

最近の大形ビレットフライングシヤー

Recent Development of Flying Shear for Billet Mill

中西恒夫\* 長島重和\*  
Tsuneo Nakanishi Shigekazu Nagashima

要 旨

近年、ビレット圧延設備の近代化に伴いビレットフライングシヤーの大容量化、高性能化が要求されてきたが、膨大化する設備費を軽減するためにフライングシヤーの特性を考慮した設備計画が必要となってきた。本稿ではビレットフライングシヤーの特性および問題点について述べ、シヤー仕様選定の参考に資するものである。

1. 緒 言

近年のビレット圧延設備にみられる傾向は、表1に一例としてあげた国内設置のビレットフライングシヤー仕様比較でも明らかなように、下記に要約される。

1.1 大容量化

生産性向上の一環として線材圧延設備のコイル単重の増加に伴いビレット寸法は増加の傾向にあり、走間中にせん断できる大断面切断用のフライングシヤーが要求される。

1.2 定尺切断長さの短縮化

フライングシヤーで長尺切断して固定シヤーで短尺定尺切断を行なう方式は、フライングシヤーの精度がじゅうぶんでないころには歩どまり向上のために一つの方法であったが、近年のフライングシヤーの精度の向上と、生産性の向上を重視する傾向から短尺定尺切断をフライングシヤーで行なわせる方法に変わってきている。

フライングシヤーの大容量化、高性能化に伴い発生する問題は、

- (1) シヤーの大形化
- (2) シヤー駆動用モータの大容量化
- (3) せん断精度の向上
- (4) 後端クロップ処理の問題

などがあげられよう。

せん断精度の向上はフライングシヤーでビレットを最終寸法に切断することから、歩どまり向上に決定的な影響を与え、精度向上の対策が必要となる。

また後面に固定シヤーを持たないことはフライングシヤーで後端クロップを切断、処理する必要が生ずる。シヤー前後付属機器の配置上、短い定尺材を搬送可能とする要求と、できるだけ長いクロップの処理を可能とする要求とは全く相反するもので、クロップのコンピュータコントロールによるクロップ長さの短縮化とあわせて、省力化を進める過程で種々の問題を今後残している。

以上の問題および最近、株式会社神戸製鋼所加古川製鉄所に納入稼働したフライングシヤーについて検討した結果をあわせ紹介する(図1, 2)。

2. フライングシヤー形式および駆動方式

2.1 フライングシヤー形式

先の報告<sup>(1)</sup>でも述べたようにフライングシヤーはせん断機構によりロータリ式(ドラム式)、ロッカー式、クランク式に大別される。

2.1.1 ロータリ式

一般に高速(10 m/s以上)でストリップ、線材などの先後端カッ

表1 国内既設大形フライングシヤー

| 会 社 名      | (株)神戸製鋼所<br>加古川製鉄所    | A 社                       | B 社                   | C 社                         |
|------------|-----------------------|---------------------------|-----------------------|-----------------------------|
| 建 設 年      | 1970 年                | 1970 年                    | 1963 年                | 1962 年                      |
| 機 械 品 メーカー | 日立製作所                 | Schloemann                | Siemag                | BALDWIN-LIMA<br>-HAMILTON   |
| 切断ビレット寸法   | 110~150 mm 角          | 100~145 mm 角              | 70~100 mm 角           | 70~110 mm 角                 |
| 切 断 速 度    | 1.0~1.8 m/s           | 1.13~2.38 m/s             | 1.0~2.0 m/s           | 1.2~1.6 m/s                 |
| 切 断 長 さ    | 4~18 m                | 6 m 以 上                   | 6~13 m                | 4~10 m                      |
| 切 断 精 度    | ±30 mm                | ±50 mm                    | ±10 mm                | ±50 mm                      |
| シヤー形式      | ダブルクランク式              | ダブルクランク式                  | ダブルクランク式              | シングルクランク<br>スライド式           |
| 駆 動 方 式    | DC モーター<br>スタートストップ   | DC モーター<br>スタートストップ       | DC モーター<br>スタートストップ   | クラッチ・ブレーキ<br>スタートストップ       |
| 主 電 動 機    | DC 800 kW×<br>300 rpm | DC 250 kW×<br>370/480 rpm | DC 700 kW×<br>256 rpm | DC 150 kW×<br>420/1,050 rpm |
| クランク偏心半径   | 2 台<br>425 mm         | 4 台<br>500 mm             | 2 台<br>400 mm         | 1 台<br>≒250 mm              |

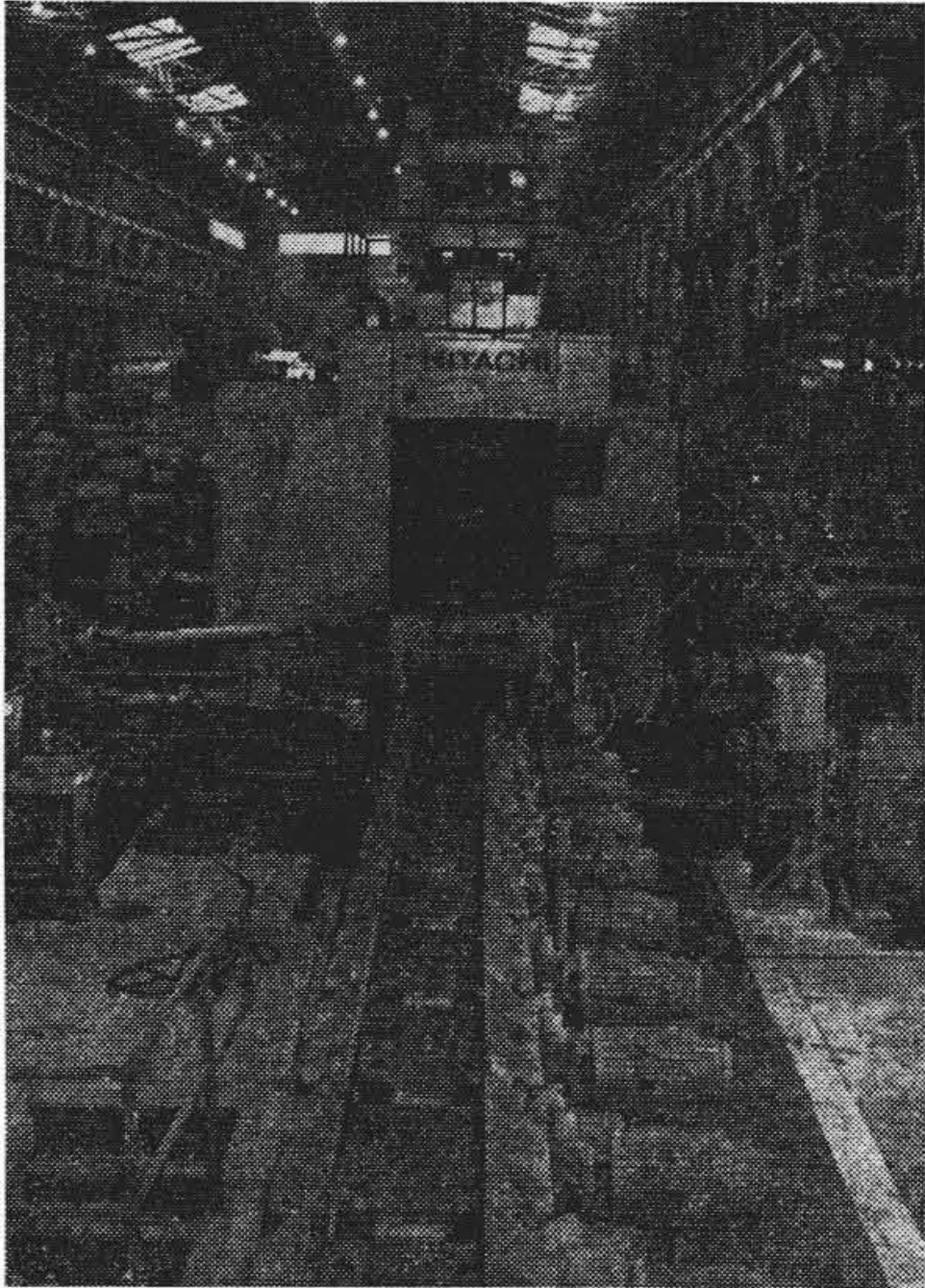


図1 神戸製鋼所加古川製鉄所で稼働中のビレットフライングシヤー

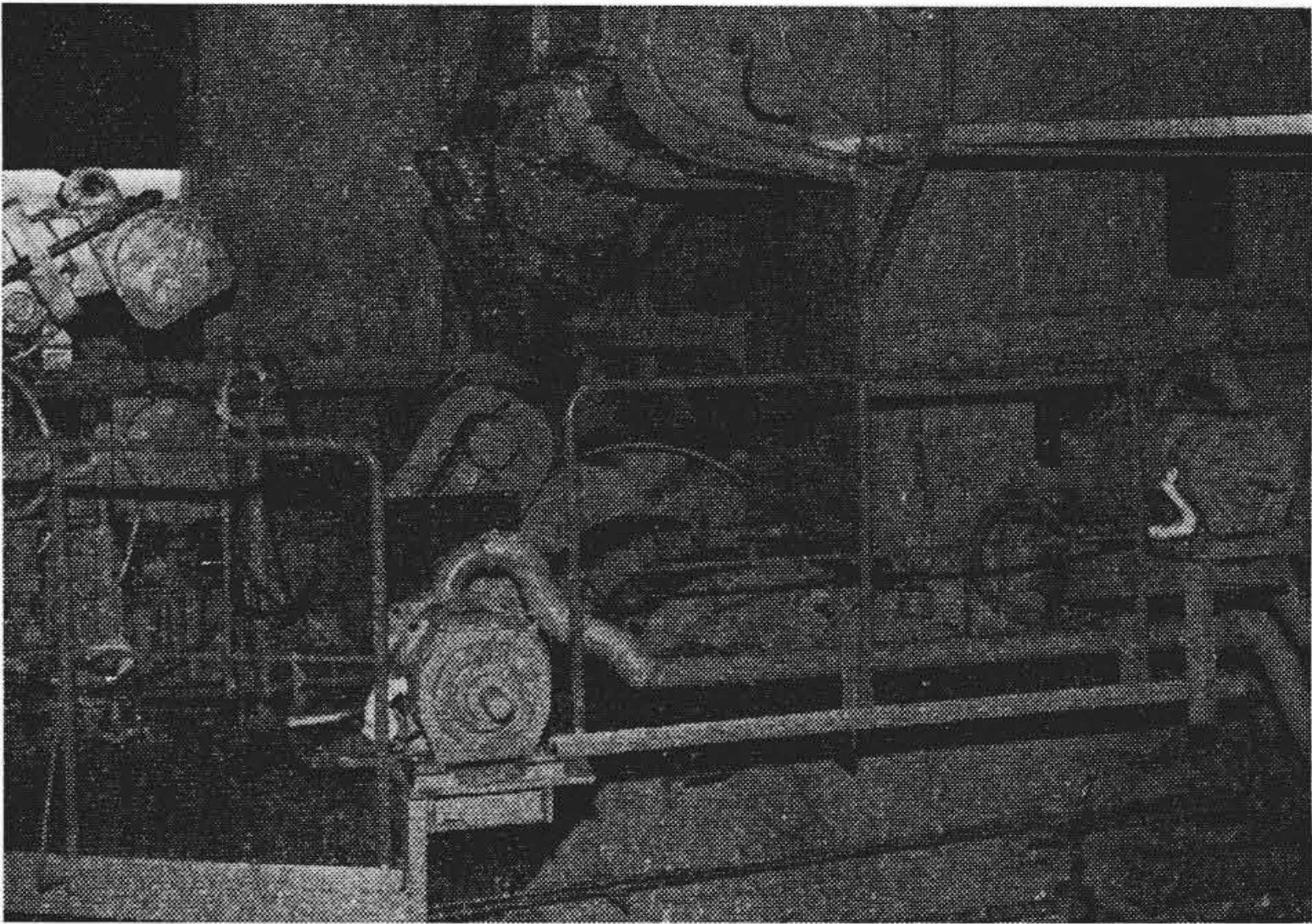


図2 せん断中のフライングシヤー

\* 日立製作所日立工場



ト、定尺カットに使用され、バランスの取れた大容量に見合うじゅうぶんの強度を持つ構造を取りうるが、刃先が回転軌跡を描くため切断面が垂直にならず高さ寸法の大きい材料の切断には問題がある。

### 2.1.2 ロ ッ カ ー 式

粗圧延機の直後に設置され、低速圧延材の先後端カット、定尺カットに使用され、上下刃物は材料に直角に上下するため切断面は良好であるが、フレーム自体揺動運動を行なうため慣性力が生じ、これを消去する装置が必要であり高速化に対する制約を受ける。

### 2.1.3 ク ラ ン ク 式

クランク式にはシングルクランクスライド式とダブルクランク式がある。

#### (1) シングルクランクスライド式

上下刃物台用スライド面を持つため同調ギヤのバックラッシュの刃物ギャップに及ぼす影響を緩和して切断面を良くする傾向にあるが、せん断時の側圧を直接スライド面で受けるため衝撃荷重により“がた”が大きくなりブッシュの寿命に悪影響を及ぼし、結局は刃物ギャップを大きくして切断面を悪くするので大容量には向かない。

#### (2) ダブルクランク式

上下刃物は材料と終始直角の関係を保ちつつ回転するので切断面の形状が良く、大容量に対するじゅうぶんな強度を持った構造も取りうる。またロッカー式に比べ慣性質量が小であるため、慣性力に対する高速化の制約も少なく 10 m/s 程度までせん断速度を取りうる。しかし同調ギヤのバックラッシュの影響が直接刃物ギャップに現われギャップ調整装置、あるいはバックラッシュ消却装置を設ける必要がある。

上記各形式の得失を考慮して、大形ビレットのような材料高さが大きく、せん断荷重の大きい高速フライングシャーの形式としてはダブルクランク方式が適していると言われている。ここではダブルクランク方式について述べる。

## 2.2 駆 動 方 式

ダブルクランク式フライングシャーの駆動方式は、

### (1) クラッチおよびブレーキの組合せによるスタートストップ方式

### (2) 直流モータの加減速制御によるスタートストップ方式に分けられる。

クラッチおよびブレーキの組合せによるスタートストップ方式はモータが比較的小容量なものとなり設備費の点ではメリットとなるが、クラッチ・ブレーキ容量は 20 t m 以上の大トルクとなり、このようなクラッチ・ブレーキを高速回転でしかも高ひん度で使した場合、安定したものを現在のところ得られていない。

大容量のクラッチ・ブレーキを 0.2 秒以下で on, off することはクラッチ・ブレーキの重複動作を避けられず、そのためにライニングの摩耗を早め、保守の必要性が高くなる。フライングシャーのアクシデントは全ラインの停止につながるため、その与える影響の重大さから経験的にクラッチおよびブレーキのスタートストップ方式は避けられるようである。

したがってここでは保守が容易で、信頼性の高いことから直流モータ制御によるスタートストップ方式を採用したフライングシャーについて述べる。図 3 は直流モータスタートストップ式フライングシャーの機構を示したものである。

## 3. 主電動機容量の決定方法

直流モータによるスタートストップ方式のフライングシャー駆動

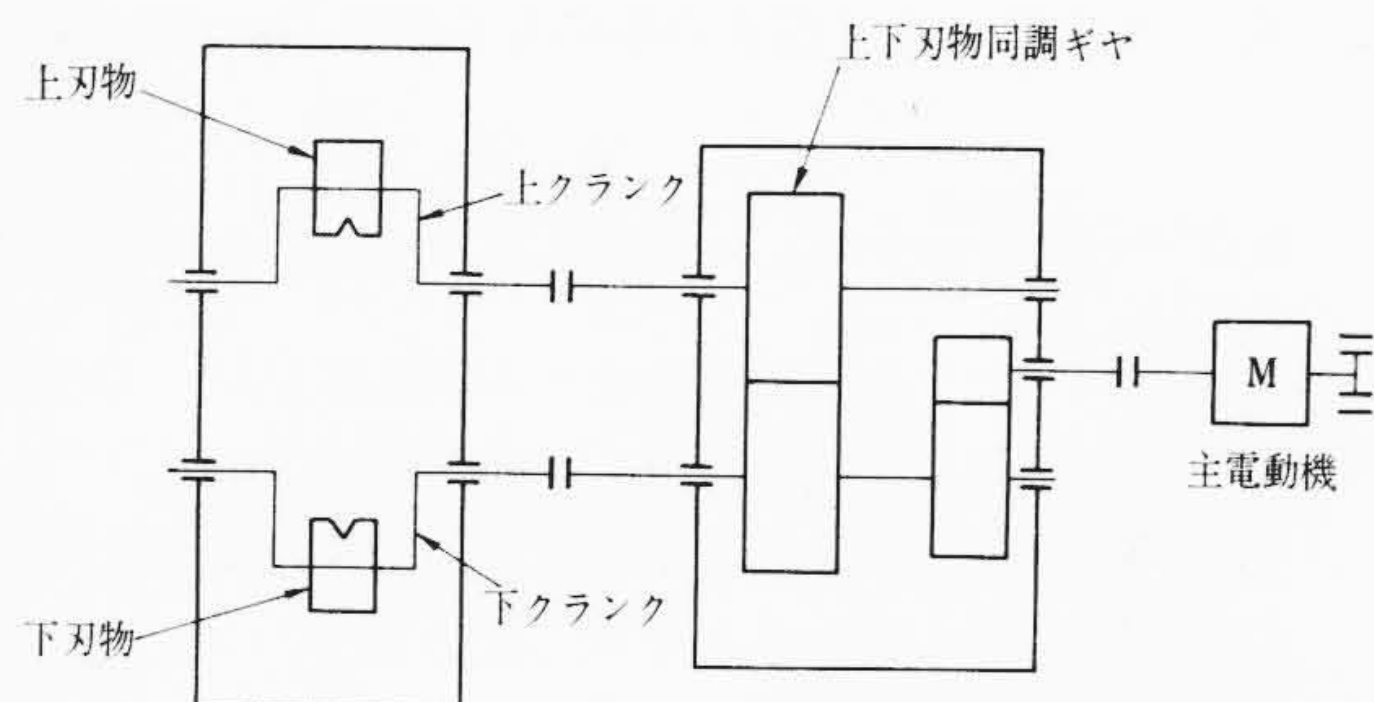


図 3 モータスタートストップ方式によるフライングシャーの機構

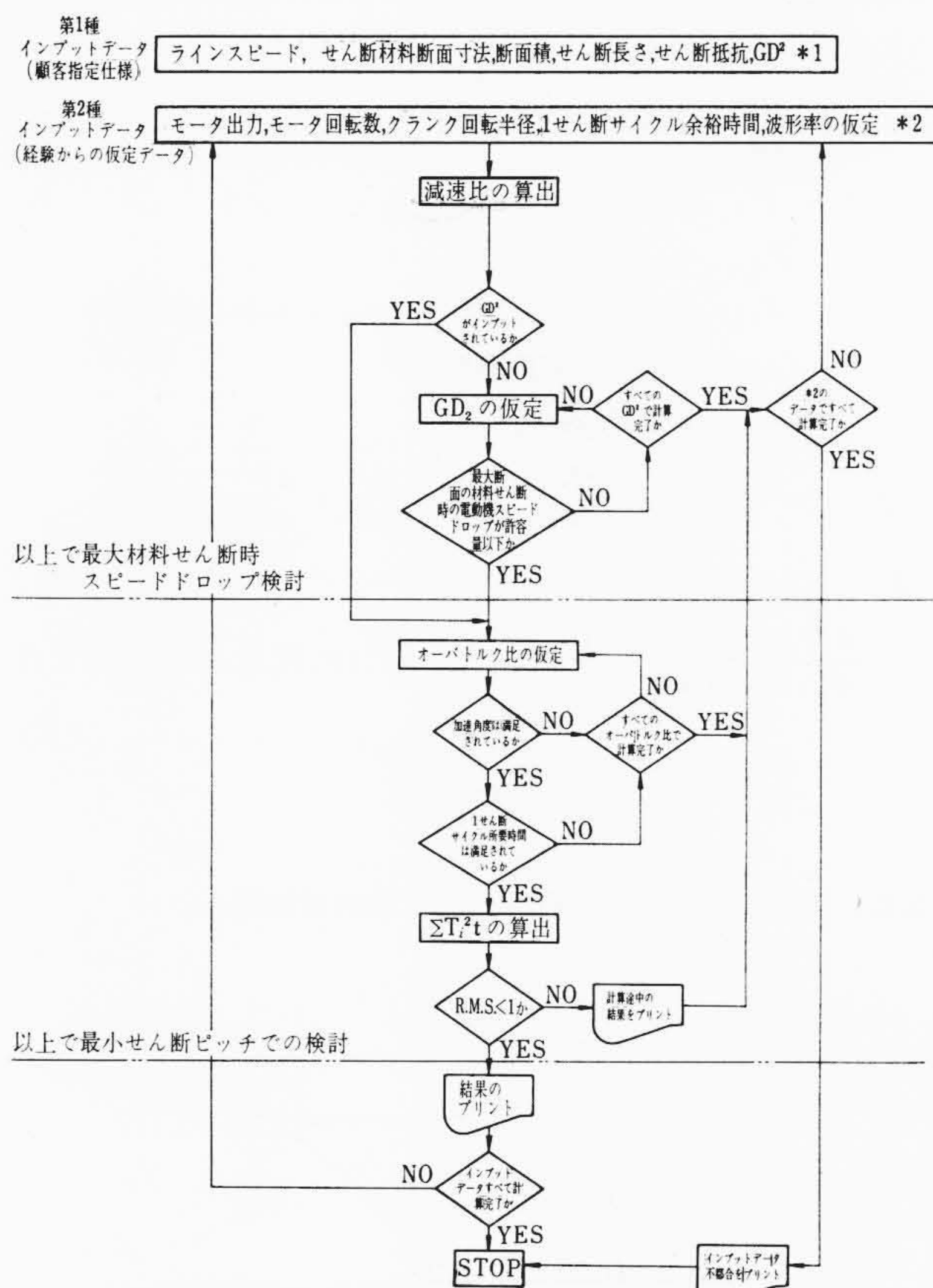


図 4 ビレットフライングシャー用主電動機容量決定プログラムフローチャート

用モータ容量の決定に際しては概略、

- (1) 最大断面のせん断材料を最低材料速度に同期してせん断する条件下のモータ電流の上限および刃物スピード降下の制限よりシャーの必要慣性量の決定。
- (2) 上記回転慣性を必要 1 せん断サイクル時間内に加速、せん断、減速、停止可能とするトルクを出し得ること。
- (3) 定尺せん断ピッチでモータの起動停止を繰り返した場合の熱容量の検討。
- (4) 最大断面材料せん断時のモータ軸の機械的強度の検討。

の 4 点のチェックを行なって決定されねばならない。(1), (2), (3) は試行錯誤の計算方式を取る以外に電子計算機により計算される。図 4 はモータ容量決定電子計算機プログラム用のフローチャートである。

特に(1)の条件はモータ容量の決定に重要であり、詳細な検討が必要である。

### 3.1 最大断面材料せん断時の検討

従来、フライングシャーのように、せん断速度が大きくせん断時



間の短いものではほとんど慣性のみによる切断 (Inertia cut) と仮定して,

$$GD^2 = \frac{7150 E}{N_1^2 - N_2^2} \dots\dots\dots (1)$$

ここに,  $GD^2$ : シャー駆動系のモータ軸換算  $GD^2$  ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )

$N_1$ : セン断直前のモータ回転数 (rpm)

$N_2$ : セン断中の最低モータ回転数 (rpm)

$E$ : セン断エネルギー ( $\text{kg}\cdot\text{m}$ )

(1)式によりモータ回転数および慣性量  $GD^2$  を算出している。

しかし切断サイズの大きい大容量のフライングシャーではモータ容量の正確な検討が必要であり, 以下に検討方法について述べる。

実際のセン断中の駆動機, 被駆動機系全体の運動方程式は次式のようになる。

$$I \cdot \frac{d\omega}{dt} = T_m(N) - iT_c(P, R, \theta, \mu, dh/dt, T) \dots\dots\dots (2)$$

ここに,  $I$ : モータ軸回りの全慣性モーメント

$T_m$ : モータ電流発生トルク

$T_c$ : セン断トルク (フリクショントルクを含む)

$\omega$ : モータ回転角速度

$i$ : 減速機減速比

$$\text{いま } I = \frac{GD^2}{4g}, \omega = \frac{\pi N}{30}, \frac{dN}{dt} = \frac{dN}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \omega \cdot \frac{dN}{d\theta}$$

を(2)へ代入すると,

$$\frac{dN}{d\theta} = \frac{3,600g}{\pi^2 GD^2} \cdot \frac{1}{N} \{T_m(N) - iT_c(P, R, \theta, \mu, dh/dt, T)\} \dots\dots\dots (3)$$

ここに,  $N$ : モータ回転数

$\theta$ : モータ回転角

となる。以下に  $T_m$  および  $T_c$  について検討を加える。

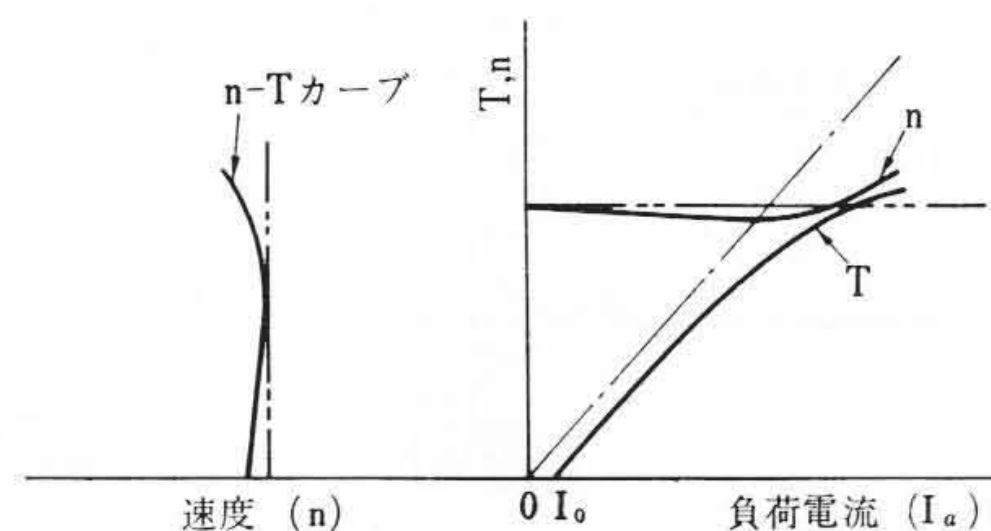


図5 直流分巻モータ回転数-トルク特性曲線

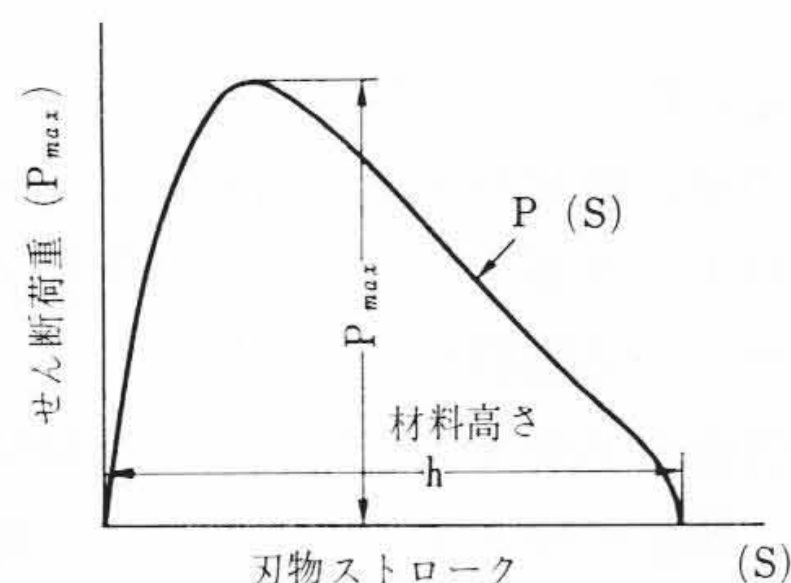


図6 セン断荷重-刃物ストローク曲線

### 3.1.1 $T_m$ (モータ発生トルク)

一般に分巻直流モータの速度特性およびトルク特性曲線は図5のようになり両者から, モータ発生トルクは回転速度の関数として表わされる。

$$T_m = T(N) \dots\dots\dots (4)$$

図5の  $n$ - $T$  カーブのようにしり上がり特性となるが, 補償巻線などの改善により, しり上がりを押えている。したがって関数形を直線近似としても良いと考えられる。

### 3.1.2 $T_c$ (セン断トルクカーブ)

セン断トルクは, セン断荷重によるトルクとフリクションによるトルクから成る。セン断荷重は実際のセン断では被セン断材への刃物の進捗に応じて変化する。図6は熱間材における刃物ストロークとセン断荷重の関係の一例を示したものであるが, 図中最大セン断荷重は一般に次式で計算される。

$$P_{\max} = A \times \tau(T, dh/dt) \dots\dots\dots (5)$$

ここに,  $P_{\max}$ : 最大セン断荷重 (kg)

$A$ : 被セン断材断面積 ( $\text{mm}^2$ )

$\tau$ : セン断抵抗値 ( $\text{kg/mm}^2$ )

セン断抵抗値は材料の温度 ( $T$ ) およびセン断速度 ( $dh/dt$ ) の関数で表わされる。熱間セン断の場合材料温度はだいたい  $900 \sim 1,100^\circ\text{C}$  にありそれに対応する値を用い, セン断速度は図7に示す刃物速度-クランク回転角曲線のようにセン断中一定でないが, 最大のセン断速度に対応するセン断抵抗値を用いて一定として計算する。

図8の現地測定のおシログラムよりフレーム応力がセン断荷重の変動と比例的な動きをするものとみなせば, セン断荷重は時間の関数として与えられる。一方, モータ回転速度より積分して求められる回転角度と時間の関係からセン断荷重はクランク回転角度の関数として与えられる。

$$P = P_{\max} \cdot P(\theta_i/\theta_c) \dots\dots\dots (6)$$

$\theta_c$ : 必要セン断角度

$\theta_i$ : 材料へのかみ込み後, 任意の位置における回転角度

ここに,  $P(\theta_i/\theta_c)$  は図9に示すように任意の断面寸法のセン断

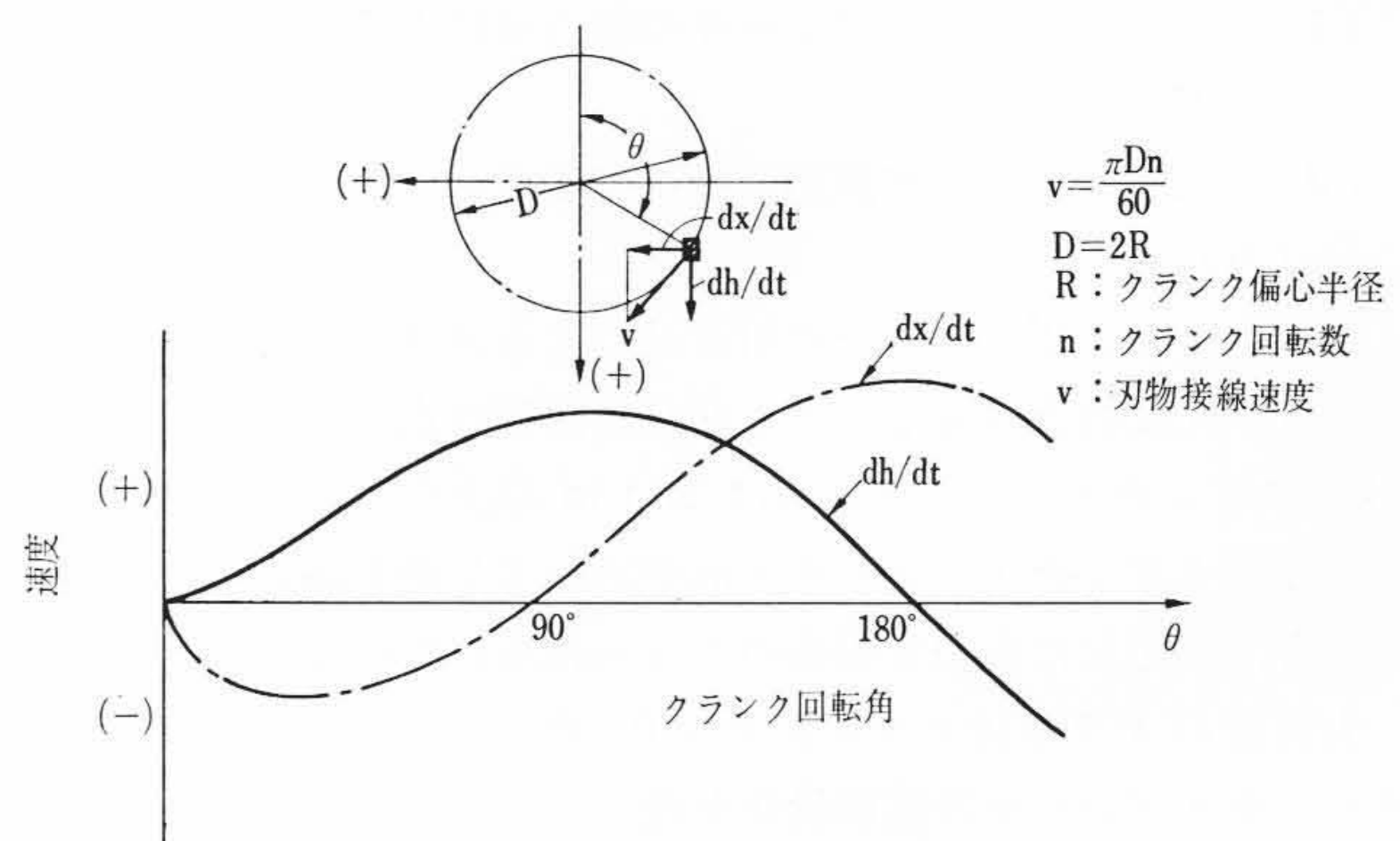


図7 刃先速度-クランク回転角度線図

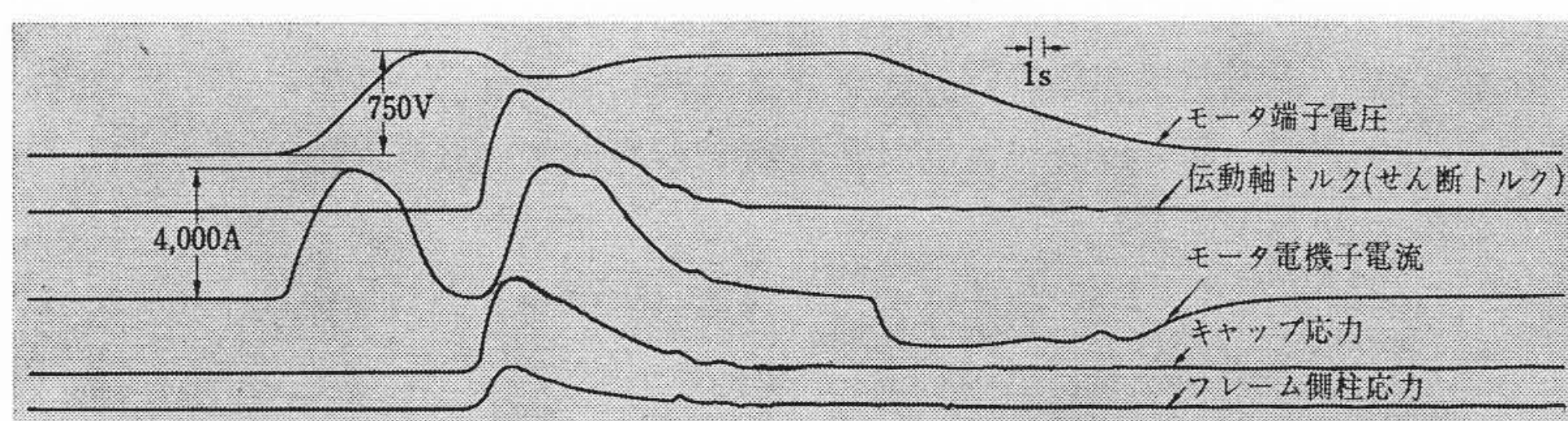


図8 現地測定オシログラム (その1)

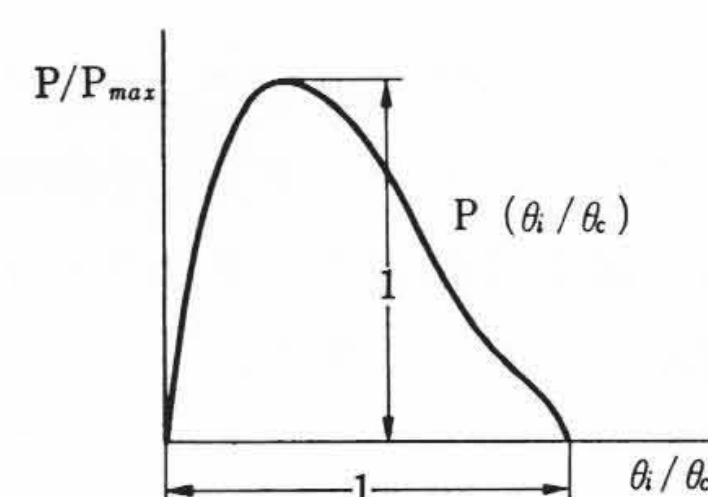


図9 セン断荷重変動率



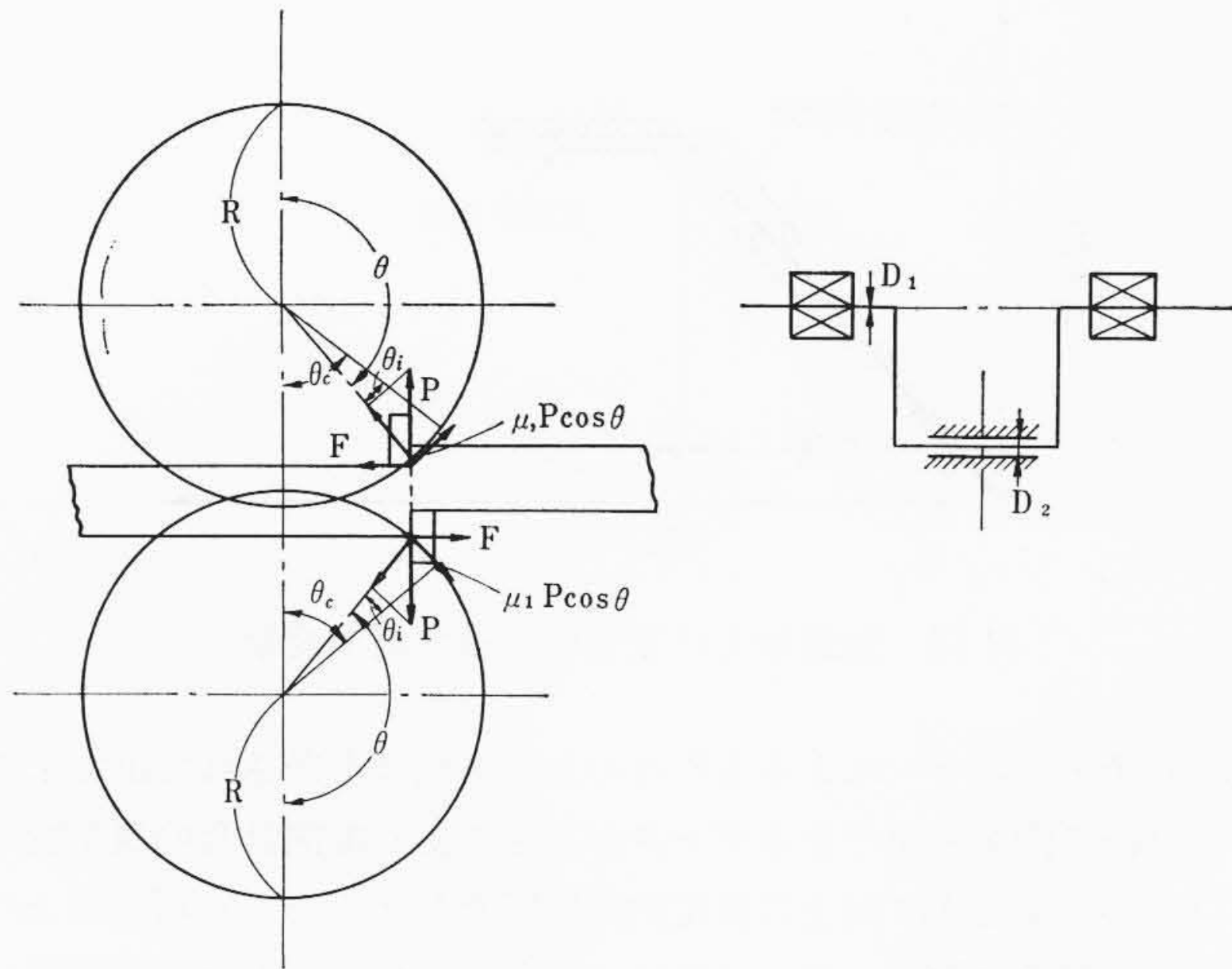


図10 せん断荷重とせん断トルクの関係

の場合にも適応できるように、最大せん断荷重を1、必要せん断角度を1として表わしたせん断荷重変動率である。

$P(\theta_i/\theta_e)$  は関数近似法により高次式で与えられる。 $\theta_i/\theta_e = Z$  とおけば、

$P(Z) = \alpha_1 + \alpha_2 Z + \alpha_3 Z^2 + \alpha_4 Z^3 + \dots + \alpha_n Z^{n-1}$ ,  $\alpha_i$ : 定数となる。

任意断面寸法の必要せん断角度は次式で計算される。

$$\theta_e = \cos^{-1} \left( 1 - \frac{H+r}{2R} \right)$$

ここに、 $H$ : 材料高さ (mm)

$r$ : 上下刃物ラップ量 (熱間のシャーでは一般に刃物ラップを設けている) (mm)

$R$ : クランク偏心半径 (mm)

以上によりせん断荷重を求めたので次にせん断トルクの計算について述べる。

図10の力の関係から、

$$\begin{aligned} T_c &= P \left\{ R \sin \theta + \frac{\mu_2(T, v)}{2} D_2 + 2 \times \frac{\mu_1(T, v)}{2} (T, v), D_1 \cos \theta \right\} \\ &= P_{\max} \cdot P(Z) \cdot \left\{ R \sin \theta + \frac{D_2}{2} \mu_2(T, v) + D_1 \cos \theta \mu_1(T, v) \right\} \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (7)$$

ここに、 $\theta = 180 + \theta_i - \theta_e$

となり、せん断トルクもクランク回転角度の関数となる。これは図8の現地オシログラムのトルクと応力の波形を比較すれば明らかである。(7)式の $\mu_1$ および $\mu_2$ のある項がフリクショントルクで $\mu_1$ ,  $\mu_2$ はいずれも温度( $T$ )と速度( $v$ )の関数であるが、一般に $\mu_1$ はころがり軸受の摩擦係数であるから無視できるが、 $\mu_2$ の値はジャーナル軸受部のもので経験上0.05~0.1程度の値を取るのが通常とされている。

したがって(5)~(7)式をまとめると結局せん断トルクは

$$\begin{aligned} T_c &= A \cdot \tau(T, dh/dt) \cdot P(Z) \\ &\times \left\{ R \sin \theta + \frac{D_2}{2} \mu_2(T, v) + D_1 \cos \theta \mu_1(T, v) \right\} \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (8)$$

となり、(4), (8)を(3)に代入して次式を得る。

$$\begin{aligned} \frac{dN}{d\theta} &= \frac{3,600g}{\pi^2 GD^2} \cdot \frac{1}{N} \left\{ T(N) - i \cdot A \cdot \tau(T, dh/dt) \right. \\ &\quad \times P(Z) \left( R \sin \theta + \frac{D_2}{2} \mu_2(T, v) + D_1 \cos \theta \mu_1(T, v) \right) \left. \right\} \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (9)$$

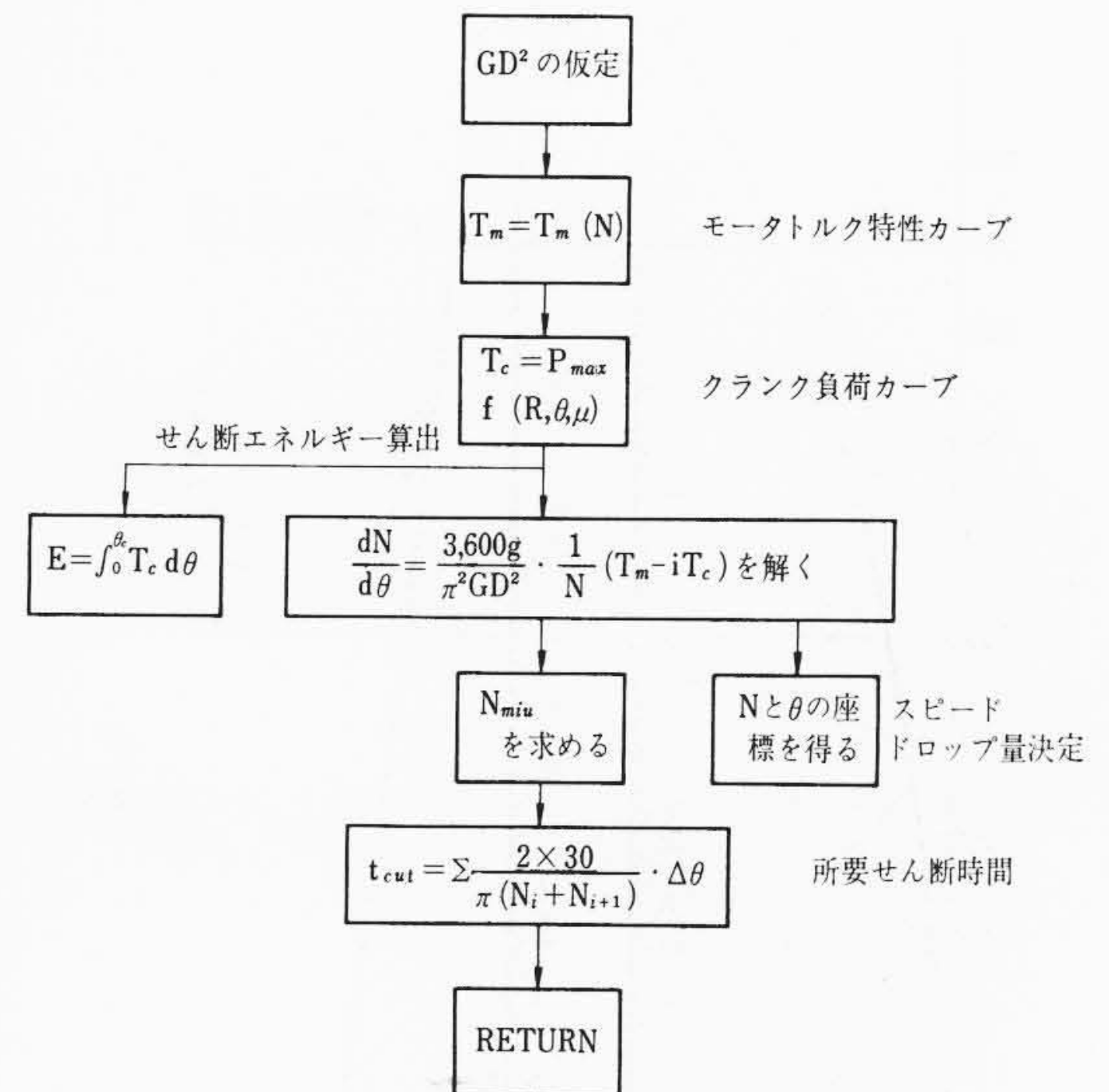


図11 スピードドロップ計算用サブプログラムフローチャート

(9)式を電算機を用いて解析することによりモータ回転数と回転角度の値が得られる。図11はモータスピードドロップ計算用サブプログラムのフローチャートである。

本計算によりモータスピードドロップ量およびそのときのオーバートルク量 (モータ最低回転数を(4)式に代入して数値計算により求められる) から最大負荷電流が求められるが、この際モータ負荷電流が許容量以下 (一般に定格電流の250~300%) であること、またスピードドロップ量は20%程度となるように $GD^2$ 、モータ仕様(出力、回転数)を決定する。

本計算ではせん断抵抗値および摩擦係数の値は経験上の数値であるが、近似的にても計算上差がないことが認められる。しかし実測データを蓄積して温度あるいはせん断速度の関数形としてプログラムに入れて計算精度の向上を図る必要があるだろう。

なお本計算方法により求めたシャー駆動用モータ容量を再確認するため現地測定を行なったが、計算値と実測値は加減速時、せん断時ともほぼ一致しており、本計算法はじゅうぶんに満足できることがわかった。

### 3.2 経済的電動機容量とするためのフライングシャー仕様

一例としてビレットフライングシャーの可能せん断範囲を表わす特性曲線を概略示せば図12となり、これはシャー仕様決定の際以下に述べる条件を考慮する必要があることを示している。

モータ容量は最大断面材を最低せん断速度でせん断可能な慣性体の運動エネルギーを最大スピードまで必要時間内に加速できるような条件で求められたが、今、加速トルク $T_{acc}$ は次式で与えられる。

$$T_{acc} = \frac{GD^2 \cdot N_{\max}}{375 \cdot t_{acc}} \quad \dots \dots \dots (10)$$

ここに、 $T_{acc}$ : 必要モータ加速トルク (kg・m)

$N_{\max}$ : 最高せん断速度に同期したモータ回転数 (rpm)

$t_{acc}$ : 必要加速時間

一方、慣性体の運動エネルギーは(1)式から

$$E = \frac{GD^2 (N_1^2 - N_2^2)}{7150} \quad \dots \dots \dots (11)$$

ここで、 $N_1$ : 最低せん断速度に同期したモータ回転数 (rpm)

$N_2$ : せん断時スピードドロップしたときのモータ回転数 (rpm)

である。モータ容量を小さくしようとする場合、 $T_{acc} \rightarrow$  小、 $E \rightarrow$  大



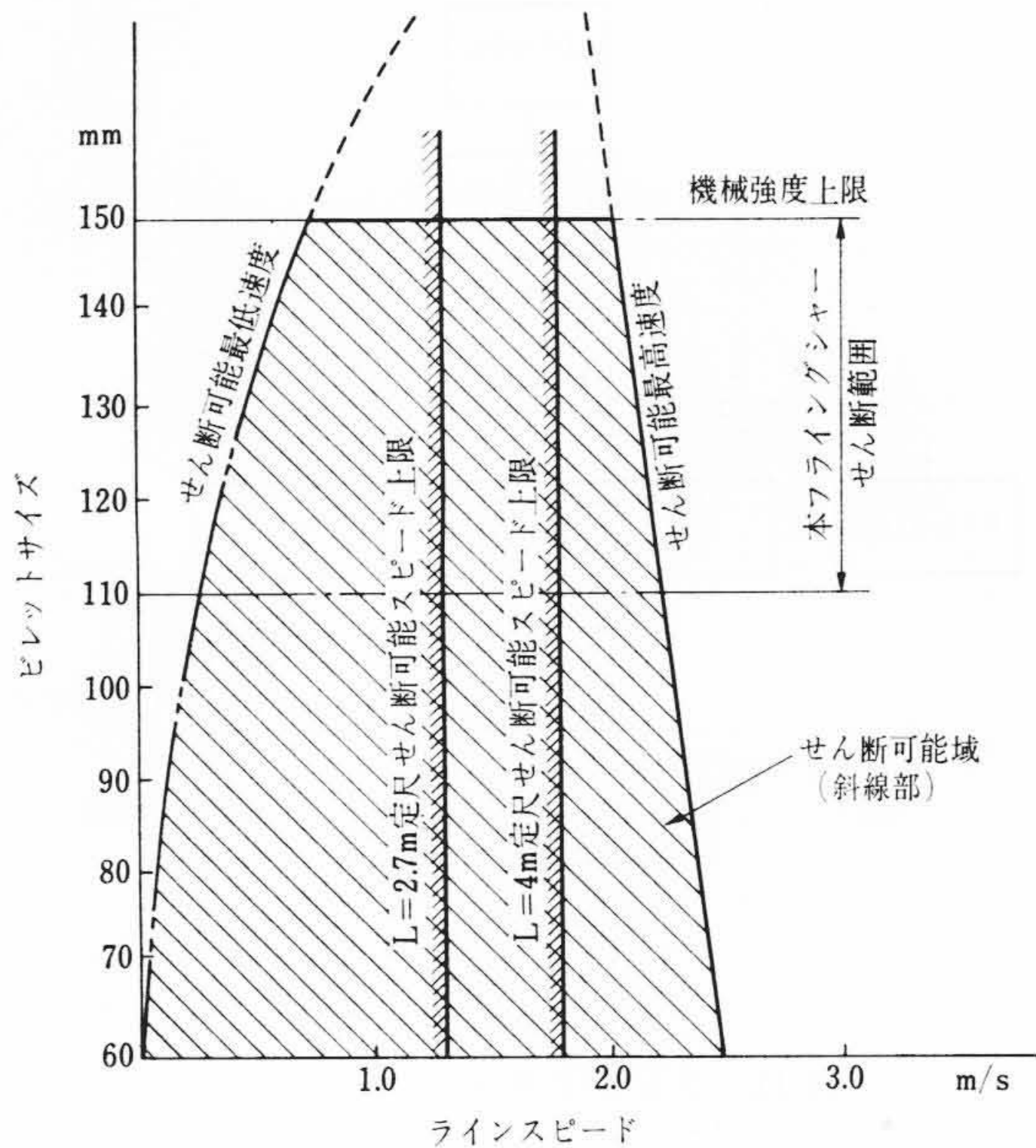


図12 フライングシヤー特性曲線

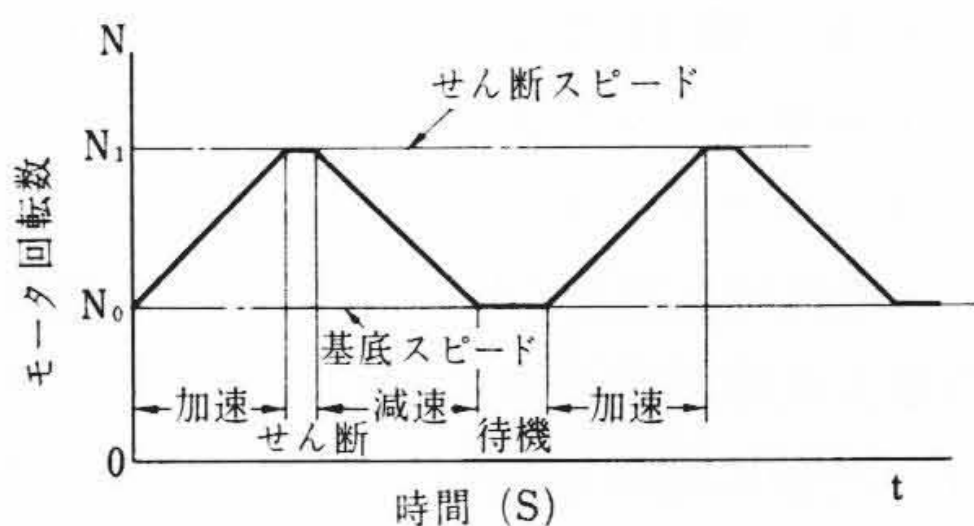


図13 フライングシヤー時間-回転数曲線

とすることが必要で、(10)、(11)式をまとめると、

$$T_{ACC} \propto \frac{N_{max}^2}{N_1^2} \dots\dots\dots (12)$$

となり、ミルのパススケジュールに関連することであるが、(12)式から成品サイズによる圧延スピード範囲を小さくすることがシヤー用モータ容量を小さくする要因となる。

一方、(10)式で  $t_{acc}$  が大であること、換言すれば1せん断サイクルが大きいことがいま一つの要因でもある。

ラインスピード大で短尺カットを行なう場合(納入シヤーでは  $t_{min}=4\text{ m}/1.8\text{ m/s}=2.22\text{ s}$ ) スタートストップ方式ではモータの熱容量の面から最低2.0秒あたりが限度であろう。

ただしモータを0回転まで落とさず図13のように基底スピードを  $N_0$  とし、そこからスタートして短尺のせん断を繰り返す方法も考えられているが、せん断指令スタートポイントをせん断長さ変更のたびに調整すること、加速中のクランク回転角の補正は非常にむずかしく、また補正用電流を必要とするためモータ容量を大きくすることになる。現在の段階ではせん断精度の面から採用の例は少ない。

#### 4. せん断精度

フライングシヤーの精度は、たとえばラインスピード  $1.8\text{ m/s}$  で  $\pm 20\text{ mm}$  の精度ということは時間に換算して考えると、

$$t = \pm \frac{20}{1,800} = \pm \frac{1}{90} \quad (=0.011\dots) \text{ s}$$

の精度に相当し、このような短時間の測定はむずかしくさらに高精度化するためには幾多の問題を含んでいる。

現在のところ、実際に生ずるせん断誤差が機械的に生ずるものか、

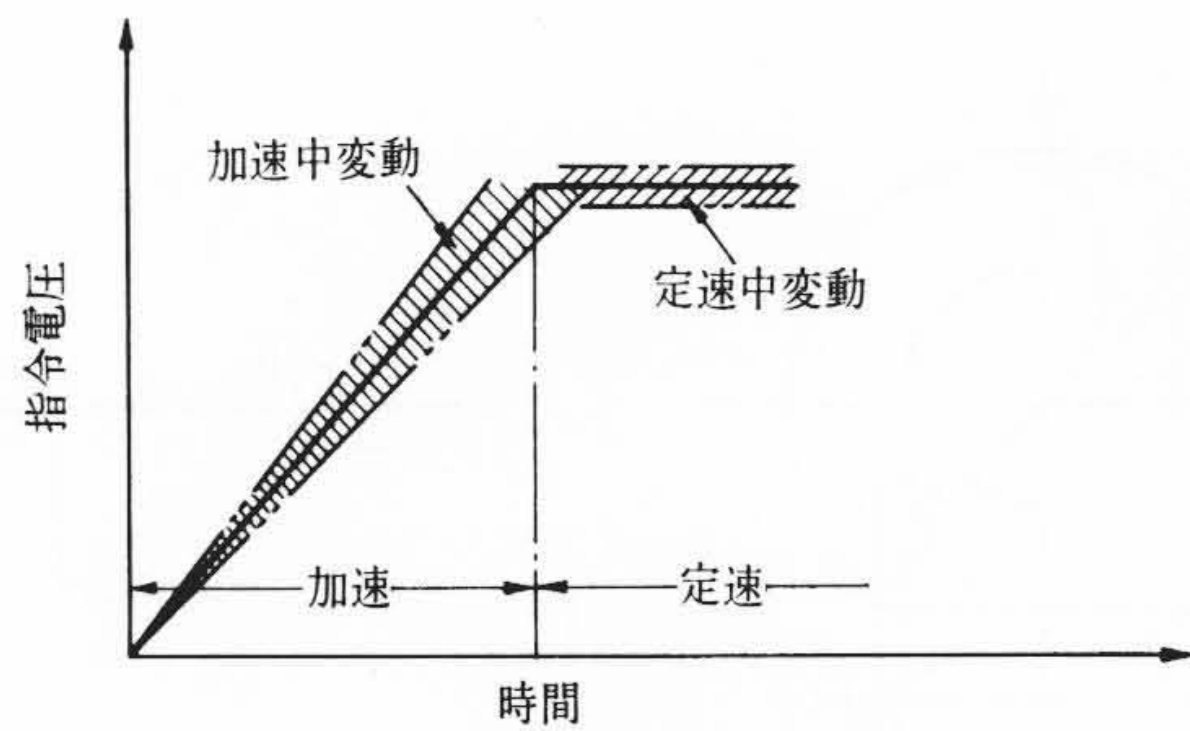


図14 加速および定速中の指令電圧変動

電気制御上のエラーによるものなのか測定値は重畳されて出て来ているため原因を究明できるデータが不足であり推測計算の域を脱していない。歩どまり向上に決定的な影響を与えるせん断精度向上のためには現象の解析、オシロ等による測定技術の向上などの対策が必要である。

精度向上に問題となる機械的誤差および電気制御上のエラーには以下にあげるものが考えられる。

#### ●機械的誤差

- (1) ゲージローラに設けるパルスカウンタの誤差
- (2) ピンチローラおよびゲージローラのスリップ

図7のようにフライングシヤーのパス方向刃先速度は一定でなく、また切断形状を良好にするため一般に材料速度の10%程度オーバースピードでせん断する(早切り)ことから材料はせん断時シヤーにより加速される現象を伴う。材料のミルかみ込み中はほとんど生じないがミルをじり抜けした状態ではピンチローラあるいはゲージローラでスリップを生ずることがある。

- (3) ゲージローラの直径変化(温度の影響)
- (4) 駆動系の“がた”(同調用ギヤのバックラッシュなど)

#### ●電気制御上のエラー

- (1) 位置指令系のエラー
  - (i) 加速中の指令装置のずれ
  - (ii) 定速中の指令系の位置制御エラー

図14に示すような加速中および定速中の指令系のエラー。

- (2) 位置帰還のエラー

刃物位置フィードバック用ポテンシオメータのリニアリティおよび温度変化による容量変化から生ずるエラー。

- (3) フライングシヤースタート指令演算エラー
- (4) 位置制御系のループ内に生ずるエラー
  - (i) 加速中の速度追従性にて生ずるもの
  - (ii) 加速遅れにて生ずるもの
  - (iii) ASR 制御用 PG の検出エラー
  - (iv) 速度指令系のエラー
  - (v) スタート点のずれ(停止位置のばらつき)

- (5) 圧延材のスピード変動

以上せん断精度に影響を与えるものを列挙したが、図15、16に示す現地測定オシログラムからモータの短時間ピッチの回転数制御のむずかしさがうかがえる。図16のオシログラムでピンチローラ速度カーブからわかるように、材料がミルにかみ込まれているときの速度変動は小さいがしり抜け後はフライングシヤーの早切りによる影響を受けスリップ発生の原因となる。

#### 5. 歩どまり向上のための最適せん断法<sup>(2)</sup>

##### (クロップコントロール法)

鉄鋼の自動化の目標として生産性の向上、生産管理、省力化(無人化)などがあげられるが、ここでは最適せん断システムを用いた



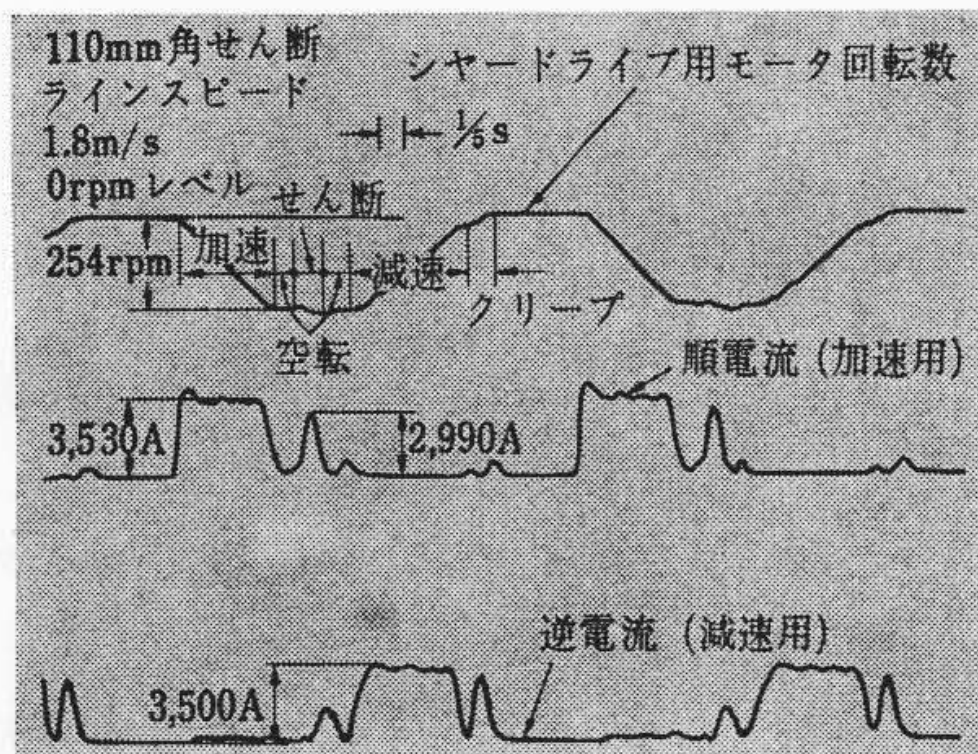


図 15 現地測定オシログラム (その 2)

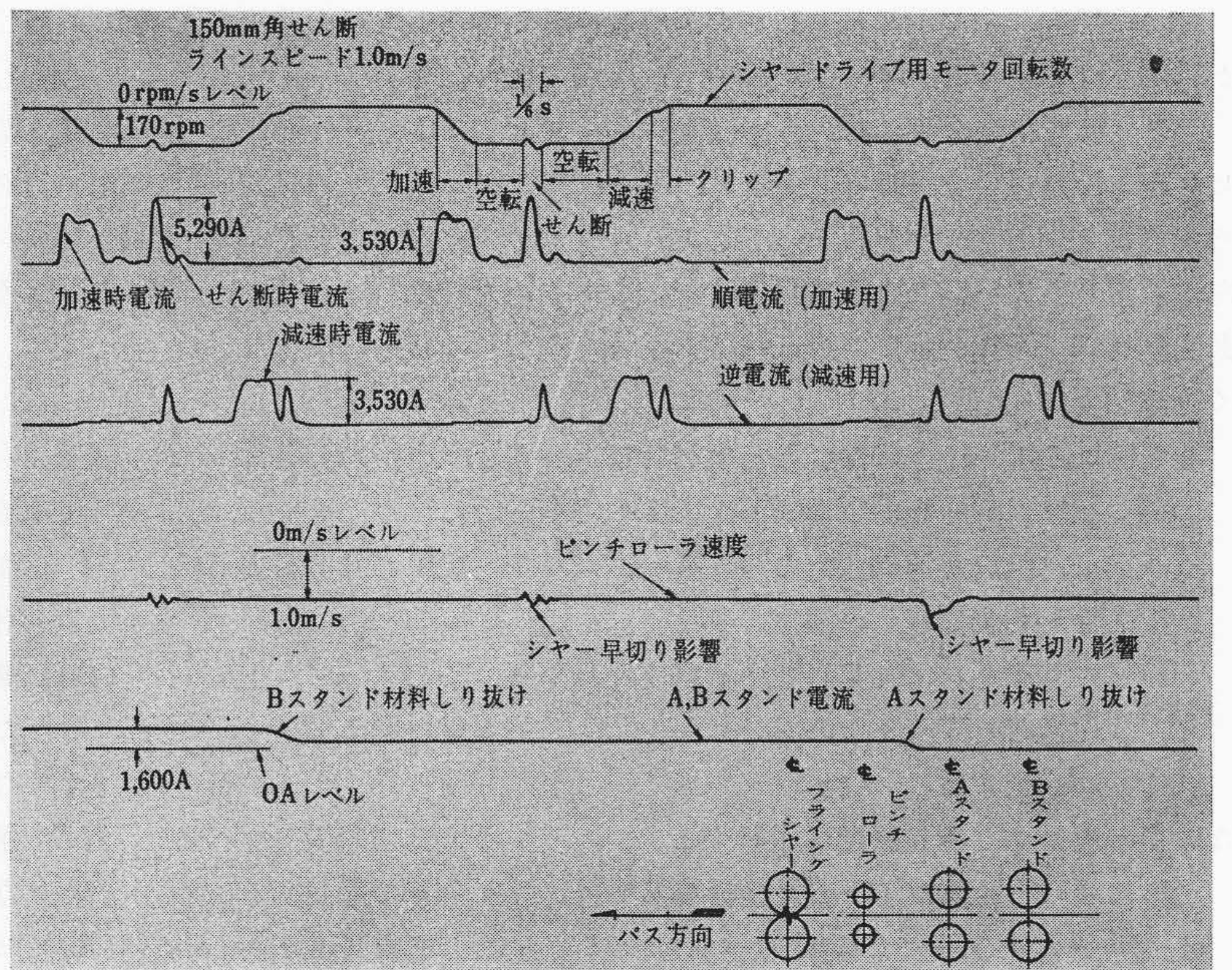


図 16 現地測定オシログラム (その 3)

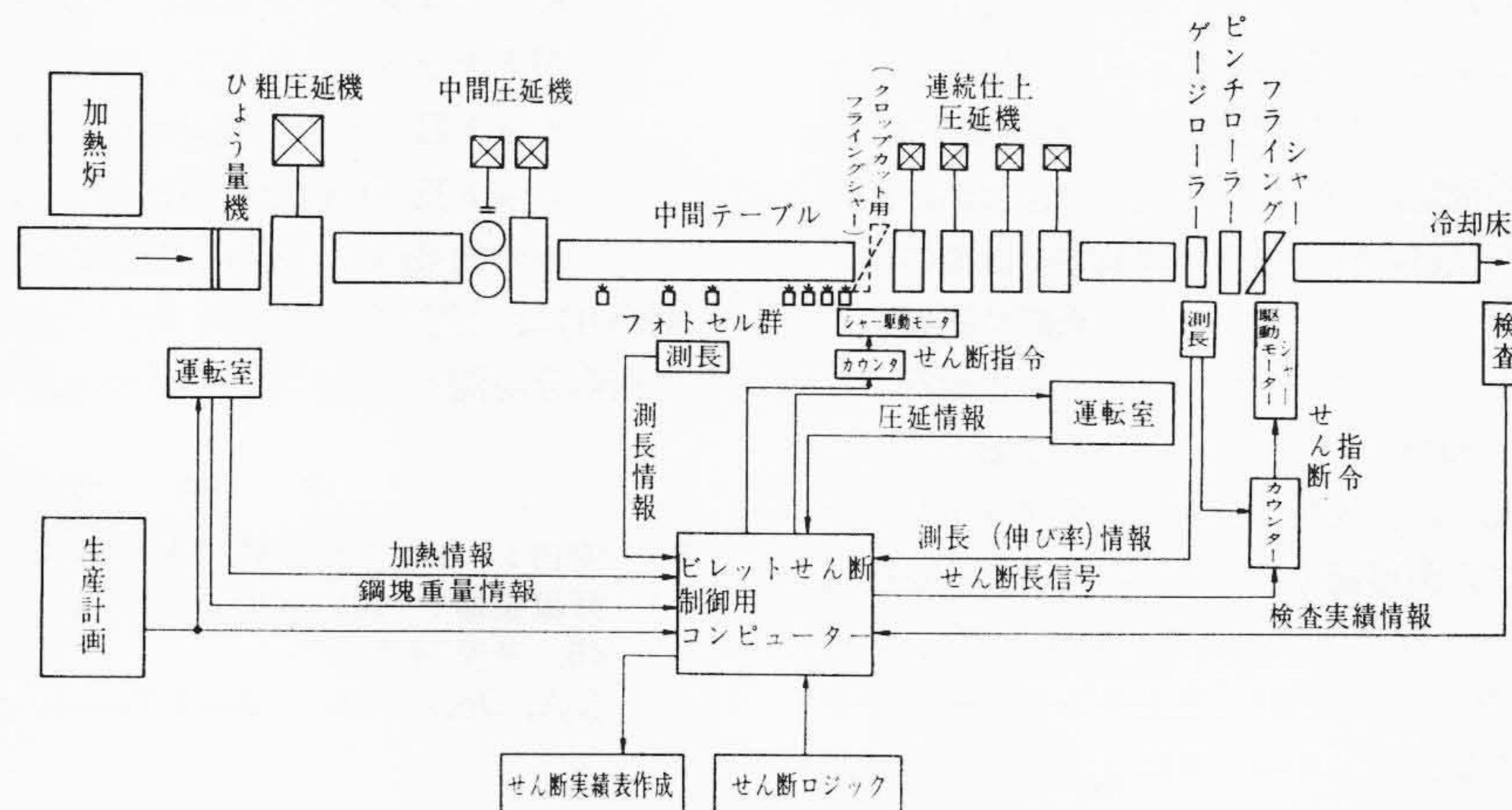


図 17 ビレット圧延設備コンピューターコントロールシステムブロック線図

クロップコントロールによる省力化に関連して発生する問題について紹介する。

### 5.1 最適せん断制御<sup>(3)(4)</sup>

成品歩どまりを向上すること、注文消化率を最大とすることなどを目標として最近国内外で採用されているものに最適せん断制御があるが、その方法には、

- (1) 後端クロップを最小とするようにせん断精度の範囲内で各定尺長を連続的にコントロールする。
- (2) 一鋼塊から種々異なる注文寸法あるいは重量の成品を最もむだのない組合せで獲得できるようにコントロールする。
- (3) 注文寸法に短尺の試験片を組み合わせてコントロールする。

などがある。

図 17 は上記最適せん断の組合せのロジックを基にコンピュータコントロールを行なう一例のブロック線図である。本システムは分塊圧延プログラム制御システム、計画用および調整用コンピュータシステムとあわせてオンライン操業管理システムを構成し、製鉄所全体の生産管理を行なっている。

### 5.2 クロップコントロールの問題

後端クロップ長さの増加に伴い、クロップがシュートへ落下せず

シャー運転トラブルの発生が急激に増加することは経験的に知られている。またクロップ長が大きいことは、歩どまりの向上に反すると同時にフライングシャートラブルを喚起し望ましいことではない。

以上の理由から国内でも最近のビレット圧延設備では 5.1 で述べた最適せん断制御システムを採用し歩どまりの向上とともに後端クロップによるフライングシャートラブルをなくして設備の効率向上を図る傾向にある。

クロップコントロールで問題となるものの一つにビレットミルで圧延されるビレット全長の把握(はあく)がある。

現在全長を推定する方法として、

- (1) 粗圧延機(ブレイクダウンミル)で圧延された中間圧延材の長さを計測し圧下率からビレットのアズロール長を計算する方法
- (2) インゴットの重量を計測して圧下率からビレットのアズロール長を計算する方法
- (3) (1)で計測した中間圧延材の長さ、フライングシャー前面に設けたゲージローラにより計測される伸び率からアズロール長を計算する方法

などがあげられる。



(1)の場合、中間圧延材の長さを高精度で計測できても断面寸法がわからない場合はクロップコントロールが困難となる。

たとえば断面で2%のばらつきは長さに換算すると4%となり、ビレット圧延後の長さでは(断面寸法比)<sup>2</sup>になりせん断精度の範囲内で連続コントロールを行なってもクロップ長が大きくなることもある。現在シャー回りの機器配置状況にもよるがだいたいクロップ長を600~1,000 mm程度に押えればシャートラブルは確率的に少なくなる傾向にある。

また断面のばらつきがないとした場合でも、中間圧延材の計測で、

(a) ゲージローラに圧延材が衝突するのを避けるため、ローラ上を材料が通過したのち、材料にローラを接触させる必要性から動作遅れの誤差が生ずる。

(b) 中間圧延材はねじれている可能性もあり、またテーブル上を進行してくるためおどりが生じ、ローラ材料間にスリップが生ずる。

などの問題があり測長精度に影響する。

(2)の場合のインゴットの重量計測法では、スケールの除去あるいはブルームシャーでの先後端クロップカットによる重量減があり、圧延状況により一律に決定できず、切捨長さに応じて計算あるいは経験的に平均的な数値を推定せざるを得ない問題がある。

(3)による方法は(1)(2)に比べ精度の高いビレット長を推定できるがビレットミル前面のホトセルの動作不良、4項で述べたシャー前面のゲージローラのスリップ、直径変化などの測長誤差がある。

ビレット圧延材の計測上の問題について種々述べてきたが、将来センサを有効に用いて中間圧延材の断面あるいは長さの計測の精度を上げ、仕上げスタンドを出るビレット材の全長を正確に把握することにより、コンピュータを用いたクロップコントロールを行なうて、後端クロップ長を600~1,000 mm程度に押えることができれば、ビレット圧延設備の稼働率に多大な影響を及ぼすフライングシャーのトラブルを回避することが可能で最適せん断システムを促進させることができよう。また図17に示すように、粗圧延機(ブレークダウンミル)の後面に中間圧延機を設置し、仕上キャリバーにより断面の精度を上げて、鋼塊重量、フォトセル群によるビレット長、

必要最終仕上ビレット重量から不要長さのクロップを仕上圧延機直前に設置したクロップカット用フライングシャーでせん断して有効な中間圧延機を仕上圧延機に送り込めばビレットフライングシャーで生ずるクロップ長をほぼ一定値に押えることが可能でクロップコントロールの効果が上がり省力化にとって図17の配置例は有効なものとなろう。

## 6. 結 言

高速大容量のビレットフライングシャーの特性および問題点について現地測定を混じえて述べた。その結果を要約すると

- (1) 従来から用いてきたフライングシャー駆動用モータ容量の計算方法を現地実測により再確認した。
- (2) せん断精度に影響を及ぼす機械的および電気的要因をあげた。現状ではせん断寸法誤差の分析が厳密に行なわれていないが、各要因を個々に測定する方法を案出して定量的な解析を行ない、推測計算との裏付けを行なっていく以外にない。今後に残された重要な問題である。
- (3) ビレット圧延設備におけるコンピュータコントロールによる歩どまり向上、省力化促進のためには、検出方法をじゅうぶんに考慮して圧延ビレット材の測長精度を向上させ、後端クロップ長を短縮化(600~1,000 mm程度)することが大きな要因となろう。また中間圧延機、先後端クロップカット用フライングシャーを設け仕上スタンドへはいるビレット長を正確なものとすれば、コンピュータコントロールの効果がいっそう上がることになろう。

終わりに、ご協力とご指導いただいた株式会社神戸製鋼所加古川製鉄所の分塊関係各位に対し深甚の謝意を表する次第である。

## 参 考 文 献

- (1) 安田：日立評論 45, 765 (昭38-5)
- (2) 野坂康雄：鉄鋼業のコンピュータ・コントロール 22 (昭45, 産業図書)
- (3) J. A. Donoghue: Steel Times, p. 72 (Jan. 1967)

Vol. 53

日立評論

No. 12

### 目 次

#### ■論 文

- ・脱塩式フィルタのろ過およびイオン交換特性
- ・遠心形ターボ機械用ディフューザ流路の研究
- ・厚鋼板の超音波探傷
- ・550 kV 大容量壁ぬきブッシング
- ・大形振動台
- ・深冷分離法による水素の回収
- ・押しボタンダイヤル用局内装置
- ・複数の反応情報に扱える教育システム

- ・ポリエチレンケーブルのボイド放電劣化の検討
- ・小形機器用無溶剤形絶縁ワニスの耐熱寿命試験

#### ■電磁気分析装置特集

- ・最近の高分解能核磁気共鳴装置の進歩とその応用
- ・簡易形高分解能核磁気共鳴装置(R-24)の特徴と応用
- ・GC-MS 専用 RM-50 GC 質量分析計
- ・イオンマイクロアナライザと固体分析への応用
- ・理化学機器のデータ処理

発行所 日立評論社

東京都千代田区丸の内一丁目5番1号  
郵便番号 100

取次店 株式会社 オーム社書店

東京都千代田区神田錦町3丁目1番地  
郵便番号 101

振替口座 東京 20018番