

(10) 鋼滓の流動性は鋼浴の〔S〕の変動に大いに関係があり極力流動性のよい鋼滓を作るべきである。

(11) 排滓はそれ自体のみによつては著しい効果は得られない。

(12) 鉄鉱石、追加熔銑による鋼浴の沸騰は概して脱硫には良い影響を及ぼす。

(13) フェロ・マンガン投入により多少の脱硫が行われる。

(14) 鋼滓総量は少くとも 20t、即ち熔鋼の約 10% 以上なければならない。

(15) 精錬期中ガス中の硫黄は直接鋼浴には影響を及ぼさないが鋼滓中に可成り入りその量は過剰空気率が大なる程減少する。

(16) 取鍋中での復硫は出鋼滓の塩基度が低い程起り易く殊に取鍋脱酸にフェロ・シリコンを使用する際は著しい。

V. 結 言

約 5 ヶ月に亘り富士製鉄室蘭製鉄所 150t 重油・C-gas

混焼式塩基性平炉に於ける炉内ガス及び熔相中の硫黄の挙動に就き種々検討を行い其の結果を 3 報に分けて報告した。終りに臨み本研究の遂行に当り種々御協力下された当所、研究課、製鋼課並びに検定課の方々に深甚の謝意を表す。猶本研究は著者の中、鶴野、本間両名が北海道大学工学部在職中に行つたものであり研究費の一部は文部省科学研究費よりの支弁によるものである。

(昭和 28 年 3 月寄稿)

文 献

- 1) Robertson, Bacon & Jill: J. of Mets. Nov. 1951, p. 1031

正 誤 表

(本年 6 月號掲載本論文第 I 報中次の如く訂正す。)

頁	正	誤
583 (第 1 表)	燃料より熔相に入る硫黄量	燃料よりガス相に入る硫黄量

繼目無し鋼管の壓延作業に関する研究

(プラグミル用スタンゲンの強度について)

(昭和 28 年 4 月本會講演大會にて講演)

井 上 勝 郎*・山 田 嘉 昭**

SOME OBSERVATIONS ON THE WORKING LOAD OF MANDREL BAR OF PLUG MILL

(The Measurement of Working Stress Using Wire-Strain-Gage)

Katsuro Inouye and Yoshiaki Yamada

Synopsis:

When rolling seamless steel tubes by the use of Plug Rolling Mill, the authors measured both compression and bending forces acting upon Mandrel Bar of the mill, making use of Wire-Strain-Gage. Through various data collected from practical operation of rolling tubes of 83mm. O.D., 3.7mm. thickness, and 7,500mm. length, the following results have been obtained.

- (1) Compression force is, in many cases, more powerful than mandrel bar's buckling load of 1st order, and therefore it is necessary for us to be provided with guides.
- (2) Bending force is as powerful as compression force.
- (3) In one case of our experiments, the stress acting upon the bar has reached, at one time, 25kg/mm² max. In order to fight against such a high stress, it will be necessary for us to use materials of high yield point and regulate the tube temperature down to max. 300

* 日本特殊鋼管株式会社, ** 東京大學生産技術研究所

deg. C under.

- (4) Compression force is greatly effected by both rolling temperature and the reduction of tubes.
- (5) From the calculations of buckling force under dynamical stress made by us, results which are, in general, in conformity with those of our experiments were obtained

まえがき

マンネスマン—プラグ・ミル方式による継目無し鋼管の製造においては、まずマンネスマン穿孔機によつて中空素管をつくり、引続きこの素管をプラグ・ミルと称する圧延機で軸方向に伸ばす。プラグ・ミルは二重圧延機であつて、素管の外径をロールカリバーで減少させると同時に、素管の内径を長いスタンゲン（マントレリバー）の先端に支えストッペン（プラグ）によつて拡大して管を伸長させる。この際スタンゲンは圧延力から来る大きな軸方向の圧縮力のために座屈し易く、一度座屈して曲つてしまうと、作業を停止せねばならない。現在すべてのプラグ・ミルは、座屈防止のためにフェールングと称する曲り止めの金具を、全長にわたつて多数設置してある。著者等は適切な座屈防止法を発見するためと、プラグ・ミルによる鋼管圧延作業の基礎的な資料を得る目的で、スタンゲンに作用する軸圧縮応力を抵抗性歪計によつて測定した。座屈の最も起りやすい条件下で行うため 1½" 時ガス管素材の圧延を対象にえらんだが、その結果、作業時の軸圧縮荷重はスタンゲンの一次の座屈荷重よりはるかに大きく、3~4 倍に達する可能性があり、フェールングは座屈防止のため不可欠であることがわかつた。また水平に支えられた棒が、軸方向の動的荷重をうける場合の座屈問題を、両端支持の条件で解き、作業時における最大曲げ応力を推定する方法をえた。なお電磁オッシログラフによる測定結果から、プラグ・ミル圧延時の荷重変動状況、および圧延温度と断面減少率の影響等を知ることができた。

I. 実験条件と方法

a) 作業条件

- i) 管の寸法: 1½" 時ガス管素材。プラグ・ミル仕上り寸法 83φ×3.7t×7500mm
- ii) ロールとスタンゲンの寸法等: 下表のとおり

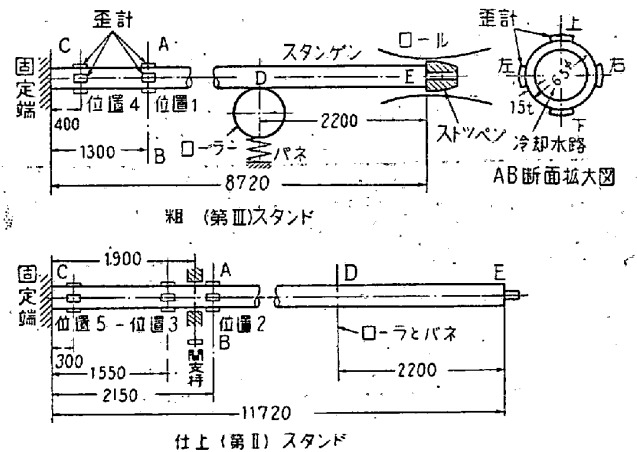
	第Ⅲスタンド (粗スタンド)	第Ⅱスタンド (仕上スタンド)
ロール胴径	560φ	510φ
ロール毎分回転数rpm	97.5	97.5
ロールカリバー mm	85φ	83φ

ストッペン直径 mm	73φ 74φ	75φ 75φ
スタンゲン mm	65φ×15t×8720	65φ×15t×11720
作業速度 *m/sec	約 2.4	約 2.2

* $\pi[(\text{ロール胴径}) - (\text{ロールカリバー})] \times \text{毎分回転数} / 60$ によつて概算した。オッシログラフの記録と管の長さから求めた値もほぼこの値に近い。

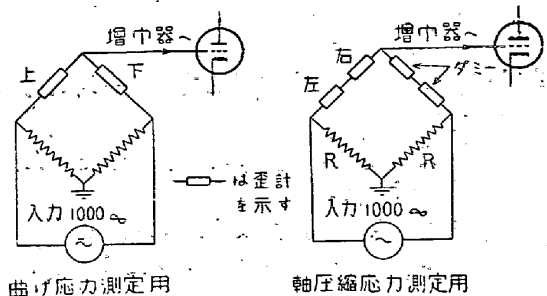
b) 歪計

測定現象の振動数は小さいという見透しから、1000サイクル/毎秒の搬送波方式の抵抗線型ひずみ測定装置を試作し、検波を行わずに電磁オッシロ（振動子：A型）で記録した。第1図は歪計の貼付位置を示したものであ



第1図 歪計貼付位置とスタンゲン

る。仕上スタンドにおいては中間に支持を設ける事があるので、その前後（歪計位置）2:3 に歪計を貼付けてこの中間支持の効果を調べることにした。いずれの場合も、上下の歪計は曲げ応力の測定に、左右の歪計は軸圧縮応力の測定に用いたが、これは屈曲の主な方向が上下にあると判断したためである。



第2図 ブリッジ結線

第2図はブリッジ回路をとりだして、各々の場合の結線を示したもので、歪計または図のRに並列に入れた抵抗によつて測定の都度感度検定を行つた。

II. 主な數値とその計算式

実験結果の解析および理論計算に必要な諸數値を第1表に示す。

第 1 表

	粗スタンド (第Ⅲスタンド)	仕上スタンド (第Ⅱスタンド)		
		中間支持なきとき	中間支持を考慮	
スタンゲン外徑 d_o cm	6.5φ	6.5φ		
スタンゲン肉厚 t cm	1.5	1.5		
スタンゲン内徑 $d_i = d_o - 2t$ cm	3.5φ	3.5φ		
スタンゲン斷面積 $A = \pi(d_o^2 - d_i^2)/4$ cm ²	23.6	23.6		
スタンゲン長さ l cm	872	1172		
單位長さの重量 $W = A\gamma$ kg/cm	0.185	0.185		
スタンゲンの比重 γ kg/cm ³	7.85(假定)	7.85(假定)		
スタンゲンの自重 Wl kg	161.3	216.8	181.6	
Wl^2 kg cm	1.41×10^5	2.54×10^5	1.78×10^5	
Wl^3 kg cm ²	1.07×10^{11}	3.49×10^{11}	1.72×10^{11}	
斷面二次モーメント $I = \pi(d_o^4 - d_i^4)/64$ cm ⁴	80.26	80.26		
ヤング率 E kg/cm ²	2.1×10^6 (假定)	2.1×10^6 (假定)		
EI kg/cm ²	1.69×10^8	1.69×10^8		
斷面係數 $Z = \pi(d_o^4 - d_i^4)/32d_o$ cm ³	24.70	24.70		
Wl^3/EI cm	6.85×10^2	20.7×10^2	10.2×10^2	
$A\rho l^2 = Wl^2/g$ kg sec ²	1.44×10^2	2.59×10^2	1.82×10^2	
$\pi^2/A\rho l^2$ kg ⁻¹ -sec ⁻²	6.88×10^{-2}	3.81×10^{-2}	5.42×10^{-2}	
一屈 次荷 座重 P_1	$\left\{ \begin{array}{l} \text{兩端支持} \\ \text{一端支持一端固定} \\ \text{兩端固定} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 2.22 \times 10^3 \\ 2.19 \times 10^3 \\ 4.48 \times 10^3 \\ 8.75 \times 10^3 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 1.23 \times 10^3 \\ 1.21 \times 10^3 \\ 2.48 \times 10^3 \\ 4.84 \times 10^3 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 1.75 \times 10^3 \\ 1.73 \times 10^3 \\ 3.55 \times 10^3 \\ 6.90 \times 10^3 \end{array} \right.$
一屈對力 次荷す の重 座に應 P_1/A	$\left\{ \begin{array}{l} \text{兩端支持} \\ \text{一端支持一端固定} \\ \text{兩端固定} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 0.93 \times 10^2 \\ 1.90 \times 10^2 \\ 3.71 \times 10^2 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 0.51 \times 10^2 \\ 1.05 \times 10^2 \\ 2.06 \times 10^2 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 0.73 \times 10^2 \\ 1.50 \times 10^2 \\ 2.93 \times 10^2 \end{array} \right.$
ス 振速 の動 度 自 の 角 由 α_1	$\left\{ \begin{array}{l} \text{兩端支持} \\ \text{一端支持一端固定} \\ \text{兩端固定} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 12.3 \\ 19.2 \\ 27.8 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 6.79 \\ 10.6 \\ 15.4 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 9.67 \\ 15.1 \\ 21.9 \end{array} \right.$
同 上 振 動 數 n	$\left\{ \begin{array}{l} \text{兩端支持} \\ \text{一端支持一端固定} \\ \text{兩端固定} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 1.95 \\ 3.05 \\ 4.43 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 1.08 \\ 1.69 \\ 2.45 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 1.54 \\ 2.41 \\ 3.49 \end{array} \right.$
同 上 周 期	$\left\{ \begin{array}{l} \text{兩端支持} \\ \text{一端支持一端固定} \\ \text{兩端固定} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 0.51 \\ 0.33 \\ 0.23 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 0.93 \\ 0.59 \\ 0.41 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 0.65 \\ 0.42 \\ 0.29 \end{array} \right.$
自重による最大曲げ應力(兩端固定一端支持一端固定) $Wl^2/8Z$ kg/cm ²	7.12×10^2	12.9×10^2	9.0×10^2	

註(1) 中間支持(第1圖)の影響をみるために用いるが、中間支持より左方にあるスタンゲン部分を無視して數値計算を行つた。

註(2) ρ は棒の質量で、 g は重力の加速度(980cm/sec²)である。棒の比重 $\gamma = \rho g$ で、 $W = A\gamma$ (A は棒の斷面積)の関係があるから $A\rho l^2 = Wl^2/g$ が成立する。

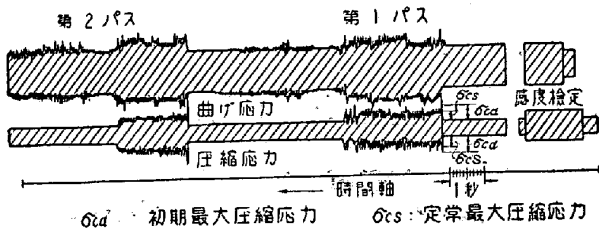
註(3) 棒の横振動の角速度は $\alpha_1 = \phi^2 \times \frac{1}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{A\rho}}$ によつて與えられる。 ϕ は支持條件によつてきまる常數で

両端支持の場合 $\psi = \pi$, 一端支持及び一端固定の場合 $\psi = 3.972$, 両端固定の場合 $\psi = 4.730$ である。振動数 $n \approx \alpha l / 2\pi$, 周期 $T \approx 1/n = 2\pi / \alpha v$ 。

III. 実験結果

(a) 実験順序

現場実験であるため、与えられた実験時間に制限があったので、実験の目的を達成しうるよう第2表に示す順序を選んだ。1 1/2" だガス管粗材の圧延日程は2日間であつたため、歪計位置5(第1図)における測定を行えなかつたが、歪計5は予備として設けたもので、軸圧縮力を測定する目的からいえば実施した実験で十分である。以下に各実験番号について得られた結果を報告する前に、一般的な特徴を述べる。第3図は実験番号(ii)で得た



第3図 オツシログラフによる記録、実験(ii)

結果であるが、図から最初大きな衝撃応力、(初期最大圧縮応力 σ_{ca}) が作用するが、直ちに定常最大圧縮応力 σ_{cs} に達し、その後応力値は連続的に減少することがわかる。興味深いのは、圧縮応力の記録に魚骨状の応力変動のあることで、このような応力変動は断面減少率の大きい粗スタンドの第1パスの後期に共通して認められた。圧延が進むにつれて、軸圧縮応力が連続的に減少してゆく理由は明らかでないが、芯金と管の間の摩擦係数が圧延の進行と共に変化する事等に帰せられるものと思

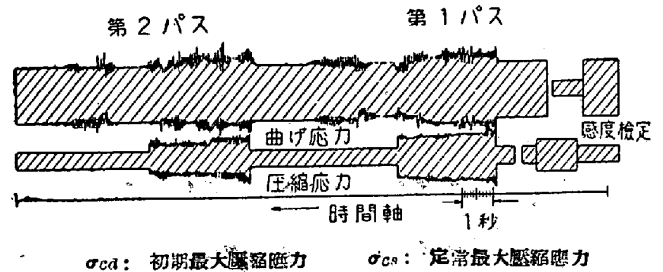
う。曲げ応力は軸圧縮力の影響を受けて、図のように変動する。曲げ応力の変動については後に詳しく述べる。

(b) 実験結果

実験(i), (ii)は第2表附記に記したような理由で良好な結果が得られなかつたが、その他の実験結果から得られた主な結論を、粗スタンドと仕上りスタンドにわけて述べる。

粗スタンドにおける実験結果：(実験(iii), (vi), (vii), (viii))

前に示した第3図は歪計位置4(実験(iii)), 第4図は

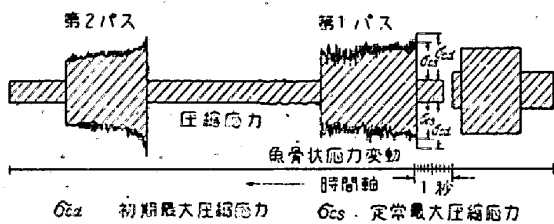


第4図 歪計位置1における測定結果：実験(vii)

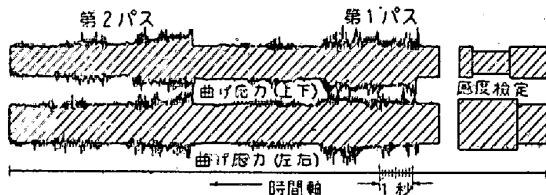
位置1(実験(vii))における測定結果である。圧縮応力の変動は当然両者とも同一の傾向を示すが、曲げ応力の変動はやや様子を異にしている。これは歪計位置の差、スタンゲン先端近くのバネとローラ、スタンゲンとフェールソグの衝突等によるものと考えられるが、十分解析することは困難である。ただスタンゲン末端に近い歪計4における曲げ応力が大きいことから、作業時スタンゲン末端の支持条件は固定に近いことがわかる。第5図は

第 2 表

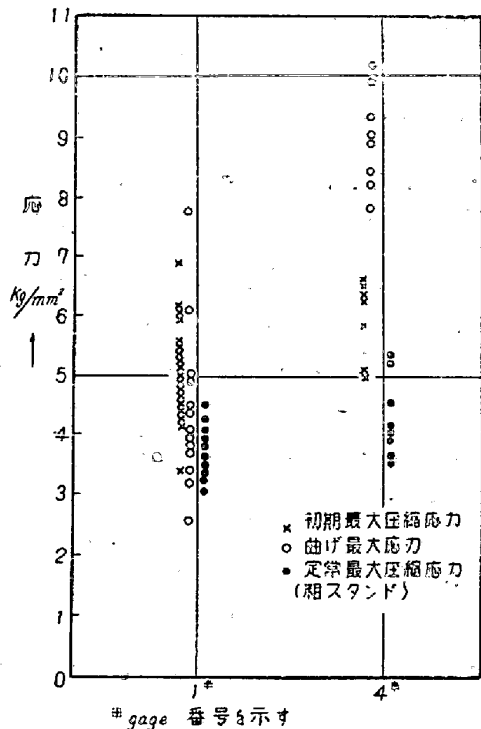
実験番号	スタンド	歪計位置	貼付箇所	測定應力	記 号	附 記
(i)	粗(Ⅲ)	1	上 下	曲 げ	1-1	管が歪計にかぶり歪計が焼けたため中止。
(ii)	仕上(Ⅱ)	2	上 左 下 右	曲 縮 げ	2-1~	実験はじめのため良好な写真は僅か
		2	上 左 下 右	曲 縮 げ	2-15	
(iii)	粗(Ⅲ)	4	上 上 下 下	曲 縮 げ	4-1~	中間支持の影響を調べるために行つた
		4	上 上 下 下	曲 縮 げ	4-10	
(iv)	仕上(Ⅱ)	2	上 上 下 下	曲 縮 げ	2.3-1~	上下左右の曲げを比較
		3	上 上 下 下	曲 縮 げ	2.3~5	
(v)	仕上(Ⅱ)	2	上 上 下 下	曲 縮 げ	2.2-1~	同 上
		2	上 上 下 下	曲 縮 げ	2.2~14	
(vi)	粗(Ⅲ)	1	上 上 下 下	曲 縮 げ	1A-1~	実験(i)の再実施
		1	上 上 下 下	曲 縮 げ	1A-8	
(vii)	粗(Ⅲ)	1	上 上 下 下	曲 縮 げ	1B-1~	圧縮応力のクローズアップ
		1	上 上 下 下	曲 縮 げ	1B-14	
(viii)	粗(Ⅲ)	1	上 上 下 下	曲 縮 げ	1B-15~	圧延温度を下げた
		1	上 上 下 下	曲 縮 げ	1B-22	
(ix)	仕上(Ⅱ)	2	上 上 下 下	曲 縮 げ	2A-1~	
		2	上 上 下 下	曲 縮 げ	2A-7	



第5圖 壓縮應力變動のクローズアップ
實驗 (v)



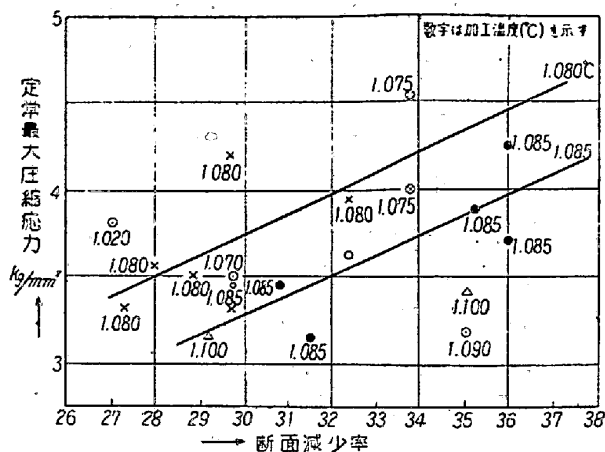
第6圖 上下左右の曲げ応力の比較：實驗 (vi)



第7圖 各歪計位置に於ける壓縮及最大曲げ応力の
測定値の分布(粗スタンド)

圧縮応力の変動を正確に調べるためクローズアップして
とつた記録である。實驗 (vi) は上下左右の曲げの差を
調べるために行つたが、この測定結果に関する限り、両
者の差はほとんどない。第6圖は測定結果の一例である。

第7圖は粗スタンドで得た各歪計位置における、軸
圧縮応力と曲げ応力の分布状況を示す。初期最大圧縮応
力は定常最大応力に比べて変化の市の大きいことがわか
る。第8圖は断面積減少率と定常最大応力の関係を求め

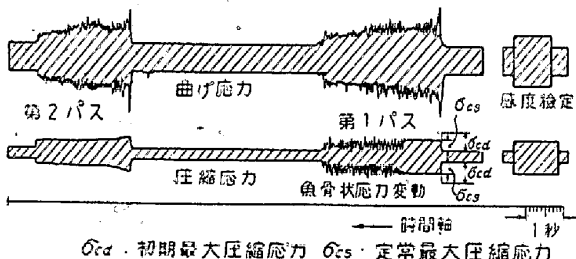


第8圖 断面減少率と定常最大壓縮應力の關係
(粗スタンド)

たものである。(實驗 vii 及び viii による)。圖から断
面減少率の増加および温度の低下と共に、軸圧縮荷重、
したがつて圧延力が大きくなることわかる。

仕上スタンドにおける實驗結果：實驗 (iv), (v), (ix)

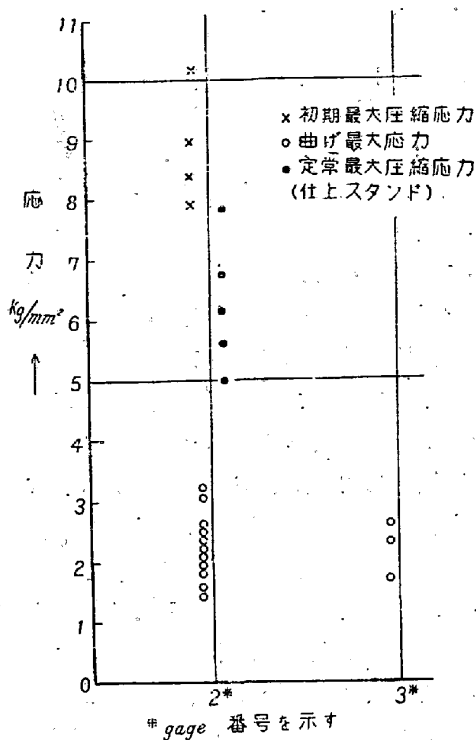
第9圖は歪計位置2における測定結果である。傾向は



第9圖 歪計位置2における測定結果 (實驗 ix)

粗スタンドとほぼ同じであるが、断面減少率が小さいた
めか、圧縮応力に魚骨状変動が認められない。第10圖
は各歪計位置における両応力の分布を、第11圖は温度
と定常最大圧縮応力の関係を示す。實驗 (ix) は特に温
度の影響をみるため管粗材の温度を下げて行つた。圖か
ら温度の低下によつて軸圧縮荷重が急に増大することが
わかる。また一般に仕上スタンドにおける断面減少率が
粗スタンドにおけるそれよりも小さいにかかわらず、軸
圧縮荷重は大きかつた。したがつて管の温度の低下を防
止するため、なるべく短時間に圧延を終える必要がある。

實驗 (iv) は中間支持 (第1圖) の影響をみるために
中間支持の前後の歪計 (位置 2・3) によつて曲げ応力を
測定したものである。各位置における曲げ応力にはほと
んど差がなかつたから、實驗の際に用いられていた支持
方法 (鋼棒と木材による方法) は棒の変位を防止するが
モーメントを伝える支持方法 (すなわち固定ではなく、
いわゆる支持) であつたことがわかる。



第 10 圖 各歪計位置に於ける壓縮及最大曲げ
應力の分布 (仕上スタンド)

実験 (v) は歪計位置 2 において、上下、左右の曲げ
応力を測定したものである。粗スタンドにおける同じく
両者の差はほとんどなかった。

(c) 実験結果の考察

実測した軸圧縮応力を第 1 表の一次座屈荷重に対する
応力値と比較すると、初期最大圧縮荷重はもちろん、定
常最大圧縮荷重も、座屈の最も起り難い支持条件 (両端
固定) に対する座屈荷重を越えていることがわかる。実
際の終端条件は、定常時、両端固定と一端固定で一端支
持の中間にあると思われるが、圧延の初期には、最悪の
場合、片持梁に近いこともあろう。したがって一般に鋼
管圧延時の軸荷重は、スタンゲンの一次の座屈荷重を
越えているものと判定できる。また作業時の曲げ応力の
測定結果から、作業によるスタンゲン内の曲げ応力の増
加は、自重による最大曲げ応力の 1~2 倍の範囲に止ま
ることがわかった。これはフェールングによつて棒の屈
曲が防止され、曲げ応力の大きさが一定の範囲内に制限
されるためである。曲げ応力の変動を十分解析すること
は困難である。しかしながら以上の結果および曲げ応力
の変動の周期から、スタンゲンは作業開始直後大きく変
形してフェールングに衝突し、その後自由振動の周期よ
り短い周期で、フェールングや進んできた管に衝突を繰
り返しながら、振動をつづけるものと思われる。

IV. 動的應力下の座屈

スタンゲンは水平に支えられているから、自重を考慮
に入れて問題を取り扱う必要がある。比較的短い時間内
にスタンゲンがフェールングに衝突するのは、自重によ
る初期撓みに帰せられるものと考えられる。

動的応力下の座屈問題の微分方程式は

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + P \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + A\rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = W \dots\dots\dots(1)$$

で、(1) 式を支持方法による境界条件と自重による初
期撓みの条件を用いて解けばよい。ここにヤング率、 I :
断面二次モーメント、 P : 軸荷重、 A : 棒の断面積、 $W =$
 $A\rho g$: 棒の単位長さの重量である (第 12 図)。前に述べ
たように、定常時における実際の終端条件は両端固定と
一端固定一端支持の中間にあると思われるが、計算が面
倒であるから、両端支持として解き、大体の傾向を知る
に止めた。実際、測定した圧延機ではスタンゲンの先端
近くが、最初ローラーを介してパネで支えられており、
作業時にはローラーから離れるから、支持条件に不確定
な因子が多く、最悪の場合には片持梁に近くなることも
考えられる。

微分方程式 (1) の解 y は

$$EI \frac{\partial^4 y_0}{\partial x^4} + P \frac{\partial^2 y_0}{\partial x^2} = w \dots\dots\dots(2)$$

$$EI \frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4} + P \frac{\partial^2 y_1}{\partial x^2} + A\rho \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} = 0 \dots\dots(3)$$

の解の和 $y = y_0 + y_1$ によつて与えられる。初期条件は
棒の自重による撓み曲線 $y_{initial} = y^*$ である。(2) 式
の解および y^* を両端支持の条件で求めると、Fourier
級数に展開して、

$$y^* = \frac{Wl^4}{24EI} \left(\frac{x}{l} - \frac{2x^3}{l^3} - \frac{x^4}{l^4} \right)$$

$$= \frac{Wl^4}{EI} \times \frac{4}{\pi^5} \left[\frac{\sin \pi x/l}{1^5} + \frac{\sin 3\pi x/l}{3^5} \right]$$

$$y_0 = \frac{Wl^4}{16EIu^4} \left[\frac{\cos u(1-2x/l)}{\cos u} - 1 \right] - \frac{Wl^2}{8EIu^2} x(l-x)$$

$$= \frac{Wl^4}{EI} \times \frac{4}{\pi^5} \left[\frac{1}{1^5} \cdot \frac{\sin \pi x/l}{1^2 - (2u/\pi)^2} + \frac{1}{3^5} \cdot \frac{\sin 3\pi x/l}{3^2 - (2u/\pi)^2} + \dots \right]$$

となる。ただし、 $2u/\pi = \sqrt{P/P_1}$ 、 P_1 は一次の座屈荷重
である。実験結果から軸荷重 P は P_1 より大きく、三次
の座屈荷重 P_3 より小さいことがわかったから、 $P_1 < P$
 $< P_3$ として初期条件 $y_{initial} = y^*$ として (1) 式
の解を求めると、

$$y = \frac{Wl^4}{EI} \times \frac{4}{\pi^5} \left[\frac{1 - (2u/\pi)^2 \cos \alpha_1 t}{1 - (2u/\pi)^2} \sin \frac{\pi x}{l} \frac{1}{3^5} \cdot \frac{3^2 - (2u/\pi)^2 \cos \alpha_1 t}{3^2 - (2u/\pi)^2} \sin \frac{3\pi x}{l} + \dots \right] \dots \dots (4)$$

を得る。ただし

$$\alpha_1^2 = \frac{\pi^2}{A\rho l^2} (P - P_1) = \frac{\pi^2 P_1}{A\rho l^2} [(2u/\pi)^2 - 1] \dots (5)$$

$$\alpha_1'^2 = \frac{3^2 \pi^2}{A\rho l^2} (P_3 - P) = \frac{3^2 \pi^2 P_1}{A\rho l^2} [9 - (2u/\pi)^2] \dots (6)$$

である。(4) 式の第 1 項は時間と共に増加するが、第 2 項以下は振動をあらわす。P₃ に十分近くない限り、第 2 項以下の値は小さく、これを省略することができる。粗スタンドについて数値計算すると第 3 表の結果を得る。

第 3 表

$\frac{2u/\pi}{(2u/\pi)^2 = P/P_1}$ α_1 1/sec	1.5 2.25 13.7	2.0 4.00 21.3	2.5 6.25 28.1
y_{max} {t=1/20sec t=1/25sec} cm	12.0 10.6	15.1 12.5	19.8 15.2
y_{max}^* {t=1/20sec t=1/25sec} cm	3.7 2.3	6.9 4.3	11.5 6.9
M_{max} {t=1/20 sec t=1/25 sec} kg/cm ²	2.6×10^4 2.3×10^4	3.3×10^4 2.7×10^4	4.3×10^4 3.3×10^4
σM_{max} {t=1/20 sec t=1/25 sec} kg/cm ²	10.6×10^2 9.4×10^2	13.4×10^2 11.1×10^2	17.5×10^2 13.5×10^2
$\sigma M_{max} - \sigma M_{max}^*$ {t=1/20 sec t=1/25 sec} kg/cm ²	9.5×10^2 2.3×10^2	6.3×10^2 4.0×10^2	10.4×10^2 6.4×10^2
軸圧縮応力 σ_c kg/cm ²	2.8×10^2	3.7×10^2	5.8×10^2
$\sigma_c + \sigma_{M_{max}}$ {t=1/20 sec t=1/25 sec} kg/cm ²	13.4×10^2 12.2×10^2	17.1×10^2 14.8×10^2	23.3×10^2 19.3×10^2

y_{max}: 棒の最大撓み, y_{max} - y^{*}_{max}: 初期撓みからの増加, M_{max}, σM_{max}: 最大曲げモーメントと曲げ応力, σM_{max} - σM_{max}^{*}: 曲げ応力の増加, σ_c + σM_{max}: 棒に作用する最大応力であつて、両端支持の場合これらはいずれも棒の中央 x=l/2 に生ずる、*印はすべて自重による最初の状態に対応する。以上の計算結果から、粗スタンドのスタンゲンは約 1/20 秒でフェールングに衝突し、最大曲げ応力の増加（即ち軸荷重を衝撃的に受け、フェールングによつて撓みを制限されている場合に測定される最大曲げ応力）は 10kg/mm² 以内にあることがわかる。しかしながら実際スタンゲンに作用する最大応力は 20kg/mm² に達する可能性がある。

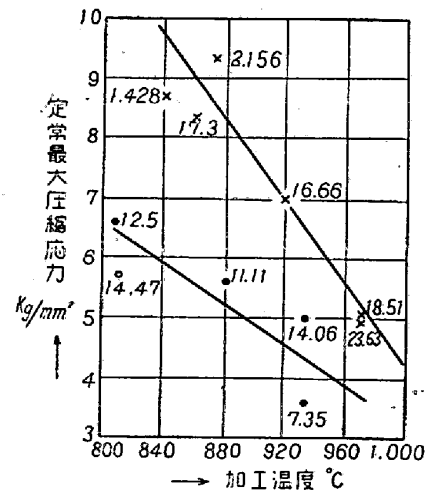
最大曲げ応力 σM_{max} は (4) 式によつて第 1 項以下を無視すると、

$$\sigma M_{max} = \frac{|M_{max}|}{Z} = \frac{EI}{Z} \left(\frac{d^2 y}{dx^2} \right) \quad x = \frac{l}{2} \Big| = \frac{P_1 \times y_{max}}{Z} \dots \dots (7)$$

で与えられ (P₁ 一次の座屈荷重), y_{max} ははフェールングの寸法によつて決まるから、フェールングの寸法と棒の寸法が与えられると、σM_{max} を求めることができる。したがつてこれと軸圧縮応力 σ_c を加えることによつて、スタンゲンに作用する応力を推定できる。実際の場合の支持条件は理論計算で仮定した両端支持の条件と異なるが、(7) 式によつて σM_{max} を計算し (y_{max} にフェールングの直径を用いるのがよいと思う)、軸荷重 P を実験または仮定して σ_c がわかれば、スタンゲンのうける最大応力を概算できる。以上の理論計算で得た第 3 表の数値は u_{max} に達する時間（すなわちスタンゲンがフェールングに衝突するまでの時間）、曲げ応力の増加 (σM_{max} - σ^{*}M_{max}) 等の点ではほぼ実験値に近い。また軸荷重が座屈荷重より十分大きく、屈曲の防止がフェールングによつて行われるものとする、中間に支持を設けても、(7) 式の P₁ がかえつて大きくなり、スタンゲンの屈曲防止に対する効果をあまり期待することはできない。

V. ストップベンに作用する力

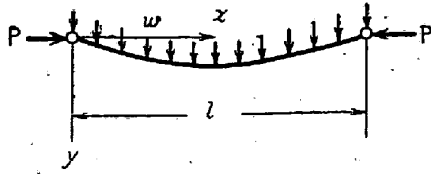
実験の際に用いられたストップベンの寸法を第 11 図に示した。作業時にはストップベンの平行部の中央がロール



第 11 図 加工温度と定常最大圧縮応力の関係 (仕上スタンド)

*印は第 1 パス、•印は第 2 パス、数字は壓下率(%)

中心間を結ぶ直線上にあるように配置する。管はロールとストップベンの間で変形をうけるが、変形は主として肉厚の減少であつて外径の変化率は僅かであるから、変形



第 12 圖

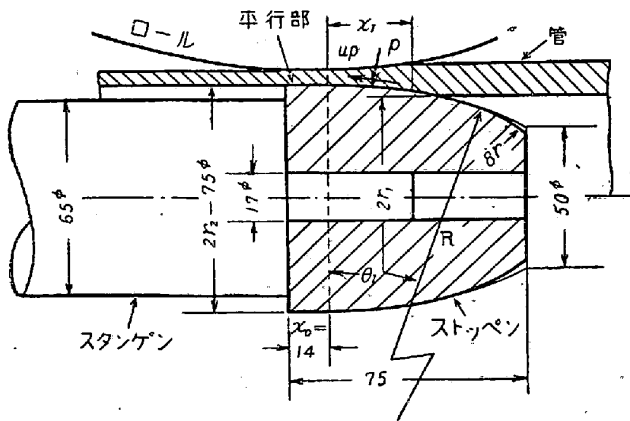
を平面歪状態とみなすことができる。したがってプラグ・ミルによる圧延を薄板の圧延と類似の方法で取り扱うことができる。ロール面の圧力分布は薄板の場合と同じく中性点を持つ山形分布となるものと思われる。詳細な理論的検討は、将来ロール圧下力とトルクを測定した後に行うこととし、ここではストップエンに作用する圧力 P が均一分布であるという粗い仮定を設けて、P の値を推定することにした。P および摩擦係数 μ を一定とすると、ストップエンに作用する力の水平方向および垂直方向の分力は、

$$\begin{aligned} \text{水平分力} &= \pi P [\mu \times 2r_2 x_0 + (r_2^2 - r_1^2) + \mu \\ &\quad \{R^2 \theta_1 + x_1(r_1 + r_2 - R)\}] \\ \text{垂直分力} &= P [2r_2 x_0 - \mu(r_2^2 - r_1^2) \\ &\quad + \{R^2 \theta_1 + x_1(r_1 + r_2 - R)\}] \dots \dots \dots (8) \end{aligned}$$

となる。x₀ は平行部の長さである。ストップエンと管材の接触長さ x₁ が R に比し小であれば円弧を直線でおきかえてもよく、その場合 (8) 式は

$$\begin{aligned} \text{水平分力} &= \pi P [\mu \times 2r_2 x_0 + (r_2^2 - r_1^2)(1 + \mu \cot \theta')] \\ \text{垂直分力} &= P [2r_2 x_0 + (r_2^2 - r_1^2)(-\mu + \cot \theta')] \dots (9) \end{aligned}$$

となる。(第 13 図)



第 13 圖

ここで (9) の第 1 式によつて、P の値を推定してみよう。ストップエンに作用する力の水平分力はスタンゲンに作用する軸圧縮力に外ならないから、

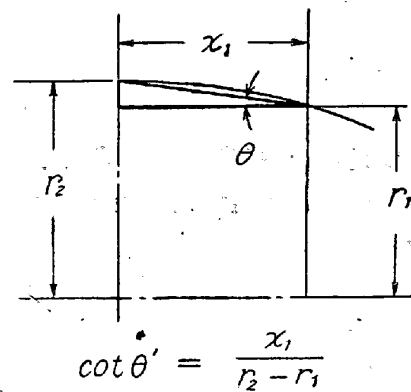
$$P = \frac{P(\text{スタンゲンの軸荷重})}{\pi [\mu \times 2r_2 x_0 + (r_2^2 - r_1^2)(1 + \mu \cot \theta')] } \dots (10)$$

を得る。r₂ = 75/2mm, x₀ = 14mm として r₁ = 74/2 およ

び 73/2mm について (10) を数値計算すると、

$$\begin{aligned} P \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) &= \frac{P(\text{kg})}{62 \cdot 1\mu + 1 \cdot 17} \\ &= \frac{\sigma_0(\text{kg/cm}^2)}{26\mu + 0 \cdot 05}; (r_1 = 74/2\text{cm}) \\ P \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) &= \frac{P(\text{kg})}{73 \cdot 9\mu + 2 \cdot 32} \\ &= \frac{\sigma_0(\text{kg/cm}^2)}{3 \cdot 1\mu + 0 \cdot 10}; (r_1 = 73/2\text{cm}) \end{aligned}$$

となる。ただし σ₀ = P/(スタンゲン断面積) であつて、歪計で測定した値に外ならない。σ₀ は (3~8) × 10² kg/cm² であつたから、μ = 0 とすると、P の値は非常に大きくなる。したがつて、かなり大きい摩擦が作用しているものと考えられる。また管がロールによつてストップエンの方に圧されるから、r₁ の値は仮定した値より小さくなることが想像され、実際の P の値は以上の推定値よりずつと小さいものとなる。



第 14 圖

VI. 結 論

以上の実験と理論計算の結果、次のことがわかつた。

- (1) プラグ・ミルによる鋼管圧延作業において、スタンゲンに作用する軸圧縮荷重は一次の座屈荷重より大きくなる可能性が十分あり、フェールングの設置は不可欠で、しかもその内径をできるだけ小さくする必要がある。
- (2) 作業時にスタンゲンに作用する最大応力は棒とフェールングの内径寸法から推定することができる。また軸荷重が座屈荷重を越えるのが一般であるから、中間支持によつて棒を支持してもその効果はあまり期待できない。
- (3) 加工温度は軸圧縮力、したがつて圧延に要する力に大きい影響を持つから、短時間内に圧延を終る必要がある。

(4) 現在の作業条件下においては、スタンゲン内の応力が最悪の場合、 $25\text{kg}/\text{mm}^2$ 前後になる可能性があるから、降伏点の高いスタンゲン材料を用い、これを 300°C 以下に冷却する必要がある。

(5) 軸荷重からロール圧下力およびストッペンに作用する圧力を推定したところ、摩擦係数 $\mu=0$ とするといずれの値も非常に大きくなった。したがって圧延時には大きい摩擦が作用し、また管はロールで押しこまれるため、ストッペンと理論値より大きな接触面積で接触しているものと考えられる。より正確な結論を得るために

はロール圧下力等の測定にまたなければならない。

(後記) この研究実施にあたって、東大生産技術研究所の鈴木教授、大井助教授の御指導と御協力を得、また実験に際し同研究所、浅野、輪竹、小倉の諸氏の御援助を得たことを感謝する。尙又、面倒な現場実験に際し、協力を惜しまれなかつた日本特殊鋼管本社工場の関係諸氏の御努力を多とする。

最後に本実験結果の公表を許可された同社社長須永巳代次氏に深く謝意を表す。(昭和 28 年 6 月寄稿)

スチーフエル・マンネスマン式穿孔機による 製管法の研究 (III)

(抑へ板間隔の影響)

昭和 27 年 11 月本会講演大会にて講演

井 上 勝 郎*・加 藤 信*

STUDIES ON THE PROCESS OF PIERCING SEAMLESS STEEL TUBES BY THE STIEFEL-MANNESMANN PIERCING MILL (III)

(Effects of Distance Between Top and Bottom Guide Shoes)

Katsuro Inouye and Mikoto Kato

Synopsis:

By the actual use of the Stiefel-Mannesmann piercer, the authors studied the effects of distances between top and bottom guide shoes made different as wide as possible upon the state of piercing phenomena from practical points of view. The results obtained were summarized as follows:

- 1) As the distance between top and bottom guide shoes increased while the other factors being kept constant, both the outside diameter and inside diameter of tubes became increased, while the wall thickness of tubes was kept constant, resulting in the decreased rate of elongation. However, the effects of these variations upon the practical operation were not so great to be taken into consideration. Nevertheless, when the distance between both top and bottom guide shoes was set wide open, the radii of both ends of the pierced shell became considerably larger.
- 2) The twist of tube surface increased.
- 3) While almost no variation was found in the main deformation, the swell of the circumference of the shell was conspicuously observed in the course of piercing operation, together with increase of the elliptic degree.

* 日本特殊鋼管株式会社