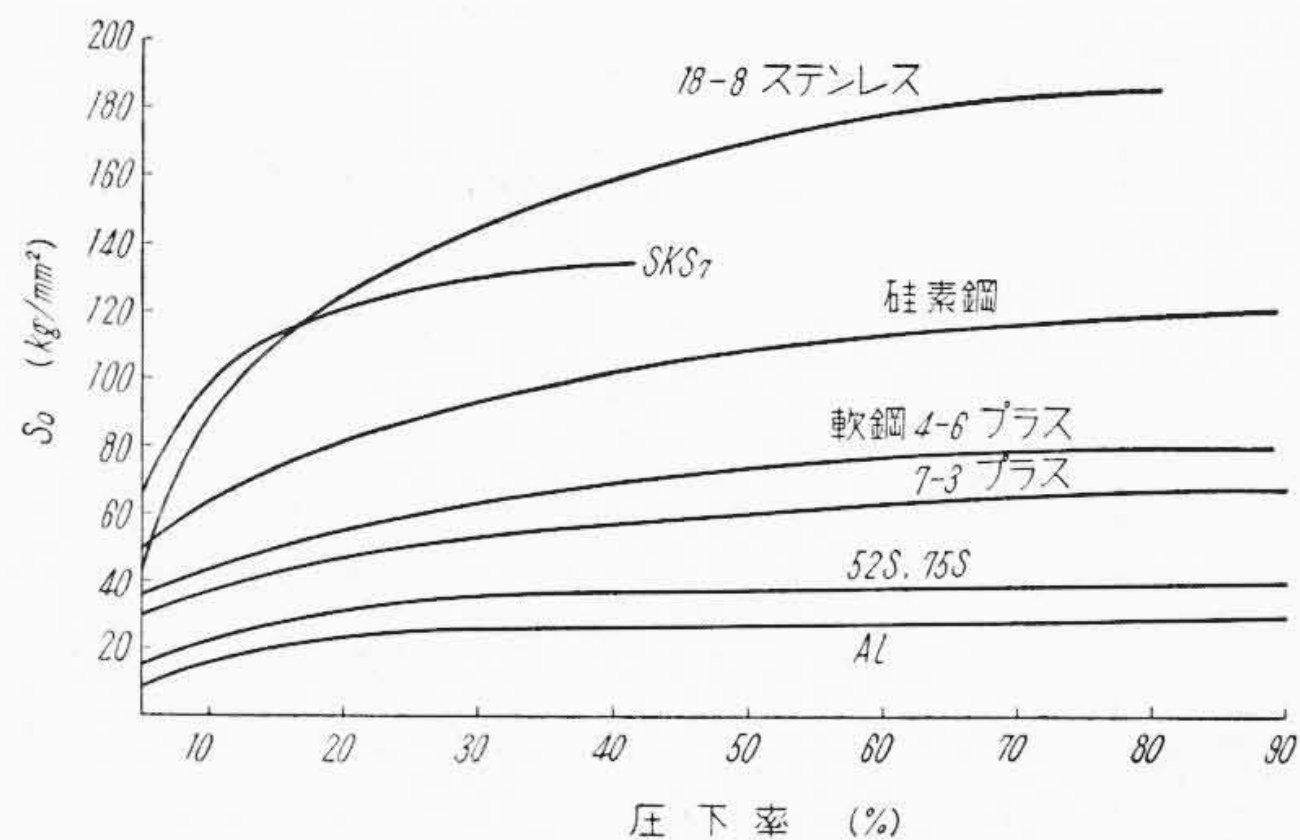
$$h = h_2 + D(1 - \cos \beta) \div h_2 + \frac{D}{2} \beta^2 \quad (\beta \text{ 小})$$

$$\therefore h' = h_2 + \frac{1}{3} \cdot \frac{D}{2} \theta^2 = h_2 + \frac{h_1 - h_2}{3} = \frac{3 - 2\gamma}{3(1 - \gamma)} h_2 \quad \dots\dots\dots (5)$$

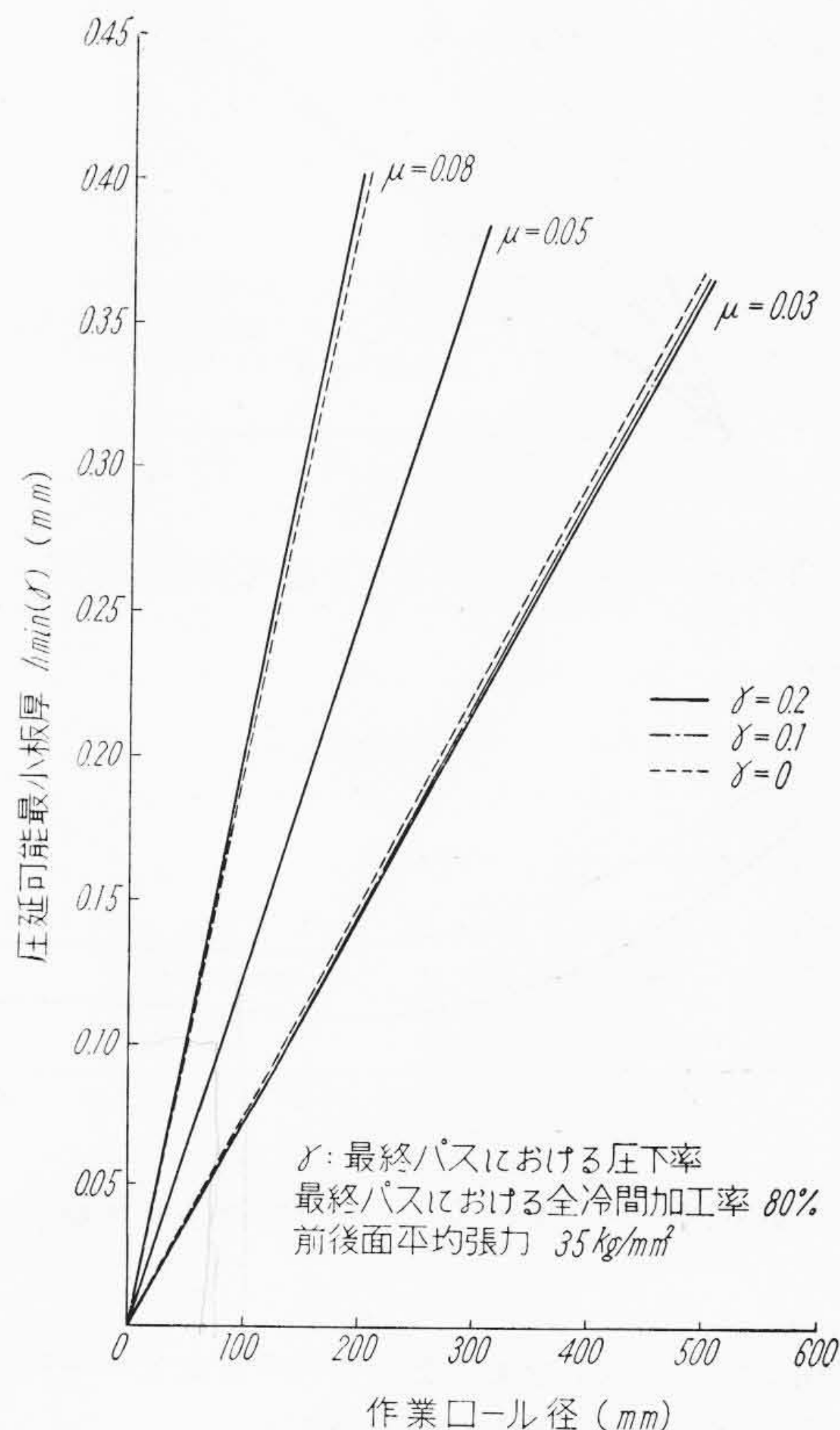
(5) 式を (2) 式に代入すればこのときの $h_2 = h_{\min}(\gamma)$ として

$$h_{\min}(\gamma) = \left\{ 3.58 \frac{S_0 - S}{E} + 0.592 \mu \frac{\gamma}{3 - 2\gamma} \right\} \frac{3(1 - \gamma)}{3 - 2\gamma} \mu D \quad \dots\dots\dots (6)$$

(6) 式においてもなお $\gamma = 100\%$ で $h_{\min}(\gamma) = 0$ の矛盾は消えないが (3) 式よりも実際に近いはずである。しかし適用範囲としては γ は 20% 程度以下にするのが無難と考えられる。以下 18-8 ステンレス、軟鋼および純アルミの三種類について圧延可能なる最小厚みの計算式を求める。ただし簡単のため次のように仮定した。

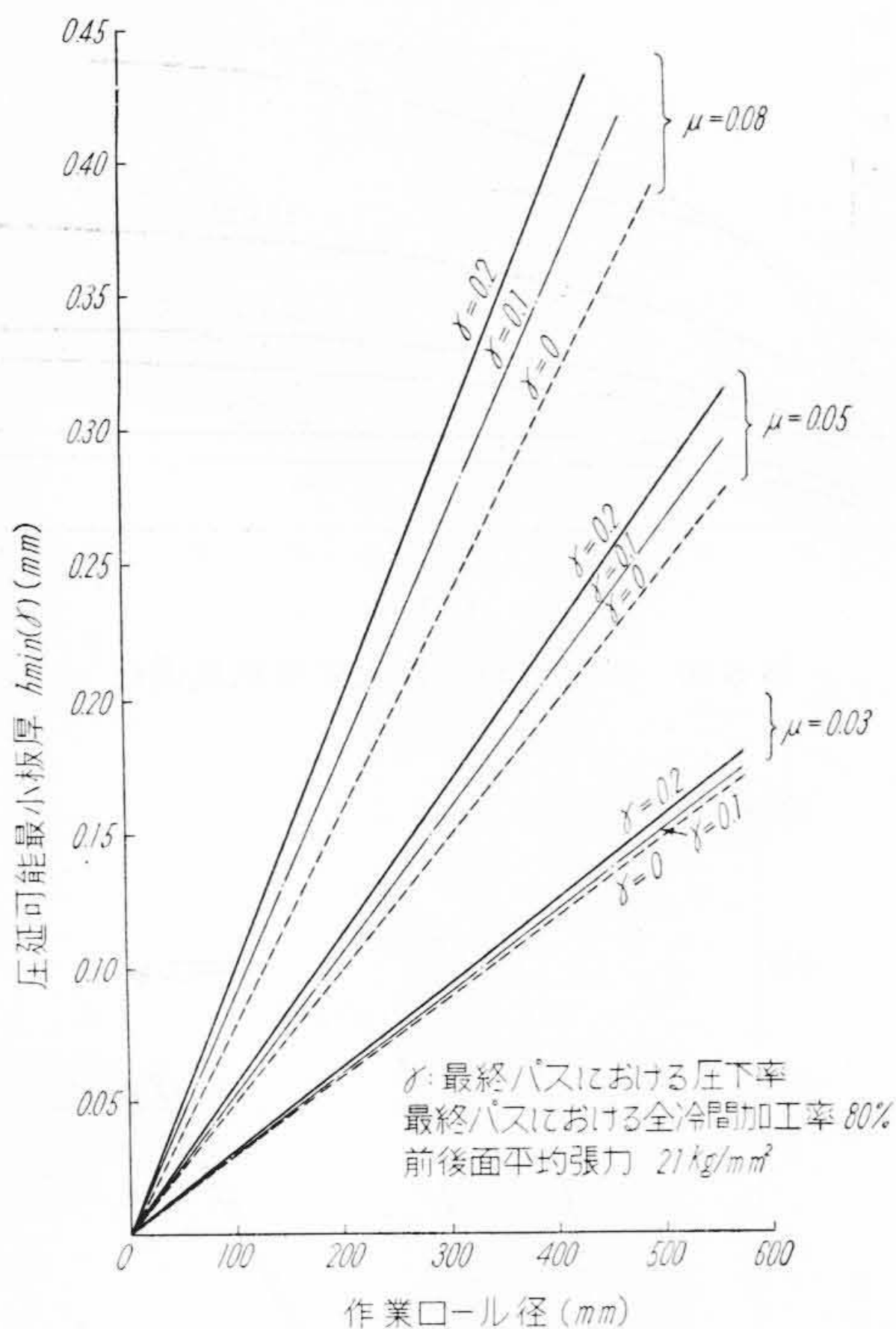


第 3 図 各種材料の拘束変形抵抗曲線

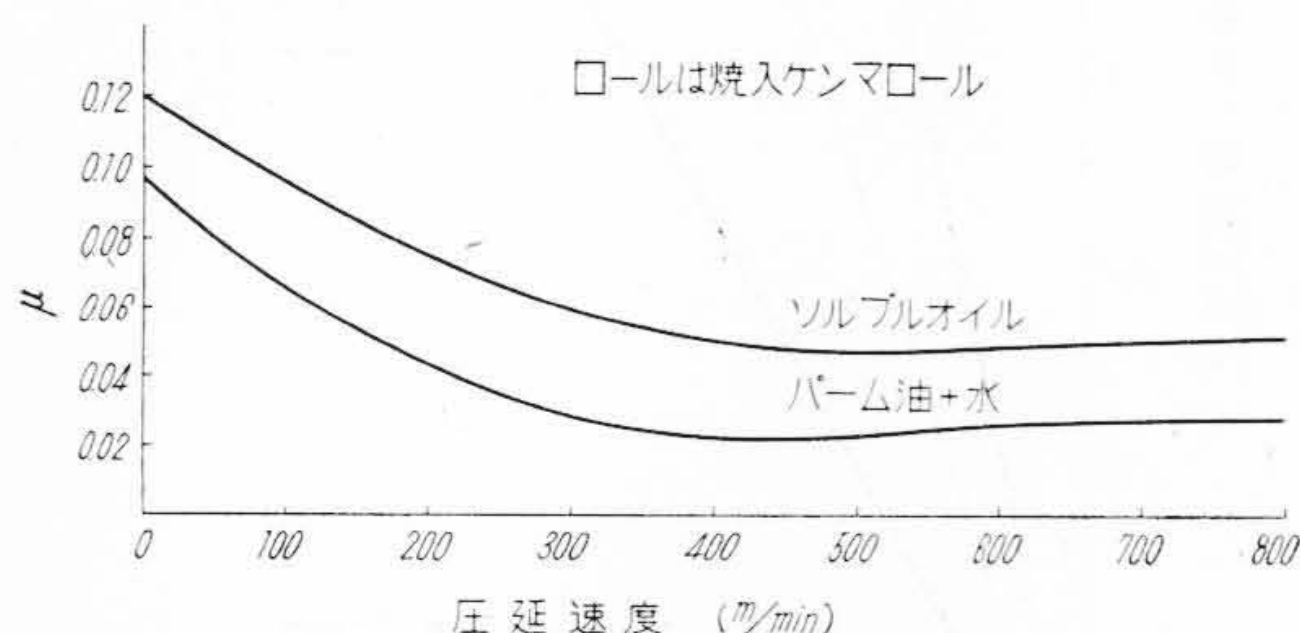


第 4 図 18-8 ステンレスストリップの圧延可能最小板厚

- (a) 圧延機の最終パス後の全圧下率はすべて 80% 程度とする。
- (b) 最終パスにおける前後方張力平均値はそれぞれ各材料の拘束変形抵抗値の 25% 程度とする。なお拘束変形抵抗値は第 3 図に示す。
- (c) ロールの材質は鋼とし $E = 2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ とする。
- (d) 潤滑油はソルブルオイルおよびパーム油の二種、圧延速度 v は 200 m/min と 400 m/min 以上の



第5図 軟鋼ストリップの圧延可能最小板厚



第6図 ロールとストリップ間の摩擦係数

二種とする。以上を条件として(6)式によりそれぞれの場合を計算すれば下記の式をうる。

(1) 18-8ステンレス

$$h_{\min}(\gamma) = \left\{ 0.0248 + 0.592 \mu \frac{\gamma}{3-2\gamma} \right\} \frac{3(1-\gamma)}{3-2\gamma} \mu D \quad \dots\dots\dots (7)$$

(2) 軟 鋼

$$h_{\min}(\gamma) = \left\{ 0.0099 + 0.592 \mu \frac{\gamma}{3-2\gamma} \right\} \frac{3(1-\gamma)}{3-2\gamma} \mu D \quad \dots\dots\dots (8)$$

(3) アルミ

$$h_{\min}(\gamma) = \left\{ 0.00454 + 0.592 \mu \frac{\gamma}{3-2\gamma} \right\} \frac{3(1-\gamma)}{3-2\gamma} \mu D \quad \dots\dots\dots (9)$$

これらの関係を18-8ステンレスおよび軟鋼についてわかりやすく図示すれば第4, 5図のごとくになる。

この計算に使用した μ の圧延油と圧延速度によって変る状態を第6図に示す。

2.1.2 作業ロール径と最大圧下量

作業ロール径を小さくすると圧延圧力は減少し前述のごとく最小板厚は小さくなるなどいろいろの利点はあるが板厚が比較的厚い初めのパスにおいて圧延しうる圧下量にはロール径に応じて限度があり, このことは小径作業ロールを有する補強ロール駆動方式のミルや多段圧延機においては特に重要な事からであると思われる。

(A) シート圧延の場合

シート圧延の場合はシートの先端がロールに噛み込んで圧延圧力が発生すると弾性変形によりロール間隙はさらに開き実際の圧下量はそれだけ減少することになりその減少量は圧延機の剛性により大きく左右せられる。

今 Δh = 最大圧下量 (mm)

θ = 最大噛込角度

$R = D/2$: 作業ロール半径 (mm)

μ = シート先端とロール間の摩擦係数

K = 圧延機のパネ常数 (kg/mm)

B = シートの幅 (mm)

P = 圧延圧力 (kg)

p = 平均変形抵抗 = $\frac{P}{B \sqrt{R(h_1 - h_2)}}$ (kg/mm²)

η_f = 変形効率 = $\frac{S_0 - S}{p} \times 100\%$

とすれば圧延圧力をうける各要素の弾性変形を考えることによりロール間隙は次の関係式にて表わされる。

$$2R(1 - \cos \theta) = \Delta h + \frac{pB}{K} \sqrt{R \Delta h} \quad \dots\dots\dots (10)$$

あるいは θ は小さいゆえ

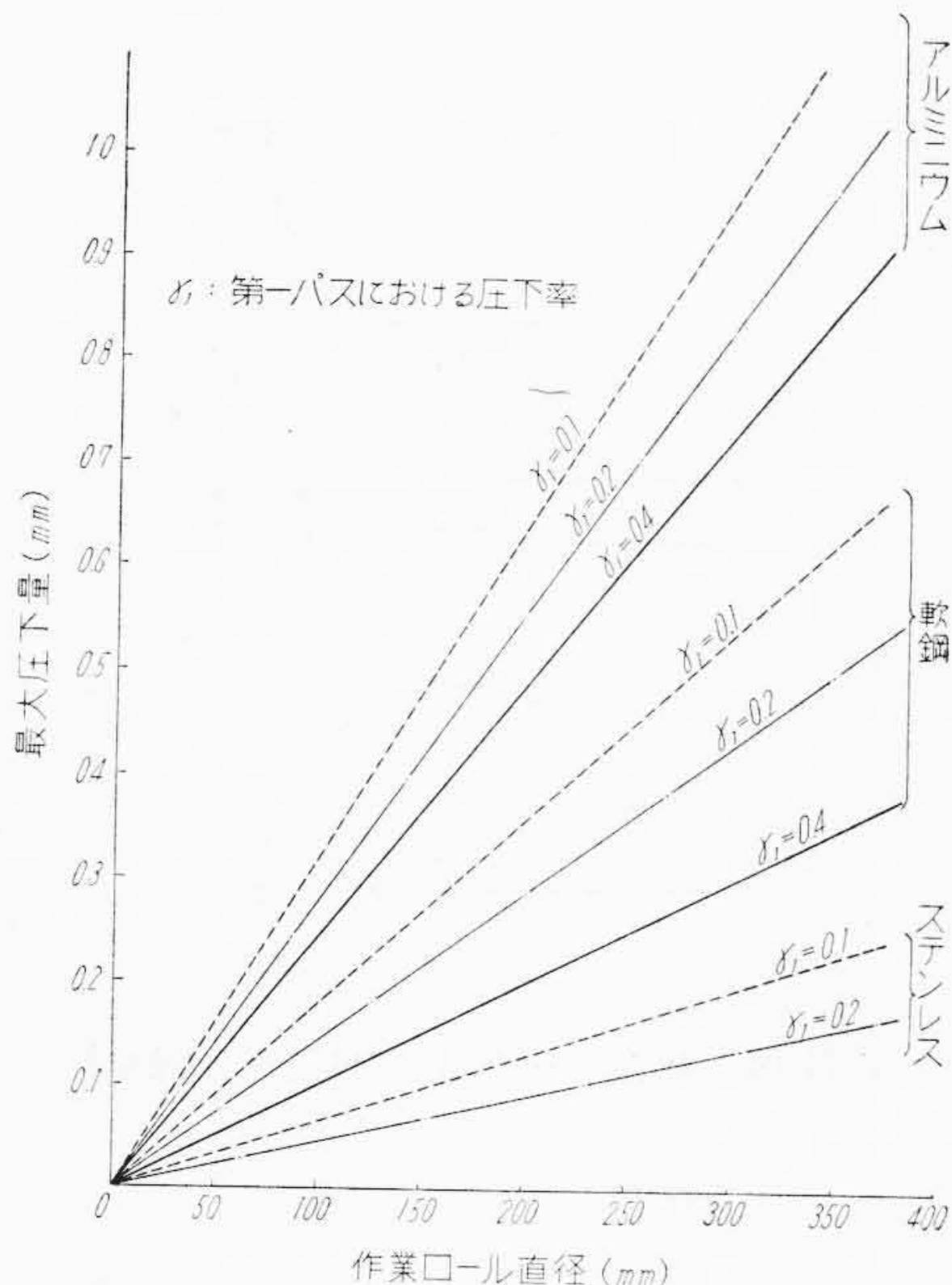
$$\mu^2 R = \Delta h + \frac{pB}{K} \sqrt{R \Delta h} \quad \dots\dots\dots (11)$$

これにより

$$\Delta h = \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left(\frac{Bp}{\mu K} \right)^2 - \frac{Bp}{\mu K} \sqrt{1 + \frac{1}{4} \left(\frac{Bp^2}{\mu K} \right)} \right\} \mu^2 R \quad \dots\dots\dots (12)$$

しかし一般的な4Hミルでは筆者の研究によれば近似的に $K = 300 \times$ 補強ロール径 (mm) なる関係がありまた2Hミルでもロール径とロール面長がほぼ等しいときにはこの関係は近似的に満足される。

なお(12)式がロール径, 圧下率, 圧延機などについてどのようになるかその傾向を見るために, シート幅 $B \div 0.66 \times$ (補強ロール径), $\mu \div 0.1$ として(12)式を書きかえると



第7図 シート圧延における1パス目の最大圧下量

$$\Delta h = \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left(\frac{p}{45} \right)^2 - \frac{p}{45} \sqrt{1 + \frac{1}{4} \left(\frac{p}{45} \right)^2} \right\} \frac{R}{100} \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここで第一パスにおいて最大圧下かけられるとしてそのときの Δh を各種圧延材につき圧下率 10, 20, 40% に対して線図にまとめると第7図のようになる。この場合変形効率 $\eta_f \approx 85\%$ 程度とした。

なお実際には圧延機を構成する各部品に多少のガタがあるのでそのぶんだけ Δh は減少することになる。これより 4H ミルではシートの先端をとがらすような方法を講じないかぎり強度的に許しうる圧下量をかけ得ないことが推察される。

(B) ストリップ圧延の場合

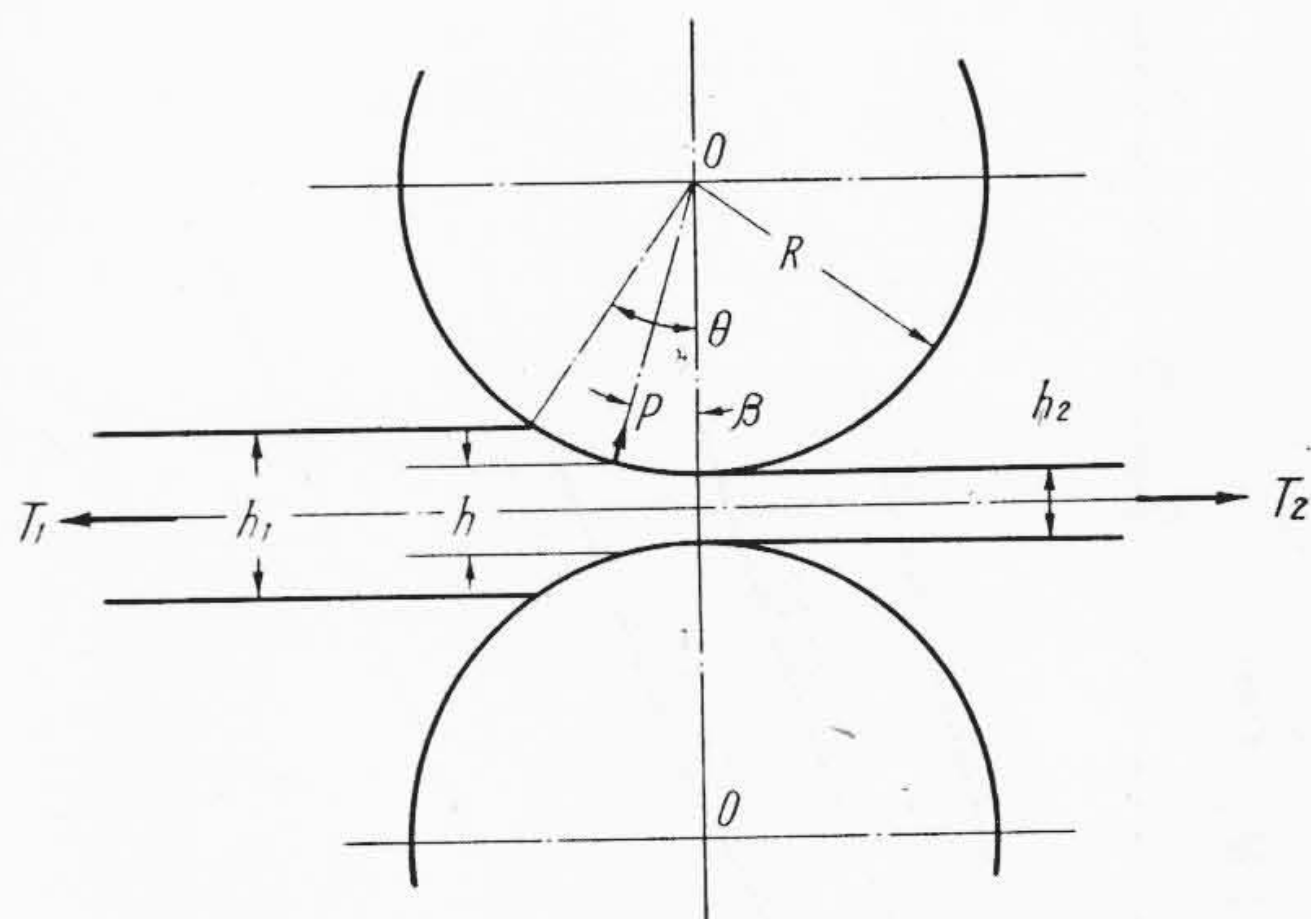
この場合は通板後圧下を行いうるので圧下機構さえ強力であればいくらかでも圧下できるわけであるが、圧下がある一定量をこすとロールとストリップが滑りを起してストリップが進行しなくなるようになるのでこの限界の圧下量を求める。この場合圧延可能の限度は中立点が上下ロール中心線上にきたときでこのときはロールと接触しているストリップにはすべての部分でロールによって前進せしめられるように摩擦力が作用しながらストリップしているわけである。

今

T_1 = ストリップ幅 1 mm に対する後方張力 (kg/mm)

T_2 = ストリップ幅 1 mm に対する前方張力 (kg/mm)

η_f = 変形効率 (%)



第8図 ストリップ圧延における作動図

とすれば第8図においてストリップの進行方向の力の釣合より(14)式が得られる。

$$\int_0^\theta \frac{S_0 - \frac{T_1}{h}}{\eta_f} (\sin \beta - \mu) R d\beta + T_1 - T_2 = 0 \quad \dots\dots\dots (14)$$

今、簡単のために $\beta = 0 \sim \theta$ 間で

$$\frac{S_0 - T_1/h}{\eta_f} = \frac{S_0 - T_1/h_1}{\eta_f}$$

とし、また β は小さいので $\sin \beta \approx \beta$ とおけば

$$\int_0^\theta (\theta - \mu) d\beta + \frac{(T_1 - T_2)\eta_f}{(S_0 - T_1/h_1)R} = 0$$

または

$$\frac{\theta^2}{2} - \mu\theta + \frac{(T_1 - T_2)\eta_f}{(S_0 - T_1/h_1)R} = 0$$

$$\therefore \theta = \mu + \sqrt{\mu^2 - \frac{2(T_1 - T_2)\eta_f}{(S_0 - T_1/h_1)R}}$$

$$\therefore \Delta h = \theta^2 R = \left\{ 2\mu^2 - \frac{2(T_1 - T_2)\eta_f}{(S_0 - T_1/h_1)R} + 2\mu \sqrt{\mu^2 - \frac{2(T_1 - T_2)\eta_f}{(S_0 - T_1/h_1)R}} \right\} R \dots\dots (15)$$

2パス以後は近似的に $T_1 \approx T_2$ として

$$\Delta h = 2\mu^2 D \quad \dots\dots\dots (16)$$

この関係を第9図に示す。

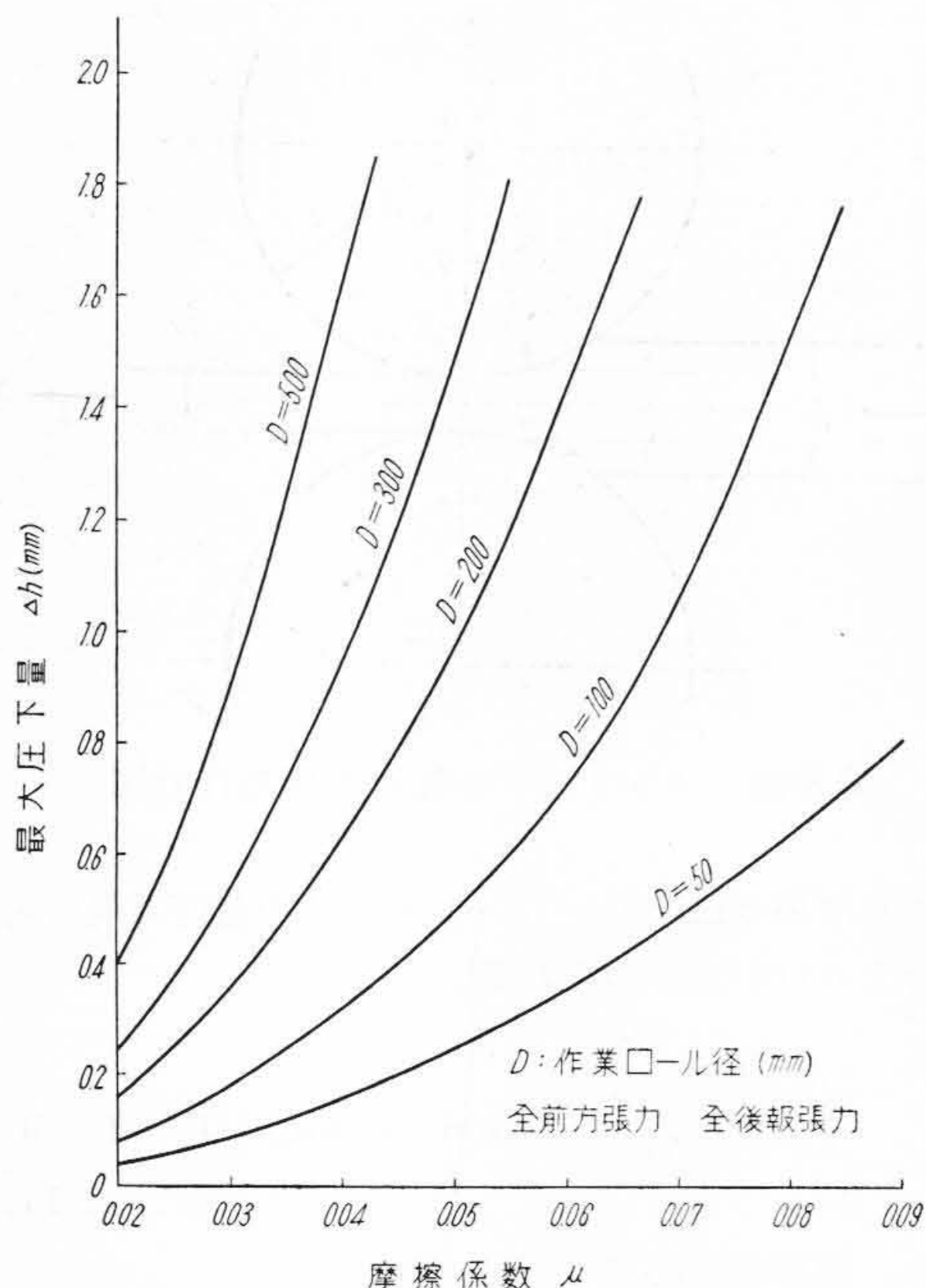
また一般に問題となる第一パスにおいては $T_1 \approx 0$ であり

$$\frac{T_2}{h_2} = \frac{T_2}{h_1 - \Delta h} = \frac{1}{n} S_0 \text{ とおけば}$$

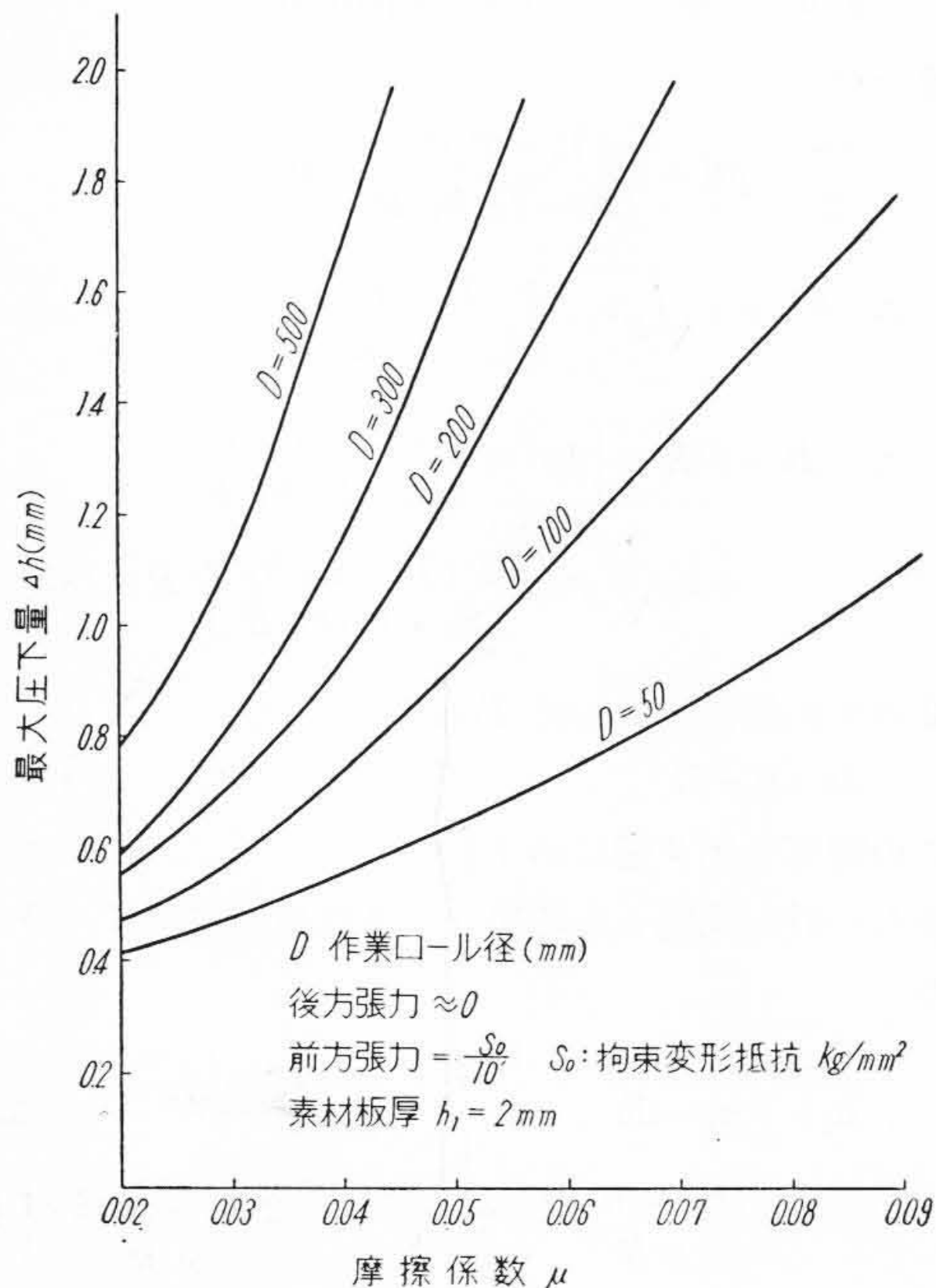
$$\Delta h = \left\{ 2\mu^2 + \frac{2(h_1 - \Delta h)\eta_f}{nR} + 2\mu \sqrt{\mu^2 + \frac{2(h_1 - \Delta h)\eta_f}{nR}} \right\} R$$

これより

$$\Delta h = \frac{2(2h_1\eta_f^2 + n^2\mu^2R + n\eta_f h_1) + 2\sqrt{R(n^2\mu^2R + 4h_1\eta_f^2 + 2nh_1\eta_f)}}{(n + 2\eta_f)^2} \quad \dots\dots\dots (17)$$

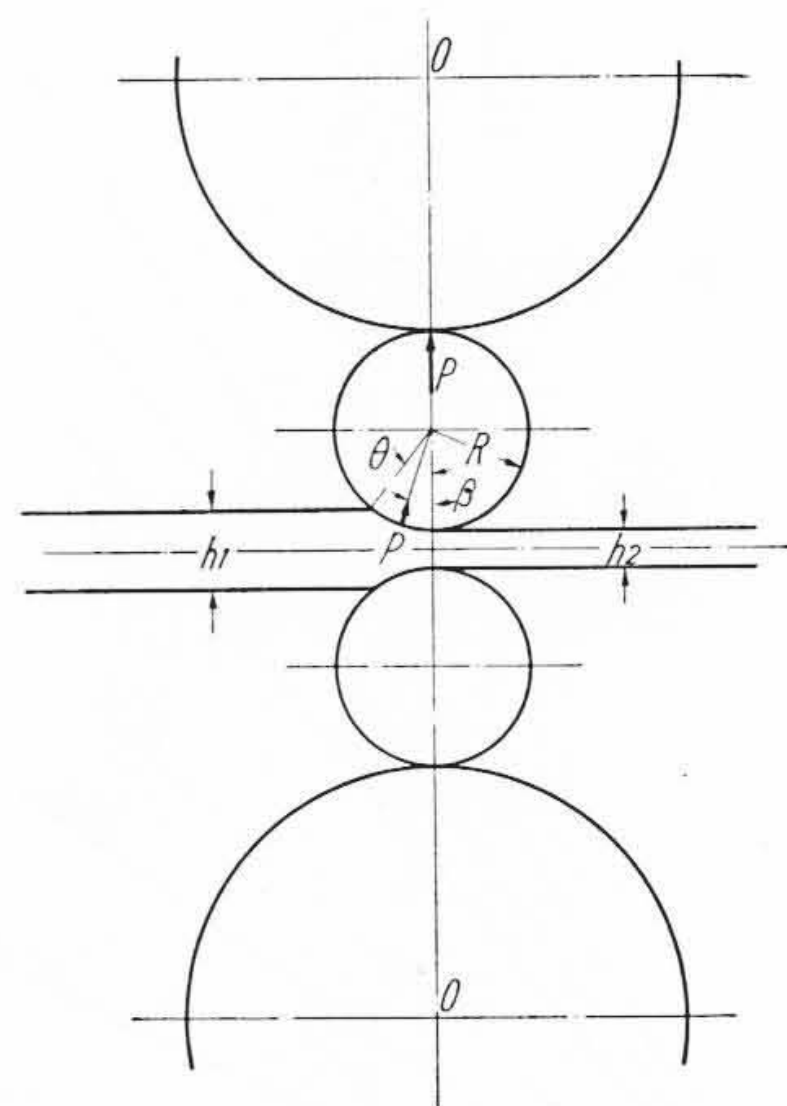


第9図 ストリップ圧延における第2パス以後の最大圧下量



第10図 ストリップ圧延における第1パス目の最大圧下量

一般に第一パス付近では $n \approx 10$, $\eta_f \approx 85\%$ 程度であるからこの値に対し一例として $h_1 = 2.0 \text{ mm}$ の場合に



第11図 補強ロール駆動の場合の作動図

ついて Δh と μ および D の関係を求めれば第10図のようになる。

なお、実際に $53 \text{ mm}\phi$ の作業ロールを有する圧延機で圧延を行い、ロールとストリップがスリップを生じない限界の最大圧下量を実測した結果は第一パスについては約 0.9 mm 、第二パスについては約 0.7 mm であった。これは $\mu = 0.08$ として求めた計算結果では 1.1 mm および 0.7 mm であるのでかなりよく一致していることがわかる。

(C) 補強ロール駆動方式の場合

直接作業ロールを駆動せず補強ロールを駆動して作業ロールと補強ロール間の摩擦力により圧延動力を伝える方式の場合は作業ロール自身の圧下量の限界のほかにもロール間の伝達トルクの限界によって最大圧下量は制限を受ける。作業ロールが圧延しうる最大圧下をかけているとき中立点は上下ロールの中心線上にきているのでこの状態で作業ロールと補強ロールが滑りを生じなければ特別に補強ロール駆動という理由でこのことを考慮する必要はないわけである。この場合第11図においてストリップの接触角度 θ の間ではストリップの表面速度はすべてロール表面速度より遅くなっていることより

今 T_D : 補強ロールが伝えうるトルク

T_R : 最大圧下時の圧延に必要なトルク

μ' : 作業ロールと補強ロール間の摩擦係数

P : 圧延圧力

p : $0-0$ 線より β なる角度を有する点の変形抵抗

とすれば

$$T_D = \mu' PR = \mu' R^2 \int_0^\theta p(\cos \beta + \mu \sin \beta) d\beta \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$T_R = \mu R^2 \int_0^\theta p d\beta \quad \dots\dots\dots (19)$$

ゆえに

$$T_D/T_R = \frac{\mu' \int_0^\theta p(\cos \beta + \mu \sin \beta) d\beta}{\mu \int_0^\theta p d\beta} \quad \dots\dots\dots (20)$$

今 $\mu' = \mu$ とすると

$$T_D/T_R = \frac{\int_0^\theta p(\cos \beta + \mu \sin \beta) d\beta}{\int_0^\theta p d\beta} \quad \dots\dots\dots (21)$$

計算に際しては $p \div \text{const}$ とおいても T_D と T_R の大小を比較する目的上では大差なくかつ θ は微小であることおよび $\theta_{\max} \div 2\mu$ なることを考慮すれば

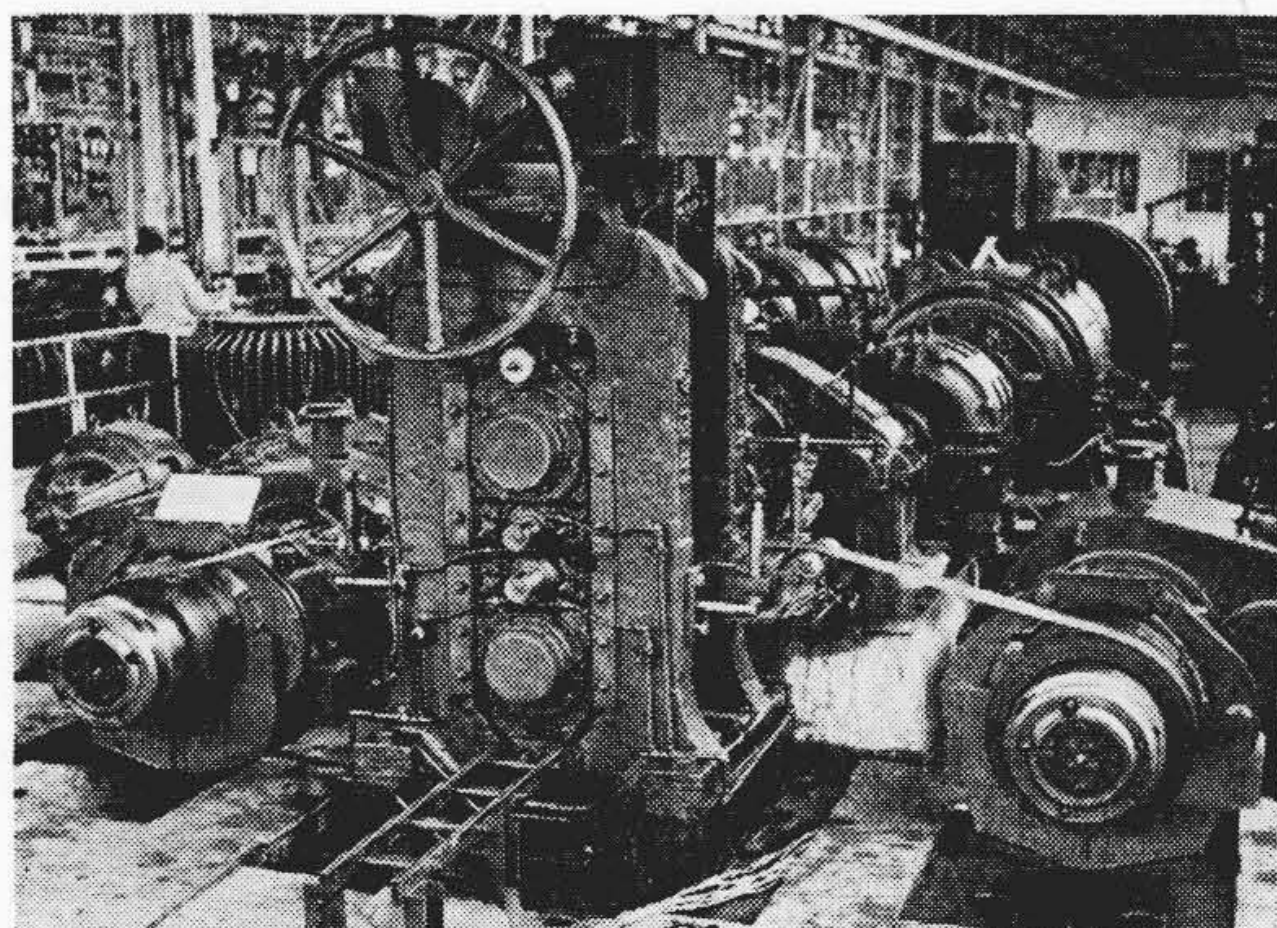
$$\begin{aligned} T_D/T_R &= \frac{\sin \theta + \mu(1 - \cos \theta)}{\theta} \\ &= 1 + \frac{\theta}{2} \left(\mu - \frac{\theta}{3} \right) > 1 \quad \dots\dots\dots (22) \end{aligned}$$

すなわち作業ロールに負荷されうる最大のトルクは補強ロールによって伝えうることになり最大圧下量は作業ロール駆動方式のものと同一となる。前方および後方にストリップ張力をかける場合は一般にそうであるが前方張力 $\geq$ 後方張力である限り上述の結論は変わらない。

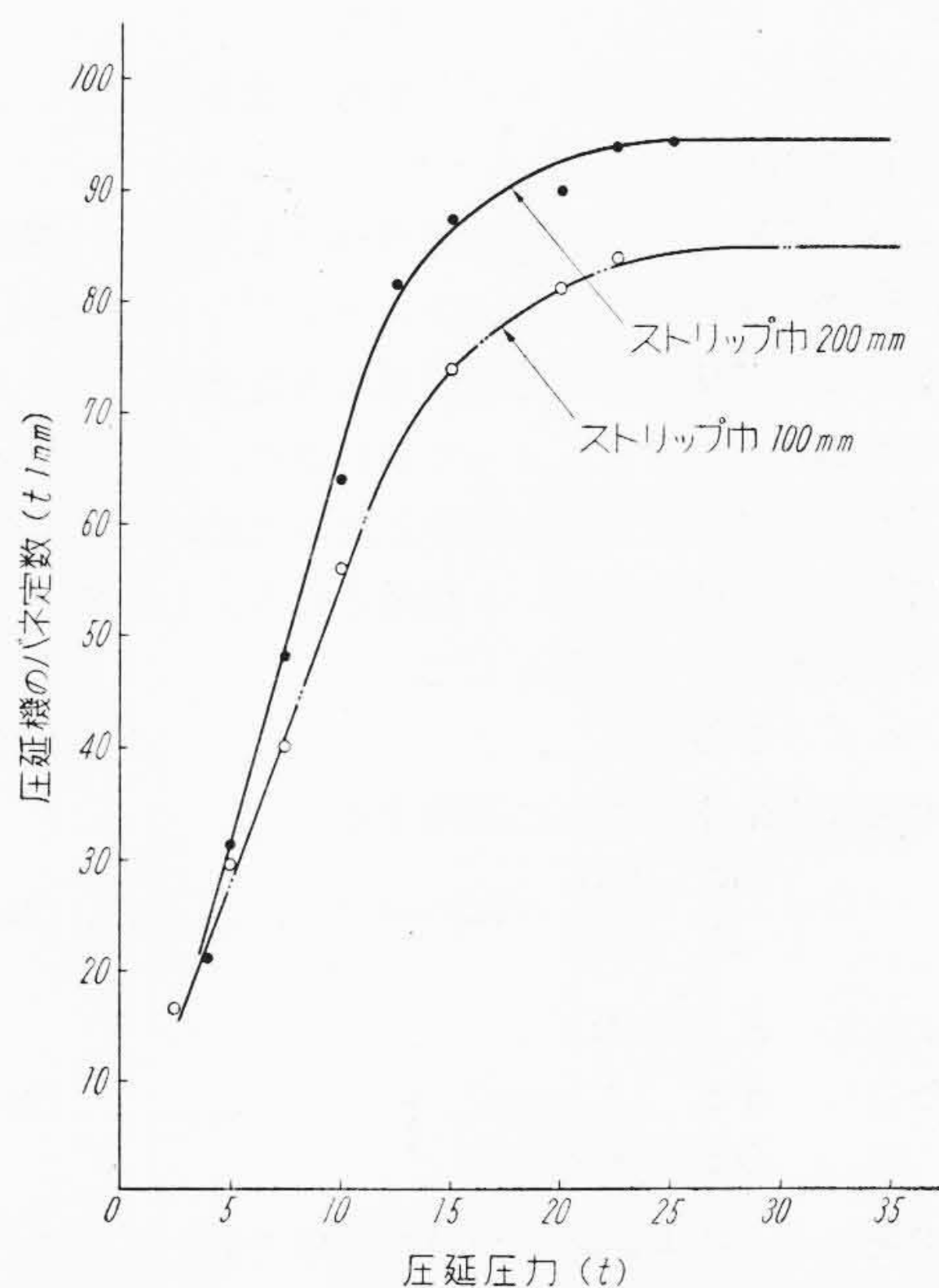
2.2 圧延製品の厚み精度

製品の厚み精度については、指定寸法から連続的にはずれている場合と一枚のシートまたは1本のコイル内で場所によって厚みのムラを生じている場合の二種類が考えられる。前者は圧延の熟練によって比較的簡単に指定寸法におさめることもできるが、後者は種々の因子が影響を及ぼし、単に熟練によっては解決のできないものである。以下いかなる因子が厚みのムラの原因となり、またどの程度に影響するかを論ずる。この際、考えられる因子は、(1) 圧延素材の厚みムラ、(2) 圧延機の精度(特にロールの偏心)、(3) ストリップ張力の変動、の三要素が重要なものと考えられる。

ところで、もし圧延機が完全に剛体で精度も完全にできているものとすれば、ロール間隙は常に一定で、したがって出てくる板厚は常に一定となるはずである。しかし実際の圧延機は一種のバネのごとく作用するため、素材の厚みムラやストリップ張力の変動が圧延圧力を変動せしめ、これがロール間隙を変化して板厚を変化せしめることになり、その度合は圧延機の変形特性と密接な関



第12図 圧延実験中の四重冷間圧延設備



第13図 圧延機剛性の圧延圧力による変化

係を有する。それゆえ厚みムラに及ぼす各因子の影響を論ずる前に圧延機の変形特性について述べたい。

2.2.1 圧延機の変形特性

ストリップを圧延している状態での圧延機全体の変形特性すなわち圧延圧力とロール間隙の変化の関係を求めるため、圧下ネジを固定したまま厚みの異なる板を通し、出口板厚の差と圧延圧力の差よりロール間隙のバネ定数を求める実験を行った。

実験に使用した圧延機の仕様は下記のとおりで第12図は実験中の圧延設備を示す。

- (i) 作業ロール 130 mmφ × 300 mm/l 鍛鋼製
- (ii) 補強ロール 300 mmφ × 300 mm/l 鍛鋼製

- (iii) スタンド，閉頭形，鋳鋼製，脚部最小断面積
約 280 cm^2

ストリップの幅は 100 mm と 200 mm について圧延圧力とバネ常数の関係を第13図に示す。これよりバネ常数は圧延圧力およびストリップ幅によって変化することがわかる。しかしいずれも 20 t 以上では一定となり標準圧延（圧延圧力 $40 \sim 60 \text{ t}$ ）では一定と考えて差しつかえない。さらにロールスタンドおよびほかの各部の変形量を求めるとその割合は大略下記の見当となる。

ロールスタンド	15%
ロールの撓みおよび偏平	43%
圧下スクリー	7%
プレッシャーブロック	15%
その他	20%

これよりロールスタンドの変形が意外に少ないことが注目される。

ミルの概略のバネ常数を見当づけるために，四重冷間圧延機の場合ロールおよびスタンドなどの材料は変わらないとし各部の寸法を相似形とみなせばミルの大きさは補強ロール径 D によって表わされ，圧延機全体としての撓みは曲げ変形が主体となるため，バネ常数は D に比例する傾向が強いと想像される。しかるときはバネ常数 K は C を常数として，

$$K = C D \dots\dots\dots (23)$$

本実験の結果をこれに適用すると

$$C = \frac{K}{D} = \frac{94}{300} = 0.31 \rightarrow 0.3 \dots\dots\dots (24)$$

よって $K = 0.3 D$

$$\left. \begin{array}{l} \text{ただし } K: (\text{t/mm}) \\ D: (\text{mm}) \end{array} \right\} \dots\dots\dots (25)$$

以上のようにきわめて簡単な関係で表わされる。

東洋鋼板で久能，佐伯両氏⁽⁴⁾が $1,250/420 \times 1,070 \text{ mm}$ 四重冷間圧延機を用いて行った実験によれば出口板厚変動 0.05 mm に対して圧延圧力は約 18 t の変動を示しており，したがって

$$K = \frac{18}{0.05} = 360 \text{ t/mm}$$

と推定される。これを(25)式より求めれば

$$K = 0.3 \times 1240 = 372 \text{ t/mm}$$

とかなりよく一致する。

2.2.2 素材の厚みムラの製品精度に及ぼす影響

圧延中の圧延圧力はロール間隙の変化とロール機全体のバネ常数 K によって表わされるから，圧延条件は(26)式によって定められる。

$$\frac{S_{0i} - S_i}{\eta_{fi}} B \sqrt{R(h_i - h_{i+1})} = K(h_{i+1} - C_i) \dots (26)$$

ただし S_{0i} : i パス中の平均拘束変形抵抗 (kg/mm^2)

S_i : 前後面平均張力 (kg/mm^2)

η_{fi} : 変形効率

h_i : 入口板厚 (mm)

h_{i+1} : 出口板厚 (mm)

C_i : 板を噛んでいないときのロール間隙 (mm)

B , K および R はそれぞれ板幅 (mm)，バネ常数 (kg/mm^2) および作業ロール半径 (mm) で，パスに関係なく一定である。

しかるとき，入口板厚 h_i が δh_i だけ増加したとき，すなわち， δh_i のムラがあったとき，出口板厚のムラ δh_{i+1} は(27)式で求められる。

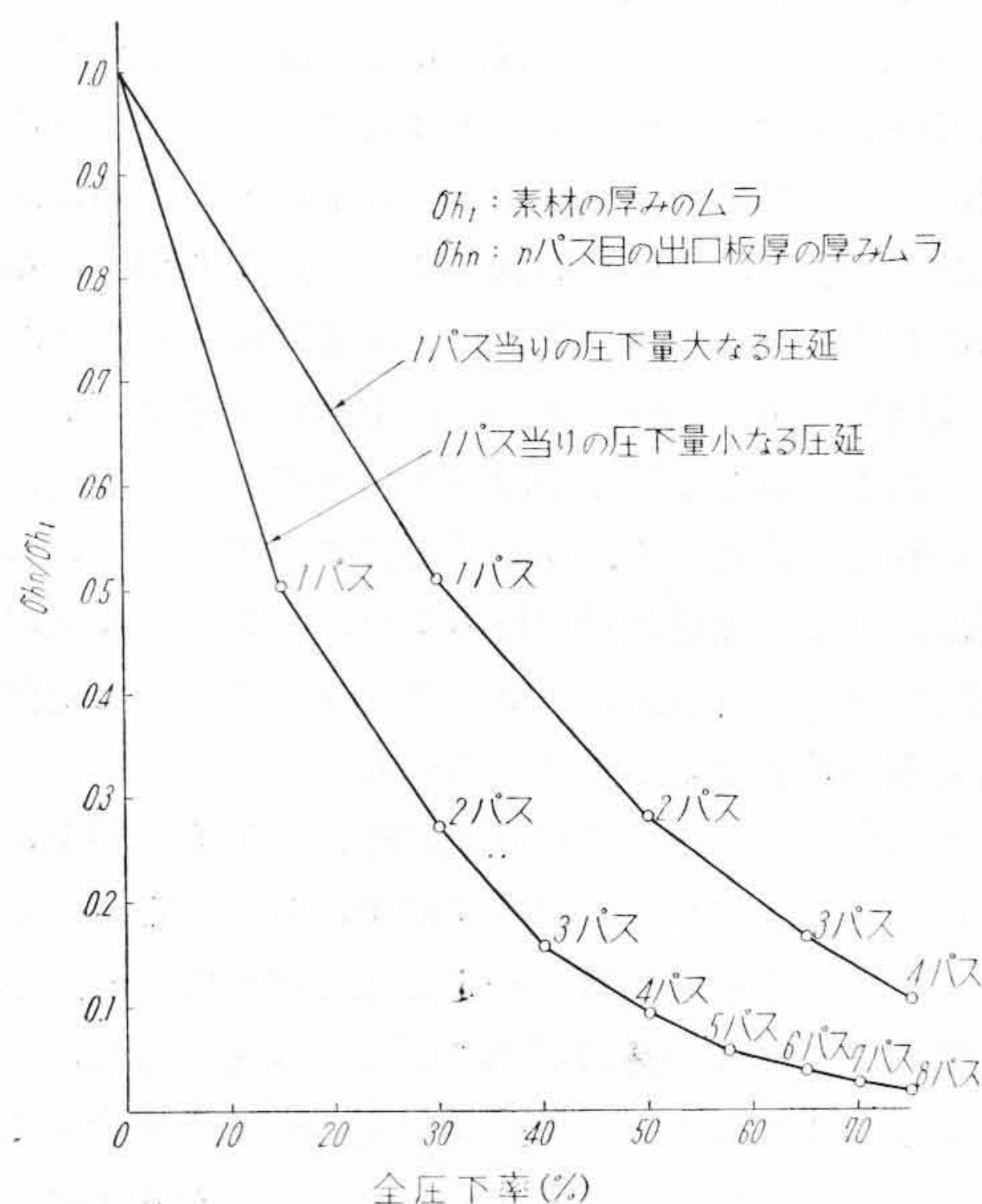
$$\left. \begin{array}{l} \delta h_{i+1} = \frac{\partial h_{i+1}}{\partial h_i} \delta h_i = \frac{a_i}{2 \sqrt{h_i - h_{i+1}} + a_i} \delta h_i \\ \text{ただし, } a_i = \frac{S_{0i} - S_i}{\eta_{fi} K} \sqrt{R} \end{array} \right\} \dots\dots\dots (27)$$

よって素材に δh_i の厚みムラがある場合 n パス後の製品の厚みムラ δh_n は次式で求められる。

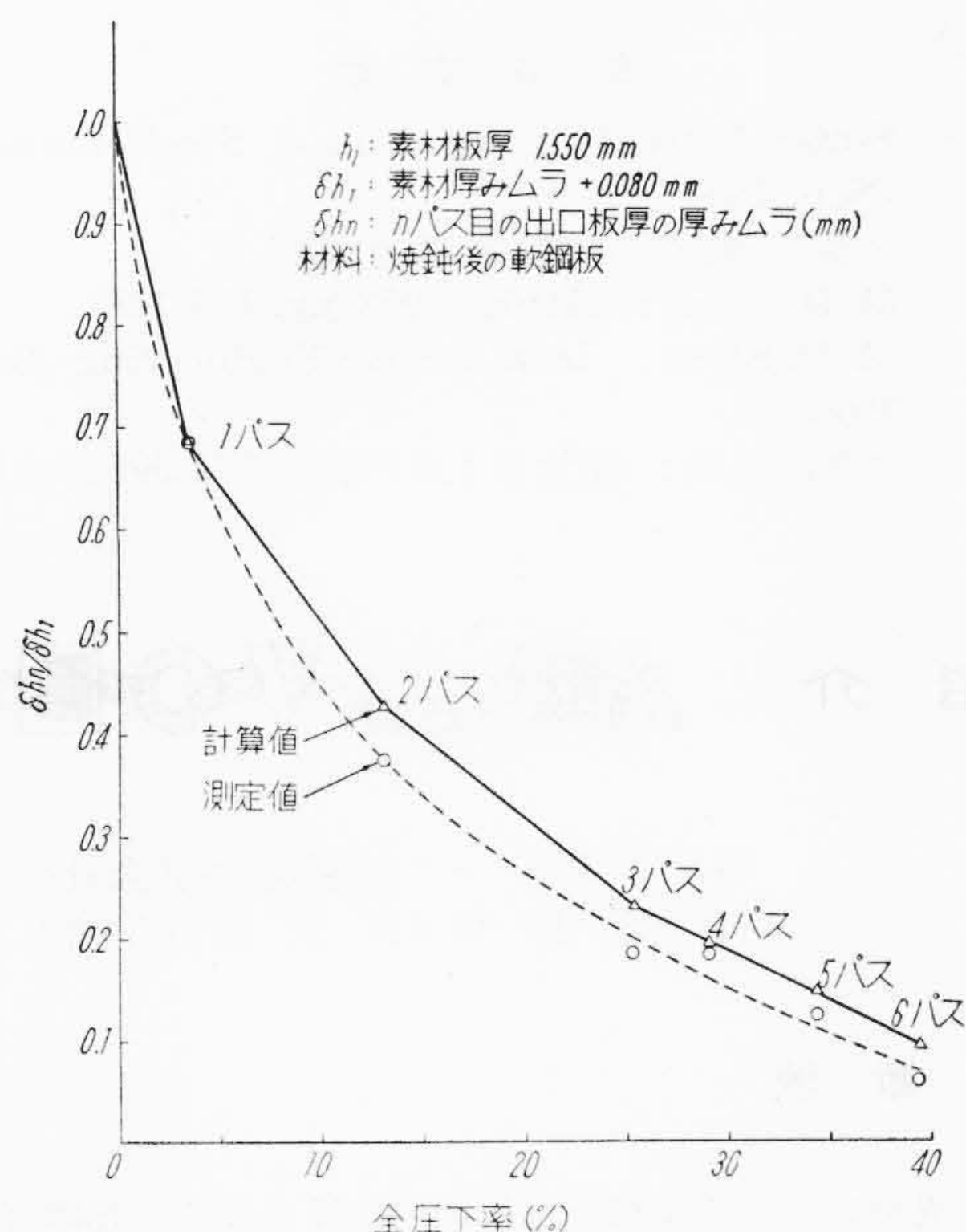
$$\delta h_n = \prod_{i=1}^n \frac{a_i}{2 \sqrt{h_i - h_{i+1}} + a_i} \delta h_i \dots\dots\dots (28)$$

(28)式の計算から $\frac{\delta h_n}{\delta h_1}$ は一定の圧下量に対しては a_i の小さいほどまたパス回数の多いほど小さいことがわかる。この関係を第14図に示す。

前述の変形特性実験に使用した四重冷間圧延機を用いて素材ムラと製品の厚みムラの関係の実験を行った。



第14図 厚みムラと圧下率の関係



第15図 素材厚みムラの圧延による減少実験

素材ムラを人為的に作り焼鈍後圧延を繰り返し厚みムラの減少状態を測定した。計算値と実験結果を第15図に示す。これにより素材ムラは圧下率とともに急激に減少することがわかる。またロールに偏みがある場合は C_i が変化することになり、その量 δC_i に対して出口板厚は(29)式に示す厚み変動を示すことになる。

$$\delta h_{i+1} = \frac{2 a_i \sqrt{h_i - h_{i+1}}}{2 h_{i+1} + a_i^2} \delta C_i \dots \dots \dots (29)$$

2.2.3 製品の厚みムラとストリップ張力変動の関係

ストリップの出口板厚がストリップ張力によって変化をうけることはよく知られていて、そのためにストリップ張力をできるだけ一定に保つよういろいろの工夫が行われている。以下ストリップ張力の変化によってどれほどの厚み変化が生じるか理論的に求めてみる。圧延圧力 P は M. D. Stone の理論式より

$$P = BL(S_0 - S) \frac{e^{\frac{\mu L}{h}} - 1}{\frac{\mu L}{h}} \dots \dots \dots (30)$$

$$\left(\frac{\mu L}{h}\right)^2 = \left(e^{\frac{\mu L}{h}} - 1\right) 2 a \frac{\mu}{h} (S_0 - S) + \left(\frac{\mu l}{h}\right)^2 \dots \dots \dots (31)$$

ただし

- B : ストリップ幅 (mm)
- L : 偏平ロールのストリップとの接触長さ (mm)
- S_0 : ストリップの拘束変形抵抗 (kg/mm^2)
- S : 前後面張力の平均値 (kg/mm^2)

- μ : ストリップとロール間の摩擦係数
- h : 入口板厚と出口板厚の平均 (mm)
- l : 剛性ロールの接触長さ (mm)

$$a = 4(1 - \nu^2) \frac{D}{\pi E} \text{ (第2図の } a \text{ と同じ)}$$

今 S が δS だけ増加したとすると P は S と L の関数であり L は S の関数であるゆえ

$$\delta P = \frac{\partial P}{\partial S} \delta S + \frac{\partial P}{\partial L} \cdot \frac{\partial L}{\partial S} \delta S \dots \dots \dots (32)$$

以上3式より

$$\delta P = \frac{-Bh}{\mu} \left(e^{\frac{\mu L}{h}} - 1 \right) \left\{ 1 + \frac{a(S_0 - S) e^{\frac{\mu L}{h}}}{L - a(S_0 - S) e^{\frac{\mu L}{h}}} \right\} \delta S \dots \dots \dots (33)$$

ロール機全体のバネ常数を K とすれば出口板厚の変化 δh_2 は

$$\delta h_2 = \frac{\delta P}{K} = -\frac{Bh}{\mu K} \left(e^{\frac{\mu L}{h}} - 1 \right) \left\{ 1 + \frac{a(S_0 - S) e^{\frac{\mu L}{h}}}{L - a(S_0 - S) e^{\frac{\mu L}{h}}} \right\} \delta S \dots \dots \dots (34)$$

(33)式または(34)式の中の $\frac{\mu L}{h}$ は与えられたスケジュールに対して第2図の図表より求められるからその状態でストリップ張力が変化した場合の厚み誤差が計算されうる。この関係については目下実験中であり、別の機会に論ずる予定である。

3. 結 言

以上冷間圧延機の動作特性として圧延可能な最小板厚、圧下量および製品の厚みムラを取り上げて理論的に究明しあわせて実験ミルによる実験結果の一端を記したがその結果を要約すると次のようになる。

- (1) 現場作業上達成しうる圧延可能な最小板厚は M. D. Stone の式よりも概して大きくなり、それは最終パスの圧下率 γ の関数として第(6)式にて求められる。
- (2) 1回のパスあたりかけうる最大圧下量は、
 - (a) シート圧延の場合は圧延機の剛性によって大きく左右され、補強ロールを有するミルにおいては強度上許しうる圧下をかけるためには、噛込みが問題である。
 - (b) ストリップ圧延の場合は、圧延機の剛性は関係せず大径作業ロールを有する場合は圧下量は十分大きくて實際上問題にならないが多段ミルおよび補強ロール駆動式のごとき小径ロールの場合は十分検討する必要がある。なお、作業ロール駆動か補強ロール駆動かの差によっては、この値は変わらないと考えられる。
- (3) 圧延製品の精度は種々の因子により影響を受け

るが、

(a) 素材の厚みムラの影響は、材料が軟いほど、圧延機のパネ常数が大きいほど、作業ロール径が小さいほどそして一定の圧下をかける場合はパス回数を多くして1パスあたりの圧下量を少なくするほど、少なくなり精度の高い製品ができる。

(b) ストリップ張力の変化により出口板厚はかなりの影響を受け、圧延機の剛性が大きいほどその影響は

少ないことが推察される。

参考文献

- (1) Sims: Journal of the Iron & Steel Institute (Sep. 1954)
- (2) 久能: 機械の研究 第10巻 第1号
- (3) M. D. Stone: AISE (1953 pp. 116-128)
M. D. Stone: Iron & Steel Engineering (Dec. 1956)
- (4) 久能, 佐伯: 塑性加工専門講演会第591回前刷



新案の紹介



実用新案第485795号(八幡製鉄株式会社と共有)

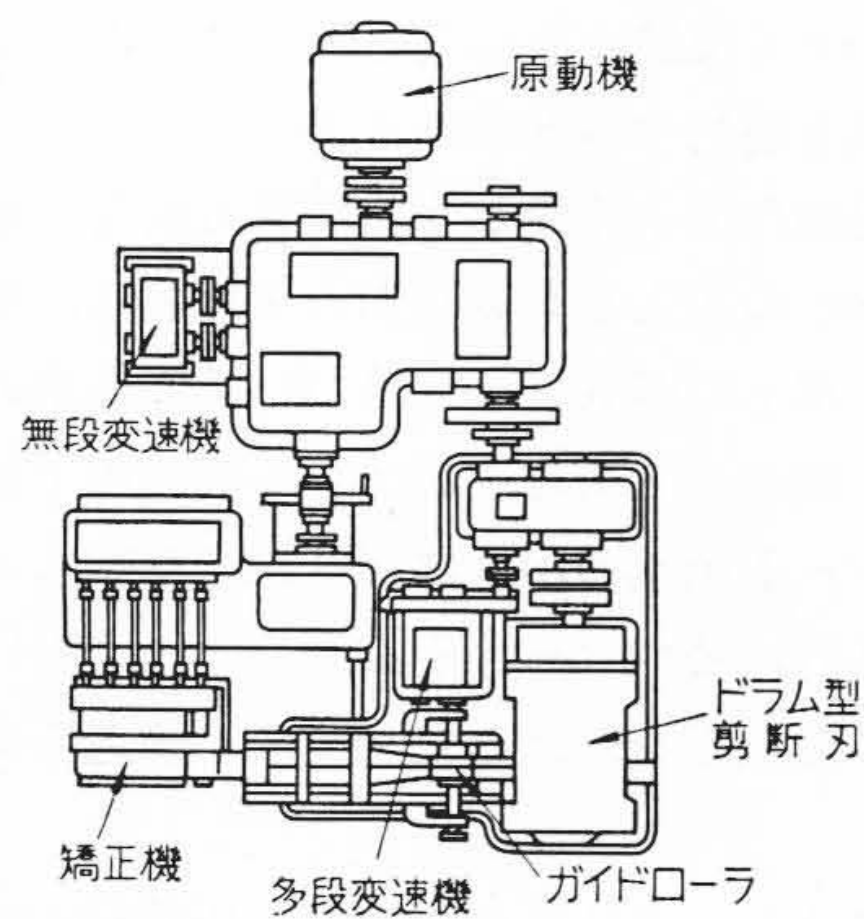
谷 章 一(八幡製鉄株式会社)
近 藤 正 和(日立製作所)

棒材走間剪断機

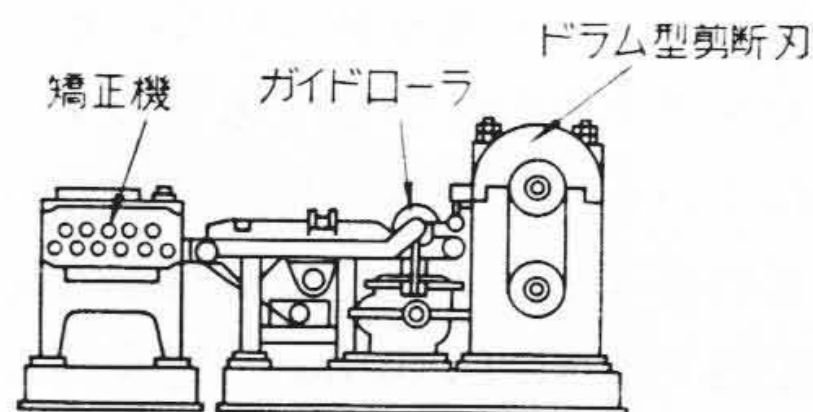
この考案は高性能の棒材走間剪断機の構造にかんし、棒材の剪断処理がきわめて高能率でありしかも剪断長さの調節は広範囲にわたって任意かつ正確に行いうる。

本装置は高速回転するドラム形剪断刃、剪断刃のかたわらを連続的に走行する材料を間歇的に剪断刃の剪断部に変位させるガイドローラ、および材料を連続的に一方に送給する作用をあわせ持つ矯正機から成っており、これらは一つの原動機によって駆動される。しかしてガイドローラはドラム形剪断刃との共通軸から多段変速機を介して分岐された軸に取り付けられるカムによって周期的に動作されるが、前記多段変速機の変速段を変えることによって材料の剪断長さを段階的に変えることができる。矯正機は駆動源との間に無段変速機を介しているのでこの無段変速機を操作することによって材料の剪断長さを連続的に変えることができる。これらのガイドロー

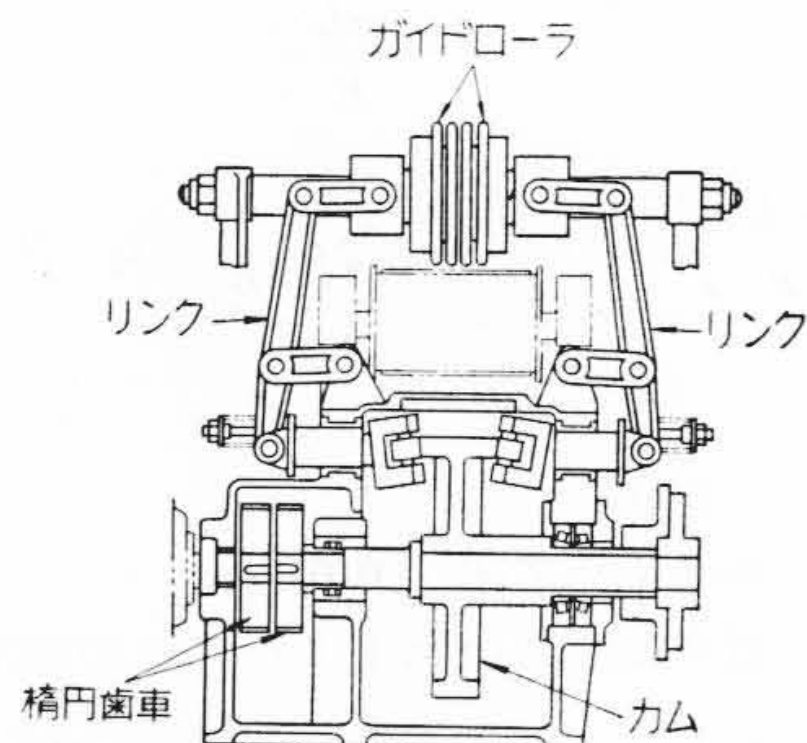
ラの周期および矯正機の送給速度を操作することによって材料は任意かつ正確に剪断長さを調節することができる。剪断能率を高めるためには剪断刃の回転速度、矯正機の送給速度およびガイドローラの動作周期を早くすればよいが、この場合すべてが回転部分からなる剪断刃ならびに矯正機の高速度化にはほとんど問題はないが大きな質量の往復運動を要するガイドローラの高速度化には問題がある。本考案ではこの問題を解決する目的で前記カムを回転する軸の途中に楕円歯車装置を介在させ、それによってカムの回転数を高めてもカムによって動かされるガイドローラの往復速度は緩徐ならしめることができるので慣性による危険を取り除きしかもその動作周期を早くし、全体として材料の剪断能率を向上させることができる。(高橋)



第1図



第2図



第3図