

# 高速負荷計測装置について

河 田 幸 三・小 林 昭

On the High Velocity Loading Apparatus

By

Kozo KAWATA and Akira KOBAYASHI

**Abstract:** Specifications, performance and design procedures of a high velocity loading apparatus of rotating disc type for shock technology research in solid mechanics are described. Several examples of the fractographs of high velocity fracture surface are also presented.

## 概 要

固体の高速衝撃研究に使用する回転円板方式の高速負荷計測装置について、その仕様、性能、設計過程などにつき記述する。なお、高速衝撃破面解析の若干の具体例も併せて示す。

### 1. はしがき

固体の高速負荷方式には、落錘、火薬爆発、圧縮ガス圧、回転円板、ゴム牽などを利用する block to block 方式とスプリット・ホプキンソン棒又はその改変を利用する bar to bar 方式、及び両者の混合方式がある〔1〕。

これらはそれぞれ、一長一短があり、又、試験片に与える変形速度領域も方式により異なる。ここで述べる高速負荷計測装置〔2〕は、回転円板方式のもので、速度範囲はおおむね 100 m/sec あたりまでをカバー出来る。以下にその詳細について報告する。

### 2. 設計構想

本装置の設計方針は、試験片直径 8 mm $\phi$ 、抗張力 100kg/mm<sup>2</sup>の材料を、破断速度 50~100 m/s で高速引張試験を行うことを目的としているが、高速変形時の構造用金属材料の力学特性についてのデータが少ないので、適切と思われる仮定の下に以下に述べるよう装置の構成、性能設定の計画を進めた。著者の基本構想に対する詳細設計〔3〕~〔5〕ならびに製作は三菱重工業(株)神戸造船所が担当した。

## 2.1 装置の構成

本装置の構成は概略次の通りである。

イ. 円板駆動電動機		1台
型式	三相かご型誘導電動機	
出力	37 KW × 4 P	
回転数	1500 rpm	
電源	200 V (50 Hz)	
制御方式	機側押釦直入式	
ロ. 流体継手	ニイガタ 16.5-FEM	1台
外径	500 mm φ	
油量	10 ℓ	
ハ. 電磁ブレーキ		1台
型式	電磁ブレーキ遠隔操作	
ドラム径	350 mm φ	
ニ. 円板		1個
直径	1,400 mm φ	
外周厚さ	50 mm	
回転数	1,400 rpm	
周速	100 m/s	
材質	SNCM1	
ホ. 主軸		1個
材質	SCM3	
ヘ. 軸受		2個
形式	自動調心ころ軸受, 油浴飛沫式	
材質	ケーシング SS41 相当品	
ト. 共通台板		1個
鋼板溶接構造		
チ. 試験片装着装置		1式
水平型と垂直型の両形式を備える。		
試験片直径	8 mm φ	
試験片抗張力	100 kg/mm <sup>2</sup>	
試験片衝撃負荷	静的強度の200% (≒10 ton)	
試験片スタンドおよび摺動ブロック		1式
切断操作は光電管検出, ソレノイド励磁式バネ機構付		
同期装入装置		
リ. 光電スイッチ		1式
投受光器距離	1000 mm	
最小検出体幅	6 mm 以上	



応答周波数 1 ~ 2 KHz

容量 20 ton

(実験の進展に応じ、随時別設計のものを使用。)

ワ. 回転計発電機

計測範囲 0 ~ 1,500 rpm

1台

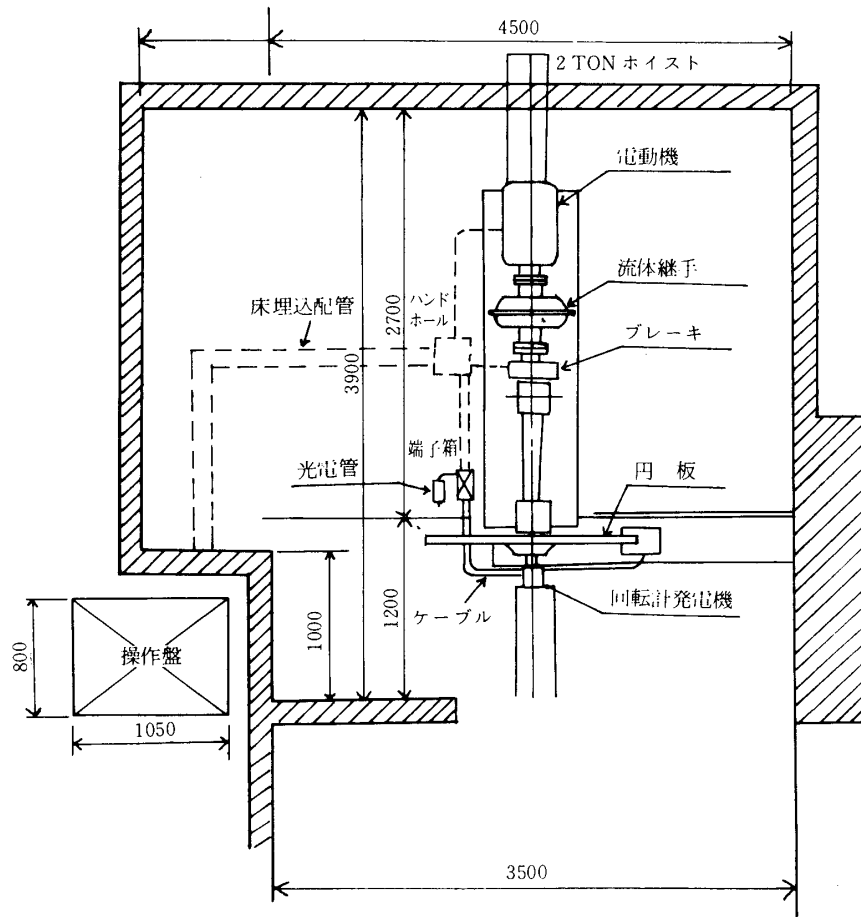
表示精度 2.5%

指示計は操作盤に組込む。

カ. 運転操作盤

1面

型式 ベンチボード型



第2図 配置図

## 組込品

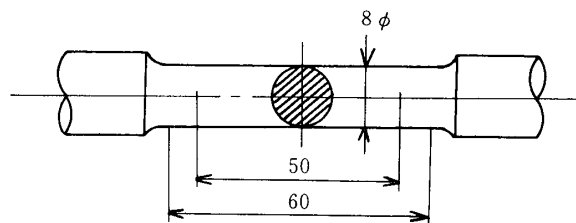
電源スイッチ	1
主電動機操作スイッチ	1
油ポンプ操作スイッチ	1
切断装置操作スイッチ	1
警報リセット押釦	1
警報停止押釦	1
電圧計	1
電流計	1
回転計	1
各種表示灯	1式
直流増幅器	1個
過電流リレー	1個
制御リレー	1式
電磁開閉器	1式

第1図に本装置の全体図をかかげる。第2図はコンクリート防壁内部の本装置の配置を示す。

## 2.2 運転条件

装置の設計に際し、次の運転条件を設定した。

- イ. 破断試験は、設定する破断速度を得る回転数より、高目に **overrun** をさせてから電動機の電源を切り、回転数が下降して設定回転数になった時に行うこと。
- ロ. 破断試験1回終了後は、最低3時間は装置を休止させること。
- ハ. 試験片破断後は、速やかに遠隔操作による電磁ブレーキを作動させ、減速・停止を行うこと。



第3図 試験片寸法

### 2.3 試験片の力学条件

試験片としては第3図の寸法のもの考えた。この試験片に対する力学条件は次の通りとした。

#### (1) 静的負荷時

$$\text{断面積 } A = 50.2 \text{ mm}^2$$

$$\text{抗張力 } \sigma = 100 \text{ kg/mm}^2 \text{ ( } F = 100 \times 50.2 = 5,020 \text{ (kg) )}$$

$$\text{伸び } 20\% \text{ ( } \Delta l = 12 \text{ mm)}$$

#### (2) 衝撃時

衝撃負荷は静的負荷時の2倍と仮定。

$$\text{衝撃負荷 } F = 5,020 \text{ kg} \times 2 = 10,040 \text{ kg}$$

衝撃伸びは平行部長さ(第3図参照: 60 mm)の60%と仮定。

$$\text{衝撃伸び } \Delta l = 60 \text{ mm} \times 0.6 = 36 \text{ mm}$$

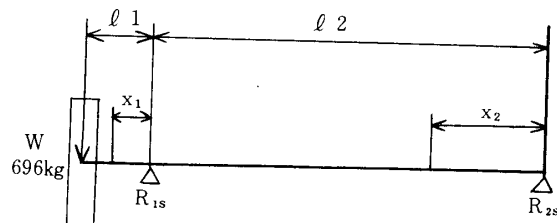
衝撃切断に必要なエネルギー  $E \approx F \cdot \Delta l$  と仮定。

$$E \approx F \cdot \Delta l = 10,040 \text{ kg} \times 0.036 \text{ m} = 361 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

### 3. 各項目毎の検討

上述の設計構想にもとづき、各項目毎に特性、強度などの検討、解析を行った。先づ検討を行った項目を列挙する。

- 軸系の静的特性
- 円板の回転特性
- 試験片破断前後の軸系特性
- 円板の強度
- 軸受強度



第4図 軸受の静的反力

- 主軸強度
- ハンマおよびリーマボルトの強度
- 試験片切断のタイミング

## 1) 軸系の静的特性

## A. 軸受の静的反力

第4図より,

$$R_1 = 830.9 \text{ (kg)}$$

$$R_2 = -134.9 \text{ (kg)}$$

但し,  $l_1 = 15.5 \text{ cm}$ ,  $l_2 = 80 \text{ cm}$ ,  $W = \text{円板 } 655 \text{ kg} + \text{軸 } 30 \text{ kg} + \text{ハンマ類 } 11 \text{ kg}$   
 $= 696 \text{ kg}$ .

## B. 静的たわみ

イ.  $l_2$  の長さについての最大たわみ  $\delta_{\max}$  は,  $x_2 = l_2 / \sqrt{3}$  でおこり,

$$\delta_{\max} = 0.00246 \text{ (cm)}$$

但し,  $E = 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$ ,  $I_2 = \frac{3.14 \times 11.5^4}{64} = 858.1 \text{ cm}^4$

ロ.  $l_1$  の長さでの最大たわみ  $\delta_{\max}$  は,  $x_1 = l_1$  でおこり,

$$\delta_{\max} = 0.00212 \text{ (cm)}$$

但し,  $I_1 = \frac{3.14 \times 12.5^4}{64} = 1197.8 \text{ cm}^4$

## 2) 円板の回転特性

A. 反抗トルク  $T_a$  の算出

イ. 軸受の抵抗  $T_1$

$$T_1 = \frac{\mu \cdot P \cdot d}{2} = 5.2 \text{ (kg-cm)}$$

但し,  $d = \text{軸径 } 125 \text{ mm } \phi$ ,  $P = \text{荷重 } 830 \text{ kg}$  (前述 1)A,  $R_1$  より),  $\mu = 0.1$  (安全側にとり, 円板側のみ算出する).

ロ. 円板の空気抵抗による損失

$$T_0 = \frac{1}{2} \rho \omega^2 r_0^5 C_f = 69.5 \text{ (kg-cm)}$$

但し,  $R_2 = \frac{\omega r_0^2}{\nu} = 4.785 \times 10^6$

$$C_f = \frac{0.0728}{R_e^{\frac{1}{5}}} = 0.00335$$

総合トルクは円板両面で2倍になり, 更にハンマ類に対するものも考慮して, 2.5倍にとつて,

$$T_2 = T_0 \times 2.5 = 173.6 \text{ (kg-cm)} \doteq 1.8 \text{ (kg-m)}$$

ととる。

従って反抗トルク  $T_a = T_1 + T_2 = 7 \text{ (kg-m)}$  となり、安全側のみで  $T_a = 10 \text{ kg-m}$  とする。

B. 起動時間 (到達時間) :  $\Delta t$

$T_a =$  反抗トルク (kg-m)

$T_b =$  起動トルク ( " )

$t =$  時間 (sec)

$n =$  回転数 (rpm)

$\omega =$  角速度 (rad/sec)

$GD^2 =$  振動モーメント (kg-m<sup>2</sup>)

$g =$  重力加速度 =  $9.8 \text{ m/sec}^2$

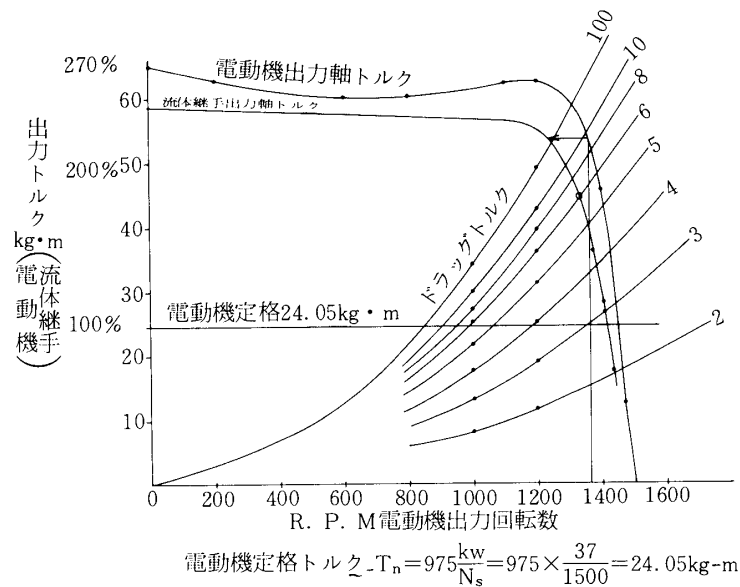
$I =$  質量慣性モーメント (kg-m<sup>2</sup>)

とおけば、

$$T_b - T_a = I \frac{\Delta \omega}{\Delta t}, \quad I = \frac{GD^2}{4g}, \quad \omega = \frac{2\pi n}{60}, \quad \text{より} \quad \Delta t = \frac{GD^2 (n_2 - n_1)}{375 (T_b - T_a)}$$

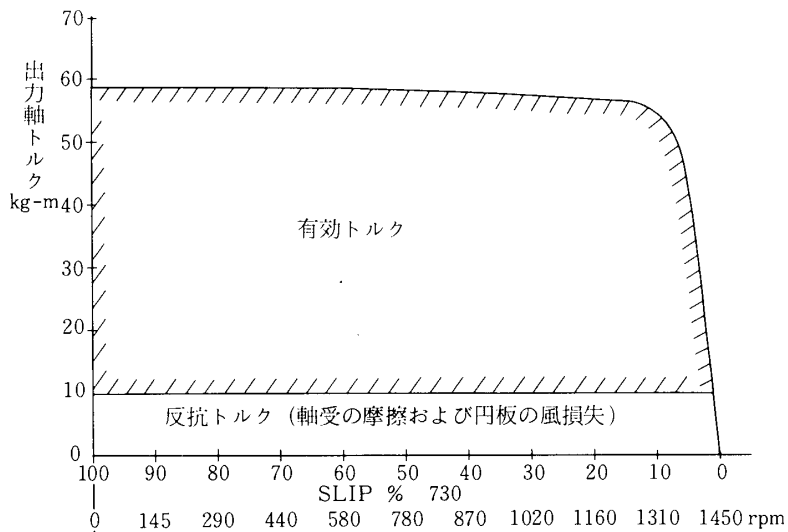
を得る。

今、 $GD^2 = 650 \text{ kg-m}^2$  の円板 (円板:  $600 \text{ kg-m}^2$ , 軸など  $50 \text{ kg-m}^2$  とする) を、0 ~ 1330 rpm まで回転させるものとする。流体継手と電動機の性能は第5図に、又起動トルクとの関係は第6図に夫々示される。第6図に於て、反抗トルクは一定 (=  $10 \text{ kg-m}$ ) としてある。起動特性は第1表のようになり、入出力軸回転数と時間との関係は第7図に示すようになる。最大破断速度  $V = 100 \text{ m/sec}$  に到達するには約1分かかることになる。

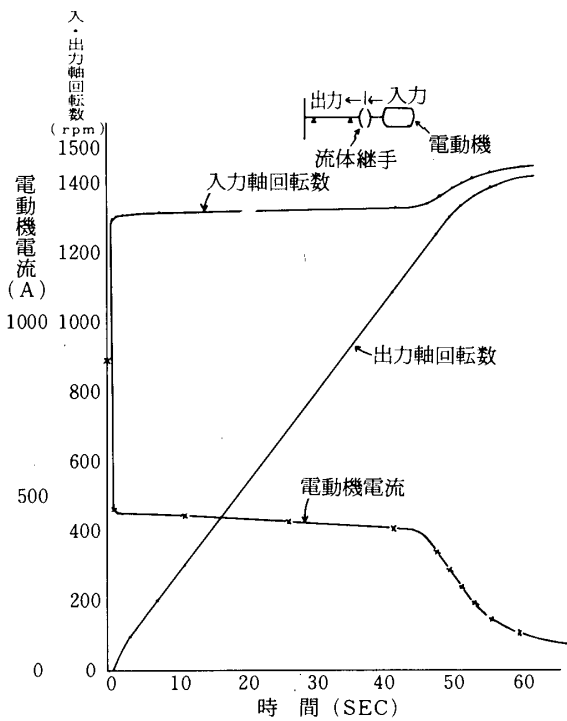


第5図 流体継手と電動機の性能曲線





第 6 図 起動トルク曲線



第 7 図 入出力軸回転数と時間の関係

第1表 起動特性

No.	電動機出力回転数 rpm	slip %	流体継手出力回転数		$\Delta n$		$\Delta t$			
			$n_1$ rpm	$n_2$ rpm	加速 回転数 rpm	起動 トルク kg-m	反抗 トルク kg-m	有効 トルク ( $T_b - T_a$ ) kg-m	$1,733 \times \Delta n$	$\Delta t(\text{sec}) = 1,733 \times \frac{\Delta n}{\Delta T}$
1	1310	100	0	100	100	57	10	47	173.3	3.7
2			100	200	"	"	"	"	"	"
3			200	300	"	"	"	"	"	"
4			300	400	"	"	"	"	"	"
5			400	500	"	"	"	"	"	"
6			500	600	"	"	"	"	"	"
7			600	700	"	"	"	"	"	"
8			700	800	"	"	"	"	"	"
9			800	900	"	"	"	"	"	"
10			900	1000	"	"	"	"	"	"
11			1000	1100	"	"	"	"	"	"
12			1100	1215	115	57	"	47	199.3	4.2
13	1350	10	1215	1260	45	50	"	40	78	2
14	1370	8	1260	1310	50	"	"	40	86.7	2
15	1390	6	1310	1340	30	45	"	35	52	1.5
	1410	5	1340	1370	30	40	"	30		1.7
	1430	4	1370	1400	30	32	"	22		2.4

所要時間 0 ~ 1330 rpm (100m/sec)  $\sum \Delta t \cong 50 \text{sec}$   
No 1 ~ 15

$$\Delta t = \frac{GD^2 (n_2 - n_1)}{375 (T_b - T_a)} \quad \Delta t = 1,733 \times \frac{\Delta n}{\Delta T}$$

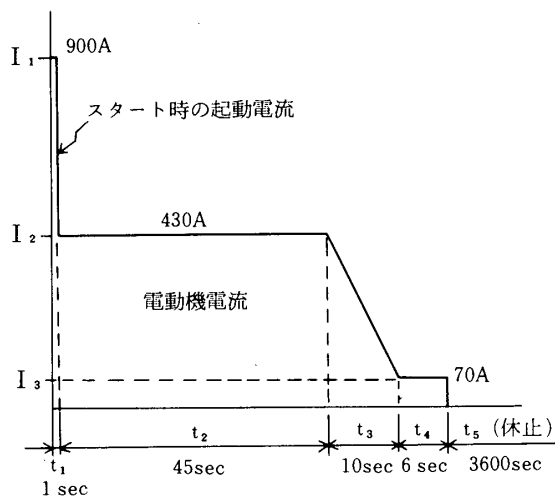
電動機の電流値は第8図となり、等価連続電流  $I_{rms}$  :

$$I_{rms} = \sqrt{\frac{I_1^2 t_1 + I_2^2 t_2 + \frac{1}{3} (I_2^2 + I_2 I_3 + I_3^2) t_3 + I_3^2 t_4}{0.5 (t_1 + t_2 + t_3 + t_4) + 0.2 t_5}}$$

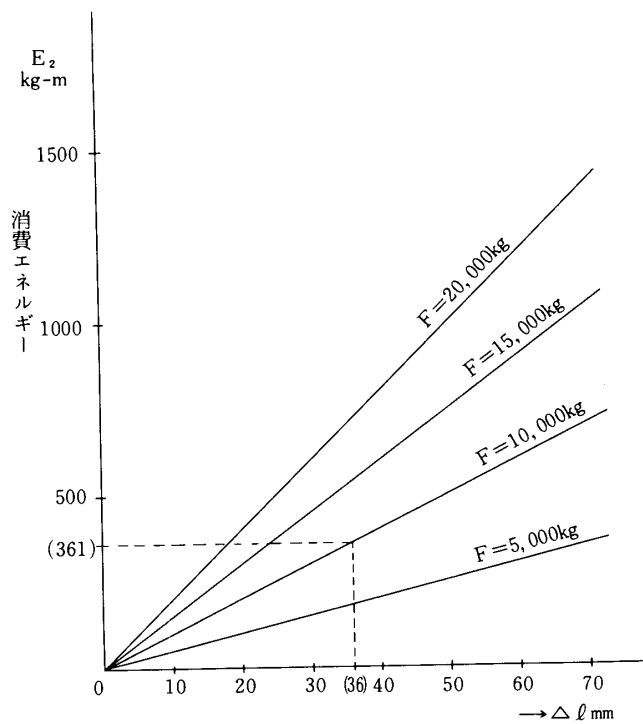
は、第8図の値を用いて計算して、 $I_{rms} = 114.7 \text{A}$ を得る。これは定格値 133 A より小さいので問題ない。

### C. ブレーキ特性

ブレーキは安全上、電磁ブレーキの遠隔操作とした。このブレーキの諸元は、下記の通りである。



第8図 電動機の電流値



第9図 試験片切断による消費エネルギー

ブレーキドラム径	$D = 300 \text{ mm } \phi$
負荷の $GD^2$	$GD^2 = 650 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
ブレーキ軸回転数	$N = 1330 \text{ rpm (最大)}$
定格制動力	$T = 44 \text{ kg} \cdot \text{m (最大)}$
(調整範囲)	$0 \sim 44 \text{ kg} \cdot \text{m}$

ブレーキによる停止時間は、ブレーキトルクを  $8.8 \text{ kg} \cdot \text{m}$  にセットすると、最大回転数からブレーキ作動により停止するまで

$$t = \frac{GD^2 N}{375 T_b} = 262 \text{ (sec)}$$

である。即ち4分22秒かかる。

#### D. 切断負荷による速度降下

##### イ. 円板の運動エネルギー： $E_1$

$$E_1 = \frac{1}{2} I \omega^2 = \frac{1}{2} \times \frac{GD^2}{4g} \times \left( \frac{2\pi N}{60} \right)^2$$

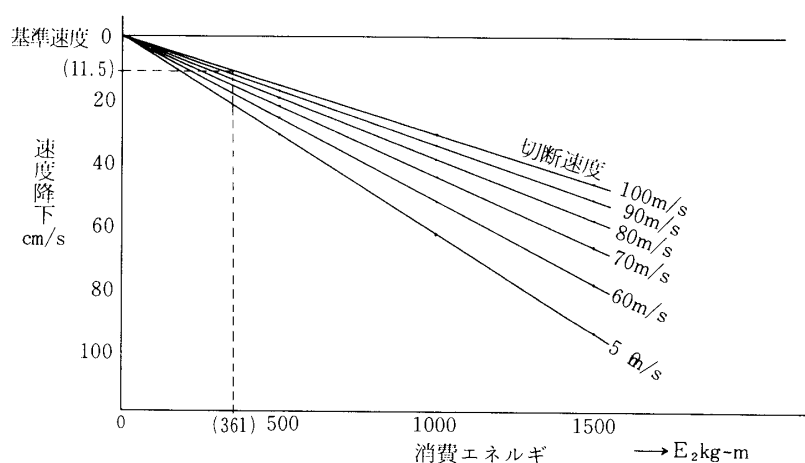
今、 $GD^2 = 650 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ,  $g = 9.8 \text{ m/sec}^2$  を上式に代入すると、

$$E_1 = 0.00908 N^2 \dots\dots (1)$$

又、切断速度  $V$  は、

$$V = \frac{\pi DN}{60} = \frac{3.14 \times 1.436}{60} N = 0.0752 N \dots\dots (2)$$

となる。



第10図 速度降下線図

ロ. 試験片切断による消費エネルギー:  $E_2$

$$E_2 = F \cdot \Delta \ell$$

を第9図に示す.

ハ. 回転円板の速度降下:  $\Delta V$

前記(1)式および(2)式より,

$$E_1 = 16.07 V^2$$

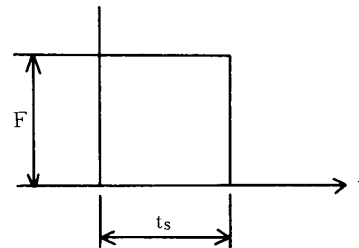
$$\therefore E_1 - E_2 = 16.07 (V - \Delta V)^2 = 16.07 V^2 - F \cdot \Delta \ell$$

$$\therefore \Delta V = V - \sqrt{V^2 - \frac{F \cdot \Delta \ell}{16.07}} \dots\dots\dots (3)$$

となる. 第10図に(3)式による線図を示す. 尚, これによれば,  $V = 100 \text{ m/sec}$  で  $E_2 = 1500 \text{ kg-m}$  の場合,  $\Delta V \doteq 0.47 \text{ m/sec}$  と, ごくわずかの速度低下にすぎない.

3) 試験片破断前後の軸系特性

衝撃負荷時に試験片は, 第11図に示すように荷重  $F$  で破断し, この時の破断に要する時間を  $t_s$  とする.



第11図 破断負荷曲線

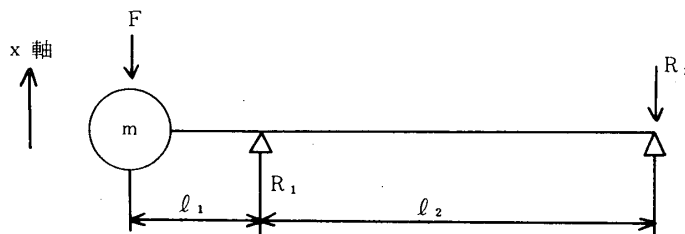
A. 試験片破断前(負荷時)

$$(0 \leq t \leq t_s)$$

第12図より外力  $F$  が加った時の平衡は

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + Kx = F$$

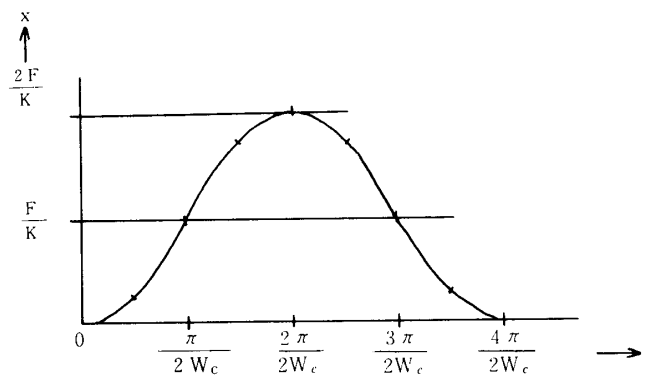
となり, 初期条件を代入して, 結局,



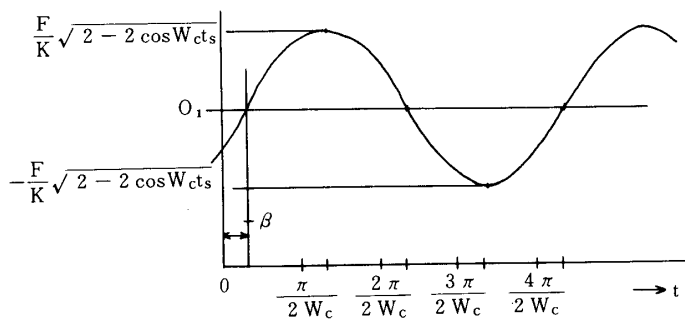
第12図 試験片破断前の負荷中の平衡

$$x = \frac{F}{K} ( 1 - \cos \sqrt{\frac{K}{m}} t ) = \frac{F}{K} ( 1 - \cos \omega_c t ) \dots\dots\dots (1)$$

但し、 $\sqrt{\frac{K}{m}} = \omega_c$ とおく. 上式を第13図に図示する.



第13図 負荷時の  $x \sim t$



第14図 破断後の  $x \sim t$

B. 試験片破断後 ( $t \geq t_s$ )

$t_s$  後に荷重  $F$  が除荷されると考えると、平衡式は、

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + Kx = 0$$

となり、初期条件を代入して解を求めると、

$$x = \frac{F}{K} \sqrt{2 - 2 \cos \omega_c t_s} \sin(\omega_c t + \beta) \dots\dots (2)$$

$$\sin \beta = -\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{1 - \cos \omega_c t_s} \dots\dots (3)$$

を得、第14図に示す。

## C. 動的軸受反力

$$R_1 = -Kx \frac{l_1 + l_2}{l_2}$$

$$R_2 = Kx \frac{l_1}{l_2}$$

を夫々得る。(第12図参照)

## D. 軸の危険回転速度

軸の振動固有周期 = 回転周期とおけば、

$$\frac{2\pi}{\omega_c} = \frac{60}{n_c}$$

より、

$$n_c = \frac{30}{\pi} \omega_c = 6494 \text{ (rpm)}$$

となるが、最大回転数でも 1500 rpm なので完全に安全側にある。

以上より最大変位を考えると、

$$0 \leq t \leq t_s \text{ で (1)式より } x_1 = \frac{F}{K} (1 - \cos \omega_c t)$$

$$t \geq t_s \text{ で (2)式より } x_2 = \frac{F}{K} \sqrt{2(1 - \cos \omega_c t_s)} \sin(\omega_c t + \beta)$$

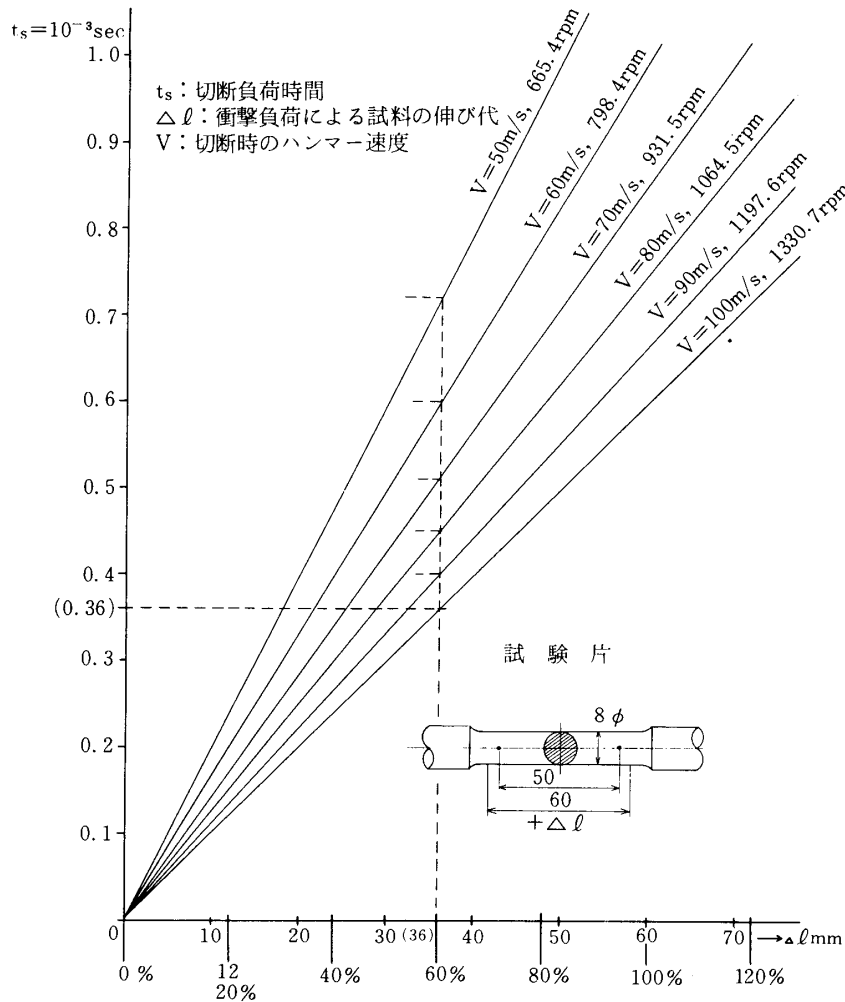
として、 $t < \frac{\pi}{\omega_c}$  での  $x_1$  および  $x_2$  の最大値は、

$$(x_1)_{max} = \frac{F}{K} (1 - \cos \omega_c t_s) \dots\dots (4)$$

$$(x_2)_{max} = \frac{F}{K} \sqrt{2} \sqrt{1 - \cos \omega_c t_s} \dots\dots (5)$$

となる. 尚,  $\frac{\pi}{\omega_c} = \frac{3.14}{679.9} = 4.62 \times 10^{-3}$  sec の時間内で考えれば充分である. (4)式と(5)

式の差を求めると,



第15図 伸びと破断時間との関係



$$(x_1)_{max} - (x_2)_{max} = \frac{F}{K} \left\{ (1 - \cos \omega_c t_s) - \sqrt{2} \sqrt{1 - \cos \omega_c t_s} \right\}$$

$$= \frac{F}{K} \sqrt{1 - \cos \omega_c t_s} (\sqrt{1 - \cos \omega_c t_s} - \sqrt{2}) < 0$$

∴  $(x_2)_{max} > (x_1)_{max}$  となる。従って最大変位は  $(x_2)_{max}$  を考えればよい。

第15図に伸び  $\Delta l$  と破断時間  $t_s$  との関係を示す。第16図に破断時間、軸受反力および変位との関係を夫々示す。

〔数値計算例〕 (2.3 参照)

衝撃負荷 10,040 kg 衝撃伸び 36 mm, 破断速度 100 m/sec の場合について行った。

使用する記号, 数値などについて予め記す。

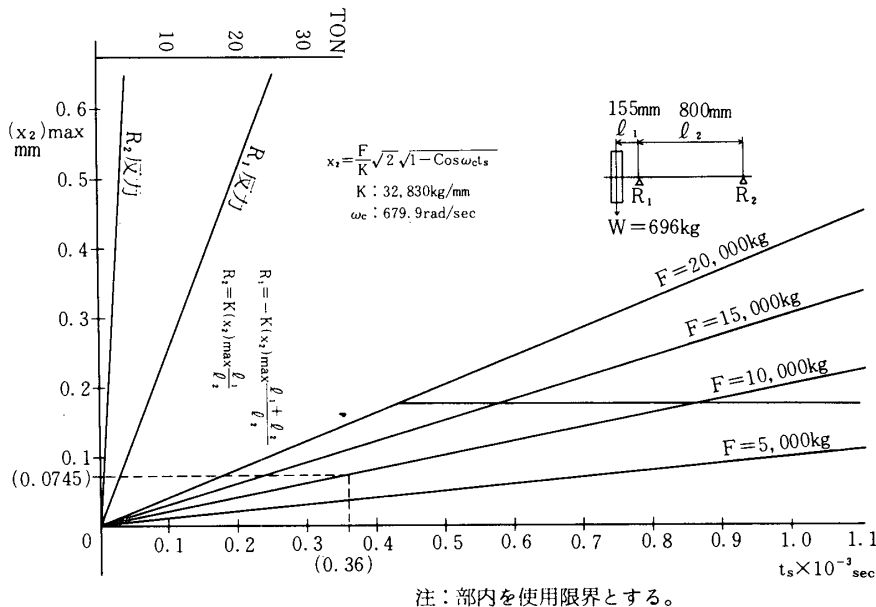
$m$  = 質量  $\text{kg} \cdot \text{sec}^2 / \text{mm}$

$K$  = 軸のバネ常数  $\text{kg} / \text{mm}$

$F$  = 衝撃荷重 10,040 kg.

$t_s$  = 破断負荷がかかっている時間  $0.36 \times 10^{-3} \text{ sec}$

(第15図参照)



第16図 破断時間、軸受反力および変位との関係

$$g = 9.8 \text{ m/sec}^2$$

$$W = \text{円板重量} = 696 \text{ kg}$$

$$\delta_{max} = \text{静的負荷 } 696 \text{ kg に対する変位 } 2.12 \times 10^{-2} \text{ mm}$$

イ. 試験片破断時 ( $t = t_s$ )

$$m = \frac{W}{g} = 0.071 \text{ (kg} \cdot \text{sec}^2/\text{mm)}$$

$$K = \frac{W}{\delta_{max}} = 32830 \text{ (kg/mm)}$$

$$\omega_c = \sqrt{\frac{K}{m}} = 679.9 \text{ (rad/sec)}$$

(1)式より

$$x = \frac{F}{K} (1 - \cos \omega_c t_s) = 0.00908 \text{ (mm)}$$

ロ. 試験片破断後 ( $t > t_s$ )

位相のずれは(3)式より

$$\sin \beta = -\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{1 - \cos 679.9 \times 0.36 \times 10^{-3}} = -0.1233$$

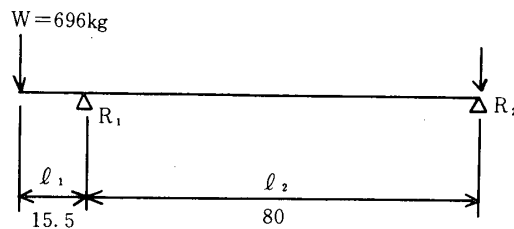
$$\therefore \beta = -7^\circ 5'$$

$$\text{最大変位は, } (x_2)_{max} = \frac{F}{K} \sqrt{2 (1 - \cos \omega_c t_s)} = 0.0745 \text{ (mm)}$$

となる.

静的軸受反力  $R_1$  および  $R_2$  は, (第17図参照)

$$R_1 = 830.9 \text{ kg}$$



第17図 静的軸受反力

$$R_2 = 134.9 \text{ kg}$$

となる。

動的軸受反力の最大値は

$$(x_2)_{max} = 0.0745 \text{ mm および } K = 32830 \text{ kg/mm より}$$

$$R_1 = -K(x_2)_{max} \frac{\ell_1 + \ell_2}{\ell_2} = -2919.7 \text{ (kg)}$$

$$R_2 = K(x_2)_{max} \frac{\ell_1}{\ell_2} = 474 \text{ (kg)}$$

これらを図示したものが第18図である。

ハ、破断速度と円板回転数

第19図より、破断速度 100 m/sec とする時には、円板回転数  $N$  は、

$$N = \frac{60V}{\pi D} = 1330.2 \text{ (rpm)}$$

となる。

ニ、試験片が伸びた時の角度と時間

$$(\Delta \ell)_{max} = 36 \text{ mm とすれば}$$

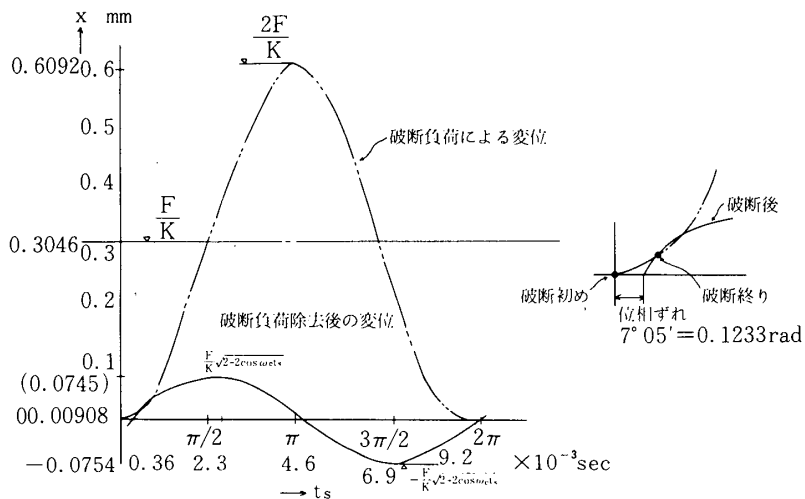
$$\text{円板 1 回転の円周長さ} = 1436 \pi = 4509 \text{ (mm)}$$

試験片が 36 mm 伸びた時の角度  $x$  は

$$2\pi : 4509 = x : 36$$

$$\therefore x = 0.0501 \text{ (rad)} \div 2^\circ 50'$$

となる。



第18図 破断中の時間～変位関係

破断時間  $t_s$  は、 $\Delta \ell = 36 \text{ mm}$ ,  $N = 1330.2 \text{ rpm}$   
 (100m/secの時)の場合、

$$60 \text{ sec} : (1330.2 \times 2\pi) \text{ rad} =$$

$$t_s \text{ sec} : 0.0501 \text{ rad}$$

より

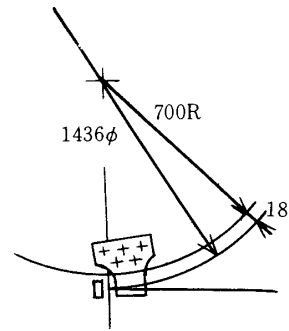
$$t_s = 0.00036 \text{ (sec)}$$

となる.

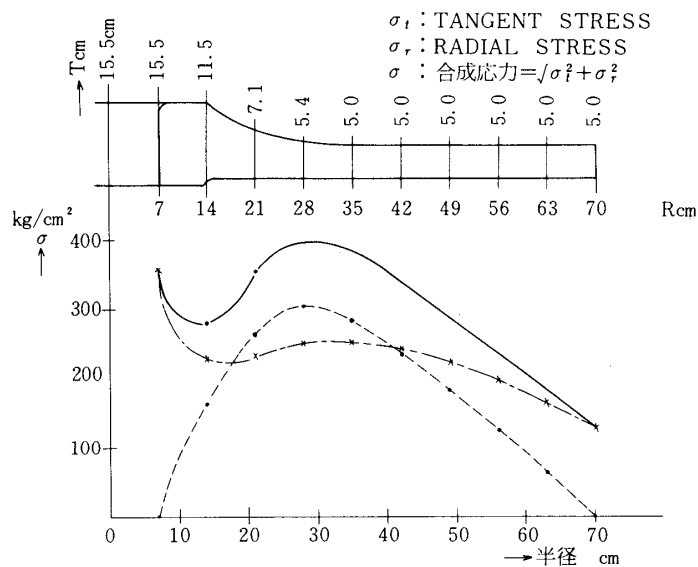
4) 円板の強度

三菱技術計算プログラムHC121F(M. Donath  
 の方法)を利用して第20図を得た. 計算条件として  
 は下記を用いた.

- $n$  : 10分割 (半径方向)
- $R$  : 半径
- $T$  : 板幅
- $N$  : 回転数 1400 rpm
- $r$  : 比重 0.00785 kg/cm<sup>3</sup>
- $\nu$  : ポアソン比 0.3
- $g$  : 9.8 m/sec<sup>2</sup>



第19図 円板外径寸法詳細



第20図 円板の応力線図

尚、焼ばめ円板の強度についても検討を行った。即ち、第21図がその焼ばめ部であるが、これらの諸元は下記のようなのである。

$D$  : 270 mm 外輪の外径と見做す

$d$  : 140 mm 軸の外径

$E$  :  $2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$  鋼

$\delta$  : mm 外輪と軸のしめしろ (直径の差)

$\ell$  : 100 mm 有効接触面の長さ

$\mu$  : 0.125 " 摩擦係数

$T$  : kg-m 外輪と軸の限界トルク

焼ばめによるはめあい部分は、

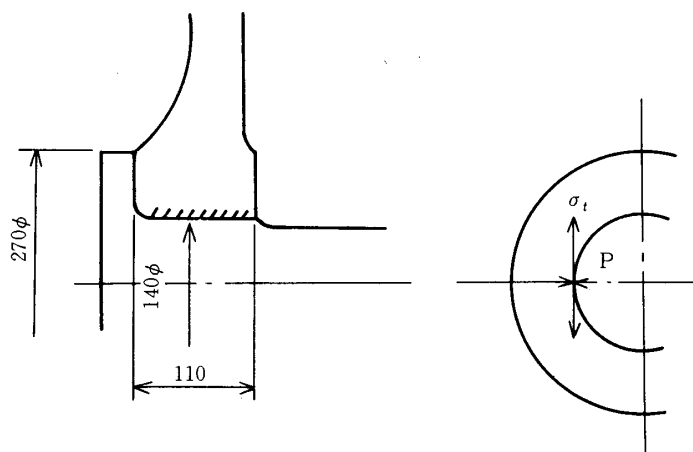
$$\text{最小焼ばめしろ } \delta_{min} = 140 \text{ mm} \times \frac{1.5}{1000} = 0.210 \text{ mm}$$

$$\text{最大 " } \delta_{max} = 140 \text{ mm} \times \frac{1.7}{1000} = 0.238 \text{ mm}$$

とし、仕上げは  $H7_{-0}^{+40}$ 、焼ばめ温度約200℃とする。

A. 外輪内面の引張応力

$$\sigma_t = \frac{E}{2} \left( \frac{\delta}{d} \right) \left[ 1 + \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right] \text{ より}$$



第21図 円板焼ばめ部詳細

$$(\sigma_t)_{min} = 20.0 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

$$(\sigma_t)_{max} = 22.6 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

をそれぞれ得る.

B. 接触面の圧力

$$P = \frac{E}{2} \left( \frac{\delta}{d} \right) \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \text{より} \right]$$

$$P_{min} = 11.5 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

$$P_{max} = 13.1 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

をそれぞれ得る.

C. 限界トルク

$$T = \frac{\pi}{2} d^2 \ell \mu P \times 10^{-3} \text{ より}$$

$$T_{min} = 4423 \text{ (kg-m)}$$

$$T_{max} = 5040 \text{ (kg-m)}$$

をそれぞれ得る.

D. 負荷トルク

$$F = Kx \text{ より } T = 5745 \text{ kg} \times 0.718 \text{ m} = 4125 \text{ kg-m}$$

となるが、前記Cよりみて、安全側にあることが分る.

5) 軸受強度

軸受は自動調心ころ軸受形式で、油浴飛沫式とし  $dN$  値限界 300,000 である.

A. 許容回転数

$$N_1 = \frac{dN}{d} = \frac{300,000}{130} = 2308 \text{ (rpm)}$$

$$N_2 = \frac{300,000}{100} = 3000 \text{ (rpm)}$$

スラストはかからないとして、第16図より動的軸受反力を次のように仮定する.

$$R_1 = Kx \frac{\ell_1 + \ell_2}{\ell_2} \rightleftharpoons 7000 \text{ (kg)}$$

$$R_2 = Kx \frac{\ell_1}{\ell_2} \rightleftharpoons 1200 \text{ (kg)}$$

動的軸受反力より荷重係数を2にとると、

第2表 ベアリング仕様

	形式	No	内径	外径	幅	基本動定格荷重
$R_1$	自動調心ころ	22226 B	130 $\phi$	230 $\phi$	64	41,000 kg
$R_2$	"	22220 B	100 $\phi$	180 $\phi$	46	22,500 kg

$$P_1 = 14000 \text{ (kg)}$$

$$P_2 = 2400 \text{ (kg)}$$

となる。以上より第2表にあるようなベアリングを用いた。

#### B. 寿命

$$Lh_1 = \frac{50000}{3N} \left( \frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = 428 \text{ (時間)}$$

$$Lh_2 = 20880 \text{ (時間)}$$

#### C. 運転回数

試験1回に要する運転負荷時間を2分とすれば

$$Ln_1 = 428 \times \frac{60}{2} = 13,000 \text{ (回)}$$

$$Ln_2 = 20,880 \times \frac{60}{2} = 626,400 \text{ (回)}$$

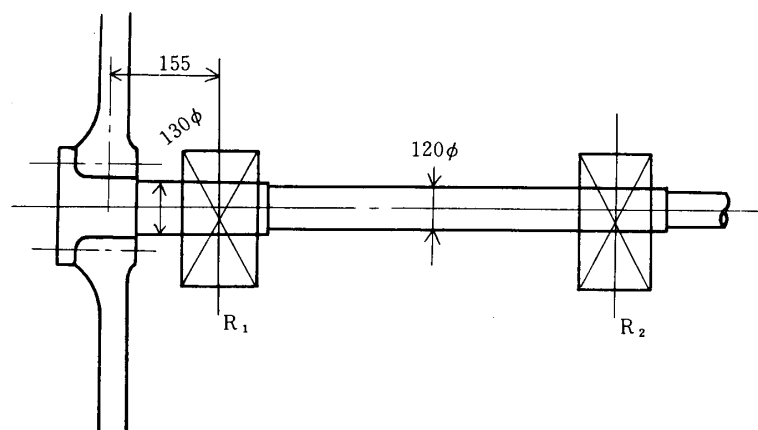
となる。

#### 6) 主軸強度

第22図に示す円板側軸についてのみ検討した。

荷重条件は

$$W_t : \text{円板重量} \quad 700 \text{ kg}$$



第22図 主軸部寸法

$W_n$  :  $R_1$  部動的軸受反力 7,000 kg

である。荷重を合成すると

$$M_{max} = 109,042 \text{ kg-cm}$$

トルク  $T$  は、 $F = Kx$  より

$$T_{max} = 5745 \text{ kg} \times 71.8 \text{ cm} = 412,491 \text{ kg-cm}$$

破断時の負荷は軸部にはエネルギーとして吸収されるものとする。

円板側軸部

$$Z = \frac{\pi d^3}{32} = 215.6 \text{ (cm}^3\text{)}$$

相当ねじりモーメント

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = 426,660 \text{ (kg-cm)}$$

相当曲げモーメント

$$M_e = \frac{1}{2} (M + \sqrt{M^2 + T^2}) = 267,851 \text{ (kg-cm)}$$

従って

$$\tau_{\text{ねじり}} \cong \tau_{\text{曲げ}} = \frac{T}{Z} = 1,242 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

となり、材料は SCM3 (H) とする。

疲労強度は両振疲れ限度をとる。

$$\sigma_B = 95 \text{ kg/mm}^2$$

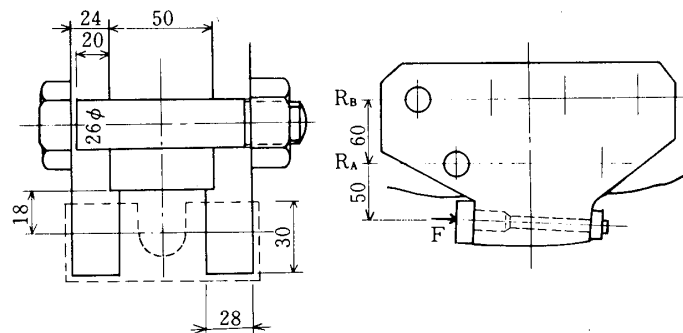
$$\tau_w = 0.25 \sigma_B - 10 \text{ kg/mm}^2 = 13.7 \text{ kg/mm}^2$$

7) ハンマーおよびリーマボルトの強度

A. ハンマ

第23図よりハンマの接触面積  $A = 3 \times 2.8 \times 2 = 16.8 \text{ cm}^2$

衝撃負荷  $F = 20,000 \text{ kg}$



第23図 ハンマ部寸法



面圧  $P = \frac{20,000}{16.8} = 1,190 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$

B. ハンマ取付部リーマボルト

反力  $R_A = 36,666 \text{ (kg)}$

$R_B = 16,666 \text{ (kg)}$

リーマボルトをM26とすれば,

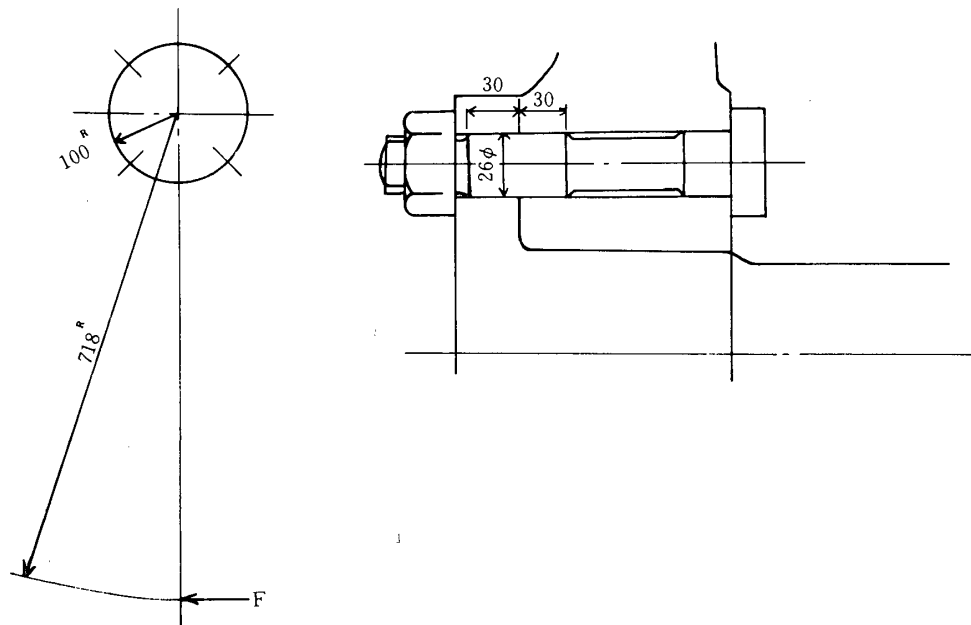
リーマの面圧

$$R_A = \frac{R_A}{d \ell n} = 1,175 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$R_B = 400 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

リーマの剪断

$$\tau_A = \frac{R_A}{\frac{\pi d^2}{4} \times 2} \cdot \frac{1}{n} = 1,151 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$



第24図 円板取付部リーマボルト

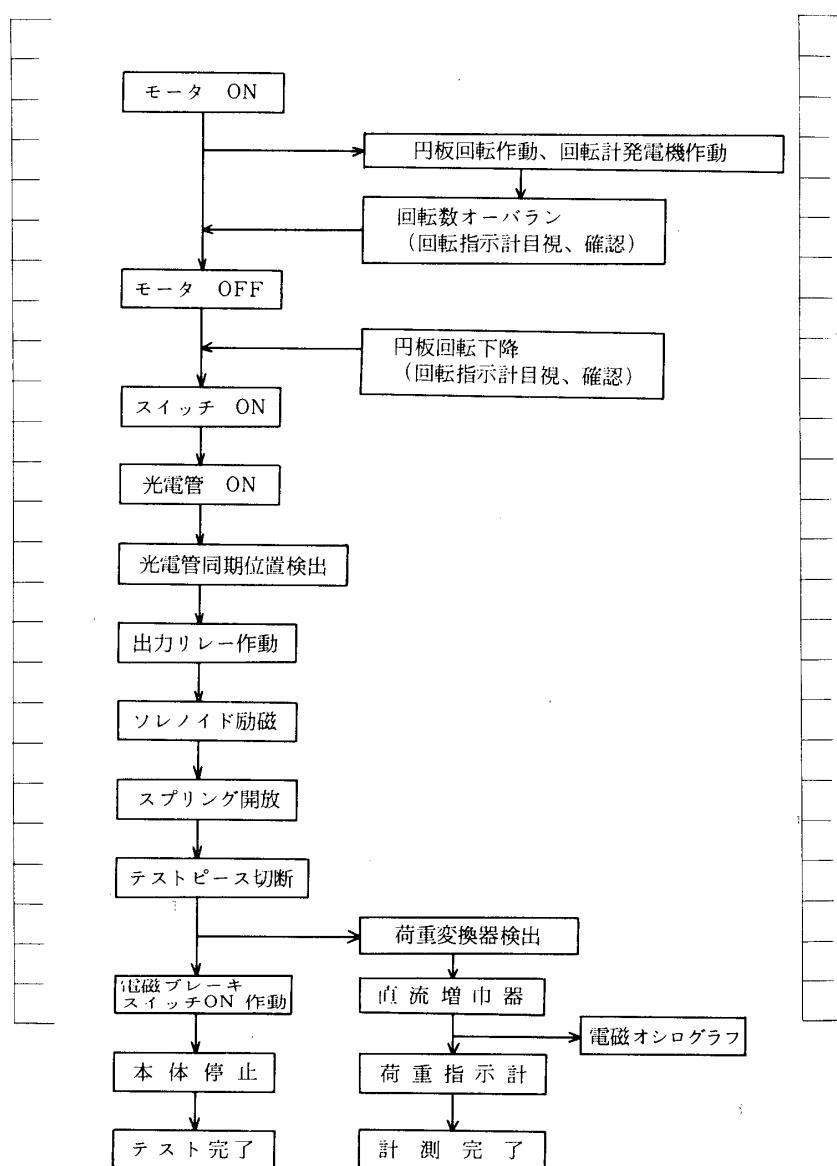
$$\tau_B = 392 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

### C. 円板取付部リーマボルト

リーマボルトにかかる反力  $R$  は、破断時の負荷が最大と考えて、第16図より、 $F = Kx = 32830 \times 0.175 = 5745 \text{ (kg)}$  又、第24図より  $\frac{5745 \times 71.8}{10} = 41,249 \text{ (kg)}$  となる。

リーマボルトを  $M26$  8本とすれば、

第3表 試験片切断運転系統



面圧  $P = \frac{R}{8d\ell} = 661 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$

剪断  $\tau = 972 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$

従って以上より、ハンマおよびリマボルトの材質は、SNC3、 $\sigma_B = 95 \text{ kg/mm}^2$ とする。  
 疲労強度は両振疲れ限度とする。 $\tau_F = 0.25\sigma_B - 10 \text{ kg/mm}^2 = 13.7 \text{ kg/mm}^2$ 。

8) 試験片切断のタイミング

A. 試験片切断運転系統

第3表に示す。

B. 切断のタイミングの検討

第25図に示すように、光電管検出より切断までには、  
 光電管 → 出力リレー → ソレノイド  
 30ms                      10ms

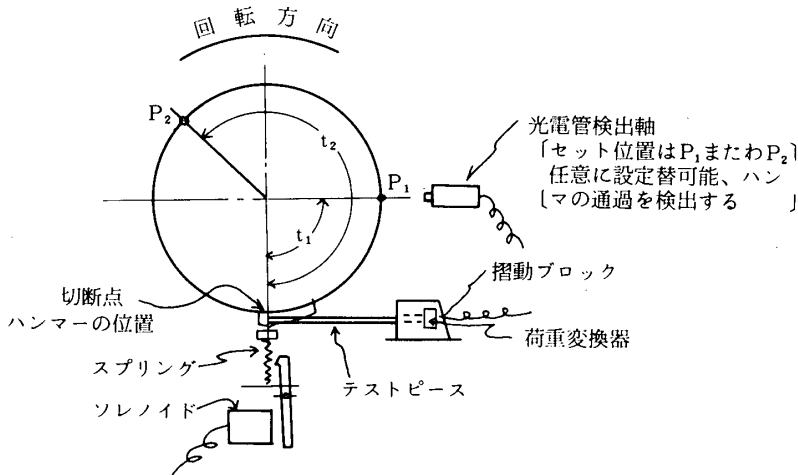
ド → スプリング → 切断の経過をたどり、合計90msが必要である。  
 30ms                      20ms

各破断速度について第26図および第4表に示す。

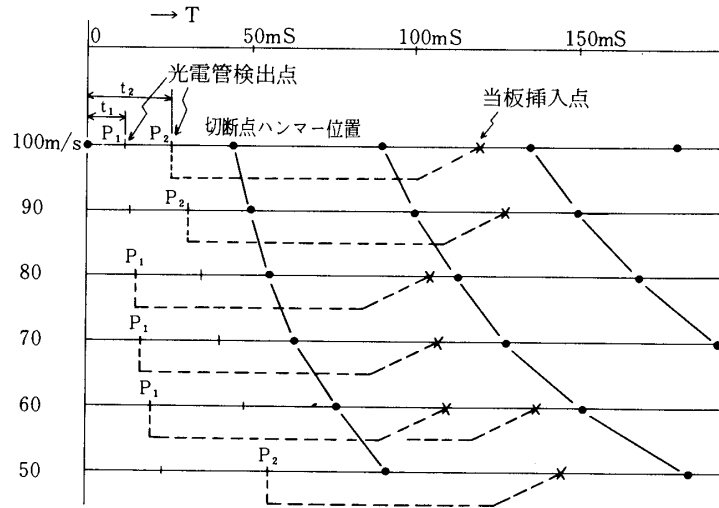
C. スプリングの所要時間の検討

第27図に於て、圧縮点より作用点までの所要時間を解析する。セット位置A（スプリングの変位最大）よりスプリングを開放して、 $t$  sec後のスプリングの変位を $x$ とすると、

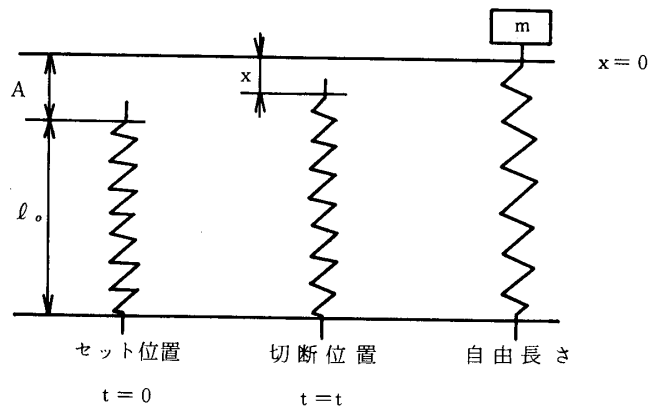
$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{k}{m} x = 0$$



第25図 切断タイミング説明図



第26図 切断タイミング図



第27図 スプリング

第4表 切断タイミング・リスト

$t = 4.5105 / V$

切断速度 m/s	回転数 rpm	円板1回転時間 ms	光電管検出点	検出点より切断点までのハンマー通過数
100	1330.2	45.1	$P_2$	2回 (3回目に切断)
90	1197.2	50.1	$P_2$	2回 ( " )
80	1064.2	56.4	$P_1$	1回 (2回目に切断)
70	931.1	64.4	$P_1$	1回 ( " )
60	798.1	75.2	$P_1$	1回 ( " )
50	665.1	90.2	$P_2$	1回 ( " )

一般解は,  $x = C_1 \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t + C_2 \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t$

又,  $\frac{dx}{dt} = C_1 \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t - C_2 \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t$

となる. 初期条件  $t = 0: x = A$  (初期位置)

$$t = 0: \frac{dx}{dt} = 0$$

より結局,  $C_1 = 0$  および  $C_2 = A$  を得,

$$\therefore x = A \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t$$

となる.

今, スプリングは次の通りとする.

形 式 圧縮コイルバネ

材 質 SUP 4

横弾性係数  $G = 8000 \text{ kg/mm}^2$

線 径  $d = 9 \text{ mm } \phi$

コイル平均径  $D = 55 \text{ mm } \phi$

スプリングのたわみ  $\delta$  (自由長さ 210 mm, 設定  $\ell_0 = 160 \text{ mm}$ )

$$\delta = 210 - 160 = 50 \text{ (mm)}$$

有効巻数  $N_a = 14$

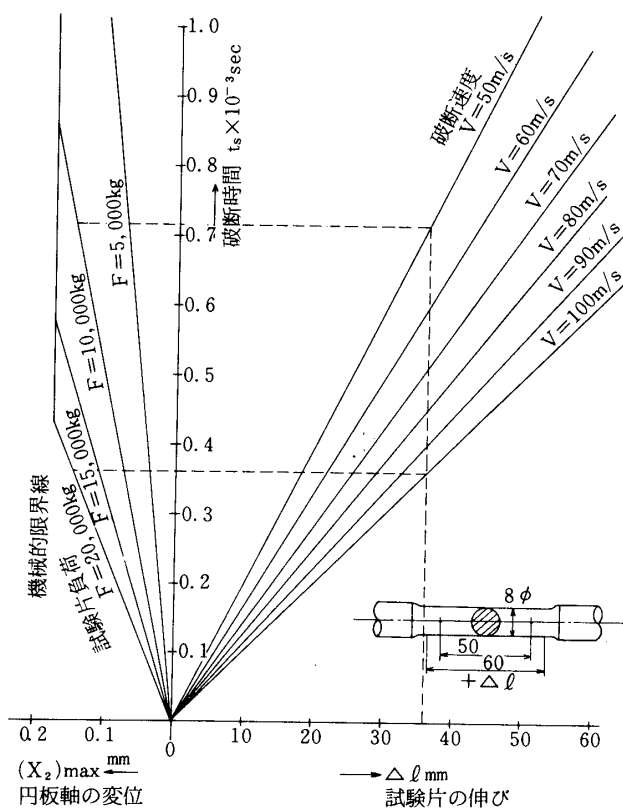
このスプリングにかかる荷重  $P$  は

$$P = F \delta = \frac{G d^4 \delta}{8 N_a D^3} = 140.8 \text{ (kg)}$$

スプリングの受持つ重量  $W$  は

部品重量 = 3.2 kg と、摺動部における損失を動摩擦係数  $\mu = 0.2$  として  $3.2 \times 0.2 = 0.64$  (kg) より、 $W = 3.2 + 0.64 \div 4$  (kg) となる。

スプリングの伸長の所要時間を検討すると、



第28図 破断条件と限界

$x = A \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t$  へ、 $W = 4\text{kg}$ ,  $P = 140.8\text{kg}$ ,  $A = \delta = 50\text{mm}$ ,  $g = 9800\text{mm/sec}^2$ ,  
 $m = \frac{W}{g} = \frac{4}{9800} = 4.08 \times 10^{-4} (\text{kg} \cdot \text{s}^2 / \text{mm})$ ,  $k = \frac{P}{\delta} = 2,816 (\text{kg/mm})$  を代入して,  
 $x = 20\text{mm}$  (ストロークは、 $50 - 20 = 30 (\text{mm})$  である) の時に,

$$\cos \sqrt{\frac{2.816}{4.08 \times 10^{-4}}} t = 0.4 = \cos 66^\circ 25' = \cos (1.159 \text{ rad})$$

$$\therefore t = \frac{1.159}{83.08} = 0.014 (\text{sec})$$

を得るが、損失を見込んで、20 msec と考える。

#### 4. 本装置の安全使用範囲

以上の検討により、本装置の安全な使用範囲、試験片との関係等は次のようになる。

- (1) 各部の強度は試験片破断時の最大荷重 20,000 kg および回転板取付部(円板軸)の最大変位 0.175 mm によって限界が決められる。
- (2) 回転円板取付部の最大変位は破断時間と破断荷重により決められる。破断時間は試験片の衝撃伸びと破断速度によって決められる。

以上の(1)および(2)について図示したものが第28図である。

第28図で、赤色で陰影をつけた範囲が、本装置の安全使用範囲である。例えば伸びが36 mm、破断速度 100 m/sec では荷重 20,000 kg まで可能だが、伸び36 mm、破断速度 50 m/sec では、破断荷重は 10,000 kg 程度になる。

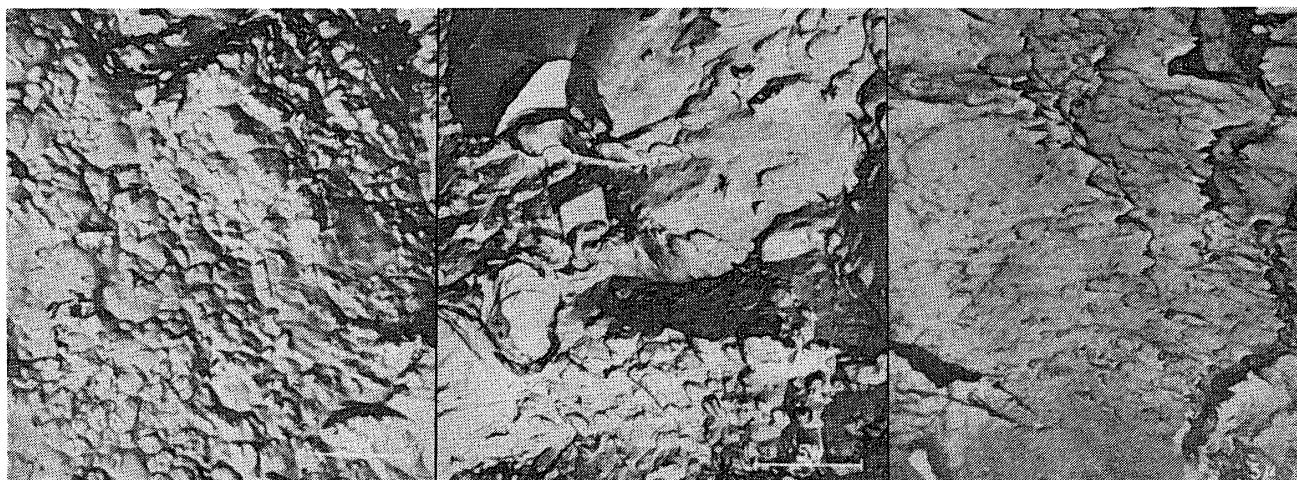
#### 5. 検査および性能試験

- 1) 検査 主軸および円板について下記の検査を行って、欠陥のないことを確かめた。
  - イ. 超音波探傷……熱処理はだ荒仕上において行う。
  - ロ. 材料試験………主要項目のみ行う。
  - ハ. ダイナミックバランス
- 2) 性能試験 装置の据付完了後に立会い試験を行い、起動、定常回転、ブレーキ作動、停止、の諸動作および試験片切断試験を1回行い、振動、発熱、回転むらなどの異常がないことを確認した。

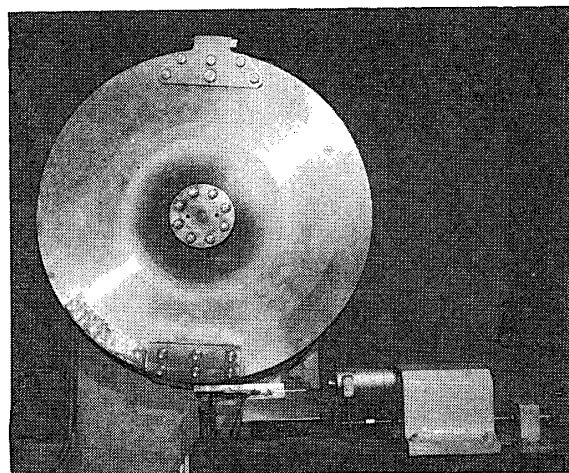
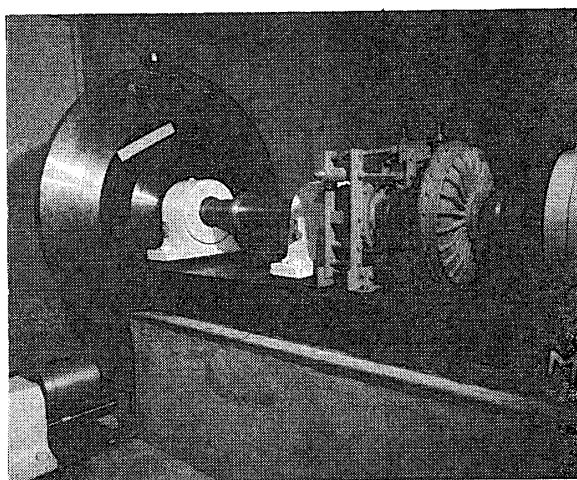
#### 6. 高速衝撃破面解析の例

高速衝撃破面のフラクトグラフの例を第29図に示す。試料は 2024-T3,  $V = 50\text{m/s}$ , 4800 倍 (印画紙面上) である。

なお、参考として、高速負荷計測装置の概要を第30図に示す。



第29図 高速引張り破面のフラクトグラフの例  
2024-T3,  $V=50\text{ m/s}$ , 4800倍 (印画紙面上)



第30図 高速負荷計測装置の概観

## 7. 謝 辞

本装置の計画当初から関与していただき、製作を担当された三菱重工業(株)神戸造船所関係各位に深甚の謝意を表す。又、本所河田・小林研究室の諸君の協力に感謝する。

1977年2月9日材料部

## 参 考 文 献

- [1] 河田幸三：最近の高速変形力学について，応用物理，36巻12号（1967），956.
- [2] 河田幸三：固体の高速変形力学の動向と高速衝撃実験装置について，衝撃工学シンポジウム（第1回）（1974/11），25.
- [3] 高速負荷計測装置 製作仕様書 RG-E-1056（三菱重工(株)神戸造船所）
- [4] 高速負荷計測装置 計 画 書 RG-S-0595（三菱重工(株)神戸造船所）
- [5] 高速負荷計測装置 取扱説明書 RG-G-0930（三菱重工(株)神戸造船所）