The Society of Naval Architects of Japan

(昭和 17 年 11 月 8 日造船協會講演會に於て講演)

造船用鈑曲げローラーに就て (第 2 報)[1]

正員 工學博士 寺 澤 一 雄[2]
工學士 太 田 浩[3]

1 前 言

鈑を所要の曲度に曲げる場合、この曲度と上部ローラーの下降量との關係、更に第1報に於いて報告されたる成果を應用して此等とローラーが受ける最大荷重との關係等を求め、なをその他、ローラーの設計に於いて必要なる馬力及び下部ローラー間の間隔等を理論的に決定する事を目的として研究が行はれた。

2 成 果

本研究の成果は次の如くである。

1) 板の厚さ、曲げ曲度、上部ローラーの下降量及び最大荷重等の間の一般的關係

2) 鈑を所要の曲度に曲げる爲に必要なる仕事量の算出法

3) 下部ローラー間の間隔を與へる所の公式

以上の成果を實地に使用して、ローラーを設計する場合には、曲げられるべき鈑の厚さの外に最大曲度が與へられなければならぬ。なを馬力の算定及び下部ローラー間の間隔決定に當つては、ローラーと鈑の間の摩擦係數及機械各部間の摩擦係數等が與へられねばならぬ。本研究に於いては從來より經驗的に呈出されてゐる諸摩擦係數の値を使用し、すべてを安全側に見積つて、夫々の計算がなされた。

3 上部ローラーと鈑の曲げ曲度の關係

一回のロール作業が完了した場合には、鈑は各部一樣な曲度を持つものと考へて大過ない。斯く考へる時は、この場合の鈑とローラーとの位置的關係は第1圖に示される如くになる。勿論この場合もローラーは剛體であり、何等の變形も起さぬものと一應考へることゝする。

第 1 圖は鈑が ρ なる半徑に曲げられた時の圖であり、同圖から次の關係が得られる。

---

(1) 造船用鈑曲げローラーの强さについて; 造船協會々報第 69 號, 昭和 16 年 12 月を以て第 1 報とする。

(2) 大阪帝國大學教授 (工學部造船學科)

(3) 芝浦共同工業株式會社技師

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

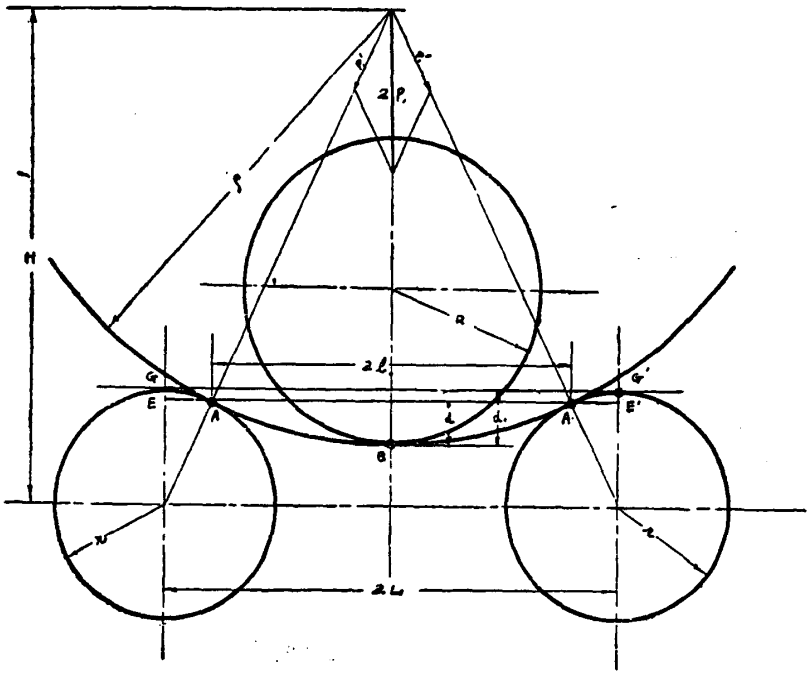
$$\left.\begin{aligned}\rho\cos\gamma&=l\\ L-r\cos\gamma&=l\end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots(3\cdot1)$$

これより

$$\cos\gamma=\frac{L}{\rho+r} \quad \cdots\cdots(3\cdot2)$$

$$\therefore\quad l=\rho\frac{L}{\rho+r} \quad \cdots\cdots(3\cdot3)$$

こゝで $2l$ は第1圖から明かなる如くに、變化したスパンの長さを示してゐる。勿論このスパンはローラーに鈑を取付けて、只一回で上部ローラーを所要の量だけ下降した時のスパンの長さとは異るはづである。



第 1 圖

次に上部ローラーの下降量 d_1 と曲げ半徑 ρ との關係を求める。第1圖を參照して

$$d_1=r-(H-\rho)$$

然るに

$$H=(\rho+r)\sin\gamma$$

$$\therefore\quad d_1=(\rho+r)(1-\sin\gamma) \quad \cdots\cdots(3\cdot4)$$

(3·1) によつて

$$\sin\gamma=\sqrt{1-\cos^2\gamma}$$

$$=\frac{\sqrt{(\rho+r)^2-L^2}}{(\rho+r)} \quad \cdots\cdots(3\cdot5)$$

(3·4) と (3·5) とより

$$d_1=(\rho+r)-\sqrt{(\rho+r)^2-L^2} \quad \cdots\cdots(3\cdot6)$$

こゝで d_1 は第1報に於いて求められた所の、上部ローラーの最初の下降量 $(y_{p(x=l)}+\overline{GE})=Y$ に等しいと見る事が出來る。然るに Y とローラーが受ける荷重との關係は第1報に於いて求められて

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

ゐる故に、こゝで鈑の曲げ曲度と荷重との關係が得られるわけである。勿論嚴格な意味からすれば d_1 と Y とを等しくする事は前述の如く少々不當の樣にも思はれるが、然し兩者間の差異も亦餘り大きくない事も確である故に、こゝでは上述の如くにして、ρ と $2P$ との關係、從て又 ρ と全荷重 W との關係を求める樣にした。

ロール作業が完了した瞬間に上部ローラーが受ける力を近似的に求めて見れば次の樣になる。第1圖に示されてゐる如く、板の單位幅當りに働らく全荷重を $2P_1$ とすれば、同圖から

$$P_1'=\frac{P_1}{\sin\gamma} \quad \cdots\cdots(3\cdot7)$$

が得られ、この P_1' は下部ローラーの抗力を示してをり、A 點及び A' 點に於いて圖に示されてゐる如き方向に働らいてゐる。今 P_1' を水平分力 P_h' 及び鉛直分力 P_v' とに分ければ次の樣になる。

$$\left.\begin{aligned}P_h'&=P_1'\cos\gamma=P_1\cot\gamma\\P_v'&=P_1'\sin\gamma=P_1\end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots(3\cdot8)$$

此の場合、鈑に働らく最大曲げモーメント M は鈑と上部ローラーの接觸點に於ひて働らいてゐる故に M は次の樣になる。

$$M=P_v'\times l+P_h'\{d_1-r(1-\sin\gamma)\}$$

この式へ、(3·1), (3·4) 及び (3·8) を代入すれば

$$M=P_1\rho\cot\gamma \quad \cdots\cdots(3\cdot9)$$

なを、(3·9) を (3·2) 及び (3·5) を用ひて變化すれば次の樣になる。

$$M=P_1\frac{\rho L}{\sqrt{(\rho+r)^2-L^2}} \quad \cdots\cdots(3\cdot10)$$

而して、この場合 M と ρ との間の關係が明にされてゐれば、(3·10) 式を用ゐる事によつてローラーによつて曲げられる曲度 ρ と其の際上部ローラーが受ける力 P_1 との關係が知れる筈である。(3·10) に於ける M と ρ との關係は鈑材の應力—歪み關係から計算によつて求められる所の塑性曲げモーメントと塑性曲げ曲度との關係とは必ずしも一致するとは考へられぬが、上記兩關係間の差異も亦餘り大であるとは思へぬ故に、玆では簡單の爲に兩關係は一致するものとする。斯くする時は $M-\rho$ 關係は第1報に於ける (6) 及び (10) 又は近似式 (11) によつて示されることになる。それ故今實際問題として ρ が與へられる時は前記諸式により M がわかり、之を (3·10) を變化して得られる所の

$$P_1=M\frac{\sqrt{(\rho+r)^2-L^2}}{\rho r} \quad \cdots\cdots(3\cdot11)$$

に代入する事によつて P_1 が求めらる。從つて $2P_1$ に鈑の全幅を乘ずれば上部ローラーの受ける全荷重が知られることになる。

こゝで問題になるのは、こゝで求められた全荷重と第1報に於いて求められた全荷重の關係である。第1報に於ける荷重は同報で說明した如く、最初に必要な量だけ上部ローラーを沈下せしめて、そこでロール作業をなして、鈑に必要な曲度を考へる場合の最大荷重であるが、第2報に於ける荷重は上

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

部ローラーを極めて少しづゝ降下し、その都度ロール作業をなして鈑の曲度を徐々に增大して行く樣にした場合に、最後に上部ローラーが受ける荷重を意味してをる。從つて前者は鈑に所要の曲度を與へる場合の最大荷重と見ることが出來. 後者は鈑に所要の曲度を與へる爲に必要な最小荷重と見ることが出來る。卽ち實際のロール作業に於いては. 上述の兩荷重の中間の荷重が最大荷重として上部ローラーに働らくものと考へられる。夫故設計計算に當つては勿論前者の荷重、卽第1報に於いて求められた最大荷重を使用する方が安全である。

4 加工曲度と永久曲度

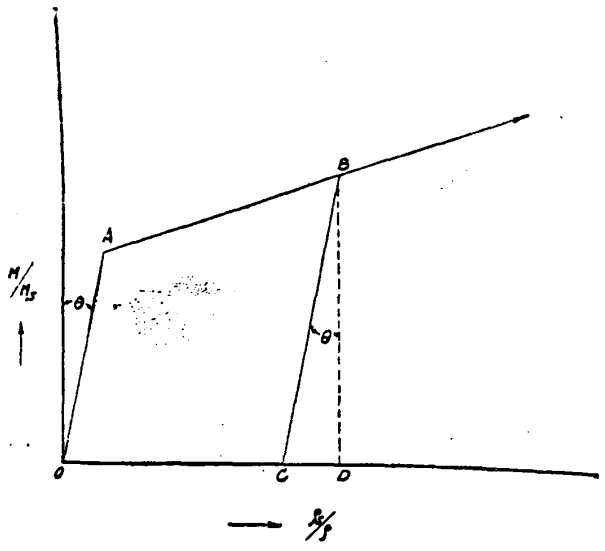
ロール作業が完了した瞬間の曲度と曲げられた鈑をローラーから取外した後の曲度とは當然異るべきである。卽ち鈑をローラーから取外す場合又は鈑からローラーに働らいてゐた力がローラーに掛らぬ樣にした場合には、ローラーが鈑に對して及ぼしてゐた曲げモーメントが除去される故に、これに對應して所謂「跳ね返り」(spring back) が起り、鈑の半徑は大に. 曲度は小になる。今假に前者の曲度を加工時の曲度と云ふ意味で加工曲度と呼び.「跳ね返り」が起つた後の曲度を永久曲度と呼ぶことゝする。而して、上述の諸考察はすべて加工曲度についてなされたものである事を注意しなければならぬ。然るに實際上要求される所の曲度はすべて永久曲度である故に、これら兩曲度間の關係が知られなければならぬことは當然である。換言すれば、要求せられる永久曲度から加工曲度を求め、この加工曲度迄曲げる爲に必要なローラーの强度を知らねばならぬ。

加工曲度と永久曲度との關係を求めるには、與へられた材料の曲げモーメント——曲げ曲度關係から出發しなければならない。吾々は簡單の爲に第 1 報 (11) 式によつて示される所の近似關係式から出發することにする。卽ち同式は次の樣に書くことが出來る。

$$\frac{\rho_s}{\rho}=\lambda_1\frac{M}{M_s}+\nu_1 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(4\cdot1)$$

こゝで ρ 及び M は曲げ半徑及び曲げモーメントを示し、ρ_s 及び M_s は最大應力が下降伏點 σ_s に達した瞬間の曲げ半徑及び曲げモーメントである。又 λ_1 及 ν_1 は材料によつて變化する所の常數である。

(4·1) 式を圖示すれば第 2 圖 $\overline{AB}$ 直線の如くになり、$\overline{OA}$ 直線は彈性曲げに於ける ρ_s/ρ と M/M_s との關係を示してゐる。今 B 點まで曲げて行つて. こゝで外から働らいてゐる曲げモーメントを取り去る事にすれば、この場合の M/M_s と ρ_s/ρ との關係は $\overline{BC}$ 直線によつて示



第 2 圖

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

され、曲げモーメントが全部取り去られた時は C 點に來る。[4] 換言すれば B 點によつて示される所の加工曲度まで曲げられたものは、外からの曲げモーメントが取り去られた時は「跳ね返り」を起してC點によつて示される様な永久曲度に戻つて來るわけである。而して $\overline{OA}$ と $\overline{CB}$ とは平行であり、OA と縦軸とにて挟まれる角 θ は次の様である。[5]

$$\tan\theta=\frac{M/M_s}{\rho_s/\rho}=1 \quad \cdots\cdots(4\cdot2)$$

以上によつて $\overline{OC}$ に等しい ρ_s/ρ によつて示される永久曲度を得る爲には、$\overline{OD}$ に等しい ρ_s/ρ によつて示される所の加工曲度まで曲げねばならぬと云ふことになる。$\overline{OC}$ と $\overline{OD}$ との關係は同圖から

$$\overline{OD}=\overline{OC}+\overline{BD}\tan\theta \quad \cdots\cdots(4\cdot3)$$

今永久曲度を $1/\rho_1$ にて示し、加工曲度は上述の諸考察に於けると同様に $1/\rho$ によつて示す事とすれば

$$\overline{OC}=\rho_s/\rho_1,\quad \overline{OD}=\rho_s/\rho,\quad \overline{BD}=M/M_s$$

これらを (4·3) に代入すれば次の様になる。

$$\frac{\rho_s}{\rho}=\frac{\rho_s}{\rho_1}+\frac{M}{M_s}\tan\theta$$

この式に (4·1) 及び (4·2) を代入すれば ρ と ρ_1 との關係式が得られる。

$$\frac{\rho_s}{\rho}=\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_1-1}\right)\left(\frac{\rho_s}{\rho_1}-\frac{\nu_1}{\lambda_1}\right) \quad \cdots\cdots(4\cdot4)$$

前述した如く、一般に要求せられる曲度は $1/\rho_1$ であるから、(4·4) を用ひて $1/\rho$ を知ることが出來、この $1/\rho$ によつて示される所の曲度迄鈑を曲げるに必要なるローラーの強度を求むればよいわけである。

5 ローラーの運轉に要する馬力

ローラーの運轉に要する馬力を大別して、上部ローラーを圧下げるに要する馬力と下部ローラーを運轉して鈑を左右に動かし一様な曲度に曲げる爲に必要な馬力とに分ける事が出來る。而して此等馬力は鈑に所要の曲度を與へるのに幾段の操作によるかによつても亦變化すべき者である。然し此處では一回の操作によつて所要の曲度を與へるものとの想定のもとに馬力を求めた。然し實際には實地に鈑を曲げる場合の有樣を考慮して、上記馬力より所要馬力を求める様にしなければならぬ。

(1) 上部ローラーを圧下げるに要する馬力

上部ローラーを所要の深さ即ち $(y_{p(x=l)}+GE)$ だけ圧下げる場合に必要な馬力は圧下ネジの摩擦に打ち勝つ爲の馬力、鈑の中央部に $(y_{p(x=l)}+GE)$ だけの撓を與へる爲の馬力及び支梁吊上げ用バネに

---

[4], [5]; 著者: 軟鋼の曲げ加工並に曲げ加工による殘留歪及殘留應力の研究; 造船協會會報 63 號, 昭和 16 年 3 月。

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

抗して圧下げる爲の馬力に分ける事が出來るが、最後の馬力は非常に小さく一般に無視する事が出來る故に、こゝでは前二者の馬力を求めることにする。

こゝで問題になるのは圧下ネジに掛る圧力であるが、これは鈑曲げに於ける鈑の抗力である故に、上部ローラーの下降量即ち圧下げ量によつて變化すべきものである。勿論この變化を考慮に入れて馬力を計算する事は容易ではあるが、實際問題としてはそれ程の必要もない樣に思はれる故に、最大抗力、換言すれば第1報で求められた所の最大荷重が最初から終りまで一定の値で作用してゐるものと考へてよい。斯く考へる時は、圧下ネジの摩擦係數を f_1 とし、ネヂに掛る全圧力を W とすれば、全摩擦は (Wf_1) となる。圧下げ速度を v_1 とし、ネジの外徑を d_1 とし、更にネジの刻みを h_1 とすればネジの周邊速度は

$$\pi \cdot d_1 \cdot \frac{v_1}{h_1}$$

で示される故に、單位時間當りの仕事は

$$W \cdot f_1 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \frac{v_1}{h_1}$$

となる。從つてこの時の馬力 A_1' は kg, m, m/sec 等の單位を用ひて、次の樣になる。

$$A_1' = W \cdot f_1 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \frac{v_1}{h_1} \cdot \frac{1}{75} \quad \cdots\cdots(5\cdot1)$$

次に鈑に撓を與へる爲に要する馬力を求めて見る。これは第 1 報第 12 圖に示されてゐる所の W と $\{y_{p(x-l)}+\overline{GE}\}$ との關係曲線、即ち荷重——下降量曲線を積分すれば容易に求められるが、こゝではやはり前述した如く、最初から最大荷重が常に働らいてゐるものと假定して計算する事にした。即ち次の樣になる。

$$A_2' = W \cdot v_1 \frac{1}{75} \quad \cdots\cdots(5\cdot2)$$

從つて、上部ローラーを壓下げるに要する馬力 A_1 は A_1' と A_2' との和となるわけであるが、これらに於ては未だウオーム齒車及齒車の效率が考慮されてゐない故に、この效率 η_1 を考慮して全馬力 A_1 は次の樣に與へられる。

$$A_1 = \frac{1}{\eta_1}(A_1' + A_2') \quad \cdots\cdots(5\cdot3)$$

こゝで注意すべき事は、この場合の電動機は A_1 なる馬力のものたると同時に W なる力を出し得るものでなければならぬと云ふ事である。

(2) 下部ローラーの運轉に要する馬力

下部ローラーの運轉に要する馬力も亦大別して2つとする事が出來る。即ち鈑を曲げて一樣な曲度を與へる爲の馬力とローラー首部の摩擦に打ち勝つて上下 3 本のローラーを回轉する爲の馬力である。先づ後者から求める事にする。

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

鈑曲げ操作に於ける鈑の移動速度を v_2 とし、ローラー首部の摩擦係數を f_2 とし、なをローラー首部とローラーの直徑の比を上下兩ローラー共に γ_1 とする。この時上部ローラー首部にかゝる壓力も全部で W であり、又下部兩ローラーの首部にかゝる壓力も亦全體で W である故に上下ローラーの首部に働らく全摩擦力は $2 \cdot f_2 \cdot W$ となる。又各首部の周邊速度は $v_2 \cdot \gamma_1$ で示される故に、kg, m, m/sec 等の單位を用ふる事にすれば、この場合の馬力 A_3' は次の樣に示すことが出來る。

$$A_3' = 2W f_2 v_2 \gamma_1 \frac{1}{75} \cdots\cdots (5\cdot4)$$

次に鈑曲げに要する馬力を計算して見る。先づ鈑の單位幅を取り、これの dx なる長さの部分の曲げエネルギを計算して見る。それには中立軸から y だけ離つた所に面積 df_1 長さ dx なる素片を考へこれに曲げ應力が働らく場合の事柄から出發しなければならぬ。今この部分に σ なる曲げ應力が働らき、この時の伸は εdx であるとする。更に應力が $\sigma+\delta\sigma$ となつた時の伸を $(\varepsilon+\delta\varepsilon)dx$ とすれば、新たになされた仕事は、

$$\sigma \cdot dx \cdot d\varepsilon \cdot df$$

となる。然るに伸 ε は、ρ を曲度半徑とすれば

$$\varepsilon = \frac{y}{\rho}$$

となる故に

$$\sigma \cdot d\varepsilon \cdot dx \cdot df = \sigma \cdot y \cdot d\left(\frac{1}{\rho}\right) \cdot dx \cdot df$$

これを $f=1\times t$ なる斷面積について積分すれば

$$d\left(\frac{1}{\rho}\right) \cdot dx \int_f \sigma \cdot y \cdot df = M d\left(\frac{1}{\rho}\right) \cdot dx$$

となる。從つて鈑の $(1\times1\times t)$ なる體積當りについての全仕事 T は

$$T = \int_0^{1/\rho} M d\left(\frac{1}{\rho}\right) \cdots\cdots (5\cdot5)$$

と書くことが出來る。こゝで注意すべきは M は鈑の單位幅當りについての曲げモーメントであると云ふ事である。なを (5·5) は彈性曲げた對しても、塑性曲げに對しても當嵌る式である。

(5·5) を鈑曲げの場合に當嵌めて見る。(5·5) を彈性曲げに對するものと塑性曲げに對するものとに分ければ次の樣になる。

$$T = \int_0^{1/\rho_y} M d\left(\frac{1}{\rho}\right) + \int_{1/\rho_y}^{1/\rho} M d\left(\frac{1}{\rho}\right) \cdots\cdots (5\cdot5')$$

こゝで ρ_y は近似曲げ曲線卽ち第 2 圖に於ける A 點に對應する曲げ半徑を示してゐる。而して第 2 圖を參照すれば $\overline{OA}$ 部分と $\overline{AB}$ 部分の M と $1/\rho$ との關係は夫々次の樣に示される事は前述した如くである。

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

$$\left.\begin{aligned}\frac{\rho_s}{\rho}&=\frac{M}{M_s}\\ \frac{\rho_s}{\rho}&=\lambda_1\frac{M}{M_s}+\nu_1\end{aligned}\right\}$$

これを (5·5) に代入すれば

$$T=\frac{M_s}{\rho_s}\left[\int_0^{\rho_s/\rho_y}\frac{\rho_s}{\rho}d\left(\frac{\rho_s}{\rho}\right)+\int_{\rho_s/\rho_y}^{\rho_s/\rho}\left(\frac{1}{\lambda_1}\frac{\rho_s}{\rho}-\frac{\nu_1}{\lambda_1}\right)d\left(\frac{\rho_s}{\rho}\right)\right]$$

$$=\frac{M_s}{\rho_s}\left[\frac{1}{2}\left(\frac{\rho_s}{\rho_y}\right)^2+\frac{1}{2\lambda_1}\left\{\left(\frac{\rho_s}{\rho}\right)^2-\left(\frac{\rho_s}{\rho_y}\right)^2\right\}-\frac{\nu_1}{\lambda_1}\left\{\left(\frac{\rho_s}{\rho}\right)-\left(\frac{\rho_s}{\rho_y}\right)\right\}\right]\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(5\cdot6)$$

なを ρ_s/ρ_y 及び $(\rho_s/\rho_y)^2$ は ρ_s/ρ にくらべて一般に小さい故に、これらを無視すれば

$$T=\frac{M_s}{\rho_s}\cdot\frac{\rho_s}{\rho}\cdot\left\{\frac{\rho_s}{2\rho}-\nu_1\right\}\frac{1}{\lambda_1}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(5\cdot6')$$

(5·6) に (4·1) の關係を代入して變化すれば

$$T=\frac{M}{\rho}-\frac{1}{2}EI\frac{1}{\lambda_1\rho^2}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(5\cdot7)$$

となる。

以上計算されたる T は鈑の $(1\times1\times t)$ なる體積當りに就ての曲げ仕事を示してゐる。夫故これに鈑幅 B 及び鈑の移動速度 v_2 を掛ければ鈑の全幅に對し單位時間になされなければならぬ仕事が求められる。この場合の單位も亦 kg, m, m/sec 等とすれば、下部ローラーを運轉して鈑を曲げる爲に要する馬力 A_4' は次の様になる。

$$A_4'=\left(\frac{M}{\rho}-\frac{1}{2}EI\frac{1}{\lambda_1\rho_2}\right)\cdot B\cdot v_2\cdot\frac{1}{75}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(5\cdot8)$$

斯くして下部ローラーの運轉に要する全馬力は驅動裝置の效率を η_2 として次の様になる。

$$A_2=\frac{1}{\eta_2}(A_3'+A_4')\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(5\cdot9)$$

6 鈑とローラーとの間の摩擦及び下部ローラー間の距離について

ローラーの廻轉につれて鈑が左右に移動しつゝ曲げられる時、ローラーと鈑との間の摩擦係數は如何程の値を取るべきか、又下部ローラー間の距離は如何にして決定すべきかをしらべて見る。

第1圖を參照して、ローラーが右方向に廻轉して鈑を移動せしめる場合を考へて見る。同圖に於ける $2P_1$, P_1' 等は單位幅の鈑についての力である。從て鈑幅 B を是等に乘ずれば全體の力が出るわけであるが、こゝでも亦簡單の爲に鈑の單位幅について考へる事とする。今鈑とローラーとの間の摩擦係數を f_3 とすれば A 及 A' 兩點に働らく全摩擦力は $(2f_3P_1')$ となる。下部ローラーはこの力にさからつて鈑を移動せしめるわけであり、今單位長さだけ鈑を移動したとすれば、この爲に下部兩ローラーがなした仕事は

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

$$2f_3P_1'\times 1 \quad \cdots\cdots(a)$$

となる。

下部ローラーが廻轉して鈑を移動すると云ふ事は、B 點に於ては鈑を曲げると同時に上部ローラーをその摩擦によつて廻轉する事である。B 點に於いて鈑を曲げると云ふのは、この點のみについて見れば或る曲度を持つてゐる部分に更に大なる曲度を與へると云ふ事であるが、鈑全體について觀察すれば單位長さだけ鈑が移動したが爲に各部分の曲度がそれに應じて增大する事になり、この爲の仕事は丁度單位長さの部分のみを所要の曲度まで曲げる場合の仕事と大差ないと考へられる。從て單位長さの移動につれて鈑が曲げられる爲に要する仕事は (5·7) によつて次の樣に示される事になる。

$$\left(\frac{M}{\rho}-\frac{1}{2}\frac{EI}{\lambda_1}\frac{1}{\rho^2}\right)\times 1 \quad \cdots\cdots(b)$$

前述した如く、鈑の移動に伴つて上部ローラーが廻轉するのは、鈑とローラーの間の摩擦力がローラー首部の摩擦力に打ち勝つからであり、ローラー首部の摩擦係數及び首部とローラーの直徑の比を前述した如く f_2 及び γ_1 とすれば、單位長さの鈑の移動に伴ふ上部ローラーの廻轉に費される仕事は次の樣になる。

$$2P_1f_2\gamma_1\times 1 \quad \cdots\cdots(c)$$

下部ローラーの廻轉につれて鈑が移動する爲には、(a), (b), (c) なる3種の仕事の關係は當然次の樣でなければならない。

$$2f_3P_1'\geqq\frac{M}{\rho}-\frac{1}{2}\frac{EI}{\lambda_1}\frac{1}{\rho^2}+2P_1f_2\gamma_1$$

こゝで右邊第2項は第1項に比較して小さい故に、これを無視すれば上式は次の樣になる。

$$2f_3P_1'\geqq\frac{M}{\rho}+2P_1f_2\gamma_1 \quad \cdots\cdots(6\cdot1)$$

(6·1) 式に於いて (3·5), (3·7), (3·10) 即ち

$$\left.\begin{aligned} P_1' &= P_1\frac{1}{\sin\gamma} \\ \sin\gamma &= \frac{\sqrt{(\rho+r)^2-L^2}}{(\rho+r)} \\ M &= P_1\frac{\rho L}{\sqrt{(\rho+r)^2-L^2}} \end{aligned}\right\}$$

等を代入すれば次式が求められる。

$$f_3\geqq\frac{L}{2(\rho+r)}+f_2\gamma_1\frac{\sqrt{(\rho+r)^2-L^2}}{(\rho+r)} \quad \cdots\cdots(6\cdot2)$$

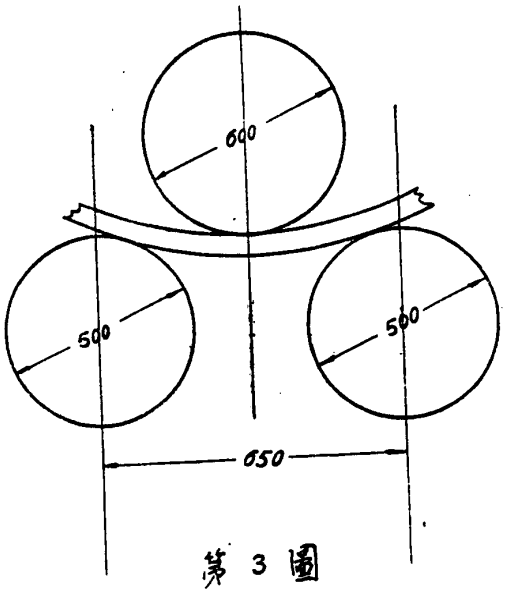
(6·2) 式は下部ローラー間の距離 L, 鈑の曲度半徑 ρ 及び摩擦係數 f_3, f_2 等の間の關係を示す式であり、ローラーの基本設計に對し重要な式であると考へられる。一般に f_3, f_2 等は常數と考へてもよい故に (6·2) から鈑の曲げ曲度と下部ローラー間距離との關係が求められる。而して曲度を大にする爲にはローラー間の距離 L を小にしなければならぬ事がわかる。

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

7 實 例 計 算

3～6 に於ける研究結果を利用して、厚さ 40 mm 幅 12000 mm のデユコール鋼鈑を永久半徑 2500 mm なる圓形に曲げる爲に必要なる曲げローラーの計算を行つて見る。而してローラーの直徑及び下部ローラー間距離は一應第 3 圖に示す如くに定める。又各ローラーの兩端支點間の距離は 12820 mm とする。即ち次の樣なローラーについての計算を行ふ事にする。



第 3 圖

$$\left.\begin{aligned} &t=40\text{ mm},\quad B=12000\text{ mm}\\ &\rho_1=2500\text{ mm},\quad R=300\text{ mm}\\ &r=250\text{mm}\quad 2L=650\text{ mm}\end{aligned}\right\}\cdots\cdots(7\cdot1)$$

(1) 最大荷重の計算

永久半徑 $\rho_1=2500$ mm に曲げる爲に必要なる加工半徑 ρ を求めなければならぬ。これは (4·4) に附錄に於ける $(F\cdot2)$ の數値を代入して得られる次式から計算せられる。

$$\frac{\rho_s}{\rho}=1\cdot022\frac{\rho_s}{\rho_1}+1\cdot40\cdots\cdots(7\cdot2)$$

而してこれはデユコール鋼板の場合には常に使用され得る關係式である。こゝで ρ_s は、附錄に示されてゐる σ_s, E 及び (7·1) に於ける t 等の値を用ひて次の如く計算せられる。

$$\rho_s=\frac{E}{\sigma_s}\frac{t}{2}=13450\text{ mm}$$

$$\therefore\quad \frac{\rho_s}{\rho_1}=\frac{13450}{2500}\fallingdotseq5\cdot40$$

この値を (7·2) に入れて

$$\frac{\rho_s}{\rho}=6\cdot92$$

從つて加工半徑 ρ は次の樣になる。

$$\rho=1950\text{ mm}\cdots\cdots(7\cdot3)$$

所要の半徑に曲げる場合、只一回の操作によつて曲げる時、ローラーは最大荷重を受けるものと考へる。換言すれば、ローラーに鈑を喰ひ込ませて、上部ローラーを所要の深さだけ降下した瞬間の荷重が最大であることは第 1 報で述べた通りである。而して、これを知るには、この際の鈑の撓と荷重との關係を知る必要があるが、なをそれ以前に注意すべき事は、鈑の撓みが增すにつれて、鈑のスパンが減少して行くことである。即ちスパンが如何に減少して行くかを知らねばならぬ。これは第 1 報に於いて述べた方法によつて知ることが出來る。而してこの爲に必要なる量 C は

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

$$C=\frac{2}{3}\frac{E_1}{E}\frac{\sigma_s}{t}$$

$$=0.0000248\,E_1 \quad \cdots\cdots(7.4)$$

より計算せられる。こゝで E_1 は l/t によつて變化する故に、p を副變數とする所の E_1-l/t の關係曲線を求めておけば、任意の l/t についてのそれを知る事が出來るわけであるが、この場合には

$$\frac{L}{t}=\frac{300}{40}=8.13$$

である故に

$$\frac{L}{t}=8$$

の場合のものを其儘用ひても大した誤はない。從つて簡單の爲に附錄第3表に於ける $l/t=8$ の場合の E_1 を終始使用することゝする。而してスパンの補正の爲の方程式は第1報 (30) に、L 及 r の値を代入して次の樣に得られる。

$$\left.\begin{aligned} a^2+b^2&=62500\\ C(325-a)&=\frac{a}{b}\end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots(7.5)$$

(7.5) に (7.4) を代入し、p の夫々の値についての E_1 を用ひれば、夫々の場合についての a 及 b を知ることが出來る。而してその計算の結果は第1表に示されてゐる如くである。なを參考の爲に第1表には各場合の E_1 及 C の値も示されてゐる。第1表に於ける a の値を用ひて

$$\frac{l}{t}=\frac{(L-a)}{t}$$

を求むれば、荷重、從つて p と共にスパンが如何に減少して行くかを知ることが出來る。

次に附錄に於ける計算により、卽ち附錄第2表を用ひて、p を副變數として l/t と $\delta_{p(x=1)}$ の間の關係曲線を附錄第2圖の如く製作しておけば、これにより前述の $(L-a)/t=l/t$ の各値について、夫々の p に對する $\delta_{p(x=1)}$ を知ることが出來、第1表の如くになる。然るに p 及び $\delta_{p(x=1)}$ は第1報 (23) により

$$\left.\begin{aligned} p&=\frac{P}{P_s}\\ \delta_{p(x=1)}&=\frac{y_{p(x=1)}}{y_s}\end{aligned}\right\}$$

なるにより、P_s 及び y_s の値を知ることによつて、$p-\delta_{p(x=1)}$ 關係より $P-y_{p(x=1)}$ 關係が求められる。P_s 及び y_s は夫々

$$\left.\begin{aligned} P_s&=\frac{\sigma_s t^2}{6(L-a)}=8530\,\frac{1}{L-a}\ (\mathrm{kg/mm})\\ y_s&=\frac{2}{3}\frac{\sigma_s}{Et}(L-a)^2=0.0000248(L-a)^2\ (\mathrm{mm})\end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots(7.6)$$

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

より計算せられ、これ又第 1 表に示されてゐる。これらの諸値を用ひ、上述の式により

$$\left.\begin{aligned} 2P &= 2p \times P_s \\ y_{p(x=l)} &= \delta_{p(x=l)} \times y_s \end{aligned}\right\}$$

を第 1 表に示されてゐる如く計算することが出來る。こゝで $2P$ は單位幅の鈑の中央に働らく全荷重であり、逆に云へば上部ローラーの單位長さ當りに働らく荷重である。又 $y_{p\,x=l)}$ は $(L-a)$ なるスパンに於ける中央部の撓を示してゐる故に、これに $(r-b)$ を加算すれば $2P$ の各値に對する上部ローラーの全下降量を知ることが出來る。即ち

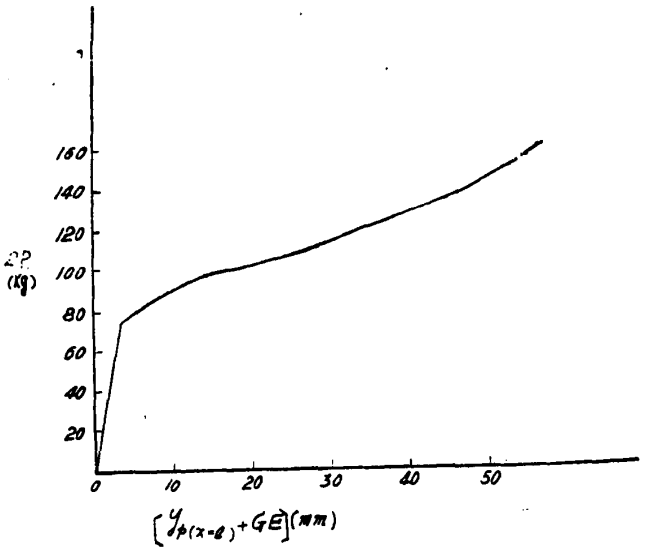
$$[y_{p(x=l)}+GE]=y_{p(x=l)}+(r-b) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(7\cdot7)$$

而して (7·7) を $2P$ の夫々の値に對して計算すれば第 1 表に示される如くになる。從つて、荷重 $2P$ と上部ローラーの全下降量 $[y_{p(x=l)}+GE]$ との關係曲線を第 4 圖の如くえがくことが出來る。この第 4 圖を用ひ 3 に於ける理論を應用して、所要の半徑に鈑を曲げる場合の最大荷重が知られるわけである。

鈑が眞圓に曲げられ得る（ローラーによつて）と考へた場合の上部ローラーの全降下量 d_1 とその時の加工半徑 ρ の間の關係は (3·6) によつて示される故に、これに (7·1), (7·3) の諸値を代入すれば

第 1 表

p	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2
E_1	2.1003	4.1414	8.8015	15.4250	23.60
C	0.0000521	0.0001027	0.0002208	0.000383	0.000586
a (mm)	4.20	8.10	16.75	28.30	41.10
b (mm)	249.90	249.80	249.40	248.40	246.60
$L-a-l$ (mm)	320.80	316.90	308.20	296.70	283.90
$\frac{L-a}{L}\cdot\frac{l}{L}$	8.02	7.92	7.71	7.42	7.10
$\delta_{p(x=l)}$	1.40	3.28	7.45	13.17	19.20
P_s (kg/mm)	26.60	26.90	27.70	28.75	30.05
y_s (mm)	2.550	2.480	2.354	2.183	1.995
$2P$ (kg/mm)	74.60	86.0	99.40	115.0	132.20
$y_{p(x=l)}$ mm	3.57	8.15	17.46	28.78	38.30
$(r-b)$ mm	0.10	0.20	0.60	1.60	3.40
d_1 (mm)	3.67	8.35	18.06	30.38	41.70



第 4 圖

$$d_1 \fallingdotseq 24 \text{ mm}$$

となる。こゝで

$$d_1=[y_{p(x=l)}+\overline{GE}]$$

とおけば第 4 圖より、$d_1=24$ mm に對し

$$2P=106 \text{ kg/mm}$$

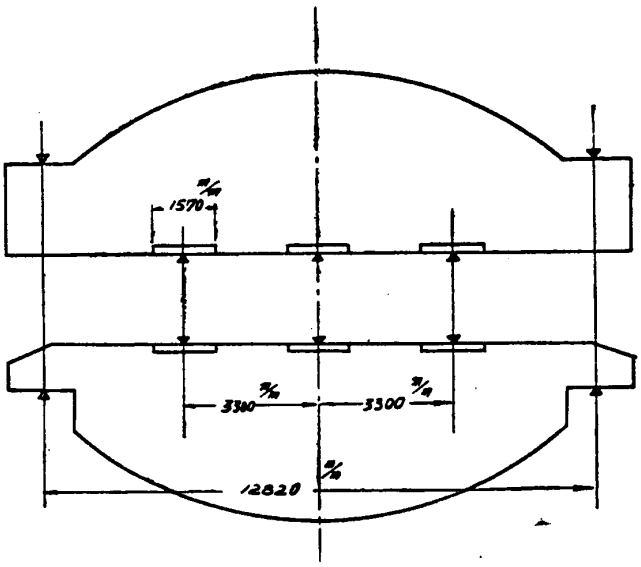
NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

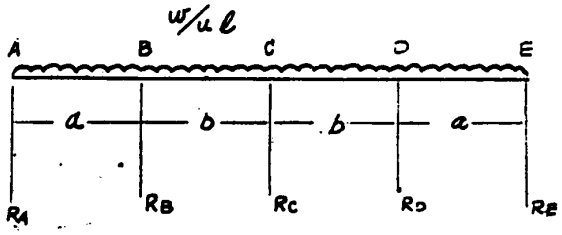
$$=1060 \text{ kg/cm}$$

が得られる。これに鈑幅 B を乗ずれば上部ローラーの受ける最大荷重の全體が求められるわけであるが、こゝでは計算を簡單にする爲に 1 cm 當りの荷重を 1000 kg とし、鈑幅のかはりにローラーの端支點間の距離 1282 cm を取ることにした。

以上の計算に於いてはローラーは端支點によつてのみ支持され、その中間には支點なきものとの假定のもとに行われたが、普通の大型ローラーは中央部に於いて支梁により支持されるのが普通である。而してこゝでは第5圖に示す如く中央部の 3 個所において更に支持せられてゐるものとした。勿論この支持は彈性支持ではあるが簡單の爲に剛性支持として計算を



第 5 圖



第 6 圖

進めることにした。即ちローラーは第6圖の如き連續梁であるとし w は前後の如く

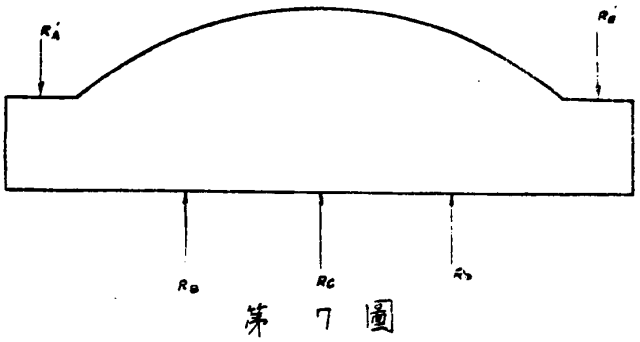
$$w=1000 \text{ kg/cm}$$

として最大曲げモーメントを求め、之より上部ローラーに働らく最大應力を次の様に求めた。

$$\sigma_{max} = 5{\cdot}10 \text{ kg/mm}^2$$

而して、下部ローラーに働らく最大應力はこの値より小さい事は明かである。

なを第 6 圖の R_B, R_C, R_D を求め、第 7 圖の如くにして、支梁の强度を計算する事も容易であるが、こゝでは都合により省略する。



第 7 圖

(2) 馬 力 の 計 算

(a) 上部ローラーを圧下げるに要する馬力

上部ローラーを圧下げる爲の馬力は、(5·3), (5·2), (5·1) によつて求められる。これらの式で W は

$$W=1000 \text{ kg} \times 1282 = 1282000 \text{ kg}$$

又 d_1, h_1, f_1, v_1 等は次の様に定めた。

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

$$d_1 = 0{\cdot}26\ \mathrm{m}$$

$$h_1' = 0{\cdot}022\ \mathrm{m}$$

$$f_1 = 0{\cdot}08$$

$$v_1 = 0{\cdot}03/60\ \mathrm{m/sec}$$

こゝで f_1 は機械工學便覽（昭和 12 年）632 頁第 71 表により計算し、安全側に見積つて定め、v_1 は在來のローラーの運轉速度を參考として定めた。

以上の量を (5·1) 及び (5·2) に入れて

$$A_1' = 25{\cdot}2\ \mathrm{HP}$$

$$A_2' = 8{\cdot}6\ \mathrm{HP}$$

なをウオーム齒車及齒車の效率 η_1 を

$$\eta_1 = 60\%$$

とすれば、(5·3) により上部ローラーを圧下げる爲の馬力は次の樣になる。

$$A_1 = \frac{1}{0{\cdot}6}(25{\cdot}2 + 8{\cdot}6)\mathrm{HP}$$

$$= 56{\cdot}4\ \mathrm{HP}$$

(b) 下部ローラーの運轉に要する馬力

下部ローラーの運轉に要する馬力は (5·4), (5·8), (5·9) から求められる。これらの式で、問題になるのは f_2, v_2 であるが、f_2 は f_1 と等しく取つておく、v_2 は普通にローラーを運轉する場合のものを參考とすればよい。斯くして必要な諸量はすべて次の樣である。

$$W = 1282000\ \mathrm{kg} \qquad f_2 = 0{\cdot}08$$

$$v_2 = 3{\cdot}7/60\ \mathrm{m/sec} \qquad \gamma_1 = 0{\cdot}7$$

$$B = 12\ \mathrm{m}$$

なを M は附錄 (F. 1) 式に、ρ_s, M_s の値を入れて求められ、I は單位幅の鈑の斷面の慣性モーメントの計算より求められ夫々次の樣になる。

$$M = 12950\ \mathrm{kg—m} \qquad \rho = 1{\cdot}95\ \mathrm{m}$$

$$E = 21500000000\ \mathrm{kg/m^2} \qquad I = 0{\cdot}00000533\ \mathrm{m^4}$$

こゝで M は鈑の 1 m 幅に働らく曲げモーメントである。

以上の數値を (5·4) 及 (5·8) に入れて次の樣に A_3' 及 A_4' が求められる。

$$A_3' = 110{\cdot}6\ \mathrm{HP} \qquad A_4' = 60{\cdot}4\ \mathrm{HP}$$

今驅動裝置の效率 η_2 を、$\eta_2 = 75\%$ とすれば

$$A_2 = \frac{100}{75}(60{\cdot}4 + 110{\cdot}6) = 228\mathrm{HP}$$

こゝで求められた A_2 及 A_1 は只一回の操作によつて所要の半徑に鈑を曲げる爲の必要馬力である

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

が、今かりに 3 回の操作によることゝすればどうなるかを考へて見る。3 回の操作によるとすれば勿論 A_1', A_2', A_3 及 A_4' は夫々上述の値より小さくなるが、A_1', A_2', A_3' の減少の仕方は非常に小さい事は明かである。然し A_4' のみは相當に小さくなり大ざつぱに見積つて約 1/3 となる。その理由は M はそれほど變化しないのに、1 回毎に曲げられる曲度の增加が只 1 回の操作による場合の約 1/3 であるからである。從つて A_2 のみがこの場合には次の様になるわけである。

$$A_2=\frac{100}{75}\left(\frac{60\cdot4}{3}+110\cdot6\right)=174\cdot5\ \text{HP}$$

而して、これでもなを安全側にあることは明かである。

(3) 下部ローラー間の距離について

下部ローラー間の距離 $2L$ は前述の如く

$$2L=650\ \text{mm}$$

と定められたが、これで果して所要の目的が達せられるか否かを、(6·2) 式を用ひてしらべて見ることにする。

(6·2) に於いて

$L=325$ mm　　$r=250$ mm

$\gamma_1=0\cdot7$　　$\rho=1950$ mm

$f_2=0\cdot08$

從つて、(6·2) は次の様になる。

$$f_3\geqq0\cdot1344$$

こゝで f_3 について考へて見るに、f_3 は鈑とローラー間の摩擦係數であるから相當の値を取るべきである。而して今機械工學便覽（昭和 12 年）209～210 頁第 3 表又は第 4 表によりかりに

$$f_3=0\cdot3$$

とすれば充分安全側にあることがわかる。したがつて斯くする時は (6·2) 式が成立する事は明であり下部ローラー間の間隔 $L=325$ mm が不合理でない事がわかる。以上

昭和 17 年 9 月

附　　錄

デュコール鋼鈑の塑性曲げ

塑性曲げに於ける曲げモーメト及び曲げ曲度の關係を求めるには、その材料の應力——歪關係が知られなければならぬ。デュコール鋼鈑より引張試驗片を取つて、これにつき引張試驗をした所應力——歪關係を示す所の常數並にその他の常數が次の様に求められた。

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

$$\left.\begin{aligned}\sigma_s &= 32{\cdot}0\ \mathrm{kg/mm^2}\\ \varepsilon_s &= 0{\cdot}001485\\ E &= 21500\ \mathrm{kg/mm^2}\\ a &= 0{\cdot}2973\\ d &= 0{\cdot}3611\\ n\mu &= 7{\cdot}0\\ \mu &= 1{\cdot}0\end{aligned}\right\}$$

これらの數値を用ひ第 1 報 (6) 及 (10) の兩式にしたがつて、曲げモーメント及曲げ曲度の關係を求むれば附錄第 1 表の如くになる。而してこれを圖示すれば附錄第 1 圖の曲線の如くになる。今この曲線を、これに近い直線にて置き代へることにすれば同圖に示されてゐる樣になり、この直線は次式を以て示される。

$$\frac{\rho_s}{\rho} = 46{\cdot}600\,\frac{M}{M_s} - 63{\cdot}840 \cdots\cdots\cdots (\mathrm{F.\ 1})$$

附錄 第 1 表

デュコール鋼鈑の $M/M_s - \rho_s/\rho$ 關係

ρ_s/ρ	1.0	7.0	10.0	15.0	20.0	30.0	50.0	80.0
M/M_s	1.0	1.490	1.550	1.699	1.830	2.032	2.30	2.550

而して (F. 1) 式は附錄第 1 圖から明かなる如く

$$\frac{M}{M_s} \geqq 1{\cdot}4$$

の範圍に當嵌る譯であり、之は $M/M_s = 1{\cdot}4$ に於て初めて塑性變形が開始される事を意味する。

以上の數値を用ひ

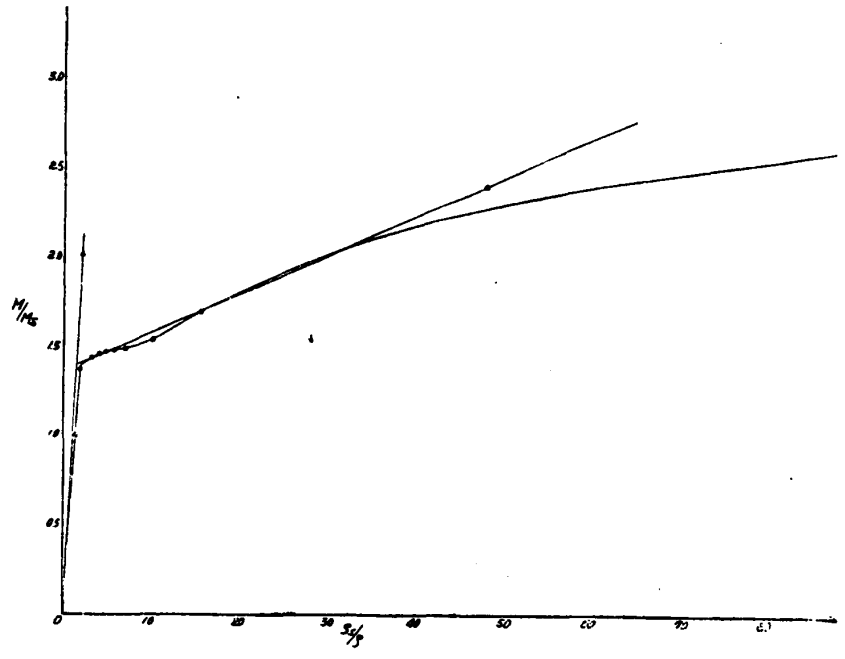
$$\frac{l}{t} = 5,\ 8,\ 12,\ 16$$

の 4 場合につき夫々、第 1 報に於ける (23), (26), (27 及 (28) 等の諸式によつて必要な計算を行ひ、中央の集中荷重と兩端支持梁の中央撓の關係、從つて $p-\delta_{p(x=1)}$ 關係を求むれば、各場合につき附錄第 2 表の如き結果が得られる。又ローラーに於けるスパンの補正に當つ

附錄 第 2 表

l/t を變化した場合の $\delta_{s(x=1)}$ の値

l/t \ p	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.5	2.8
5	1.40	3.260	7.435	13.113	19.799	31.193	43.915
8	1.40	3.275	7.435	13.163	19.975	31.885	45.814
12	1.40	3.303	7.464	13.208	20.337	33.304	49.913
16	1.40	3.335	7.485	13.263	20.995	35.110	57.080



附錄 第 1 圖

即ち第 1 報 (11) 式に於ける係數 λ_1 及び ν_1 は次の値を取ることになる。

$$\left.\begin{aligned}\lambda_1 &= 46{\cdot}600\\ \nu_1 &= -63{\cdot}840\end{aligned}\right\} \cdots\cdots\cdots (\mathrm{F.\ 2})$$

て必要なる量 E_1 と p との關係を l/t を前述の如く變化した場合について示せば附錄第 3 表の如くになる。

又附錄第 2 圖は p を副變數とした場合の l/t と $\delta_{p(x=1)}$ の間の關係を示すもので、これは附錄第 2 表

NII-Electronic Library Service

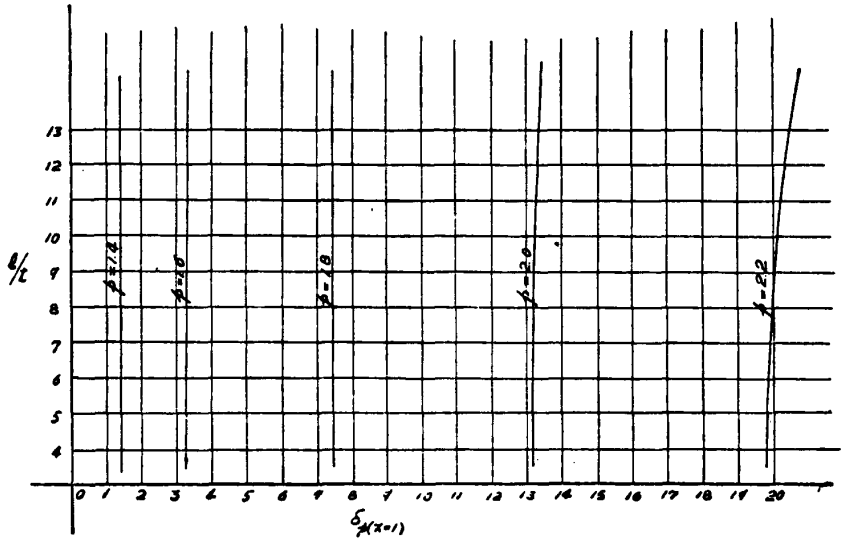
The Society of Naval Architects of Japan

附錄 第3表

l/t を変化した場合の E_1 の値

l/t \ b	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.5	2.8
5	2.100	4.126	8.788	15.356	23.351	37.471	53.817
8	2.100	4.181	8.802	15.425	23.591	38.434	56.521
12	2.100	4.170	8.829	15.568	24.084	40.406	62.095
16	2.101	4.220	8.852	15.604	24.880	42.957	69.606

によつて製作せられるものであるが、ローラーに於けるスパンの補正を行つた場合の $p-\delta_{p(x=1)}$ 關係を求める爲に必要な圖面である。



附錄 第2圖

討　　論

○座長(井口常雄君) 只今の御講演に對して御質問又は御討論が御座いましたら、どうぞ……。別に御發言がない樣ですから、私から著者御二人に御禮を申し上げたいと思ひます。寺澤君は從來塑性に就て深く御研究せられて居りましたが、今回はローラーの機構について研究されてその基本設計が出來、殊に馬力の算定までやられてゐる。私寡聞で存じませんが、恐らく從來の設計は經驗のみに依つてやつてゐたものでありませうが、矢張理論的根據がなくては、本當に良いものを作る事が出來ないのであります。その意味で大變有益な研究をなされたものと思ひます。著者に對し一同拍手を以て感謝の意を表したいと思ひます。(一同拍手)

NII-Electronic Library Service