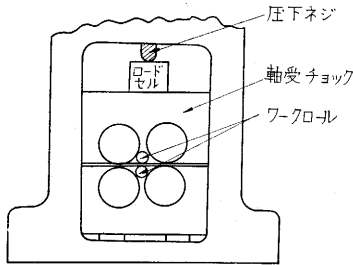


# 圧延機の剛性について

鈴木 弘・竹内政夫・美坂佳助

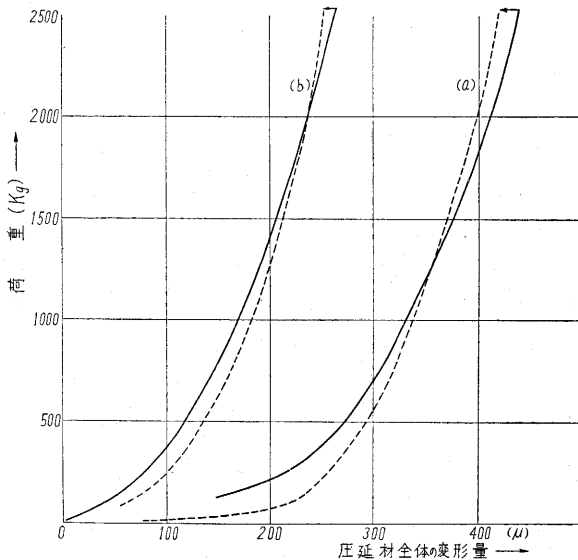
1. 圧延機全体の剛性, すなわち圧下力とロール間隙の変化の関係を求める. この実験においては第1図に示す位置にロードセルを入れてこれをもって圧下力にする.



第 1 図

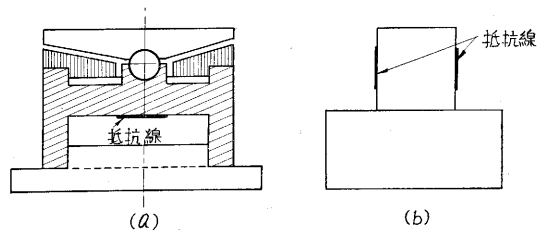
これはもしチャックとハウジングとの間に摩擦力がなければ本来の圧下力と等しい. またロール間隙の変化は圧下ネジの回転数をもって代用する. かくしてワークロールは常に接触させておき徐々に圧下を加えていって曲線を描く.

2. 前節に述べたようにしてまず圧延機全体の剛性を求めた. これを第2図(a)に示す. 一見して判ることは, (i) 曲線の立上がり方が非常に緩やかなこと, (ii) 荷重を加えて行なった時と, 除荷してきた時とが一致しないことである. (ii) については定性的説明を後述する.



第 2 図

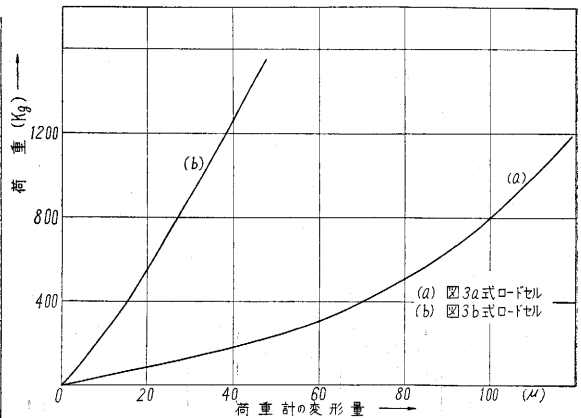
(i)の原因は明らかに非常に剛性の弱い部分, というよりはむしろガタに近い部分があることを示している. バックアップロールの軸受部, ロードセルなどに原因があると思われ, 特に当初メーカーから提出されたロードセルは, 第3図aに示すような構造で, 力が小さな球で伝



第 3 図

えられるのでこの部分の剛性が小さくなっていることに原因があると想像された.

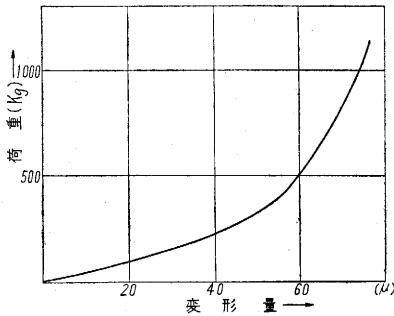
3. 前節において圧延機全体の剛性が測定されたが, これを構成する各部分的剛性を別個に求めてみる. まずロードセルのみの剛性曲線を求めた. これを第4図(a)に示す. 明らかに, (2)の予想すなわちロードセルに使用されている球のために, ロードセル自身の剛性が悪く第2図(a)の曲線の立上がり部が長いという見方が正しかったことが判る. わずかな荷重で歪が非常に大きい.



第 4 図

念のためこの実測曲線を計算によって確かめてみる. 球の扁平は Herz の式により, またストレインゲージの張ってある円板の撓みは, 固定周辺をもつ円板の中央に集中荷重がかかったとして概算した. これを第5図に

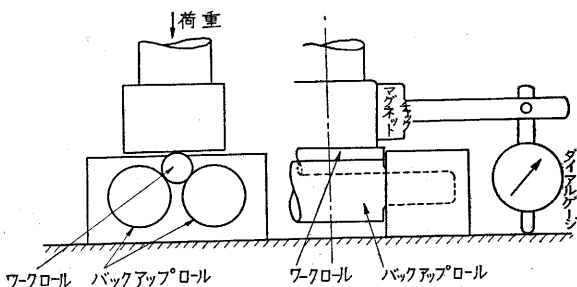
示す。満足すべき一致が得られた。



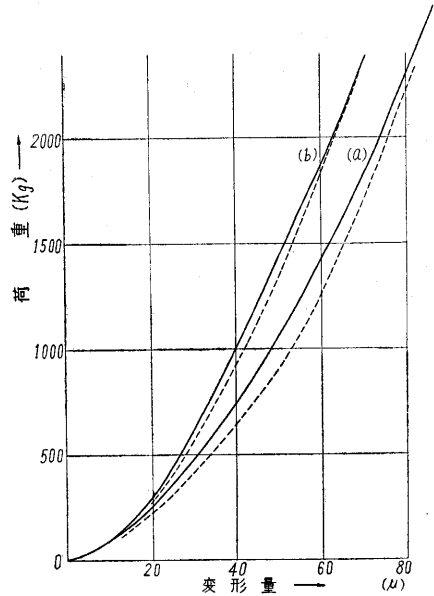
第 5 図

圧延機の剛性を高めることを目標としているので、このような歪量の多い荷重計は使用できないので、ロードセルを取り換えた。構造は第 3 図 (b) のように単純な形にし、剛性はこれにより第 4 図 (b) のように高められた。新しいロードセルを用いて (2) とまったく同様の方法で圧延機全体の剛性を測定した。これを第 2 図 (b) に示す。かくして求めた新しい剛性曲線は旧ロードセル使用のものに比し、全荷重にわたって約 0.14 mm だけ歪量が少ない。これだけ改良されたことがわかる。この両曲線の差は、本来ならばロードセルのみの差と同じでなければならないはずであるが、予想以上に改良されている。最初の剛性曲線は旧ロードセルに付属したメーターで測定したので荷重のかかり初めの位置、すなわち零点が判然としないことによる誤差が入り込んでいるものと思われる。

4. かくしてロードセルの改良が終わり、さらに変形量の少ない圧延機とするには圧延機自体の各部の剛性を高めなければならない。考えられる部分としては圧下ネジ、バックアップロール軸受部、バックアップロールの変形、バックアップロールとワークロールの接触変形などがある。後三者は別々にして実測することは不可能なのでこの三者をまとめて、“ロール関係の剛性”として実測した。測定方法は第 6 図に示す通りで、圧縮試験機を用いて行なった。この結果は第 7 図に示す。(a) は上側ショック (b) は下側ショックの部分のものである。



第 6 図



第 7 図

図から明らかにわかるように荷重を増加する時と減少する時で差がある。これは第 2 図の曲線とまったく同一の性質である。ただ、第 2 図の方には圧下モータのウォームギア部分のバックラッシュがあるので両曲線は途中で交叉する。さて、図のように行き帰りで曲線が一致しない原因は、次のように考えられる。荷重がかかるとワークロールは二つのバックアップロールの間に割り込むようになる。したがって、接触面には摩擦力が働く。逆に除荷の場合には摩擦力は逆方向に働く、このことを考慮すると上の性質が説明される。

いま接触部に働く法線力を  $R$  とし、その垂直方向成分を  $R_1$  とする。また荷重を  $P$  とし、荷重を増加する場合を  $P'$ 、除荷の場合を  $P''$  とする。摩擦力の垂直方向成分を  $T_1$  とし摩擦力は常に一定と仮定する。次式が成立することは明らかである。

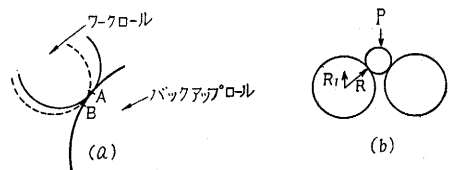
$$P' = 2R_1' + 2T_1$$

$$P'' = 2R_1'' - 2T_1$$

ゆえに

$$P' = P'' = 2(R_1' - R_1'') + 4T_1$$

荷重をかけた時と除荷の時の  $R_1'$ 、 $R_1''$  については変形量が同一の場合、接触の位置は変わらないから、 $R_1' = R_1''$  と考えてよい。



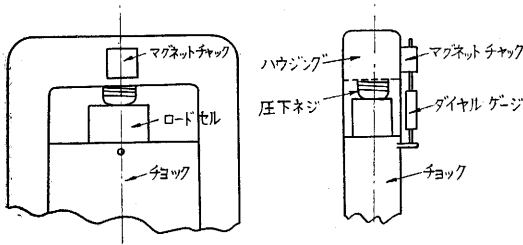
第 8 図

ゆえに

$$P' - P'' = 4T_1 > 0$$

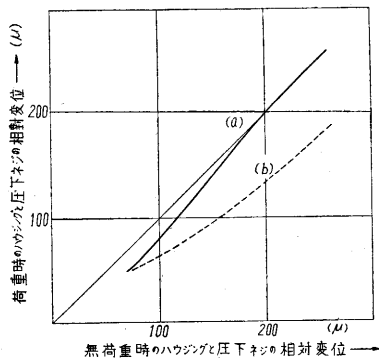
が成立し荷重をかけていった場合の方がPは大きく出てくる。かくして行きと帰りの差が生ずるものと思われる。

5. 圧下ネジ部は、次のようにして測定した。この圧延機の圧下装置は、圧下モータからチェーンで一段減速し、それをウォームギアで圧下ネジに伝えている。圧下を示す目盛盤が備えられていて、その目盛盤一回転が、圧下ネジの 0.1 mm の変化を示す。しかし加重が加えられていると、各部分の弾性変形により、圧下ネジの最下端はハウジングに対し 0.1 mm の相対的変位を示さなくなると考えられる。



第 9 図

第 9 図のようにダイヤルゲージをセットし、ハウジングとチョックとの間の変化を実測しロードセルの変形量（これは既知）を差し引けば荷重をかけた時のハウジングとネジの変化量が求められる。これと無荷重の時の寸法とを比較し、両者の差が今考えている圧下ネジの剛性曲線における変形量を与えることになる。

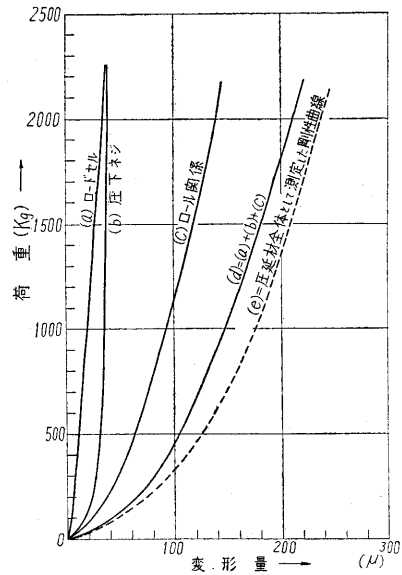


第 10 図

無荷重時の相対変位と荷重時のそれとの関係を第 10 図に示す。(b)は駆動側のもの、(a)はその反対側にセットしたダイヤルゲージによる測定値である。(b)の方は荷重をかけてゆくと両相対変位の差が次第に大きくな

ってゆき、当然の結果といえるが、(a)の方は逆になっている。これは非常におかしなことで、いわば負の剛性率ということになる。差が逆に少なくなっているといってもわずかなので測定誤差も多分に含まれていると思う。

しかし、(a)、(b)においてこのような差があることは、次のことがからも立証される。すなわち、両ロードセルを初めバランスをとっておいて、圧下をしてゆくと次第に駆動側のロードセルは他に比し低い荷重を与えるようになる。これは駆動側の方に剛性の弱い部分があるわけで、他に考えられないので圧下ネジに原因があると思われる、これは上記の (a)、(b) の差と定性的には一致する。(a)、(b) 両者の平均をとって圧下ネジの剛性曲線をもとめる。



第 11 図

6. 以上各部分の別個の測定をまとめて第 11 図に示した。荷重の場合と除荷の場合で異なる時はその平均を用いた。第 11 図において (a)、(b)、(c) の和 (d) が最初 (2) で述べた剛性曲線と一致するはずである。これを点線で並置した。約 30 μ の誤差がある。これは全体をまとめて測定した時と別個に測定した時とで各部の接触状態が異なることによるものであろう。

かくしてわれわれの求めてきた圧延機全体の剛性曲線およびそれに及ぼす各部分の剛性曲線が求められた。

(1961 年 10 月 12 日受理)