

[II. 2. 2]

## 異常燃焼について

倉谷健治・坂井卓爾

### Abnormal Combustion of HT-110 Engines

By

Kenji KURATANI and Takuji SAKAI

**Abstract:** Throughout the static firing tests, measurements and analyses of the oscillatory combustion have been studied most carefully, with the use of various pressure indicators and a playback system of the recorded signal. We have experienced some cases of heavy pressure oscillations. These cases are classified into two groups. In one of them, an abrupt pressure rise is triggered by a small pressure spike occurred just ahead of the pressure increase. This small spike may be due to the plugging of the nozzle throat by burnt fragments of cellulose acetate used for a cylindrical igniter case. To avoid this fault, in the later stage of our experiments, the cylindrical igniter was replaced by a cage igniter. On the other hand, the sudden pressure rise of the latter type is occurred in the tailoff period, and the pressure level at which instabilities build up is lower than the maximum pressure. From the concept of the existence of the upper limit of the combustion pressure under which engines burn normally, this phenomenon cannot be easily explained, and the following view is proposed. By the severe erosion at the nozzle end, the propellant around the nozzle end was completely burnt out in a relatively early period and the inner surface of an engine cylinder near the nozzle end was exposed to the combustion gas. This causes the rapid decrease of the propellant surface and the visco-elastic damping effect by propellant itself becomes smaller compared to the amplifying effect of the combustion surface. When some disturbances are applied to this circumstance, acoustic oscillation will be excited and amplified to the fatal strength. But, both types of sudden pressure increase are in common with respect to their attendance with the fundamental longitudinal vibrational mode.

The other remarkable anomaly of the combustion of our engine is its severe erosion. To know the more detail of the erosion, the comparison between the observed times of the beginning of tailoff and the calculated values assuming the mass flow density erosion and the velocity erosion is carried out. The erosion directly observed in a grain interrupted after burning for a short period is also explained with the same assumption.

## は し が き

第 1 年度のエンジン地上燃焼実験の際に、振動燃焼が起こっている事実は、爆燃後の焼痕などから推定されているが、今回第 2 年度の地上試験を行なうに当り、この点を実験的に明確にして不安定燃焼の対策をたてることとし、振動燃焼の計測にわれわれの研究室は主力をおいた。そのため、高感度の高周波振動用のエンジン指圧計を試作し、測定結果の再生にも簡便な方法を採用した。ここではエンジン地上試験でみられた圧力スパイク、異常昇圧と振動燃焼との関連および侵食燃焼について、一括して異常燃焼として論ずることとする。

## 1. 振動燃焼の測定法

内圧振動の計測は、各種指圧計を鏡板背後にそう入して行なったが、これと並行してエンジン外壁に高感度の半導体ゲージを接着して、シリンダーの振動をも測定して振動燃焼解析の補助手段とした。

## i) 各種エンジン指圧計

## a) 抵抗線ひずみゲージ型エンジン指圧計

新興通信製の水冷式エンジン指圧計 PRE-300 を用いた。固有振動数は 45kc と高いが、感度は低く、通常に分銅式圧力試験器で校正すると  $100 \mu\text{strain}/23\text{kg}$  であった。強い振動燃焼の場合にはもちろん信号を捕えるが、正常燃焼時の内圧振動はかろうじて計測されるにすぎない。それゆえ、高感度でレスポンスの早い指圧計に代える必要があった。

## b) 半導体ひずみゲージ型指圧計

第 1 図 a に示す構造の水冷式指圧計を試作した\*。受感部に半導体ゲージを接着して高感度としたが、ゲージの接着が困難なため、図に示すような構造となり、固有振動数 4.2kc であった。2 種試作したが、感度は分銅式圧力試験器で校正したところ、 $1\text{kg}/\text{cm}^2$  当り  $215 \mu\text{strain}$ ,  $320 \mu\text{strain}$  ときわめて高感度であった\*\*。

## c) ピエゾ型指圧計

チタン酸バリウムの小さい円板を受感部とした水冷式指圧計を試作した。第 1 図 b がそれで、外殻は破損したエンジン指圧計 PRE-300 をそのまま転用した。固有振動数は 21kc であった。ピエゾゲージは静校正が不可能なので、衝撃波管を用いて校正を行なった。ピエゾゲージの出力は、

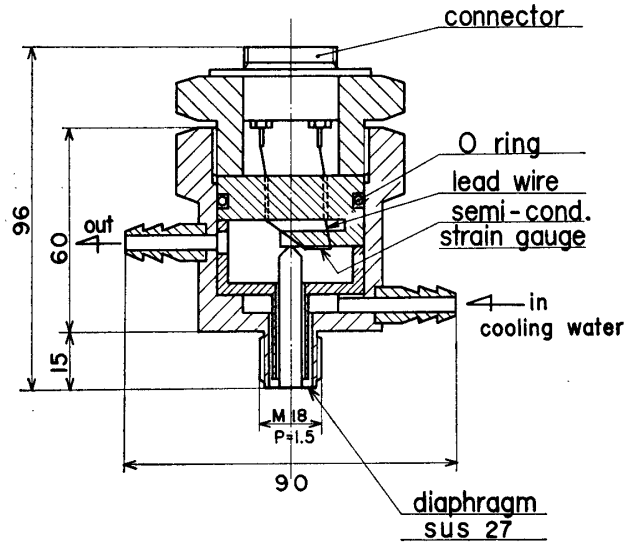
$$E = \frac{K \cdot A \cdot \Delta p}{C} \frac{i\omega\tau}{\sqrt{1 + \omega^2\tau^2}} \quad (1)$$

で与えられるが、 $\tau = RC$  を大きくしないと減衰が早くて衝撃波のような階段状の圧力変化で校正しえない。したがって  $C = 5,000 \text{ pF}$ ,  $R = 6 \text{ M}\Omega$  で、 $\Delta p = 2 \text{ kg}/\text{cm}^2$  の圧力変化を与えて校正し、 $0.22 \text{ V}/\text{kg}$  の値を得た。ここに  $K$  はゲージ感度、 $A$  は円板表面積、 $\omega$  は測定時

\* 半導体ゲージの接着は新興通信に依頼した。厚く謝意を表す。

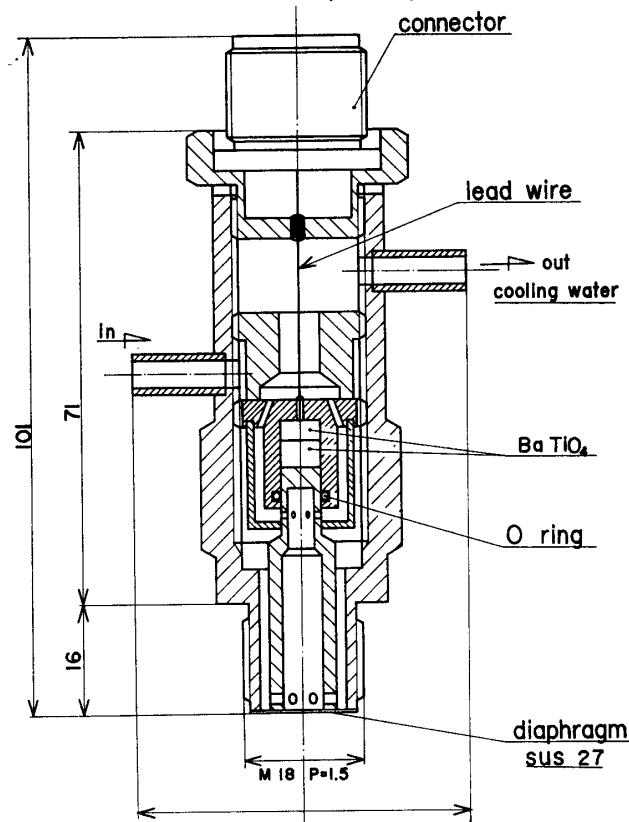
\*\* 最近、この型の指圧計が市販されているが、われわれが実験を行なった当時では適当なものが見当らなかった。また半導体ゲージそのものも最近、取扱いが容易なものも作られているので、もっと固有振動数の高い指圧計を作ることも現在では可能であり、われわれも試作に成功した。

**Pressure Indicator**  
(semi-cond. gauge type)



a. 半導体ひずみゲージ型指圧計

**Pressure Indicator**  
(piezo type)



b. ピエゾゲージ型指圧計

第 1 図

の角振動数,  $\tau=RC$  は時定数で  $R$  は負荷抵抗,  $C$  はゲージ, 入力ケーブル等の接地に対する容量の総和を示している。

b), c) の試作指圧計は振動現象の検出に主眼をおいているので, 零点ドリフトなどについての顧慮はしていない。

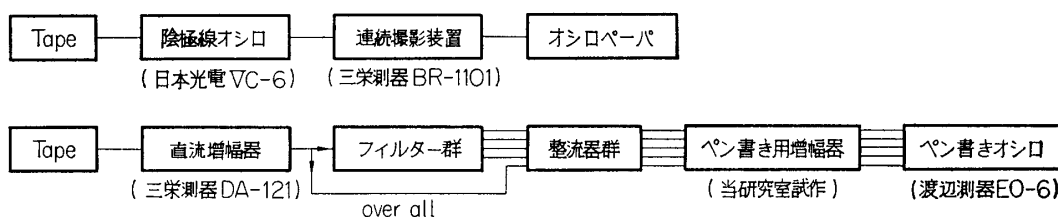
### ii) シリンダーの振動

エンジン・シリンダーの外壁に半導体ゲージを接着してシリンダーの振動を測定した。シリンダー自体には多種の振動型に対応して広い周波数範囲の固有振動があり [1], この方法で検出された振動をただちにエンジン内の圧力振動に起因する hoop tension の変動と解することはできないが, 内圧が定常波振動を起こして, 振幅も大きくなると, このためにシリンダーも強制的に振動させられるので, 内圧振動と周波数, 消長の時期などがよく対応することとなる。

### iii) 測定系, 再生系

ひずみゲージを受感部に用いた場合は, 新興通信製広帯域増幅器 DS6-AX3 を用いて増幅後, 電磁オシロ (1m/sec で記録), 磁気テープレコーダに録音した。ピエゾゲージは直接磁気テープレコーダ (ソニー製 FT-3) に記録すると同時に, 直流増幅器を経て, 前記電磁オシロに併記させた。

録音した信号の再生は,



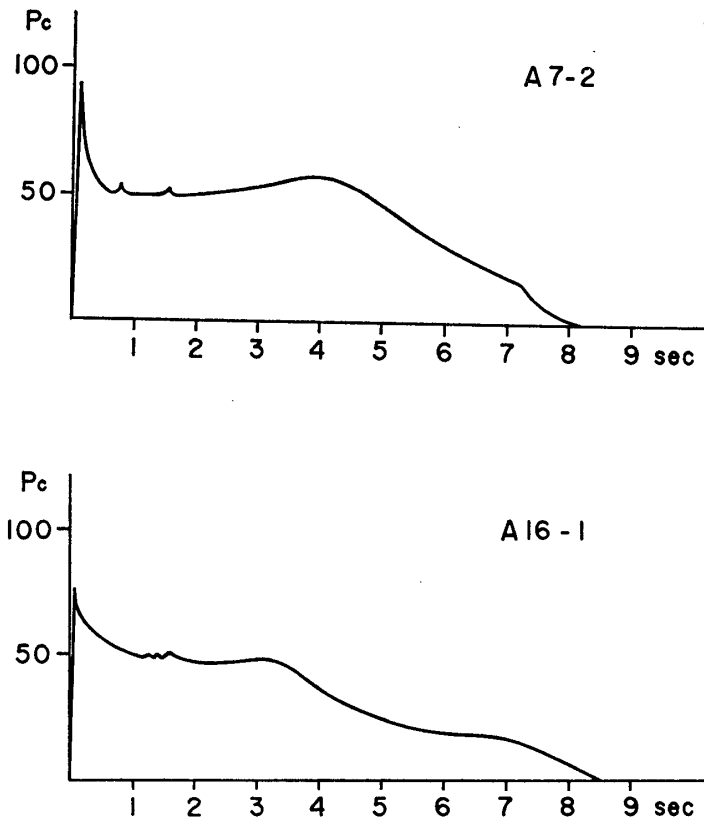
の方式を用いた。狭帯域フィルター群\* としては, 中心周波数がそれぞれ 60, 120, 240, 950c/s, 1.8, 3.5, 6.8, 13kc のものを用いた。

## 2. 圧力変動と振動燃焼

### i) 圧カスパイク

“燃焼性能” (p. 649) の項でもいくつかの例をあげたように, 正常燃焼の場合でも, 必ずしもなめらかな圧力-時間曲線が得られず, 小さい圧カスパイクが数個みられる。ことに実験初期には, ほとんど毎回この小型スパイクが出現した。しかも興味深いことに, 第1表に示したように, その出現する時間がほぼ一定していることで, 点火後 0.5~0.8sec 付近で弱い数個のかさなりあったスパイク群がみられ, 1.6~1.7sec 付近で単一のかかなり明瞭なスパイクが出現する。その強さは圧力値にして  $1\text{kg/cm}^2$  程度以下のものである。この原因については, すでに各所で指摘したように, 点火器ケースのもえかすがノズルを瞬間的にふさぐことによる。したがってかご型点火器にあらためた A-15 以後では A-16 以外では小型スパイクはみられなかった。

\* 当所エレクトロニクスショップで設計試作してもらった。ここに厚く謝意を表する。



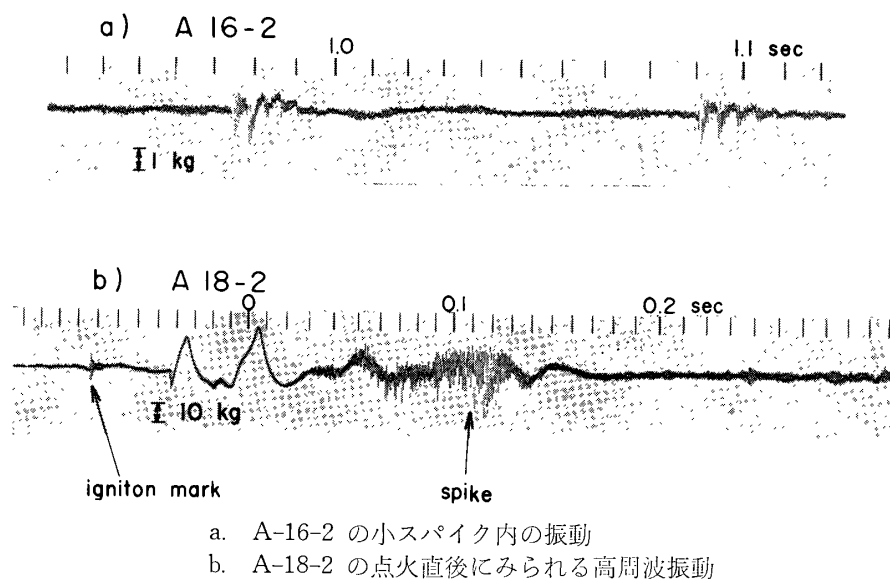
第2図 小型スパイクの出現例

第1表 各燃焼実験によるスパイクの発生時間

	スパイクの位置	備考		スパイクの位置	備考
A-1-1	2.0 sec	この直後に爆燃	A-8-1	0.5~0.8, 1.8~2.0	この直後に爆燃*
2	0.6		2	0.5, 0.8, 1.8	
A-2-1	0.5, 1.5	この直後に爆燃	A-9-1	(圧力の測定値なし)	この直後に爆燃
2	0.5, 1.7		2	0.7, 0.9, 1.6	
A-3-1	0.7, 1.5	この直後に爆燃	A-10-1	0.7, 1.7	この直後に爆燃
2	0.7, 0.9, 1.5		2	0.7, 0.8, 2.0	
A-4-1	0.6, 0.8, 1.7	この直後に爆燃	A-11-1	0.6	この直後に爆燃
2	0.5~0.7, 1.5		2	0.7, 0.8, 2.3	
A-5-1	0.7, 1.8	この直後に爆燃	A-12-1	0.7, 1.7	この直後に爆燃
2	0.75		2	0.8, 1.7	
A-6-1	0.5, 0.7, 1.7	この直後に爆燃	A-13-1	0.5~0.9, 1.8	この直後に爆燃
2	0.6, 0.8, 1.6		2	2.4	
A-7-1	0.5~0.7, 1.6	この直後に爆燃	A-14-1	0.5~0.7, 1.8	この直後に爆燃
2	0.5~0.7, 1.5		2	0.7, 1.7	

\* ノズルグラフアイトの破損が圧力スパイクを生じている。

A-16 ではかご型点火器を用いたにもかかわらず、この場合のみ例外的に A-16-1 で 1.3, 1.4, 1.65sec, A-16-2 で 0.95, 1.07, 1.2sec のところに小さいスパイクが見られた(第 1 図参照). これらのスパイクの誘因となるものについては不明であるが, 高感度の指圧計で高速記録させると 220c/s の振動が重畳し, しかも第 1 波が突然出現し, 数波を経て減衰, 消滅していることがみられる. この現象は低速で記録したスパイクと同数だけ反復されているが, その 1 例を第 3 図 a に示す.



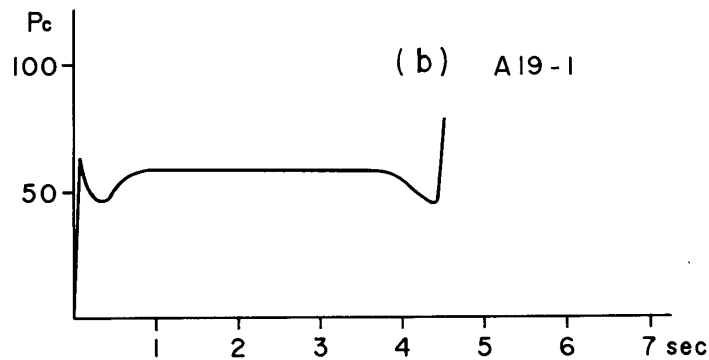
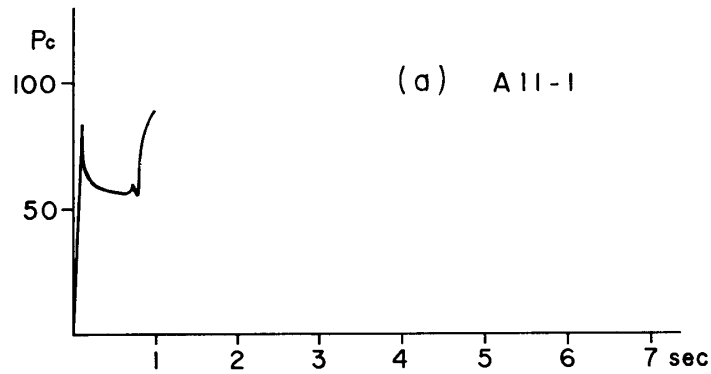
第 3 図

一方, A-18 では燃焼表面の抑制に用いた皮膜がフィルターを含んでかたかったため, 点火直後に一団となって飛び出し, 大きな圧力スパイクを生じたが, そのピーク内には第 3 図 b に示すように強い 1kc 以上の高周波振動が重畳していた. したがってある衝撃によって常に定常波縦波振動のみが励起されるわけではない. しかし, これらの振動が成長し, 振幅も大きくなってある時間継続し, ついにはエンジン破壊に至るような場合には, 常に縦波振動が伴われていることを次項で明らかにしよう.

## ii) 内圧の異常昇圧

圧力-時間曲線にみられる最も顕著な異常は, 圧力が急激に上昇して極大内圧の倍以上の値に達することである. この場合にも, 異常昇圧発生後正常値に復元する場合と, 昇圧を続け, シリンダーまたはノズル接ぎ手部破壊に至る場合とがあるが, この両者は本質的には大きな差はなくいずれも定常縦波振動がこの異常昇圧部に重畳している. 今, 第 2 年度の地上試験で経験した異常昇圧の例を一括して, それが発生する時間によって分類すると第 2 表の結果が得られる. このなかで点火後 1sec 程度内に異常の発生する初期型と, 燃焼末期で異常の生ずる下降期型のおおのこの代表例を第 4 図に示す.

まず初期爆燃型では, その直前の小型圧力スパイクが異常をトリガーしている. このなかで A-1-2, A-5-2 は安定域試験の際に見られたもので, 内圧が高すぎ不安定域にあったた



a) 初期型 b) 下降期型

第 4 図 異常昇圧の例

第 2 表 異常昇圧の実験例

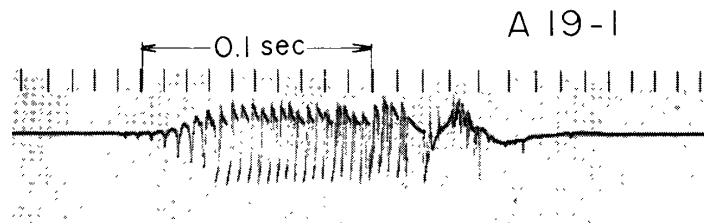
	異常の発生時期			異常圧の 大きさ	備 考
	初期型	中間型	下降期型		
A-1-2	1.0 sec			破 壊	直前にスパイクあり
A-5-2	0.6			"	"
A-6-1			5.1 sec	75 kg/cm <sup>2</sup>	
A-8-1		2.0 sec		破 壊	ノズルグラフィットの破損による衝撃が原因
A-10-1		2.4		"	前駆現象なし
A-11-1	0.75			"	直前にスパイクあり, $P=85 \text{ kg/cm}^2$ で破壊
A-15-1			3.5	100 kg/cm <sup>2</sup>	
A-19-1			4.5	破 壊	

めとみられる。したがって小さい衝撃でも爆燃を誘起しうる。一方、A-11-1 では、内圧は安定域にあるように設定されており、小さい圧カスパイクで爆燃が誘起されるとは予想されないが、あるいは点火器ケースの大きなもえがらが一団となって飛び出し、大きな衝撃を与えたためではなからうか。

圧力下降期で爆燃した理由を次に考えよう。圧力がさがれば、当然より安定化すると予想されるが、燃焼過程を考えると侵食燃焼のために、点火後 4sec 前後でノズル側の推薬はもえつき、シリンダー内壁が露出しはじめ、推薬表面は急激に減少し始める。このことは推薬表面による振動燃焼の吸収、減衰効果が減少することを意味し、そのため、初めに小さい振動燃焼がなんらかの原因で励起されると、それを増幅する因子の方が減衰する因子より大となって爆燃にまで進行するものと解しうる。このように燃焼末期で、推薬による振動燃焼の減衰効果が減少する事実は正常燃焼の場合でも、しばしば見られ、燃焼時のごう音は末期に一段とすさまじくなり、また内圧振動、シリンダー振動の振幅も拡大されている（次項の再生結果でその好例がいくつか示されている）。したがって爆燃するか、正常のまま燃焼するかは、そのときの推薬表面の振動 damping 能力に依存しており、振動を吸収しやすい推薬では正常に燃焼することとなる。A-15~A-20 推薬でみられた異常燃焼と推薬の物性値との関連性（“燃焼性能”の項、第20図参照）はその興味ある一例である。

残る中間型と一応名づけた A-8-1, A-10-1 の異常の原因については、前者がノズル破損の衝撃によるものであるとしても、後者については不明である。

内圧の異常昇圧に関連した今一つの特色は、この際に常にシリンダー内にある燃焼気体の縦波定常波振動が励起、増幅されていることである。一例として第5図に A-19-1 の圧力振



第5図 異常昇圧に伴伴される定常波縦波振動の例

動をテープより再生した結果を示す。ポリウレタン系推薬については Dickinson [2] も縦波振動を指摘しているが、ポリサルハイド系では Landsbaum 等 [3] はむしろ横波振動が主役をなすとの結論を得ており、両者は興味ある対比を示している。われわれの場合、定常波の振動数は定常波がある程度成長した後では、

3/4 サイズで 320 c/s  
フルサイズで 244 c/s

であって、これらの振動数が縦波定常波振動の基音として、

$$f = \frac{1}{2L} \sqrt{\gamma \frac{RT_c}{M}} \quad (2)$$

の式を用いて算出した値と完全に一致する\*。なお、計算には、推薬の理論性能の計算に用いられた値  $\gamma=1.234$ ,  $\bar{M}=23.45$  を用い、 $T_c=2900^\circ\text{K}$ ,  $L=174\text{cm}$  (3/4 サイズ),  $230\text{cm}$

\* フルサイズの場合、定常波振動の成長の過程では、たとえば A-19-1 のときでも 180 c/s 程度であるが、成長するにしたがって 244 c/s に収斂している。同様に A-16 でみられたスパイク中の定常波振動も数波で消滅しているが、その振動数は 220 c/s で成長後の振動数とは異っている。



(フルサイズ)の値を採用した。

### iii) シリンダーの振動

この項については次項の周波数分析のところで実例をあげつつ述べることにする。

## 3. 振動燃焼の周波数分析

テープに録音した指圧計、半導体ゲージの信号はすべて、再生法の項で述べたフィルター群-ペン書きオシロ系で周波数分析したが、そのなかから代表的な例をいくつかかかげることとする。

### i) エンジン指圧計 PRE-300 で計測された内圧振動

#### a) 正常燃焼の例 A-8-2 P\* (第6図)

PRE-300 は感度も低く、借用したケーブルもやや不良であったため、商用周波数の雑音が混信し、電磁オシロ上では微弱な信号を識別しえない。しかしテープの信号を周波数分析すると、正常燃焼で信号が微弱なときでも、場合によってはかろうじて信号を識別できる。A-8-2 P がその例であるが、多くの場合、内圧振動はこのようには激しくなく、識別困難であった。

#### b) 異常燃焼の例 A-5-2 P (第7図)

点火直後に爆燃する初期型の例として示す。この場合には振幅が大きいため PRE でも計測は容易であって、電磁オシロ上では明瞭に 320 c/s の定常波縦波振動が成長していく過程がみられる(第4図の A-19-1 に類似した図が得られる)。しかし、周波数分析すると、この異常燃焼時には各種の振動数が同時に励起されていることがうかがえる。これは、定常波振動が正弦波ではなく、衝撃波型であって[4]、多数の高調波が重畳しているためである。

#### c) 異常燃焼の例 A-6-1 P (第8図)

下降期に爆燃する場合の例である。b)と同様であるが、爆燃に至るまでの間は、内圧振動がきわめて小さいことがこの例からもうかがえる。

### ii) ピエゾ指圧計で計測された内圧振動

#### d) 正常燃焼の例 A-20-1 P (第9図)

A-20 推薬は軟質で伸び率高く、内圧振動はかなり推薬によって吸収、減衰されるはずである。高感度のピエゾゲージを用いると、このように微弱な信号も確実に捕捉できる。ケーブルも新品に交換したので雑音も小さい。したがって電磁オシロにも、この図と対応のよい記録が得られている。また、燃焼末期で振幅が大きくなっているが、これはノズル側の推薬が早くもえつきるため、推薬表面積が燃焼末期で激減し、推薬面による振動の吸収、減衰が十分でなくなるためである。

異常燃焼した場合の周波数分析例は A-5-1 P (第7図)などと大差はないので省略する。

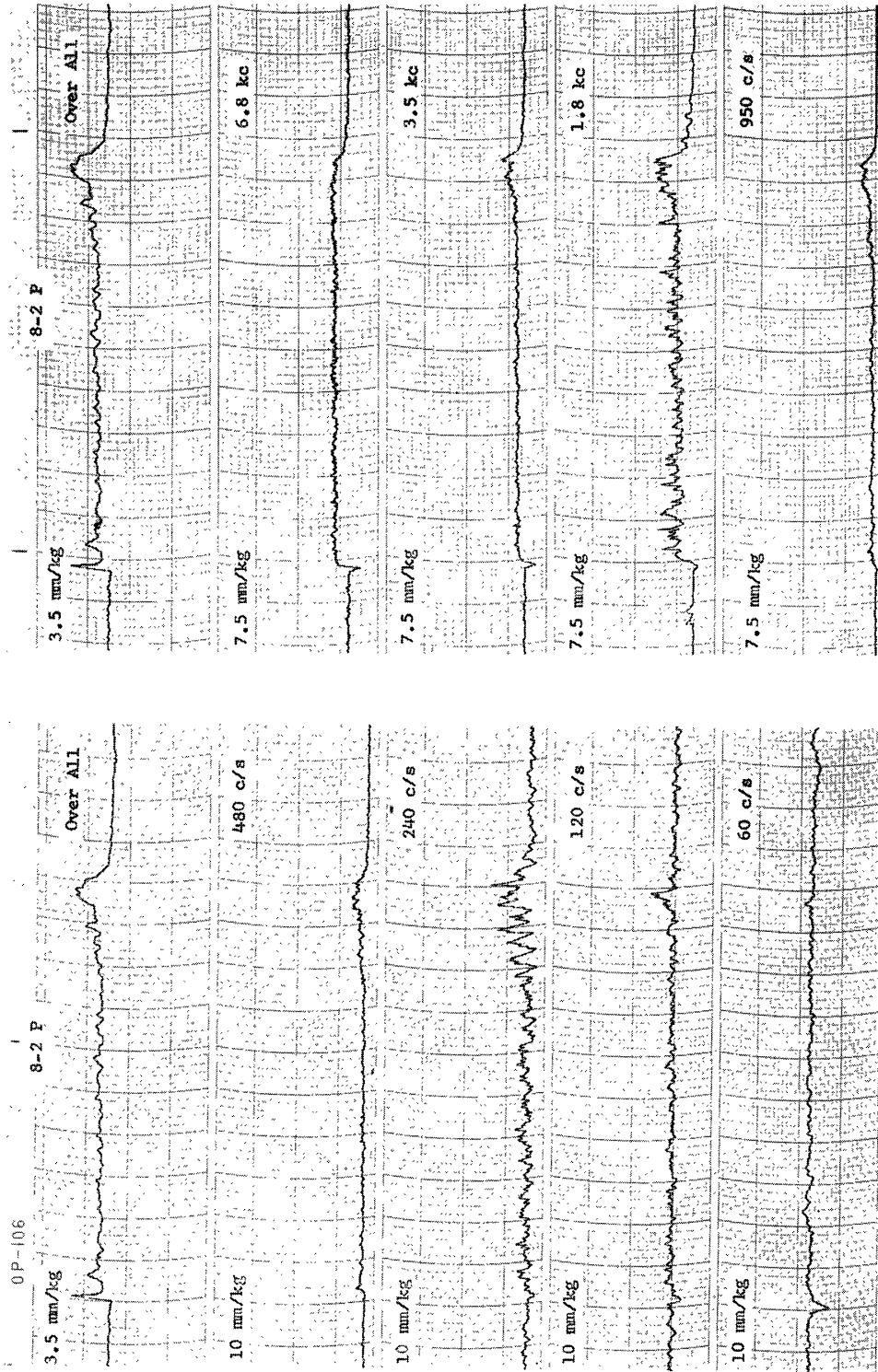
### iii) 半導体ゲージによる計測

#### e) 内圧振動とシリンダー振動との対応例 A-6-1 P, S (第10図)

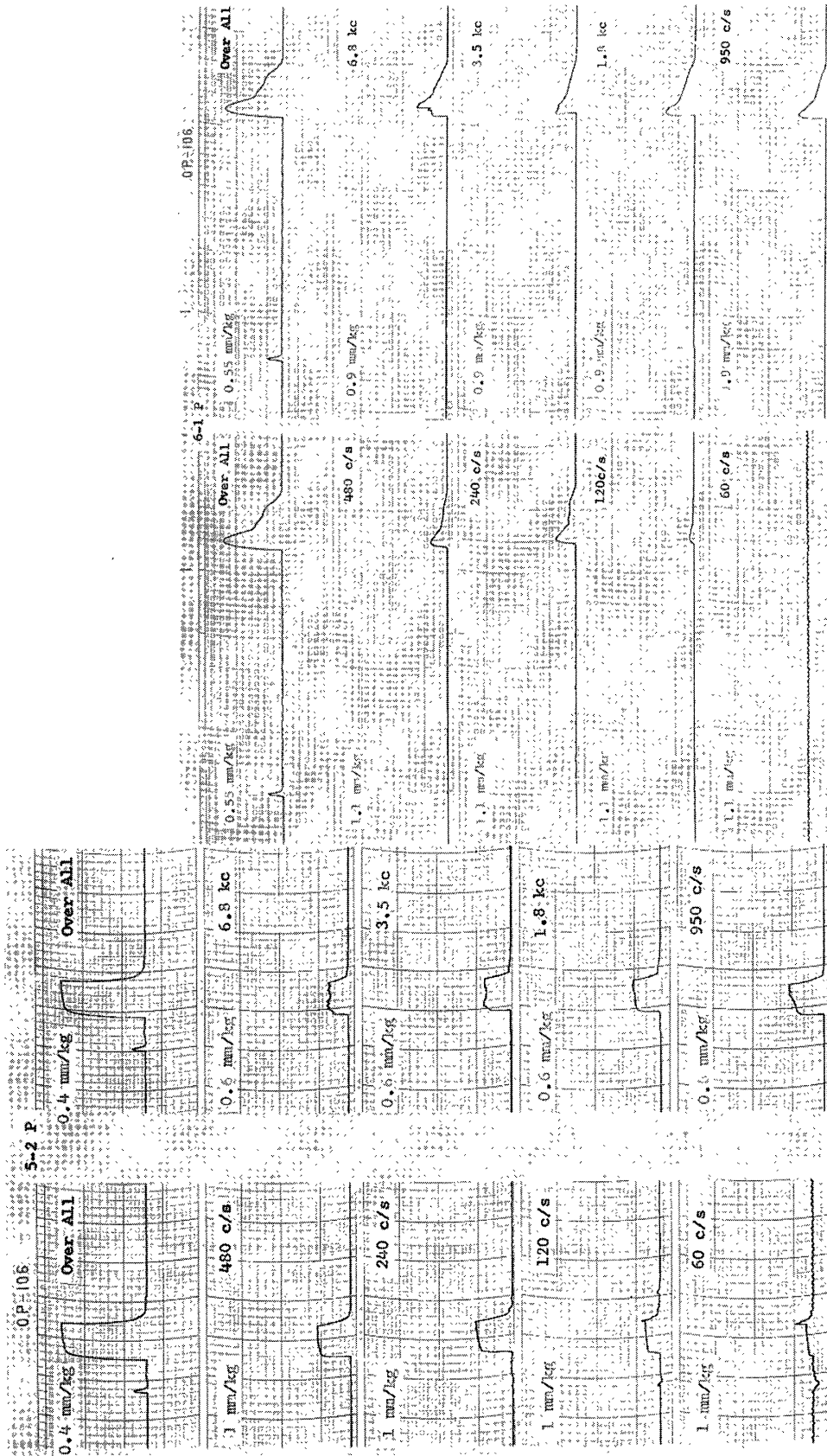
異常燃焼した場合には両者の対応がよいことが見られる。なおここでは周波数分布を示さ

---

\* 本項での図および本文中では P を指圧計による計測、S を半導体ゲージによる計測を示す。

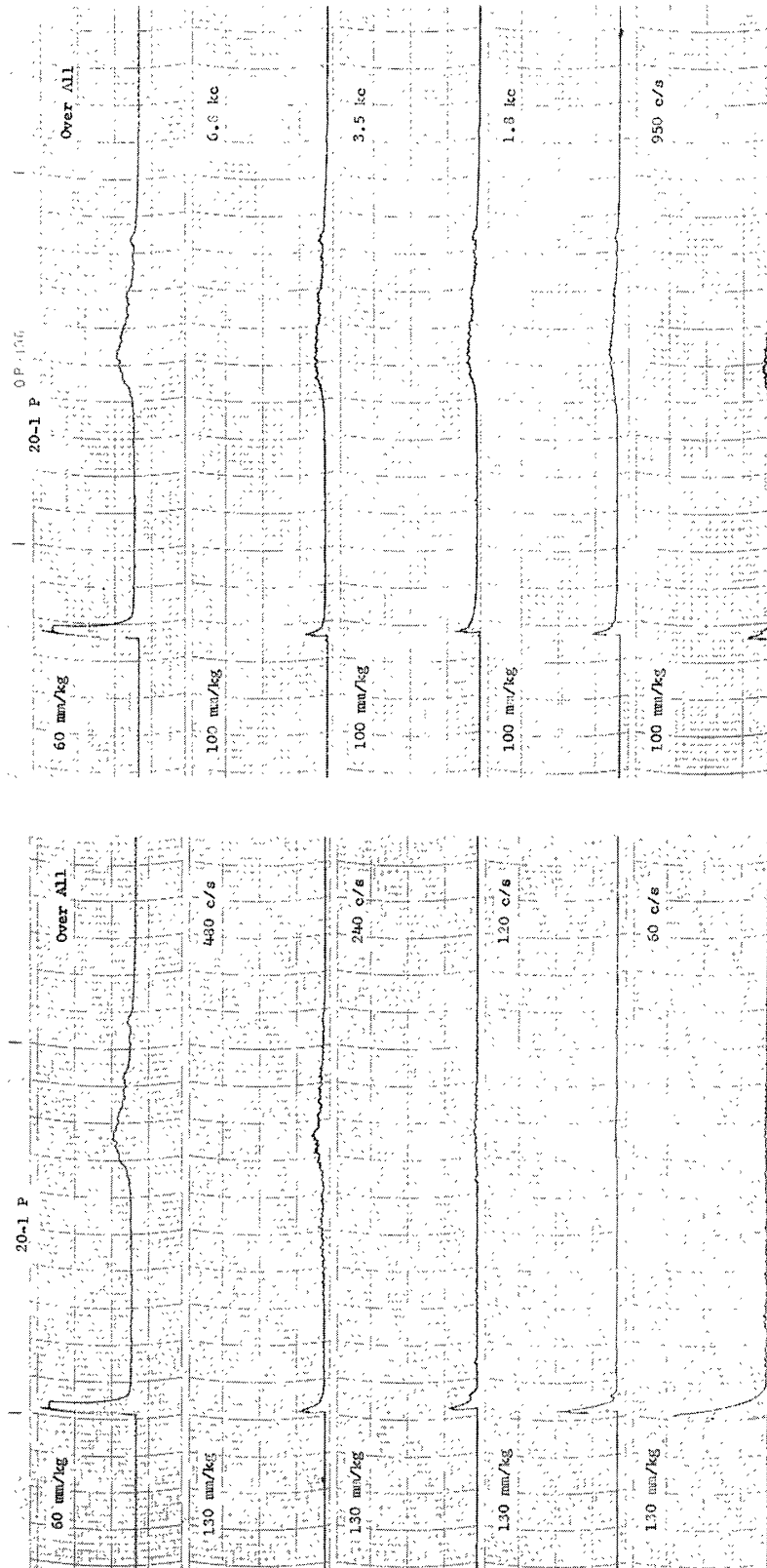


第6図 A-8-2P

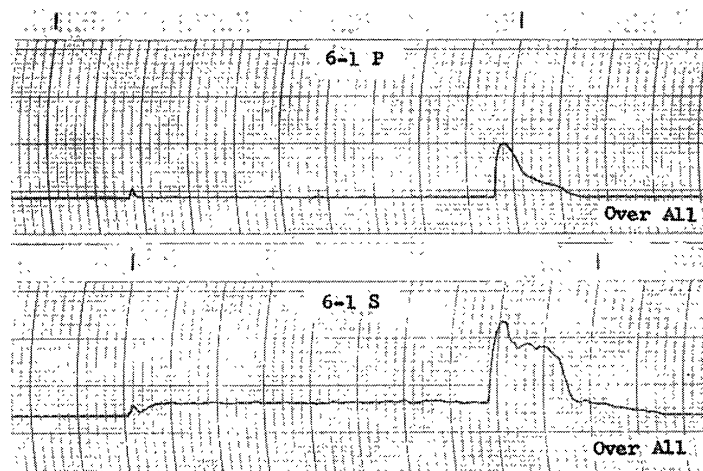


第 8 图 A-6-1P

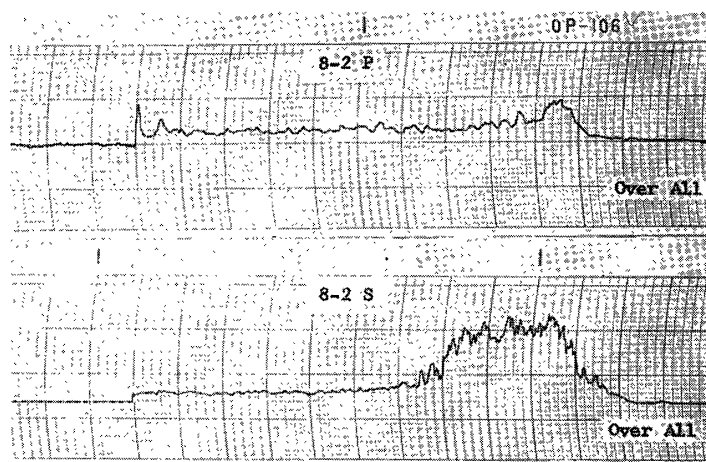
第 7 图 A-5-2P



第9図 A-20-1 P



第 10 図 A-6-1 P, S



第 11 図 A-8-2 P, S

ずに over all の信号のみを比較したが、シリンダーの振動も内圧振動と同様に、異常圧のところでは広い周波数分布をもった振動が現われている。この場合、シリンダーも内圧と同様 320c/s で強制振動していることは、電磁オシロ記録上からも明らかである。

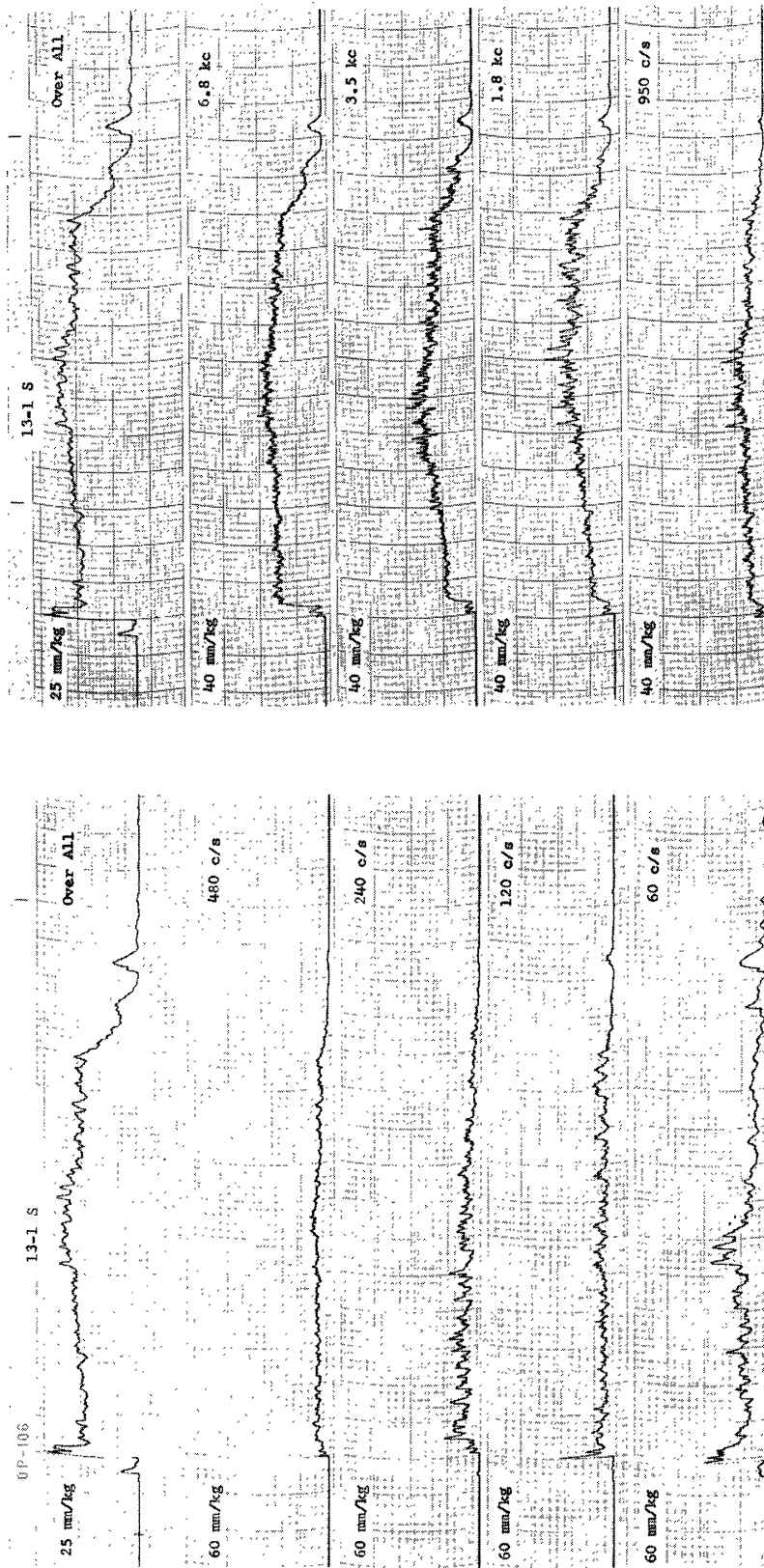
f) 内圧振動とシリンダー振動との対応例 A-8-2 P, S (第11図)

正常燃焼している場合の両者の信号を比較する。前図と同様、フィルターを通さない over all の信号について図示した。シリンダー自体は各種の振動型をもち、それぞれに固有の振動数が広い範囲に分布しているから、正常燃焼のように内圧振動の振幅が小さいときには、内圧振動とは対応がよくない。

g) シリンダー振動の分布例 A-13-1 S (第12図)

シリンダー振動の周波数分布を示す一例として、周波数分析した結果を示す。なお、この場合には内圧は PRE-300 で測定されており、前述のように信号が微弱なために識別できなかったが、シリンダー振動は高感度の半導体ゲージを用いているので、楽に計測できる\*。

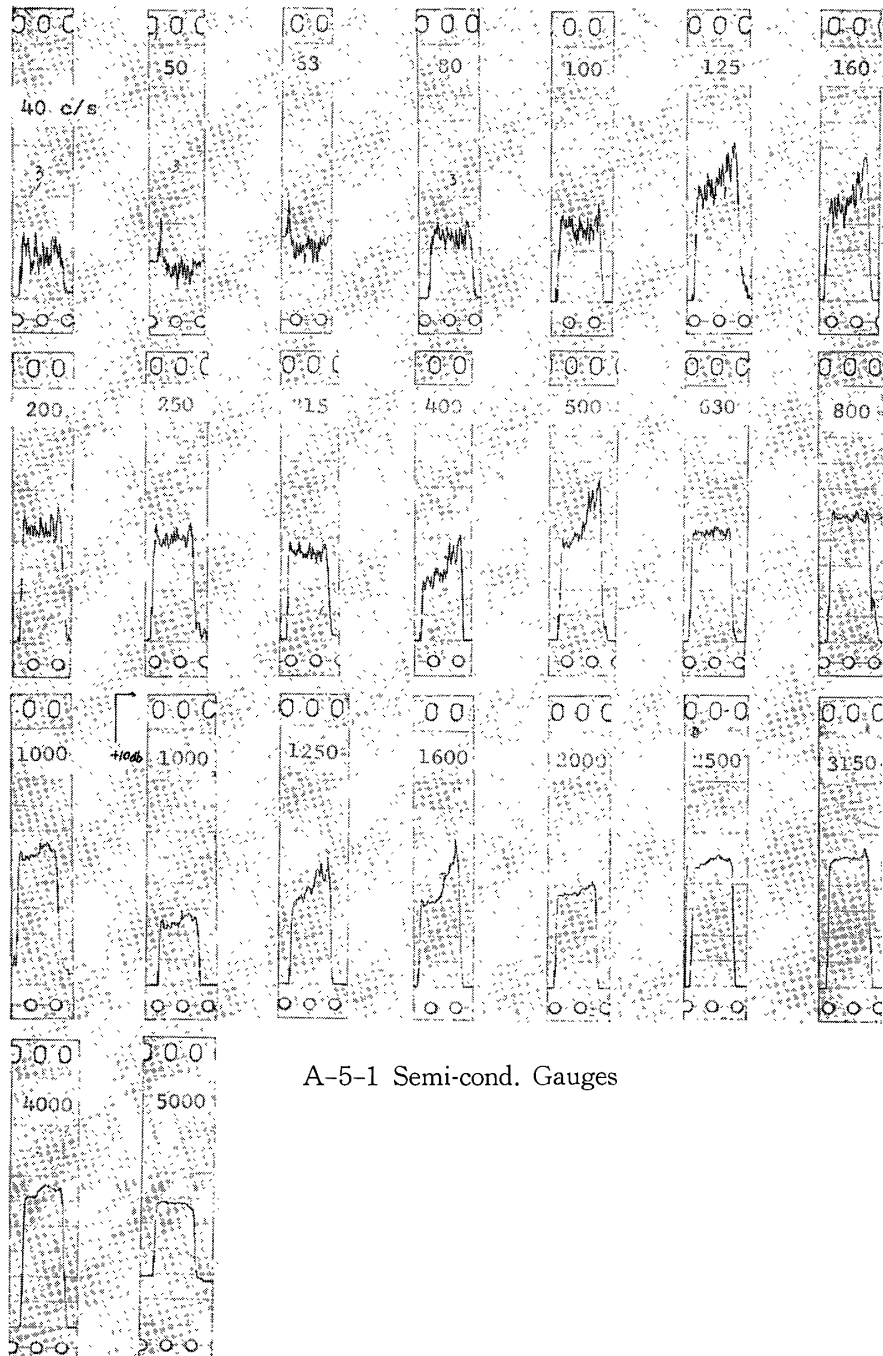
\* 図では較正值として便宜上、内圧による hoop tension の変動値を示してある。



第12図 A-13-1S

先に示した A-8-2P, S, A-20-1P では燃焼末期の方が内圧振動, シリンダー振動ともに激しく, むしろそれらが通常の傾向であり, 推進による振動減衰能力と関連して理解されたが, A-13-1 ではシリンダー振動の強さが全燃焼過程を通じて大して変動しないという例外例を示す.

h) 1/3 オクターブフィルターによる周波数分析例 A-5-1 S (第13図)



第 13 図 A-5-1 S

今までの周波数分析例はオクターブフィルター群により、数チャンネルを同時記録させたものであるが、五十嵐研究室によって、1/3 オクターブフィルターを用いて精密に周波数分析を行なった例を示す。各種振動数の消長が明瞭に示されている。同様な測定を PRE-300 の計測結果に対しても試みたが、信号を識別しがたいのでここでは省略する。

#### 4. 侵食燃焼

推薬の断面形状は侵食燃焼が無視できる場合は progressive burning 型に設計してある。したがって推薬長の短い 1/4 サイズエンジンでは燃焼曲線も progressive であるが、推薬長が長くなると、侵食燃焼が激しくなって第2図に 3/4 サイズの1例を示したように、点火直後に大きい初期圧力ピークが発生し、以後ほぼ圧力一定の期間と、すそを長くひいた圧力下降期とにわかれる。この現象は次のように解される。すなわち、燃焼の初期では port area が小さく、流速が早いので侵食燃焼も激しく、ノズル側の推薬は鏡板側よりも早い燃速で消費されていく。そして点火後数 sec の間、圧力がほぼ一定に保たれたまま燃焼がつづき、ノズル側の推薬が完全に消費しつくされると、以後推薬の全燃焼面積は急激に減少するので、この点から内圧も降下しはじめる。下降期が長いのはノズル側の推薬の消失がきわめて早い時期に起こるが、そのときは鏡板側の推薬はまだ多量に残っていたことを示すものである。

この圧力-時間曲線を正確に解析するには、侵食燃焼係数をも含んだ微分方程式を立て、それを数値積分する必要があるが[5]、ここでは近似的に次のようにして、侵食燃焼を取扱うことにする。まず第2図の圧力ほぼ一定の期間をノズル側の推薬 web が消失するまでの時間  $\tau$  と仮定し、Bartley, Mills[6] の解析法にしたがってノズル側の推薬の燃速の瞬時値を port area の関数として求めれば、数値計算によって、ノズル側の port area が直径 100mm の円になるまでに要する時間  $\tau$  が算出される。しかし、いかなる機構で侵食燃焼が行なわれているかは今のところ明らかではないので、ここでは velocity erosion, mass flow density erosion の両機構について、適当な侵食係数を定めて計算を行なうこととした。

Bartley, Mills によればノズル侵の燃速  $r$  は、mass flow density erosion のとき、

$$\left(\frac{r}{r_F}\right)_{\text{Mass}} = \left(\frac{1}{1+\gamma M^2}\right)^n (+k_1 \rho_F a_F g) \quad (3)$$

$$g = \frac{M}{1+\gamma M^2} \sqrt{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2} \quad (4)$$

velocity erosion のときには、

$$\left(\frac{r}{r_F}\right)_{\text{vel}} = \left(\frac{1}{1+\gamma M^2}\right)^n \left[1 + k_2 a_F \left(\frac{M}{\sqrt{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2}} - \frac{V_0}{a_F}\right)\right] \quad (5)$$

の式で、鏡板側の燃速  $r_F$  と関係づけられる。これらの式に入っているマッハ数  $M$  は、ノズル端での流速によるもので、

$$\frac{1}{K_F} = \frac{A_t}{A_p} = \frac{M}{\left(\frac{2}{\gamma+1} + \frac{\gamma-1}{\gamma+1} M^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (6)$$



の関係式で、ノズル端での port area  $A_p$  とノズルスロートの面積  $A_t$  との比によって決定される。ここに  $\rho_F$ ,  $a_F$  は鏡板端の気体密度、音速を、 $k_1$ ,  $k_2$  は侵食係数、 $V_0$  は臨界速度、 $n$  は推薬の圧力指数=0.25,  $\gamma$  は比熱比=1.234 である。両機構について、スロートを小さくして内圧を上げた場合の差異を定性的に考えると、スロートが小さくなると  $M$  が小となり、一方内圧が上昇するので  $r_F$  自体は  $r_F \propto p^n$  で若干大きくなる。したがって velocity erosion では(5)式の右辺は小となり、 $r_F$  が若干大きくなっても、ノズル端の燃速はスロートの大きい場合より遅くなることが予想される。これに反し mass flow density erosion では、同じ場合、 $M$ ,  $g$  は小となるが、密度  $\rho_F$  も  $p_c$  と共に上昇するから、(3)式の侵食を示す項  $k_1 \rho_F a_F g$  は大きくなって、ノズル端の燃速はスロート径大なる場合より早くなるはずである。

実験的には推薬長一定で、ノズルスロート径を変えた場合の  $\tau$  の値および、推薬長を 3/4, 7/8, 1/1 サイズと変えたときの  $\tau$  の値が第3表の上欄に示すように求められているの

第3表 ノズル端推薬のもえ切り時間

	1	2	3	4	5
実験例*					
推薬長	168.5cm	168.5	168.5	193	224
スロート径	3.0cm	3.2	3.6	3.8	3.8
内圧	65kg/cm <sup>2</sup>	55	45	50	55
ノズル端断面積	No. 3	No. 3	No. 3	単孔	単孔
$\tau_{obs}$	4.1sec	4.2	4.3	3.8	3.4
理論値					
mass flow density erosion					
$\{ k_1 \rho_F a_F^{**}$	7.6	6.4	5.2	5.8	6.4
$\{ \tau_{calc}$	3.9sec	4.1	4.3	3.9	3.8
velocity erosion					
$\{ k_2 a_F = 12, V_0/a_F = 0.06$					
$\{ \tau_{calc}$	4.3sec	4.3	3.7	3.6	3.5
$\{ k_2 a_F = 10, V_0/a_F = 0.05$					
$\{ \tau_{calc}$	4.5sec	4.3	3.8	3.7	3.6
$\{ k_2 a_F = 9, V_0/a_F = 0.04$					
$\{ \tau_{calc}$	4.4sec	4.2	3.7	3.7	3.6

\* 全部同種の推薬を用いている。

\*\*  $k_1$  は共通であるが  $\rho_F$  が各実験例で異なるため表示の値をとる。

で、これらを両機構にもとずいて出した計算値と比較しよう。計算に際しては、鏡板端推薬の燃速を  $p_0 = 55 \text{ kg/cm}^2$  のとき  $(r_F)_0 = 3.40 \text{ mm/sec}$  と仮定し\*、その他の圧力値の場合には

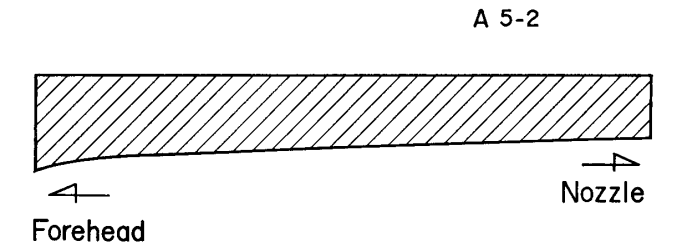
$$r_F / (r_F)_0 = (p_c / p_0)^n \quad n = 0.25$$

の関係にあるとした。次に mass flow density erosion のときには係数  $k_1$  のみを、velocity erosion のときには係数  $k_2$  と  $V_0$  を適当に仮定し、第3表に示した5種の条件下で、いずれも圧力一定のもとで燃焼すると仮定して、ノズル端推進剤が消失するまでの理論値  $\tau_{calc}$  をめる。この計算を5組の実測値  $\tau_{obs}$  と比較的良好に一致するまで、前記の諸係数をいろいろ

\* マイクロロケットによる燃速をとった。

に変えて計算した。第3表はその結果で、同一エンジンでスロート径を変えた場合の傾向は mass flow density erosion が実験事実とよく一致している。

しかし、いずれにしろ、この推薬は侵食係数が大きいから、ノズル端の推薬の消耗は激しい。この点は中断燃焼した場合の残存推薬の形状を検査することによっても確かめられる。第14図はA-5-2の例でNo.3断面形状、3/4サイズ、スロート径28mmで燃焼試験を



第14図 中断燃焼推薬の形状(軸方向断面図)

行なったとき、爆燃により燃焼が中断した推薬の最小内径をX線透視法により求めた結果で、燃焼初期における侵食状況を示す好例である。今の場合、点火後1.2secで異常燃焼が発生、しばらく大きな振幅で振動燃焼した後で中断されたものであるから、正常燃焼のみによる推薬の消耗ではないが、この形状を前記の計算法にしたがって当てはめてみることにした。ノズル側の消費量と鏡板側の消費量との比  $\int_0^{1.2} r dt / \int_0^{1.2} r_F dt$  は実験値では約2.6であったが、燃焼内圧  $75 \text{ kg/cm}^2$  のもとで計算すると、

	侵食係数	$\int_0^{1.2} r dt / \int_0^{1.2} r_F dt$
mass flow density erosion	$k_1 \rho_F a_F = 8.8^*$	2.4
velocity erosion	$k_2 a_F = 12, V_0/a_F = 0.06$	2.3
”	$k_2 a_F = 10, V_0/a_F = 0.05$	2.3
”	$k_2 a_F = 9, V_0/a_F = 0.04$	2.2

で実測値と比較的よく一致する。

本研究に当って費用の一部は文部省科学研究費によった。

1966年5月4日 原動機部

### 参 考 文 献

- [1] 吉村・植村：理工研報告，3，117 (1949)。
- [2] L. A. Dickinson, F. Jackson, AGARD Vol. 5.
- [3] E. M. Landsbaum, W. C. Kuby, F. W. Spaid, Solid Propellant Rocket Research Conference, Princeton, 1960.
- [4] 辻：高周波振動燃焼，本特集号 [II. 2. 3], p. 672.
- [5] R. Akiba, 6th. Internat. Symp. on Space Tech. and Science, Tokyo. (1965).
- [6] C. E. Bartley, M. M. Mills, "Jet Propulsion Engines" ed. by O. E. Lancaster, p. 521 (1959).

\* 第3表の  $k_1$  と同じ値をとってある。