

# 高速揺動形フライングシヤー

## High Speed Rocker Type Flying Shear

今井 幸義\* 大竹 幸雄\*

Yukiyoshi Imai Yukio Ohtake

高倉 芳生\* 上条 良男\*

Yoshio Takakura Yoshio Kamijyo

Speed-up of the rocker type flying shear, which shears moving strips, has been difficult because of the inertia force—varying between negative and positive values—generated by the reciprocating and rocking motion of the shear frame. Hence, 120 m/min or so has been regarded as the maximum speed. As a means of balancing the inertia force, the authors worked out two systems—one using air-springs and the other of the rotor type—then went on to develop a high-speed rocker type flying shear capable of a line speed of 240 m/min, doubling the former maximum speed. The new flying shear is described.

### 1. 緒言

最近の圧延設備の高速化に伴い、ストリップ精整設備の高速化が促進され、フライングシヤーによる高速せん断の必要性が増大しつつある。フライングシヤーには揺動形とドラム形の2種がある。揺動形は高速にできない欠点があるが厚板せん断に適し、せん断長さ範囲が広いという長所を有するため圧倒的に使用されており、高速の揺動形フライングシヤーの出現が各方面より望まれていた。

揺動形フライングシヤーの具備すべき条件は、せん断時刃物速度がストリップ走行速度に一致することおよび所定のせん断長さを自由に設定できることである。この構造については文献<sup>(1)</sup>に詳細に述べられているが、これらの条件を満足するためにせん断フレームは往復揺動運動を行ない、その結果正負に変動する慣性力が発生する。この慣性力の大きさはライン速度の自乗に比例して増大し、速度を上げてゆくと各部の応力が増すとともに、各部のがた、すきまにより発生する衝撃のため各部の寿命低下、はては破損に至る。したがって高速化のためには、この衝撃対策以外にこの慣性力を積極的にバランスし、せん断フレームの平滑な往復

揺動運動をうる必要がある。慣性力バランス装置として日立が開発した回転式あるいは空気ばね式バランス装置を装備することにより、240m/min程度の高ライン速度が可能である見通しを得、現在CGラインなどで要求されている仕様の180m/minの高速揺動形フライングシヤーの製作に成功した。図1は現地稼働中の高速揺動形フライングシヤーである。

本文ではせん断フレームの慣性力の理論解析とバランス装置の具備すべき条件、バランス装置の出力について説明し、さらに試作機の実験結果と実機としての特長および運転状況について報告するものである。

### 2. 慣性力の解析

#### 2.1 厳密計算

せん断フレームの慣性力は各部の運動がわかれば計算できる。図2のリンクでA、B点の運動がわかっているならば重心位置は、

$$x_g = m \cos \theta + n \sin \theta$$

$$y_g = m \sin \theta - n \cos \theta$$

で計算でき、リンクの角速度 $\omega_z$ は次式から求められる。

$$\omega_z = \frac{V_{xa} - V_{xb}}{l \sin \theta} \text{ または } \omega_z = \frac{V_{yb} - V_{ya}}{l \cos \theta}$$

この $\omega_z$ を使って重心点の速度は次式から計算される。

$$V_{xg} = V_{xa} - \omega_z \cdot y_g$$

$$V_{yg} = V_{ya} + \omega_z \cdot x_g$$

重心点の加速度 $\alpha_{xg}$ 、 $\alpha_{yg}$ 、 $\omega_z$ はおのこの $V_{xg}$ 、 $V_{yg}$ 、 $\omega_z$ を微分して求められるのでリンクの慣性力、慣性トルクは次式から計算できる。

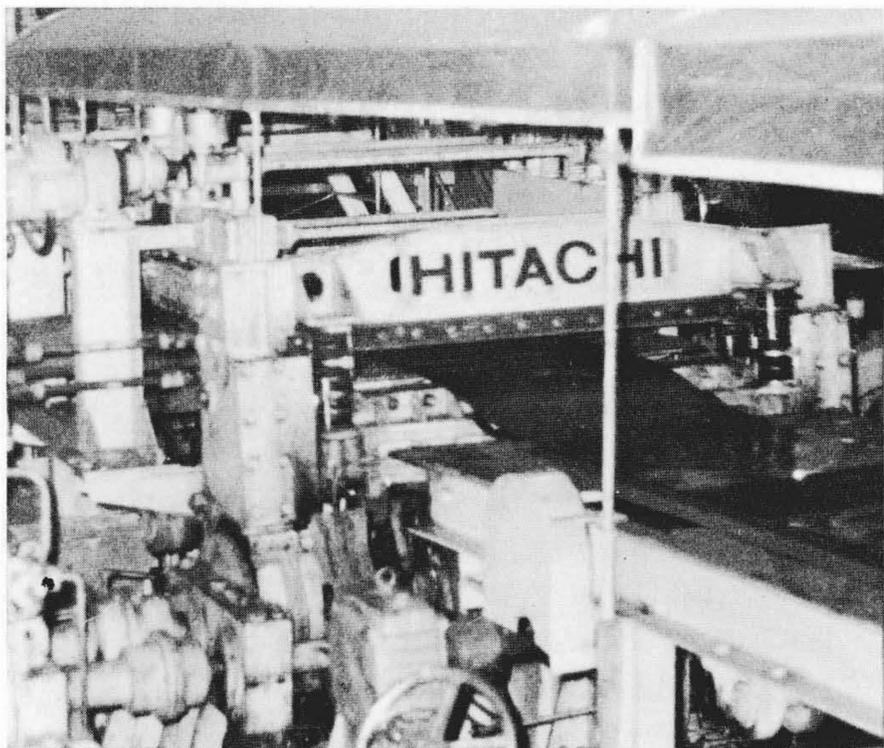


図1 稼働中の高速揺動形フライングシヤー

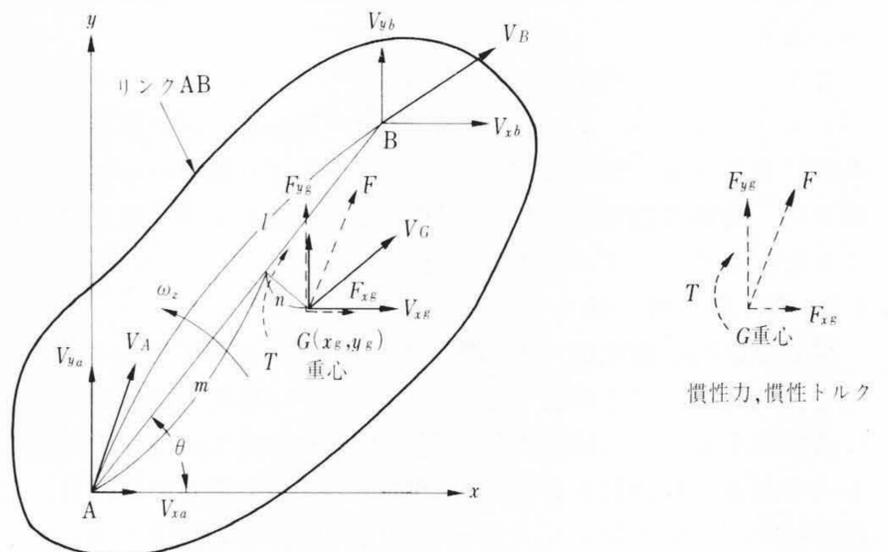


図2 リンクの速度、慣性力

\* 日立製作所日立工場

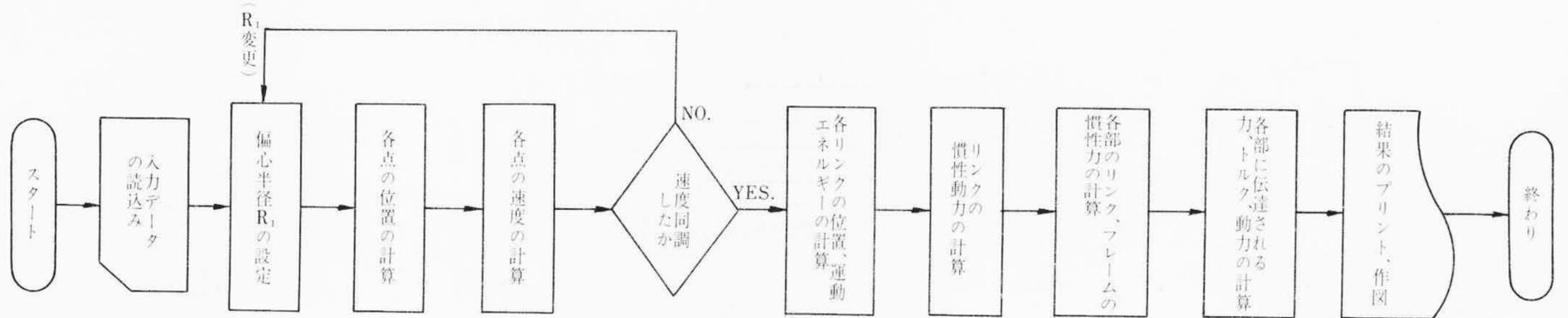


図3 慣性力計算フローチャート

$$F_{xg} = -M \cdot \alpha_{xg}$$

$$F_{yg} = -M \cdot \alpha_{yg}$$

$$T = -I \cdot \dot{\omega}_z$$

ここで、 $M$ ：リンクの質量

$I$ ：リンクの重心点の慣性モーメント

リンクの慣性力、慣性トルクがわかれば力のつりあい式より各部に伝わる力が計算できる。

図3は各点の運動、慣性力などの計算フローチャートを示したものである。

以上の厳密計算の電算機による解析結果は図4～7に示すとおりである。

### 2.2 近似計算

厳密計算では慣性力の概略をつかむのに適当でないので、以下近似式を導入する。せん断フレームの運動は図8の2点鎖線で示

したとおりで、その重心点の運動は次式でほぼ近似できる。(図4の  $x$  に対して3%以下の誤差)

$$\left. \begin{aligned} x &= x_0 \cdot \sin \omega t \\ y &= -y_0 \cdot \cos \omega t \\ \varepsilon &= \varepsilon_0 \cdot \sin \omega t \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 $x_0$ ：重心の水平最大振幅

$y_0$ ：重心の垂直最大振幅

$\varepsilon_0$ ：せん断フレームの最大振れ角

$N_s$ ：シャー主軸回転数

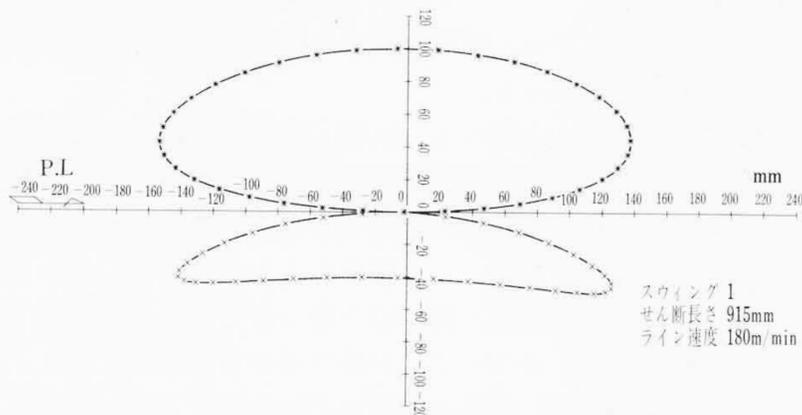


図4 上、下刃物軌跡

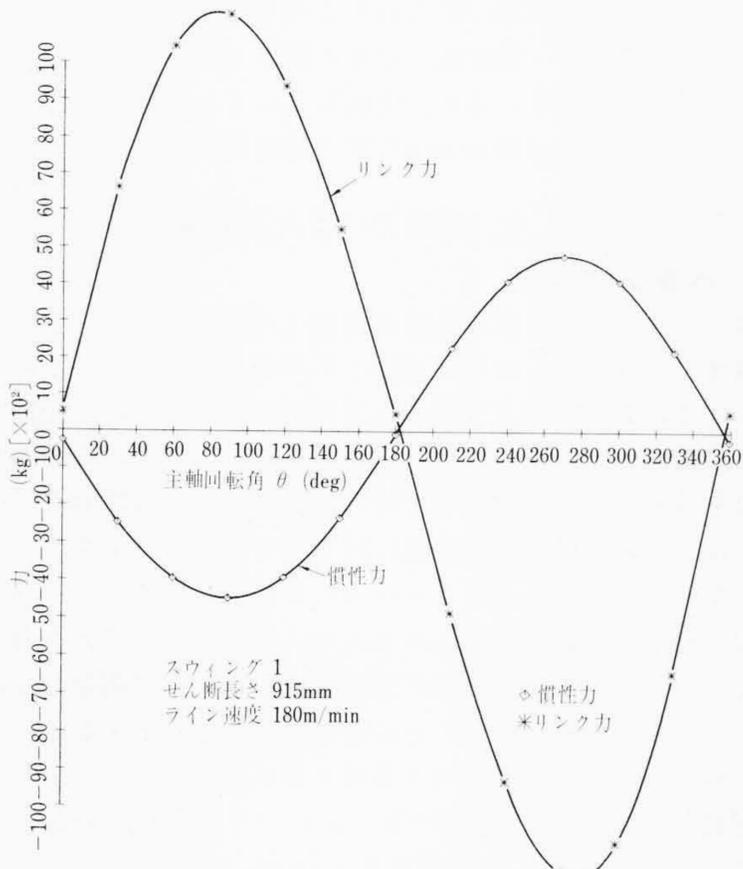


図5 慣性力、リンク力

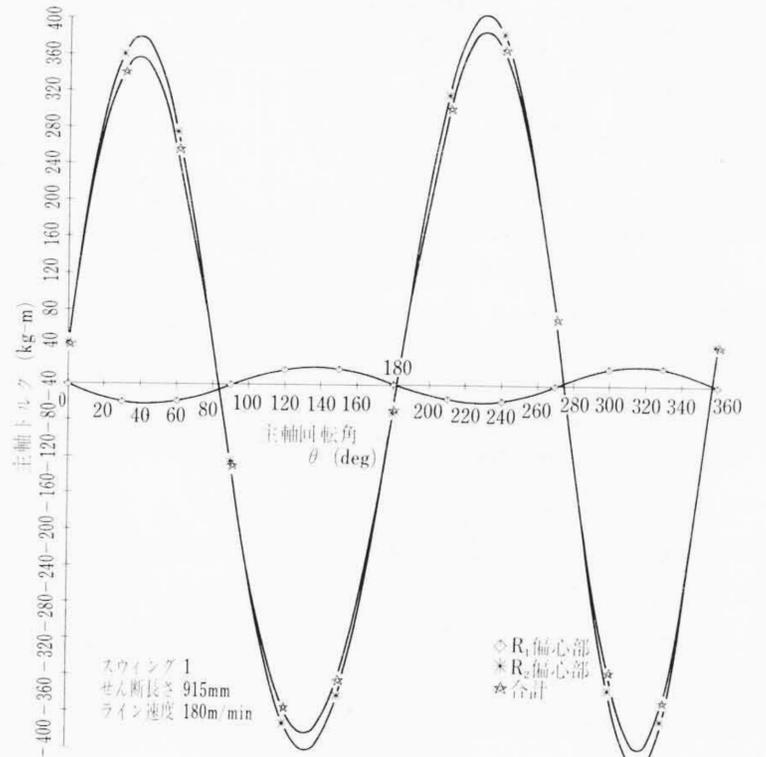


図6 主軸トルク

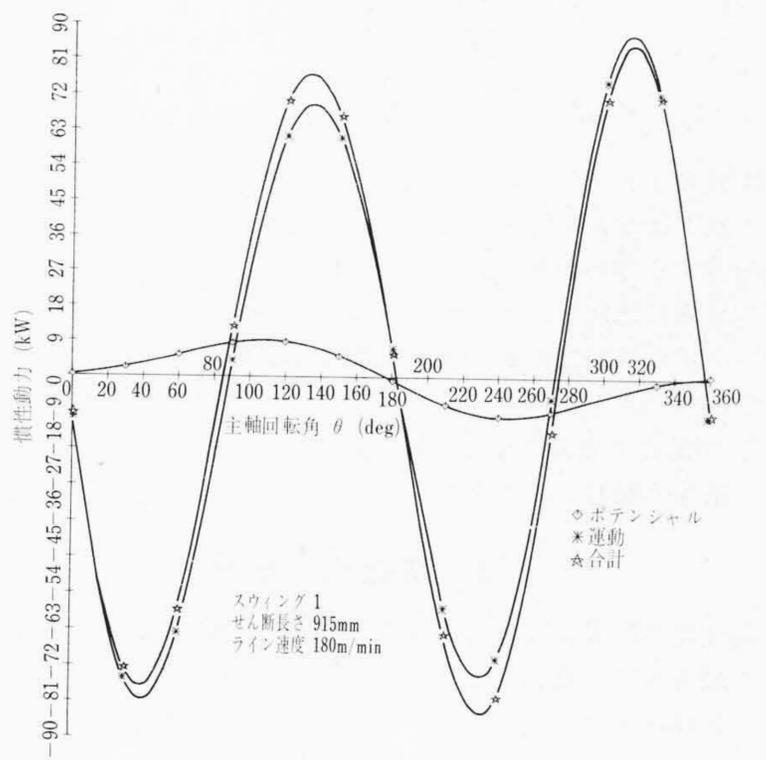


図7 慣性動力

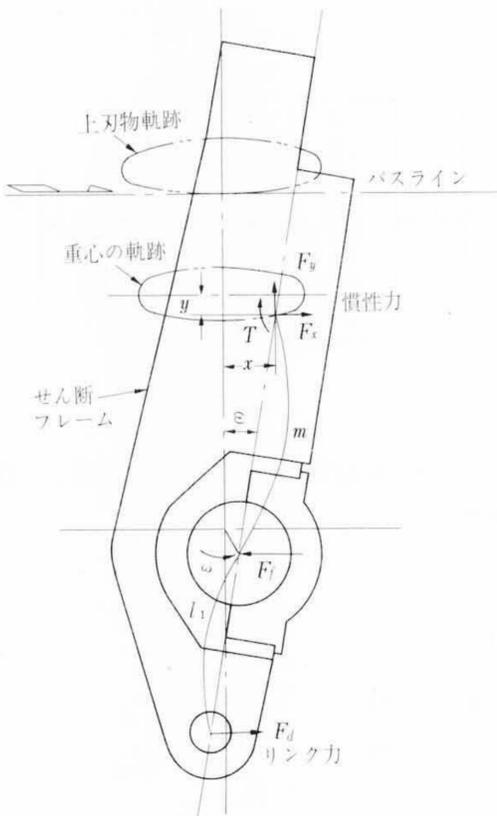


図8 せん断フレームに働く力

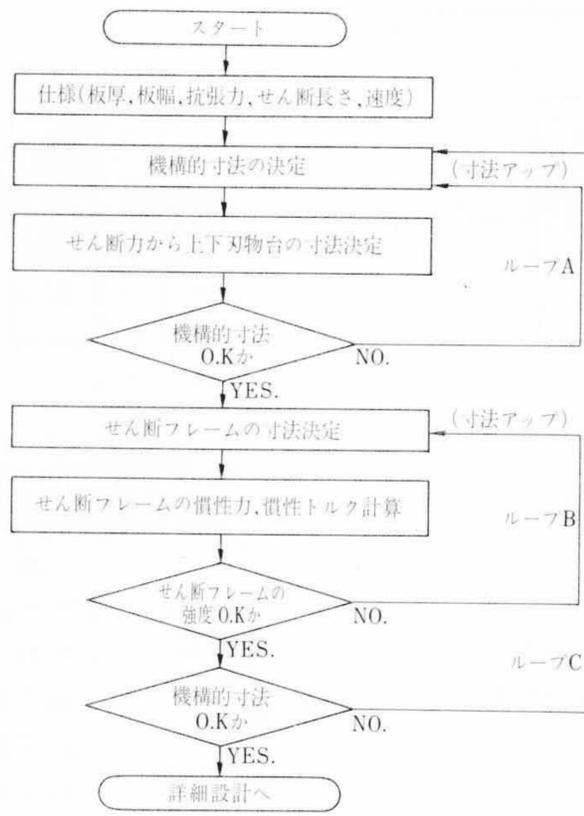


図9 主要寸法設計フローチャート

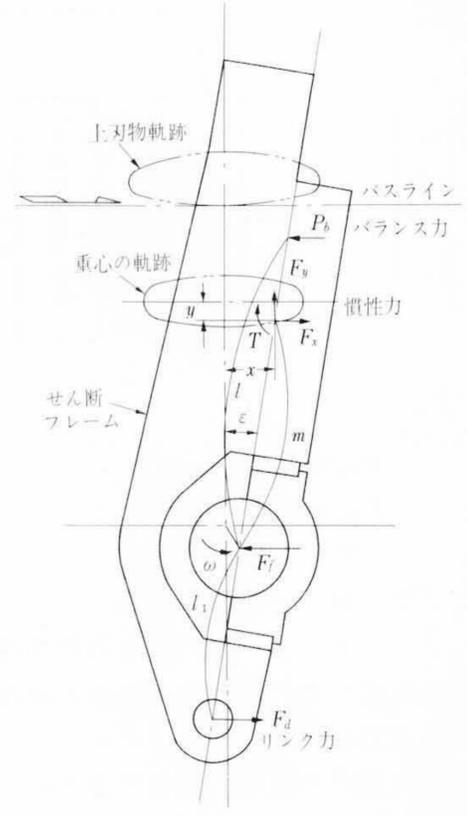


図10 せん断フレームに働く力(バランス付)

$\omega$ : シヤー主軸回転角速度 ( $=N_s/2\pi$ )

したがって慣性力、慣性トルクは次式で計算できる。

$$\left. \begin{aligned} F_x &= -M \cdot \ddot{x} = \omega^2 \cdot M \cdot x \\ F_y &= -M \cdot \ddot{y} = \omega^2 \cdot M \cdot y \\ T &= -I \cdot \ddot{\epsilon} = \omega^2 \cdot I \cdot \epsilon \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2)$$

ここに、 $M$ : せん断フレーム重量 (含下刃物台重量)

$I$ : せん断フレーム慣性モーメント (重心点)

この慣性力、慣性トルクにつりあう力  $F_f$ ,  $F_d$  が駆動系に伝わり、その大きさは次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} F_d &= \frac{F_x \cdot m \cos \epsilon + T}{l_1 \cdot \cos \epsilon} \approx \frac{F_x \cdot m + T}{l_1} \\ F_f &= F_x + F_d \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(3)$$

上式で  $F_y$  の影響は計算結果で5%以下と小さいので無視してある。

ここで慣性力  $F_x$  は(2)式からわかるように正負に正弦波状に変動するがその最大値について考えてみると次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \omega &= \frac{N_s}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{V}{L} \\ x_0 &\propto L \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(4)$$

ここに、 $V$ : ライン速度

$L$ : せん断長さ

ゆえに、 $F_{x,max} = \omega^2 M x_0 \propto M \cdot \frac{V^2}{L} \dots\dots\dots(5)$

(4)式の上の式はせん断長さとシヤー主軸回転数との関係式であり、下の式<sup>(1)</sup>はせん断時刃物走行速度が材料走行速度(=ライン速度)に同調するための条件式である。したがって慣性力  $F_x$  はライン速度の自乗に比例し、せん断長さに反比例することがわかる。慣性トルク  $T$  についても  $\epsilon_0$  が  $x_0$  に比例することからやはり  $V^2/L$  に比例する。

この(3)式で表わされる力  $F_d$ ,  $F_f$  が駆動系に伝達され加減速により衝撃、騒音などを発生し強度、寿命の面で悪影響を及ぼす。

### 3. 高速化の限界

高速化の限界には種々の要素が関連し一概には決めかねるが、その最も大きい要素は(1)せん断フレームの慣性力による各部の強度、(2)高速化に伴って各部の軸受部、リンク連結部のがた、すきまから発生する衝撃、騒音などの問題であろう。

この衝撃、騒音については軸受としてころがり軸受を使用し、

リンク連結部には特殊ながた防止対策により対処することができるが、せん断フレームの慣性力による各部の強度については、強度アップが慣性力の増加となって表われ、せん断機各部の寸法が異常に大きくなったり、あるいは非常なアンバランスとなったりする。極端な場合は設計不能となる場合さえある。これを図9の主要寸法設計フローチャートにより説明する。ここで主要寸法というのはこれによりせん断機の概略の大きさが決まるものでこれにより詳細設計にはいる。

図9でループAは仕様のうち板厚、板幅、抗張力により決定されるものでこの部分で多数回繰り返すことはない。ループBは慣性力によるせん断フレームのチェックルーチンで若干設計がアンバランスになることはあっても収束するものである。しかしながらループBの収束の結果、機構的寸法に変更を生ずる場合はループCを繰り返す。このループCを繰り返すとこの繰り返しごとに慣性力が大幅に増加し各部の寸法がそれに伴って増し収束するのが困難になる。たとえ収束しても寸法が過大になったり、アンバランスになったりする。すなわちこのループCが高速化の限界を定めるわけである。設計的にはせん断フレームに高張力鋼を採用して軽量化を図っているが、それによってもやはり限界があり現状ではライン速度 120m/min程度が速度限界とされている。

## 4. 慣性力バランス装置

### 4.1 バランス原理

慣性力  $F_x$  による各部の強度が高速化の限界を定めるとすればこの慣性力の存在する限り高速化は不可能ということになる。駆動系にはこの慣性力により図6, 7に示すような正負に変動するトルク、動力が伝わるわけであるが、この駆動系での変動トルク、動力を消去しても依然としてせん断機各部には慣性力が伝達されており、せん断機各部の強度に対してなんらの効果を有しないことになる。そこでせん断フレームに直接この慣性力にバランスする力を加えて、駆動系はもちろんせん断機内部でさえも力が伝達しないようにすれば、各部の強度はライン速度に関係しないせん断力のみで耐えればよいことになり高速化が可能となる。以下、このバランス力の具備すべき条件を求める。

図10に示すようにせん断フレームにバランス力  $P_b$  を加えて駆動系に伝わる力  $F_d$ ,  $F_f$  を計算すると、

$$\left. \begin{aligned} F_d &= \frac{F_x m \cos \varepsilon + T - P_b l \cos \varepsilon}{l_1 \cos \varepsilon} = \frac{F_x m + T - P_b l}{l_1} \\ F_f &= F_x + F_d - P_b \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(6)$$

ここで完全にバランスする条件は  $F_d = F_f = 0$  とおき、次のように求められる。

$$\left. \begin{aligned} P_b &= F_x = \omega^2 M \cdot x \\ l &= m + \frac{T}{F_x} = m + \frac{I \cdot \varepsilon_0}{M \cdot x_0} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(7)$$

$x_0, \varepsilon_0$  はおのおのせん断長さにより変わる数値であるがその比  $\varepsilon_0/x_0$  はほぼ一定となる。したがってバランス力の着点  $l$  は一定となり、せん断長さ、ライン速度が変化しても変える必要はない。この着点の位置は非常に重要でこの点以外にいかなる荷重を加えても同時に  $F_d, F_f$  をゼロにすることはできず、どちらかは必ず残り駆動系に力が伝達される。しかし駆動系に伝わる動力をゼロにすることは可能である。その場合は  $F_d, F_f$  ともにゼロでなく、ある大きさの力がせん断機内部に伝達されることになり各部の強度が問題となってくる。したがって着点位置が一定であれば、あとはバランス力  $P_b$  の大きさのみを慣性力に合わせて調整すればよいことになる。このバランス力  $P_b$  は(7)式から慣性力  $F_x$  に大きさ等しく方向反対に加えればよいことがわかる。したがって常にストローク中心に向かい、その大きさは中心からの距離に比例するという性質を持つことが必要である。このような性質を有するバランス力を発生する装置を慣性力バランス装置と呼ぶ。

以上の結果を整理して慣性力バランス装置が具備すべき条件は下記の二つとなる。

- (i) バランス力が常にストロークの中心に向かい、かつ中心からの距離に比例すること。
- (ii) バランス力の大きさが調整可能であること。  
これはせん断長さ、ライン速度が変わった場合に完全に慣性力とバランスするためにはバランス力の大きさを調整する必要がある。

4.2 慣性力バランス装置

以上の慣性力バランス装置としての条件を満足し今回考案、試作した回転式と空気ばね式バランス装置につき説明する。

4.2.1 回転式バランス装置

これは高速回転する慣性マスの遠心力による復元力を利用するもので、図11に示すように高速回転するロータ内部を慣性マスが上下する構造となっている。このバランス装置はリンク機構によりせん断フレーム上部に連結されており、せん断フレームの揺動運動によりバランス装置のロッドが左右にストロークし、慣性マスの遠心力がバランス力となるわけである。このバランス装置の出力は次式から計算される。

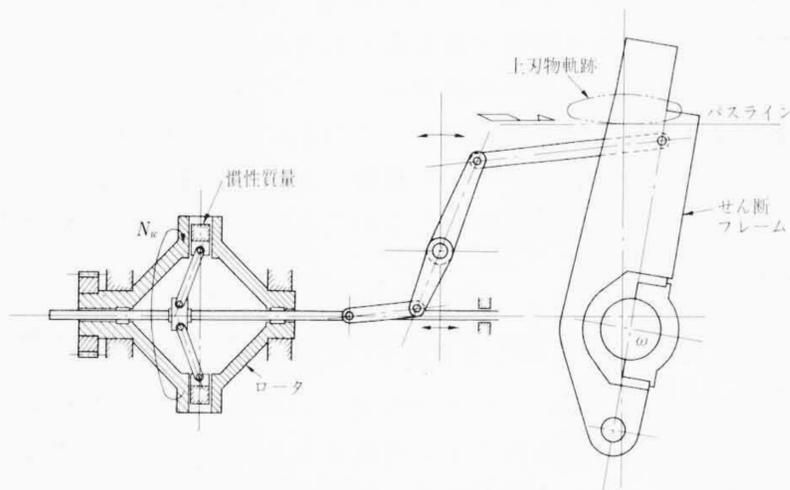


図11 回転式バランス装置

$$F_b = M_b \times \left( \frac{2\pi N_w}{60} \right)^2 \times x_s \dots\dots\dots(8)$$

- ここに、 $F_b$  : バランス装置出力
- $M_b$  : 慣性マス全質量
- $N_w$  : ロータ回転数
- $x_s$  : バランス装置ロッドストローク

この出力  $F_b$  がリンク機構によりせん断フレームに伝達され(7)式のバランス力  $P_b$  となり慣性力、慣性トルクとバランスするわけである。(8)式からわかるようにバランス力はストローク  $x_s$  (すなわちせん断フレームのストローク  $x$ ) に比例し、かつ復元力であり、さらにその大きさの調整はロータ回転数  $N_w$  を変えて行なうことができ、バランス装置としての条件をすべて満足している。

4.2.2 空気ばね式バランス装置

これは左右に固定された空気ばねの中央の面板がストロークし、一方の空気ばね内部の空気圧は圧縮され昇圧し、他方の空気ばね内部の空気圧は膨脹し圧力が低下しその結果常にストロークの中心に向かう力を発生することを利用したもので図12はその構造を示したものである。

そのバランス装置の出力は次式から計算される。

$$F_b = A_0 \cdot \left[ \left( 1 + \frac{\pi x_s}{n D_0} \right) \cdot \left\{ \frac{P_0 + 1}{\left( 1 - \frac{x_s}{H_e} \right)^k} - 1 \right\} - \left( 1 - \frac{\pi x_s}{n D_0} \right) \cdot \left\{ \frac{P_0 + 1}{\left( 1 + \frac{x_s}{H_e} \right)^k} - 1 \right\} \right] \dots\dots(9)$$

- ここに、 $F_b$  : バランス装置出力
- $A_0$  : 空気ばね断面積
- $n$  : 空気ばね山数
- $D_0$  : 空気ばね有効径
- $x_s$  : 空気ばねストローク
- $P_0$  : 封じ込み圧力
- $H_e$  : 空気ばね有効高さ
- $k$  : ポリトロピック指数 (=1.4)

(9)式を実際に計算すると  $F_b$  はほぼストローク  $x_s$  に比例しており、またバランス力の大きさは封じ込み圧力  $P_0$  を変えることにより調整される。

4.3 計算結果

以上の計算は近似計算であるが電算機による厳密計算を行なったものは図13、14に示すとおりである。これは回転式バランス装置を連結した場合のリンク力  $F_d$  と主軸トルクの計算結果であるが、この図からリンク力  $F_d$  は約90%ほど、主軸トルクは約75%ほど減少していることがわかり、良好なバランス効果が表われていることがわかる。なお空気ばね式の場合もほぼ同程度のバランス効果を有することを計算にて確認した。これらのバランス装置により従来の最高ライン速度 120m/minにおけるフレーム応力と同等の応力とすれば 240m/min程度までライン速度を上げることが理

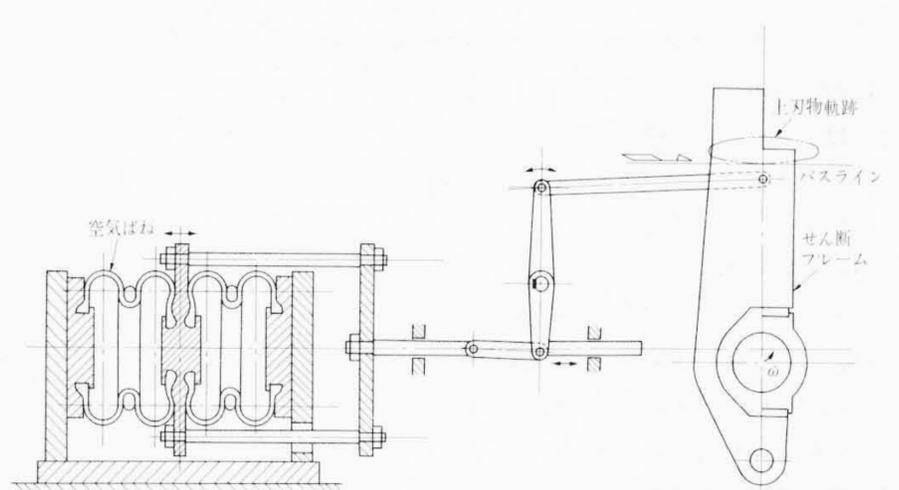


図12 空気ばね式バランス装置

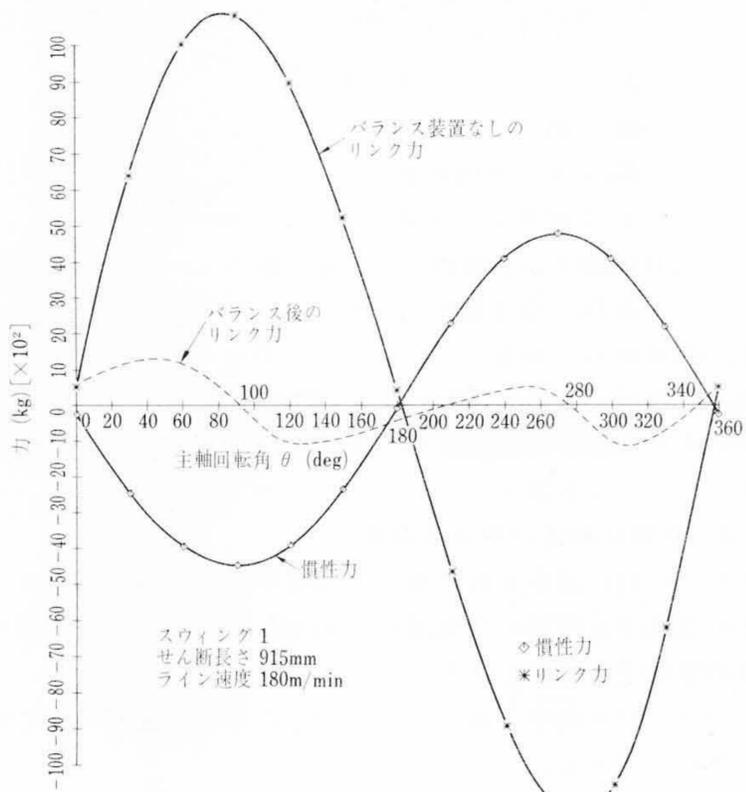


図13 慣性力、リンク力(バランス付)

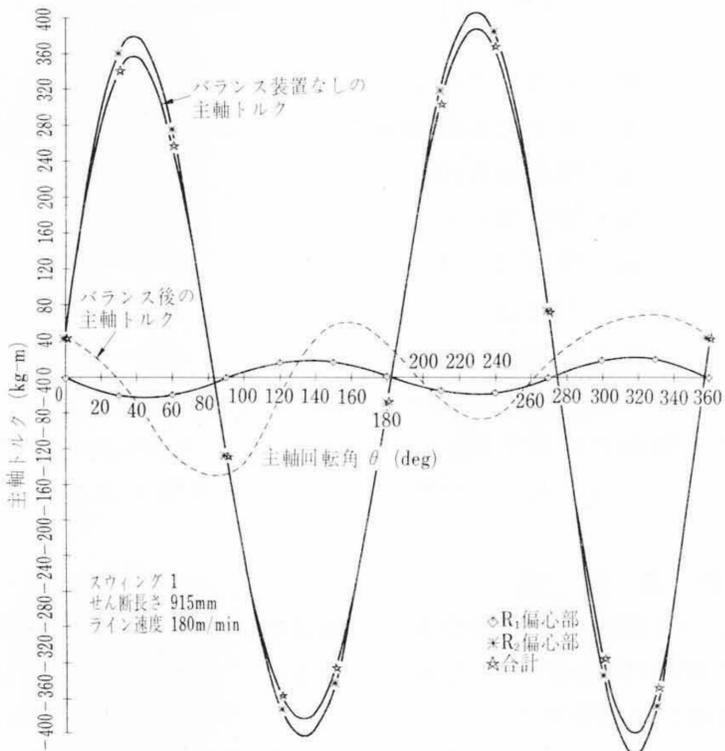


図14 主軸トルク(バランス付)

論的に確認できた。

### 5. 試作機の仕様

以上の解析からバランス装置を装着することにより高速化が可能であるとの結論を得、従来のライン速度を大幅に上回る下記仕様のフライングシャーを製作した(図1)。ここでライン速度はバランス装置を連結した場合に 180m/minまで、連結しない場合は 120m/minまで可能となるよう設計されている。

#### 5.1 仕様

せん断材

材質：軟鋼ストリップ

抗張力：45kg/mm<sup>2</sup>

板厚：0.15~1.6mm

板幅：600~1,270mm

せん断長さ：915~5,490mm

ライン速度：0~180m/min

#### 5.2 実験結果

図15は空気ばね式バランス装置を連結した場合のライン速度に

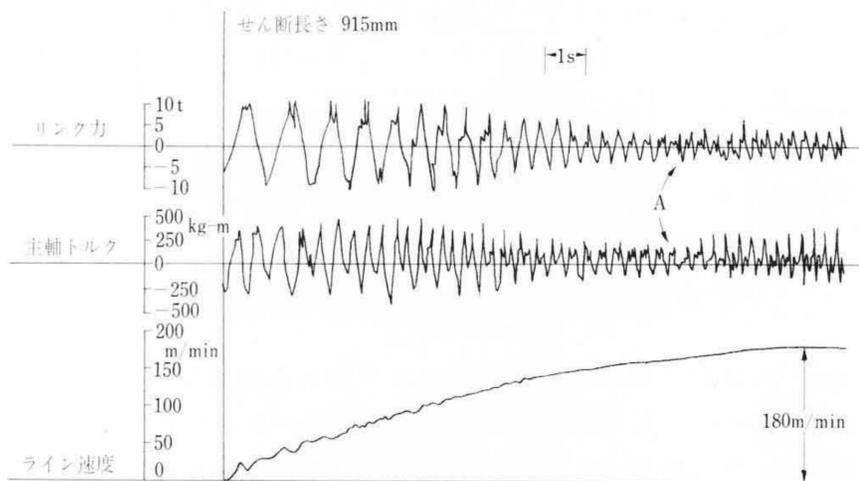


図15 空気ばね式バランス装置バランス効果

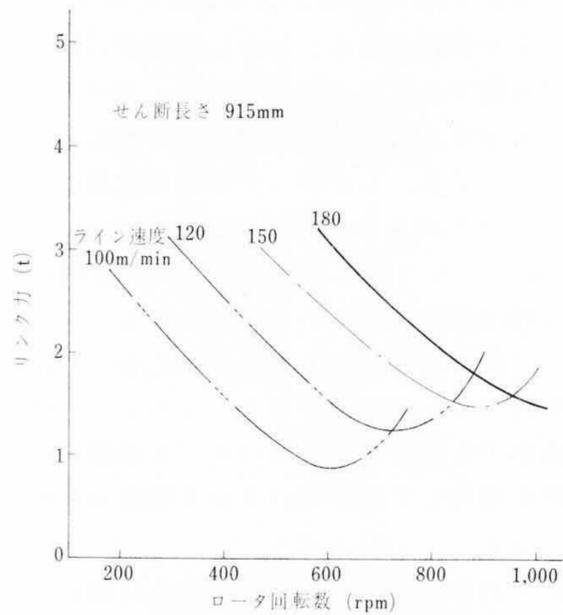


図16 回転式バランス装置バランス効果

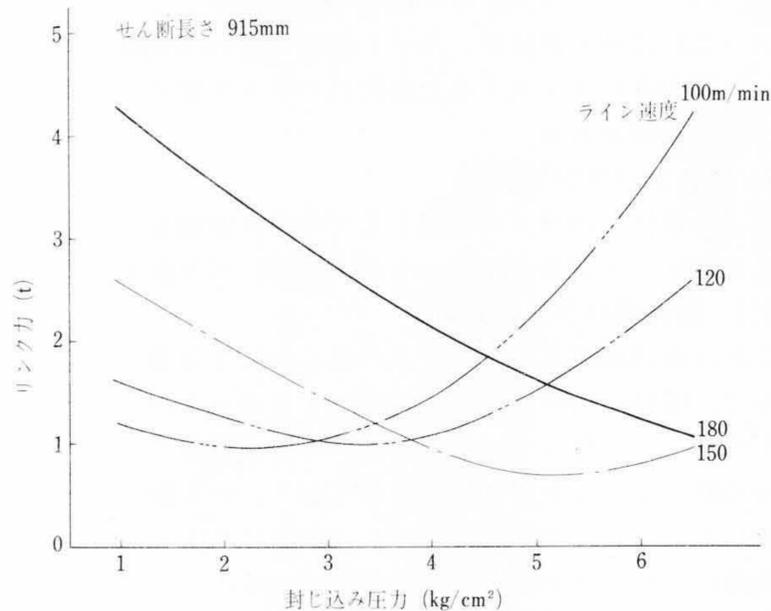


図17 空気ばね式バランス装置バランス効果

対するリンク力 $F_d$ 、主軸トルクの実測オシロ図である。Ⓐ部がリンク力 $F_d$ 、主軸トルクが最小となる状態、すなわち最適バランス状態である。バランス効果が良く表われておりバランス力により大幅にリンク力 $F_d$ 、主軸トルクが減少していることがわかる。

図16, 17は両バランス装置のリンク力 $F_d$ の実測値である。図中の曲線の最小部分が最適バランス状態である。表1, 2は両バランス方式のバランス効果を示したものである。バランス効果は次式で表わされる。

$$\text{バランス効果} = \left(1 - \frac{\text{バランス時のリンク力}}{\text{バランス装置なしのときのリンク力}}\right) \times 100 \dots (10)$$

すなわちバランス装置によりどの程度リンク力が減少したかを示すものである。この表からライン速度が大きい、すなわち慣性力の大きい場合にバランス効果が良く好都合である。このバランス装置によりライン速度 180m/minでのリンク力は 2.46tで、バラ

表1 回転式バランス装置バランス効果

No.	せん断長さ (mm)	ライン速度 (m/min)	バランス時のロータ回転数(rpm)		バランス装置 なしのときの リンク力(t)	バランス時の リンク力(t)	バランス効果(%)	
			計算値	実測値			計算値	実測値
1	915	100	590	610	3.8	0.86	85.0	77.4
2	"	120	720	750	5.4	1.12	86.1	79.2
3	"	150	870	900	8.25	1.39	87.6	83.9
4	915	180	1,050	>1,000	11.8	1.39	92.6	88.2
5	1,524	100	320	330	2.41	1.02	69.9	57.8
6	"	120	420	450	3.26	1.34	75.5	58.1
7	"	150	480	510	4.86	1.66	78.1	66.0
8	1,524	180	605	620	6.8	2.14	79.0	68.5

表2 空気ばね式バランス装置バランス効果

No.	せん断長さ (mm)	ライン速度 (m/min)	バランス時の封じ込み圧力(kg/cm <sup>2</sup> )		バランス装置 なしのときの リンク力(t)	バランス時の リンク力(t)	バランス効果(%)	
			計算値	実測値			計算値	実測値
1	915	100	1.65	1.8	3.8	0.96	86.0	74.5
2	"	120	3.0	3.25	5.4	1.02	87.3	81.2
3	"	150	4.7	5.1	8.25	0.64	93.9	92.2
4	915	180	7.1	>6.5	11.8	<0.80	94.2	93.2
5	1,524	100	-0.1	0	2.41	1.07	70.3	55.5
6	"	120	0.2	0.6	3.26	1.45	75.9	55.4
7	"	150	0.75	1.2	4.86	1.55	79.8	68.1
8	1,524	180	1.5	1.8	6.8	2.46	80.7	65.4

表3 せん断長さ誤差

	誤差要因	対策
1	PIVのスリップ	○スリップの少ないPIVの選定 ○PIVを通過する動力を小さくする ○ステップ切換段数を多くする
2	歯車列のかみ合誤差	○モジュールを小さく、高精度の歯車の使用 ○バックラッシュフリー装置の取付
3	刃物レーキ	○速度同調装置により最小に調整
4	ストリップの波打ち	○波打ち防止(パスラインの保持、ピンチローラの使用)
5	その他	○各部のがた、すきまなどをできる限り小さくする (加、減速、速度変動時の誤差を少なくするため)

ンス装置なしのときの 100m/minのライン速度におけるリンク力 3.8t よりも小さくすることができた。したがってこれらのバランス装置は、今回製作したライン速度 180m/min以上の高速フライングシャーにも十分適用できることがわかる。バランス効果の実測値と計算値の差は各部のがた、すきまによる衝撃力や各部の摩擦力の影響によるものと思われる。このバランス装置をつけた場合の速度限界は現在のところ明確ではなく、さらに仕様(板厚、板幅、せん断長さなど)によっても変化するが、240m/min程度ではないかと推定される。

6. せん断長さ誤差

フライングシャーはその高能率のせん断作業にもかかわらず、そのせん断長さ誤差が少ない。現在±0.8mm程度以下に収まるように要求されているが、将来はさらに過酷な要求が課せられる向きにある。したがって高速でもせん断長さ誤差がふえないようにする必要がある。今回の高速フライングシャー製作にあたってせん断長さ誤差要因を定量的に解析し±0.5mmを目標に設計した。表3はせん断長さ誤差要因とその対策を、表4はせん断長さ誤差の実測値を示したものである。これにより誤差はほぼ所期の誤差

表4 せん断長さ誤差実測値

測定時の枚数	せん断速度 (m/min)	せん断長さ(mm)	
		駆動側	操作側
20	100	2,749	2,749
195	130	"	2,749
350	"	"	2,749.5
450	"	2,749	2,749.5
580	"	2,748.5	2,749
667	"	2,749	2,750
747	"	2,749.5	"
818	"	2,749	"
1,003	"	2,749.5	2,750
1,045	"	2,749.5	2,749.5
1,150	"	2,750	2,750
1,240	"	2,749	"
1,332	"	2,750	2,750
1,400	130	2,749	2,749

範囲±0.5mm以内に収まっていることがわかる。理論的にはこのせん断長さ誤差はさらに小さくすることが可能で、この方向に沿っての努力を続ける予定である。

7. 日立揺動形フライングシャーの特長

おもな特長を示すと次のようになる。

- (1) バランス装置により高速せん断が可能  
日立製作所で開発したバランス装置および各部の衝撃、騒音防止機構により今回 180m/minのライン速度に成功し、将来は 240m/min程度まで可能である。
- (2) せん断精度が良好  
せん断精度向上のためPIVの選定、歯車系の設計などに特に考慮を払い高速にもかかわらず±0.5mm以内のせん断精度が得られた。
- (3) 操作、運転が容易  
せん断長さ設定装置や、下刃物摺動(しゅうどう)ライナ摩耗の自動補償およびクラッチ切換を操作側で行ないうるなど、極力、操作、運転が容易になるよう考慮している。

8. 結 言

今回製作した高速揺動形フライングシャーの高速化に対する問題点、バランス装置の必要性、バランス力、せん断長さ誤差につき概説した。今後さらに高速化を図り、その高速化の限界を見いだすためには各部のすきまによる衝撃力の解析、フレーム系を振動系とみなしての振動解析、せん断長さ誤差に関してはさらに詳細な解析が必要であり、今後ともにこれらの問題解決のための努力を重ねてゆく所存である。

終わりに臨み、本研究の遂行にあたって終始ご援助、ご助言をいただいた株式会社神戸製鋼所・加古川製鉄所の関係者各位および貴重な資料のご提出をいただいた尼崎製鉄株式会社の関係者各位に対し深い謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) Jiri Eminger : Czechoslovak Heavy Industry 7 (May.1966)
- (2) 石井 : 石川島播磨技報 51 (昭44-8)