



縦鋸盤の据付と運転上の問題点

小西 千代治

1. まえがき

縦鋸を往復運動させて挽材する縦鋸盤は、帯鋸、丸鋸盤とは異なった構造機構になっている。従って挽材に当たるとの鋸の切削条件も異なるし、又縦鋸特有の機械の運転に伴って起きる振動、荷重或は発熱の現象に応じた十分な強度を考えた設計がなされるべきである。一般に言われている縦鋸盤とは10数枚の鋸が一定の緊張量の下に鋸枠に固定されて、それが連結桿を介して伝達された力を利用して往復運動する高速度の大型機械であるため、力の伝達にあずかるクランク軸、クランクピン、クランクロッド、クロスヘッド部等のポイント部は擦れ、曲げ、圧縮などの荷重に対して十分耐久性のものでなければならぬ。わが国でも以前には使用された縦鋸盤が最近まで全く製作されなかったのはその後の利用目的の変化にも因るが、昔の縦鋸盤の欠陥とも言うか、止むを得ない特色として鋸速度が小さかったことが大きな原因と考えられる。機械を強固にするためには大型となり重量が増す上に、更にクランクの回転を上げるといことになると、加速度に伴う慣性力の増大を来し自ら限界速度を低い範囲に抑制せざるを得なかったと考えられる。それが冶金、設計、工作技術の進歩に伴い高速度で振動の少ない性能の高い機械の製作が可能になって来たことが、今日わが国でも再び縦鋸盤の再検討を見ることになったと考えられる。縦鋸盤の主要構造部としては1) クランク駆動部 - プーリ、クランク、メインシャフト、軸承部、クランクピン、クランクロッド、2) 機体 - サイドフレーム、ベースプレート、3) 鋸枠摺動部 - 鋸枠、スライドガイド、ガイド・シュー強制注油装置、4) オーバハング制御装置、5) 送材装置 - 出入口側送りローラ、ローラ駆動装置、材押え制御装置、材取出し装置、6) その

他 - ブレーキ、ダスト・シューターより成立っている。このうち鋸枠の往復運動方式にはシングル・アクテング、ダブル・アクテングの2通りがある。クランクロッドを鋸枠の中央直下に1本だけ連絡したクランク機構がシングル方式で、鋸枠の上部ビームの左右両方にコネクテング・ロッドを連絡したクランク機構のものがダブル方式と言うことになる。又送材方式には連続送り、断続送り、とその中間の方式があるが、連続送りの場合は動力源をクランク軸より摩擦車方式で求め、送りローラを恒速で即ち鋸枠の上下動に拘らず回転させている。又動力源を別のモーターで油圧方式でチェーンを介して送りローラを回転させているのもあるが、何れにしても鋸枠の上昇時即ち非切削時でも材を送る。そこでこの場合は材と歯先の摩擦を避ける意味で鋸をオーバハングさせている。断続送りでも動力源をクランク軸より求めているが、鋸枠の上下動の1サイクル内で送材速度が0から或る値まで周期的に変化し、鋸速度の遅い場合は送りも遅く鋸枠の上昇時には送材しない型式となっているようである。

縦鋸盤の構造機構の詳細は又別の機会にゆずるとしてここでは縦鋸盤の機構上の特色について触れて見たい。その前に大ざっぱ乍ら縦鋸の挽材条件が他の鋸と変わった点について見れば

i) 縦鋸は往復運動であるためクランクの1回転が鋸の上昇、下降2衝程に相当する。然も鋸速度は上、下死点では0で衝程の中央即ちクランク角度90°速度最大となるサインカーブを画く。この様に切削速度が絶えず変化するため材送り速度を一定にした場合1歯当り切込み量は変化する。

ii) 切削は下降時のみであるが上昇時もアサリ切先の接触抵抗及び摩擦を起すと考えられる。特に上昇の

瞬間に於てはたとえオーバハングされていても歯背側尖端が材に接触することは避けられない。又鋸屑の排除方向は下側と限らず歯室の状態によっては上側に来る。

iii) 曲げ応力を考慮しなくてよいため縦鋸は帯鋸に比べ十分な緊張量を与えることが出来る。又薄鋸では腰入れした方が効果的と考えられるが、帯鋸の目的のような背盛りを施す必要はない。

iv) 上下運動を繰返すため材押えが不安定である。

v) 帯鋸、円鋸による板挽では、挽かれた板の片側は自由の状態にあるが、縦鋸では鋸身間を通過するため、材の鋸身に与える圧縮等の影響は大きい。従って挽材中鋸身に発生する温度傾斜も縦鋸特有の状態を示す。

vi) 鋸歯の摩耗因子はi), ii) による影響のため複雑と考えられるし、又同一鋸でも鋸歯の位置により1ストローク当り切削長が異なる部分が出来、それも挽材幅によって変化してくる。

vii) 挽板厚は鋸間隔即ち挿入するスペーサの厚さ、及アサリの出によって定まり、従って板厚さのむらも、スペーサの厚さに不同がなければアサリの出の精度が唯一の条件となる。勿論帯鋸、丸鋸同様、鋸歯の振動も原因となるが、帯鋸の如き歩出し、オフセット条件の影響は考えなくてもよいことになる。

viii) 更にギャング・ソーの最も大きな欠陥とも言うべき点は、1枚の鋸による挽曲りが他の鋸に極端な圧縮を興え鋸身に歪みを来し遂には挽材不能に陥いる。

ix) 鋸掛けに当っては、鋸枠の往復運動の方向に対し、正確に鋸を取付け、然も鋸身は材の送り方向に平行に取付けることが必要である。

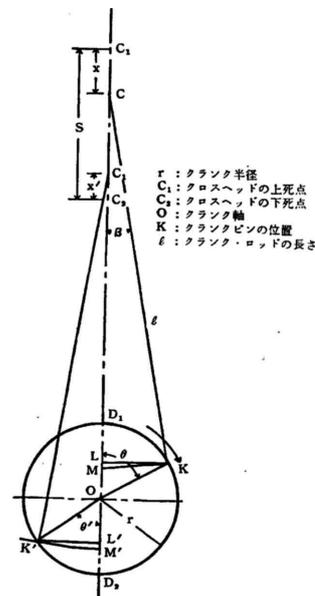
2. クランク連接桿機構

縦鋸盤の往復運動は回転運動を直線運動に変形する所謂クランク連接桿機構に属する。ディーゼル機関や、蒸気機関の如くピストン機関ではピストンに与えられた直線運動をクランク軸で連続回転運動に変形するのであるが、逆に回転運動を直線運動に変形するものとしては、縦鋸盤の他にはピストン型空気圧縮機などがある。縦鋸盤の設計、構造機構の詳述はともかく

とし縦鋸盤の基本的運動機構を知る意味でクランク連接桿機構について少しばかり説明する。

1) 鋸枠軸部の運動

縦鋸を取付ける鋸枠（サッシュ）が上下運動を繰返すのであるが、この鋸枠は上下2本の水平軸（サッシュビーム）にとり付けられた4個のガイドシューがフレームに取付けられてスライドガイド面を摺動する。クランクの回転運動は下部をクランクピンに上部をサッシュビームに夫々軸承を介して取付けたクランクロッドによって、サッシュの往復運動にかえられる。第1図でクランクロッドの上部クロスヘッド部の運動について述べると



第1図 クランクの連接桿機構

- S : ストロークの長さ [m]
- V : クロスヘッドの速度 [m/sec]
- V_m : クロスヘッドの平均速度 [m/sec]
- A : クロスヘッドの加速度 [m/sec²]
- x : クロスヘッドの死点からの移動距離 [m]
- θ : 思案点から計ったクランクの回転角度
- v : クランクピンの周速 m/sec
- ω : クランクの角速度 rad/sec
- n : クランクの回転数 r/m
- β : クランク・ロッドがストロークの方向となす角度
- $\lambda = \frac{r}{l}$: クランク半径と連接桿長の比

a) クロスヘッドの変位量 x

第1図に於て $\overline{CK} = \ell$ を半径として C を中心として円弧 \widehat{KM} を画けば

$x = \overline{D_1L} + LM$, 然るに $\overline{D_1L} = r(1 - \cos\theta)$, $\overline{KL} = r \cdot \sin\theta$ であるから $\overline{LM} = f$ とすれば $f(2\ell - f) = r^2 \cdot \sin^2\theta$ となる。然るに $\ell \gg f$ であるから f^2 を省略すれば, $f \approx \frac{r^2}{2\ell} \cdot \sin^2\theta = \frac{\lambda r}{2} \sin^2\theta$, 従って

$$x = r(1 - \cos\theta) \pm \frac{\lambda}{2} r \sin^2\theta \quad (1)$$

但し正号は下向ストローク, 負号は上向ストロークである。

若し $\lambda = 0$ であれば $f = 0$ となる。この場合は

$$x = r(1 - \cos\theta) \quad (2)$$

b) クロスヘッドの速度 (鋸速度)

(1)式を微分し $\frac{dx}{dt} = v$ とおけば

$$V = r\omega(\sin\theta \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta) \\ = v(\sin\theta \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta) \quad (3)$$

一般にクランクの毎分回転数, 途中の角速度も一定と見做し得る, 即ち $\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ rad/sec}$ は一定である。

$\lambda = 0$, $\ell = \infty$ なる機構に於ては $V = r\omega \sin\theta = v \cdot \sin\theta$ 。又クランク・ロッドがクランク円に切する位置で V は V_{\max} となる。

$$\text{この関係は } \frac{V_{\max}}{v} = \sqrt{1 + \lambda^2},$$

$$V_{\max} = v \sqrt{1 + \lambda^2}$$

即ち λ が小さい程 V_{\max} は v に近い。

λ	1/10	1/9	1/8	1/7	1/6	1/5
V_{\max}	1.005v	1.006v	1.008v	1.010v	1.014v	1.020v

又平均速度 V_m と V_{\max} 或は v の関係は

$$V_m = \frac{2 \cdot n \cdot s}{60} \text{ 及び } v = \frac{\pi \cdot s \cdot n}{60}$$

$$\therefore V_m = \frac{2}{\pi} v = 0.6366 v = \frac{v}{1.5708}$$

従って $V_{\max} = \frac{\pi}{2} \sqrt{1 + \lambda^2} \cdot V_m$ となる。

例へば $\lambda = \frac{1}{6}$ に対し $V_{\max} = 1.578 V_m$ となる。

又 $V = r\omega \cdot \sin\theta$ より

$$V_m = \frac{r\omega \int_0^\pi \sin\theta \cdot d\theta}{\pi} = \frac{r \cdot n}{15} \text{ となる。}$$

c) クロスヘッドの加速度 A

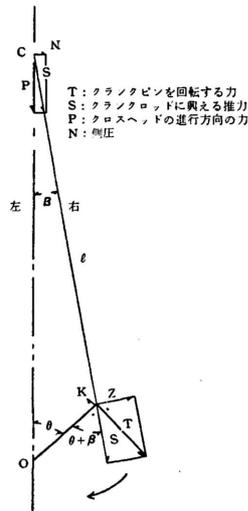
(3)式を微分し $\frac{dv}{dt} = a$ とおけば

$$A = \frac{dv}{dt} = r\omega^2 (\cos\theta \pm \lambda \cos 2\theta) \quad (4)$$

然るにクランクピンが中心に向って有する加速度を B とすれば $B = r \omega^2$ であるから上式は $A = B (\cos \pm \cos 2)$ で表わされる。若し $\lambda = 0$, $\ell = \infty$ であれば $A = B \cdot \cos$ となる。

2) クランク接続棒機構上の力の伝達

クランクの回転力がクロスヘッドの直線運動として伝達される場合につき説明すれば, 第2図に示す, クランク軸を廻す力 T が変らぬものとし, T を接続棒に伝える力 S 及びそれと直角方向の力 Z に分けて考える。



第2図 クランク接続棒機構による力の伝達

$S = T \cdot \sin(\theta \pm \beta)$, $Z = T \cdot \cos(\theta \pm \beta)$ となる。然るに $180^\circ \pm \beta$ であるから $T \cdot S > 0$ となる。

$\sin(\theta \pm \beta) = 1$ のとき 即ち接続棒の方がクランク円に切した時, S は最大となる。

次にこの接続棒の推力 S をストローク方向に働く,

クロスヘッドを推す力Pと滑り面に働く側圧Nに分けて考えると $P = S \cdot \cos \theta$, $N = S \cdot \sin \theta$
 然るにクランクが鉛直なる位置にて $\theta = 0$ は最大となる。

即ち $\sin \theta_{\max} = \frac{r}{\ell} = \lambda$ である。又 $\triangle OCK$ に於て $\frac{\sin \beta}{\sin \theta} = \frac{r}{\ell} = \lambda$ 即ち

$\sin \theta = \lambda \cdot \sin \beta$ $N = S \cdot \sin \theta = T \cdot \sin \beta \cdot \sin \theta$
 $\sin \theta = \lambda$, ここで $\theta = 90^\circ$ のとき $\sin \theta_{\max} = 1$, 又 $\beta = 90^\circ$ のとき $\sin \theta_{\max} = 1$ 故に常に $N < T$ である。

ここに注意すべきは下向ストロークの間Nは右側滑り面に働く。若し回転を逆にすれば左側滑り面に働く。又上向ストロークの間Nはやはり右側滑り面に働く。Nを小さくするには ℓ 即ち連接桿を長くして λ をなるべく小さく保たねばならぬのが、桿の長さには構造上制限がある。又Nの大きさはガイド・シユの面積を決定する因子となる。ここで少し鋸盤の摺動面に触れてみる。

摺動部の接触面積の計算は平均側圧の大きさに制限されるが、今L；ガイドシユの長 (cm) , B；ガイドシユの幅 (cm) , q；滑り面に働く平均圧力kg/cm²
 $N = \text{側圧 (kg)}$ とすれば

$$q = \frac{N_{\max}}{L \cdot B \cdot k} \text{ kg/cm}^2 \quad (k ; \text{接触有効率}) \text{ 式より}$$

計算出来る。

qを大きくすることは摺動部の摩耗を早める。高速のもの程qを小さくせねばならぬ。普通鋳鉄の場合qは1~3kg/cm²とされている。又LとBの比は $L = 1.5 \sim 2.5B$ となっている。なお滑り面であるストロークの両端では $N = 0$ である。従って両端では滑り路の摩耗が少い。一般にストロークの両端に対し、ガイド・シユが $L/5 \sim L/6$ だけ滑り面よりはみ出るように、即ち滑り面 (スライドガイド) の長さを $S + (2/3 \sim 3/5)L$ と定めれば摩滅の分布を均一にすることが出来る。エステラー社SS56型の例、 $L = 220\text{mm}$, $B = 80$, $S = 500$ でスライドガイドの長さは620mmとなっている。従ってガイドシユがストロークの両端で約 $L/4.4$ だけはみ出る。

次にPであるが今 $\lambda = 0.1$ と仮定すれば $\sin \theta_{\max} =$

0.1となる。 $\sin \theta = 0.1$ に対し $\cos \theta_{\min} = 0.9948$ である。従って $P = 0.9948 S$ が最小となる。

即ち $P = 0.9948 \cdot S$ 故に概ね $P = S$ と考えられる、即ち $P = T \cdot \sin \theta$ に相当するクランクの回転力Tがクロス・ヘッドの推進力として伝達される。

3, 鋸盤の基礎

鋸盤の如く上下方向に往復運動する機械では特に基礎の設計が大切である。機械の自重並びに不釣合の力を支え、運転中の惰力で機械全体を基礎の上方に移動せんとする力なり顛倒モーメントが働くので、十分なアンカボルトと之を支える基礎が必要である。鋸盤の如き機械の基礎に作用する動的荷重を計算する場合、クロスヘッド (サッシュ) 及びクランク・ロッド、クランクの垂直、水平方向の加速度並びに夫々の重さが問題となる。即ち基礎に作用する力を垂直、水平方向に分けた場合次のように考えられる。

G_1 ; サッシュ及びガイド・シユの往復運動する物体の総重量

G_2 ; クランクロッドの重さ

g ; 重力加速度

A ; クロスヘッドの加速度

B_v ; クランクロッドの垂直方向の加速度

B_h ; クランクロッドの水平方向の加速度

K_v ; クランク部の垂直方向に働く遠心分力

K_h ; クランク部の水平方向に働く遠心分力

とすれば (1)垂直方向の荷重

$$H_v = \frac{G_1}{g} A + \frac{G_2}{g} B_v + K_v$$

(2)水平方向の荷重

$$H_h = \frac{G_2}{g} B_h + K_h \text{ となる。}$$

然るに上記の水平、垂直分力とクランク角 (θ) との関係は周期的に変化し、垂直分力 (H_v) の最大はクランク角 $\theta = 0^\circ$, 180° に於て、水平分力 (H_h) の最大は $\theta = 90^\circ$, 270° に於て発生すると考えられるので H_v , H_h の計算では夫々の最大値をとる必要がある。今エステラー社SS56型鋸盤の例では

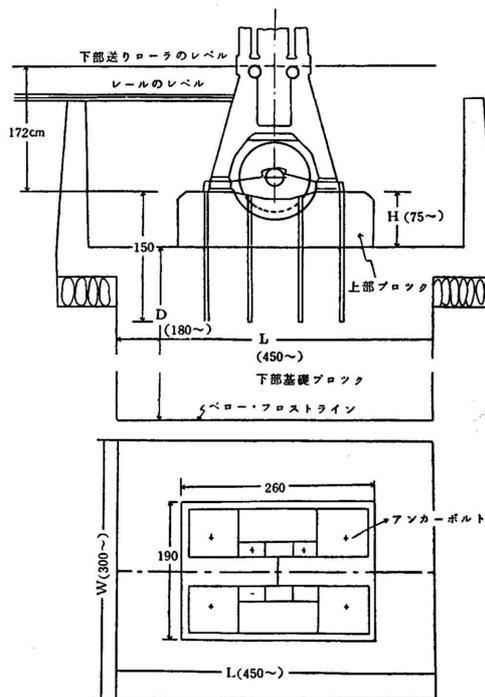
G_1 ; 240kg , G_2 ; 190kg , クランクの重量 ;

700kg , クランク半径r ; 250mm , $r/l = 1/10$ で H_v

14,600kg , H_h 5600kgと膨大な値となる。

上記荷重が基礎ボルトの寸法、本数又基礎重量、面積、深さを検討する基礎になるのであるが、一般に実験的な結果より往復機械の重量、重量と速度、或は機械出力によって基礎重量 (Wf) を決定する方法がとられている。

機械の出力、回転数、重量によって違うが縦鋸の場合wf/HPは600~1000kg/HP、コンクリートの重さ2000~2200kg/m³として0.3~0.5m³/HPと言われている。次に第3図に参考までにSS56型縦鋸盤の基礎に用いた寸法を紹介してみれば、



第3図 縦鋸機械の基礎の一例

上部ブロックの容積 = $2.6 \times 1.9 \times 0.75 \times 2/3$
2.5 (m³)

下部ブロックの容積 = $4.5 \times 3.3 \times 1.8$ 26.7 (m³)

計 = 29.2 (m³) となったが

図でH 0.75m, D 1.8m, L = 1.4 (H+D) 4.5m

W 3.3mと指示しているが

大体L × W × (D+H) 33m³が必要である。

4. 縦鋸盤の据付組立上の問題点

縦鋸盤の据付に於ては基礎が十分に強大であり、ア

ンカボルトの選択及びその設定を誤らないようにせねばならぬ。又基礎上面とレール面までの高さは、レール面より下部送りローラのレベル面までの高さに関係してくる。以上の前提の下に実際縦鋸盤を据付けるに当たっての着眼事項としては、

1) ベース水平の点検

ベース水平の点検はサイドフレーム、クロスメンバー組立後、フレームの垂直度、クロスメンバー水平度を再点検する。

2) ベースとサイドフレームの関係

a) ベースプレートに取付けられたメイン・シャフト軸線に対し、両サイドフレームが直角に立つこと。

b) 両サイドフレームの中心点が左右クランクの中心点と一致すること。

以上の点検は第4図の如く、下部ローラシャフトのサイドフレームのつけ根を中心として一定長の弧を描き夫々の交点をPA、PEとする。PAPEを結ぶ線が機体の中心線となる。若し左右のサイドフレームの中央がメインシャフト軸線MN上にあれば何れの位置でもa=bとなるし、又両サイドフレームの方向がMNに対し直角であればc=d=e=fとなる。

3) 送材専用レールと本体の関係

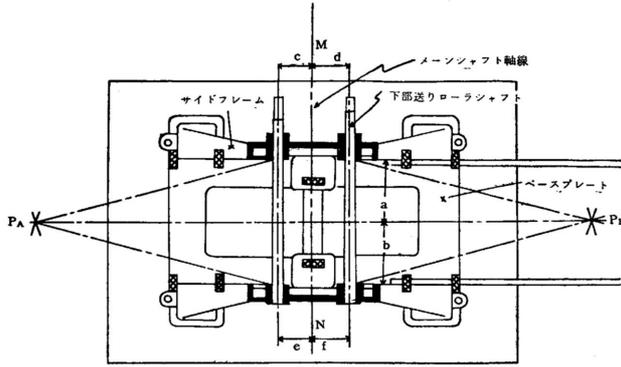
レールの方向がメインシャフトと直角即ちサイドフレームと平行にしてレール間の中央線が両サイドフレームの中心点を通る。

4) 鋸枠の組立

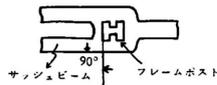
鋸枠は上下ビームと2本のフレームポストで組立てられているが、フレームポスト (断面はH型) とサッシュビームの関係は第5図の如くでないといと鋸掛けした鋸面が材の進行方向と平行とならない。

5) サッシュ・ガイドシューとスライドガイドの調整

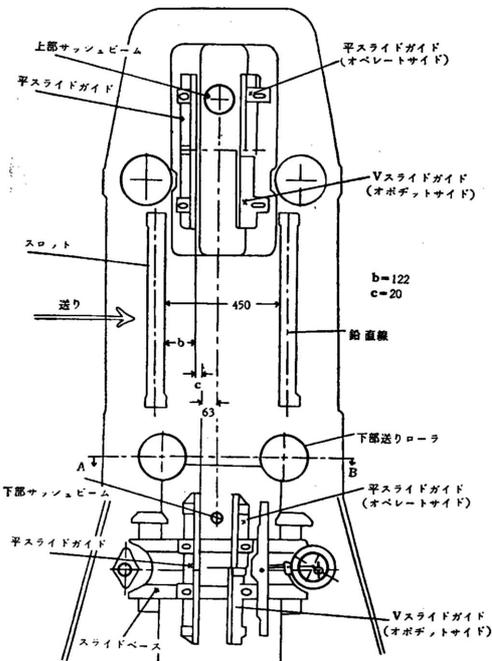
第6図はSS56型の1例であるが8個のスライドガイド (左右・送出入口側、上下共で) を垂直にサイドフレーム又はスライドベースに取付ける。この場合入口側スライドガイドの取付位置は規定の寸法に取付けるが、出口側スライドガイドはサッシュに固定したガイド・シューとのクリアランスが0.1~0.2mmになるように調整し乍ら取付ける。又 スライド・ガイド



第4図 鋸盤断面図 (第6図のA-B断面)



第5図 サッシュュの断面



第6図 スライドガイドの調整 (オーバーハング最小の状態)

については幅面の中心が ガイドシューの中心と合致するよう調整する。スライドガイドの調整は鋸の運転が円滑に行くか否かのキーポイントとなる。特にダ

ブルクランク方式では、両クランク・ロッドからサッシュ・ビームのクロスヘッド部に伝達される力が余程左右均等に近くないと、サッシュに捻れを生じ、高速度で往復運動する摺動部に働く側圧が何れかに片寄り、その部分に加わる側圧が過大となり過熱、並びに油膜の破壊に伴うラッピングの発生をみる。然るに機械製作上の誤差が限界内にあったとしても、据付、取付上のミスも加わり、両クランクロッドの推力がクロスヘッド部に伝える加速度は均等となり得ないから、これらの欠陥を補う意味でもスライドガイドの調整は慎重に吟味する必要がある。尚ガイドシューとスライドガイドのクリアランスも少い程サッシュの振動は少なくなるが、余り過小なれば摺動部が過熱し、摩擦を早める結果となる。

6) オーバハングの調整

オーバハング量は普通1ストローク長当りの傾斜量で表わしているが、断続送りでは2~4mmで送り速度の増大と共に増大すべきである。連続送りの場合は1ストローク当り送り量の $2/3$ 或は60~70%と言われている。

7) その他鋸掛けに当たっての注意事項、鋸の緊張装置等の問題もある。

以上鋸盤の、従来わが国で主要製材機械として利用されている帯鋸盤、丸鋸盤に比較して、鋸自体の運動の本質的な差異、又それを動かしている機構上の特色を明らかにすることが、今後鋸盤を使用する上でより効果的で安全にして、然も機械全般の保守管理上意義があるかと考える。実際鋸盤を据付け、運転する上で既述した点で多少とも参考になれば幸いである。

参考文献

- 機械設計：坪井道三
- 機械基礎の設計と据付：沢島作雄他
- Instructions for Gang - Saws SS56 - V56
- : Maschinenfabrik ESTERER AG,