

第113研究部会

船用ディーゼル機関の故障 防止対策に関する研究

報告書

昭和45年3月

社団法人

日本造船研究協会

は　し　が　き

本報告書は日本船舶振興会の昭和44年度補助事業「船舶の構造・性能に関する基礎的研究」の一部として日本造船研究協会が第113研究部会においてとりまとめたものである。

本研究の委員は次のとおりである。

第113研究部会委員名簿（敬称略、五十音順）

部会長	藤田秀雄	(三菱重工業)				
幹事	明石源一郎	(川崎重工業)	新井淳一	(日本海事協会)		
	井ノ内一雄	(船舶技術研究所)	今井次郎	(三菱重工業)		
	小泉磐夫	(東京大学)	後藤寿穂	(日立造船)		
	西木戸実	(三井造船)				
委員	赤星政光	(三菱重工業)	泉修平	(三菱重工業)		
	岩城正夫	(石川島播磨重工業)	宇田川貞夫	(運輸省)		
	岡本連	(舶用工業会)	奥村克二	(名村造船所)		
	尾崎久	(川崎汽船)	大坪昇	(日立造船)		
	片岡敏道	(佐世保重工業)	河津威信	(住友重機械工業)		
	木下勝	(三菱重工業)	孝橋謙一	(阪神内燃機工業)		
	坂本襄	(臼杵鉄工所)	佐藤義一	(函館ドック)		
	佐伯庄吾	(三井造船)	白石邦和	(日本钢管)		
	高田寿	(神戸製鋼所)	田中兵衛	(昭和海運)		
	野上正伸	(新和海運)	葉山真治	(東京大学)		
	原野二郎	(三井造船)	東園安憲	(大阪造船所)		
	眞砂宏	(大阪商船三井船舶)	村松省吾	(三保造船所)		
	本岡隆雄	(三菱重工業)	森川卓	(日本船主協会)		
	山田敏郎	(京都大学)				

第1小委員会委員名簿（敬称略、五十音順）

主査	木下勝	(三菱重工業)				
委員	新井淳一	(日本海事協会)	今井次郎	(三菱重工業)		
	河津威信	(住友重機械工業)	岸本宏次	(三井造船)		
	小泉磐夫	(東京大学)	孝橋謙一	(阪神内燃機工業)		
	永井将	(日立造船)	中村宏	(川崎重工業)		
	葉山真治	(東京大学)	平山和洋	(石川島播磨重工業)		
	牧岡稔	(神戸製鋼所)	山田敏郎	(京都大学)		
	山内英和	(三菱重工業)	山原本成	(三菱重工業)		

第2小委員会委員名簿（敬称略、五十音順）

主査	小泉磐夫	(東京大学)				
委員	赤星政光	(三菱重工業)	新井淳一	(日本海事協会)		

井ノ内	一雄	(船舶技術研究所)	今井	次郎	(三菱重工業)
奥村	克二	(名村造船所)	片岡	敏道	(佐世保重工業)
河津	威信	(住友重機械工業)	木下	勝	(三菱重工業)
孝橋	謙一	(阪神内燃機工業)	佐伯	謙	(三井造船)
佐伯	庄吾	(三井造船)	佐山	昭彦	(川崎汽船)
清水	滉	(川崎重工業)	白石	邦和	(日本钢管)
田中	紘一	(石川島播磨重工業)	恒屋	礼二郎	(三菱重工業)
永井	将	(日立造船)	西木戸	美	(三井造船)
葉山	真治	(東京大学)			

船用ディーゼル機関の故障防止対策に関する研究

目 次

1. ディーゼル機関燃焼室壁の強度の研究(その1)	1
1.1 まえがき	1
1.2 供試材	1
1.2.1 試験片素材	1
1.2.2 化学組成および機械的性質	2
1.3 試験装置および試験片	5
1.3.1 引張圧縮重畳疲労試験	5
1.3.2 曲げ重畳疲労試験	5
1.4 試験結果	8
1.4.1 引張圧縮定重畳疲労試験結果	8
1.4.2 曲げ重畳疲労試験結果	9
1.5 考察	15
1.5.1 破壊条件の検討	15
1.5.2 周波数比の影響	17
1.5.3 曲げ応力条件下の強度	18
1.5.4 今後の問題点	18
1.6 むすび	30
参考文献	30
2. ディーゼル機関燃焼室壁の強度の研究(その2)	31
2.1 まえがき	31
2.2 供試材	31
2.3 実験方法	31
2.3.1 試験機	31
2.3.2 試験片	32
2.3.3 応力波形	32
2.4 実験結果	34
2.5 考察	38
2.5.1 等価繰返し数法による整理	38
2.5.2 平均応力による考察	39
2.6 疲れ寿命推定の一方法	40
2.6.1 推定法の大筋	40
2.6.2 實例との比較	40
2.7 今後の問題点	50
2.8 まとめ	50
参考文献	50

3. 船用ディーゼル機関用排気弁の耐久性向上に関する研究	52
3.1 目的	52
3.2 燃損原因の調査および理論解析	52
3.2.1 実船調査結果	52
3.2.2 燃焼生成物試験	55
3.3 実験計画の作製	55
3.4 実験機関の設計	56
4. 音響解析による異常診断法の基礎研究	58
4.1 目的	58
4.2 研究の方法	58
4.2.1 テスト機関	58
4.2.2 実験項目	58
4.2.3 計測項目	58
4.2.4 検知システム	58
4.3 計測器	67
4.4 実験結果	69
4.4.1 条件	69
4.4.2 結果	70
4.4.3 考察	70
4.5 結論	85
5. 燃焼室壁部材熱負荷の経年変化の研究	86
5.1 緒言	86
5.2 調査	86
5.3 試験機関の設計、製作	87
5.3.1 試験機関	87
5.4 実験内容	88
5.4.1 燃料噴射系の経年変化	88
5.4.2 冷却系の経年変化	88
5.4.3 燃焼室構成部材の経年変化	91
5.4.4 燃焼室壁面の経年変化	91
5.5 計測内容および計測方法	91
5.5.1 燃焼室壁温度	91
5.5.2 インジケータ線図	92
5.5.3 その他	92
5.6 試験機関の特性試験	96
5.6.1 初期仕様における負荷試験	96
5.6.2 性能改良試験	96
5.6.3 燃料噴射時期変更試験	97
5.6.4 排気系変更試験	97
5.6.5 接線噴射弁による燃焼試験	98

5. 6. 6 負荷特性試験	99
5. 7 実験結果とその検討	112
5. 7. 1 燃料噴射系の経年変化	112
5. 7. 2 冷却系の経年変化	113
5. 7. 3 燃焼室構成部材の経年変化	113
5. 7. 4 燃焼室壁面の経年変化	114
5. 8 結　　言	114
参考文献	125

1. ディーゼル機関燃焼室壁の強度の研究（その1）

1.1 まえがき

ディーゼル機関の高出力化に伴なつて、燃焼室壁すなわちピストン・クラウン、シリンダ・カバー、シリンダ・ライナは、高いガス爆発応力と大きな熱負荷を受けるようになつて來た。機関発停に伴なう熱応力疲労と、機関ガス爆発ごとの応力の繰返しは、独立に安全性を検討すると、おのれのは十分な安全率があるにもかかわらず破損することがあり、熱応力疲労にガス圧応力の繰返しが重畠され、相互干渉により強度が弱められているものと考えられるに至つた。

このような背景にたち、第100研究部会昭和42年度研究にて二つの波の重畠疲労試験が可能であるような新鋭の高温変動塑性疲労試験機を開発、製作した。¹⁾

第100研究部会昭和43年度研究としてはこの試験機を使用してピストン・クラウン材 $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼を供試して、二つの応力波を正弦波と仮定した相互干渉、周波数、平均応力、曲げ応力勾配の影響などにつき、室温と500°Cの実験を行ない、予想以上に実機ピストン・クラウンは強度が低下する可能性があることを確認した。それと同時に破壊条件式の検討と周波数の影響、曲げ応力勾配の影響の3点が設計上とくに不明確であることがわかつた。^{2),4)}

したがつて、第113研究部会の本年度研究では以上の3点につき、実験を行ない、検討を行なつたものである。

すなわち、破壊条件式に対しては、応力振巾が塑性変形の大きくなき領域では、かなり精度ある方法が提唱されているが^{3),4)}、本問題のように熱応力を対象とするように降伏応力以上の領域にかかる場合とか、一次波一周期中に含まれる二次波の数である周波数比の大きい場合などでは誤差が大きくなる場合もあるようである。^{2),4)} したがつて破壊条件式の精度を上げるための試みとして、重畠疲労試験中の応力-歪曲線のヒステリシス・ループからの塑性歪エネルギーをもとに検討を行なつて見るものである。周波数の影響に対しては、実機では1航海期間200～300時間内に含まれるガス爆発応力の繰返しは 10^6 のオーダに達する。しかし実験室的には $10^2 \sim 10^3$ のオーダ前後で試験する場合が多い。このように実機と試験片による実験との間の関係を推定しようとするものであり、実機条件をシミュレートする上に重要なものと考えられる。

以上を検討するために引張圧縮の定歪重畠疲労試験を実施することにした。曲げ応力勾配に対しては、実際のピストン・クラウンは曲げ応力成分が引張応力成分に比して多いので、前年度より実験検討を行なつて來た重畠疲労強度の特性が曲げ応力勾配に対して成立するかどうか確認するために行なうものであり、実験のつど上、定応力条件で行なうことにして。この結果、引張圧縮定歪重畠疲労試験では、ある歪振巾の領域で急激に寿命が減少する特異現象が認められた。この現象を解明するために、硬度や顕微鏡による組織調査などの諸試験を追加した。本年度研究だけでは明確な結論に到達することはできなかつたが、塑性変形の不安定現象に関与するものである可能性が大きく、破壊条件式や周波数の影響の考察にも大きな因子となると考えられる。とくに設計にあたつては、ある歪領域以上の負荷がかかると寿命が激減する限界値が存在することになり、実機への適用にあたつては早急に解決を要する重大な問題となる可能性がある。この件に関しては材料強度のもう少し基礎的な段階で研究を継続する必要があると考えられる。

また、曲げ条件下の重畠疲労強度に対しては昨年度に引き続きデータを蓄積した。

1.2 供 試 材

1.2.1 試験片素材

供試した材料は大型船用機関ピストンクラウンに使用される $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼である。鋳造素材形状は図1.2.1に示すよろにテーパのついた板状のもので、一鉛枠で湯道を中心にして左右5個ずつ計10個を鋳込んだ。これらの素材から図1.2.2に示すように素材の上部を約70mm切捨て、底部より23mmの距離に試験片中心がくるように試験片を採取した。試験片採取位置の鋳造肉厚は約40mm前後なので、実機機関ピストン・クラウンの肉厚とはほぼ同じである。このため試験片素材と実機ピストン・クラウンの該当部の鋳造時に起る冷却速度、熱処理時の質量効果などの条件に大きな相違はない。

い。

鋳造時に使用した溶解炉は 5 ton 型塩基性エル一式電気炉であり、鋳込温度は取鍋にて 1,580°C 前後であつた。鋳型は肌砂として鋳鋼用 CO₂ 型を使用し、鋳型表面にはジルコンフラーを塗布した。

熱処理は 900°C × 4 H 保持して油焼入れを行なつた後、680°C × 4 H 保持して空冷し、焼鈍を行なつたものである。

1.2.2 化学組成および機械的性質

素材の化学分析結果を表 1.2.1 に示す。JIS 規格では SCA 4-1 材に相当する。

素材の硬度分布をブリネル硬度にて、鋳造素材の厚さ方向中央から二つ割りにしてその面を計測したものを図 1.2.3 に示した。鋳鋼素材としてはかなり均一な分布を示している。

素材の顕微鏡組織として 300 倍のものを図 1.2.4 に示した。素材としてはほぼ均一の初析フェライトを含むソルバイト地組織である。

引張試験結果を表 1.2.2 に、これらの平均値をグラフに示したものが図 1.2.5 である。試験片は JIS 4 号であり、ゲージ部径 1.4 mm、ゲージ長さ 50 mm である。これらの結果、室温では引張強さは 65 kg/mm² 前後であり、伸び、絞りに対してもこの級の材料ではほぼ標準の値をもつている。熱処理 Lot A, B とあるのは素材鋳造は同一チャーチで行なつてゐるが、熱処理が 1 回でできなかつたので、2 回に分割し、区分のため A, B とした。しかし、A および B ともに引張試験の結果ではほとんど差はないと考えられる。

表 1.2.1 化学組成 (%)

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.21	0.37	0.68	0.016	0.010	0.20	0.61

熱処理条件: 900°C × 4 H O.Q., 680°C × 4 H A.C.

表 1.2.2 機械的性質

試験温度	降伏点 kg/mm ²	引張強さ kg/mm ²	真破断力 kg/mm ²	伸び %	絞り %	綫弾性係数 × 10 ⁴ kg/mm ²	ブリネル硬 度	熱処理区 分
R.T	5.0.4	6.7.7	10.9.4	2.2.6	5.3.7	—	1.9.7	A
"	5.3.7	6.8.6	11.2.2	2.4.6	5.2.8	—	2.1.7	"
"	4.8.7	6.4.7	11.2.8	2.3.6	5.7.9	2.1.4	1.8.3	"
"	5.1.6	6.6.7	12.9.0	2.7.0	6.0.2	2.1.3	1.8.7	"
300°C	4.0.8	5.9.2	10.0.1	2.1.4	5.2.8	1.8.9	1.7.0	"
"	3.9.5	5.7.6	9.9.0	2.3.8	5.2.9	1.8.6	1.7.9	"
500°C	3.8.1	4.9.6	7.4.2	2.0.6	5.7.3	1.5.9	1.8.2	"
"	4.0.6	5.2.5	9.0.3	2.2.4	6.1.4	1.5.8	1.7.9	"
R.T	4.5.1	6.0.8	11.5.0	2.8.0	6.2.2	2.1.1	1.7.4	B
"	4.7.6	6.3.1	11.7.7	2.6.0	6.0.4	2.1.4	1.9.7	"
300°C	4.0.7	5.9.4	10.4.2	2.2.4	5.3.6	1.8.8	1.7.0	"
"	3.9.0	5.6.8	10.1.6	2.3.0	5.5.5	1.8.5	1.7.0	"
500°C	3.6.5	4.9.2	8.9.4	2.4.4	6.3.6	1.5.0	1.7.3	"
"	3.3.6	4.9.5	8.8.2	2.8.2	6.5.0	1.6.3	1.7.0	"
600°C	2.6.4	3.1.7	—	3.5.6	8.0.9	1.3.5	1.6.7	"

試験片形状: JIS 4 号 (14 φ × 50 GL)

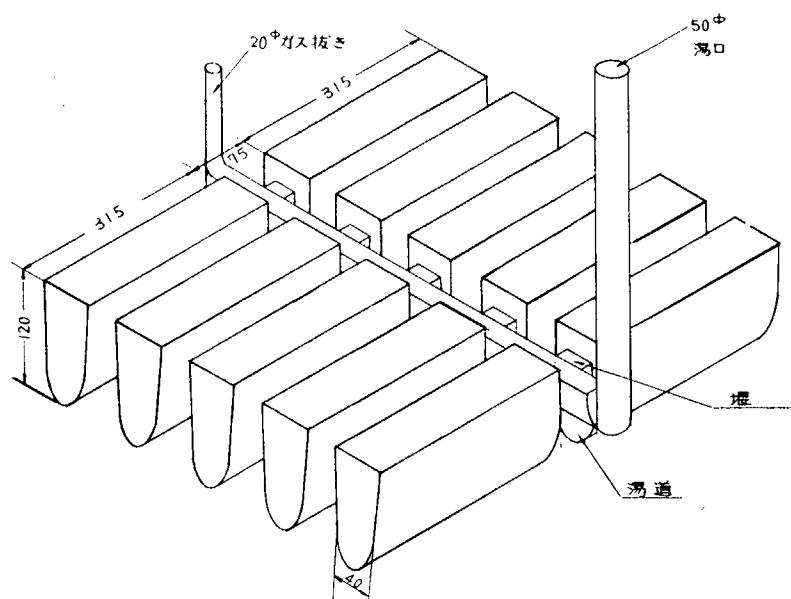


図 1.2.1 試験片素材鋳造方案

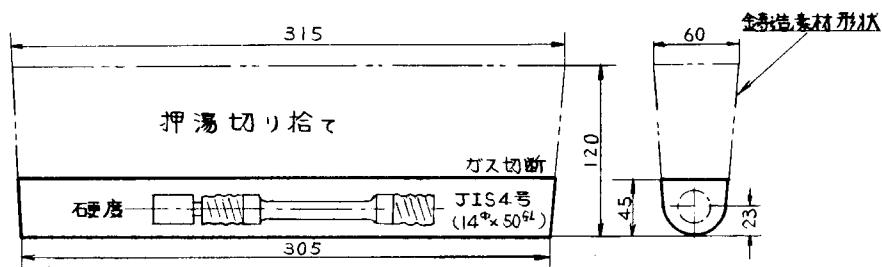


図 1.2.2 試験片採取位置

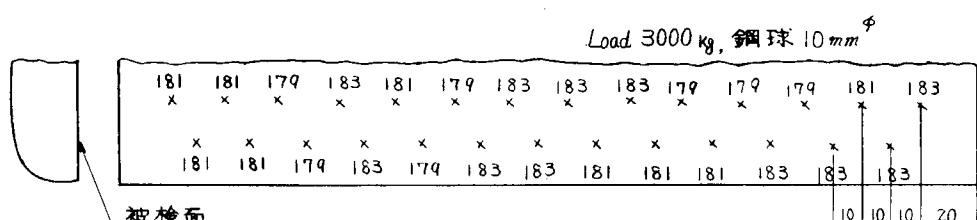


図 1.2.3 素材の硬度分布(ブリネル)

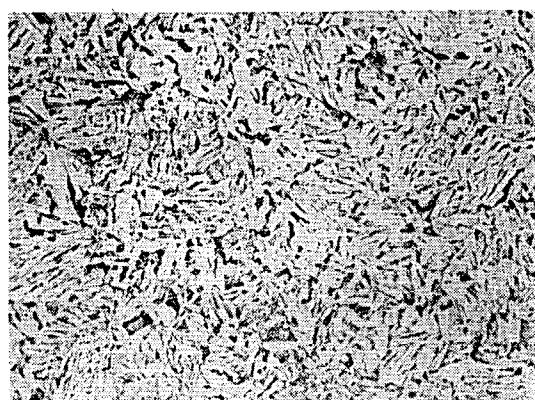


図 1.2.4 供試材組織 ×300

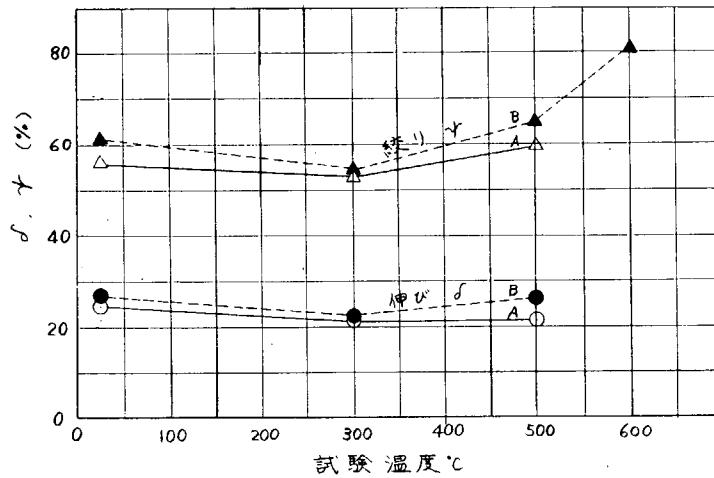
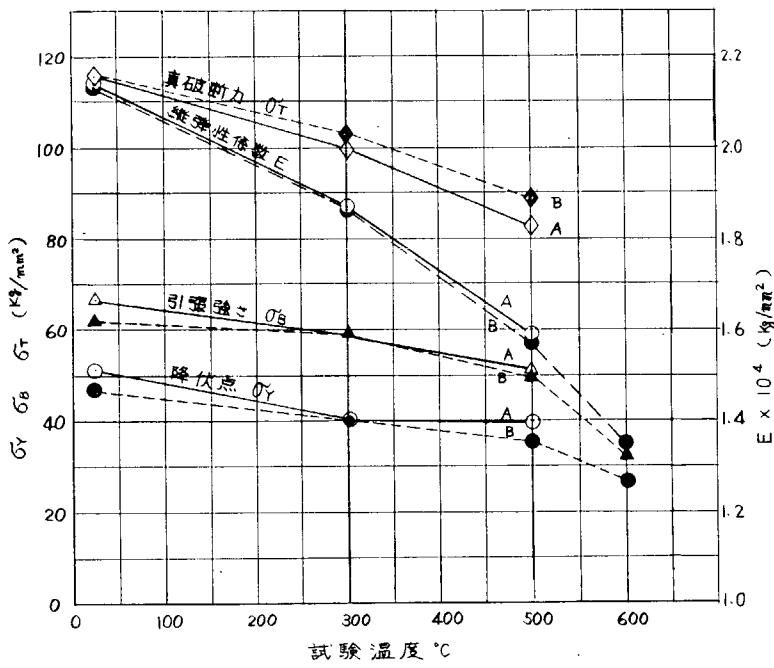


図 1.2.5 試験温度と強度の関係

1.3 試験装置および試験片

1.3.1 引張圧縮重畠疲労試験

使用した試験装置は第100研究部会、昭和42年度研究にて開発、製作した高温変動塑性疲労試験機¹⁾である。本装置は、三菱重工名古屋航空機製作所で製作された「Hydract」を装備した、サーボ弁型の電気油圧式の疲労試験機であり、任意の波形を室温～800°Cの間で試験片に加えることができる。試験片の加熱は電気炉により行なつている。試験機本体の外観を図1.3.1に示す。図1.3.2には本体の概略図を示す。

使用した試験片は、供試素材の図1.2.2に示す位置から試験片を1本ずつ採取した。試験片形状を図1.3.3に示した。試験片ゲージ部は中実、円筒型で、直径10mm、ゲージ長さ30mmであり、▽▽▽▽加工でペーパ仕上げを行なつている。

1.3.2 曲げ重畠疲労試験

前述の高温変動塑性疲労試験の試験片を取り付けるホルダの部分を改造して装着した。外観を図1.3.4に示した。概略図を図1.3.5に示す。荷重形式は片持ち曲げの方式をとつた。試験片に曲げ荷重が加えられると負荷装置④と試験片⑪先端に生ずる回転と引張応力が発生し、これらを拘束すると曲げ疲労試験結果に誤差を生ずることになる。これをさけるために回転に対しては、球面すべり軸受と引張応力に対しては、ボールベアリング軸受を併用してこれらの拘束をほどんど0としている。

加熱は図に示すように3kW電気炉によつている。加振機およびロードセルへ伝播する熱の影響をさけるため、上部冷却体①、下部冷却体②に水を通して冷却している。

使用した試験片は図1.3.6に示すとおり、破断部が2.5mmの中実試験片である。加工面は▽▽▽▽加工とし、ペーパ仕上げを行なつている。

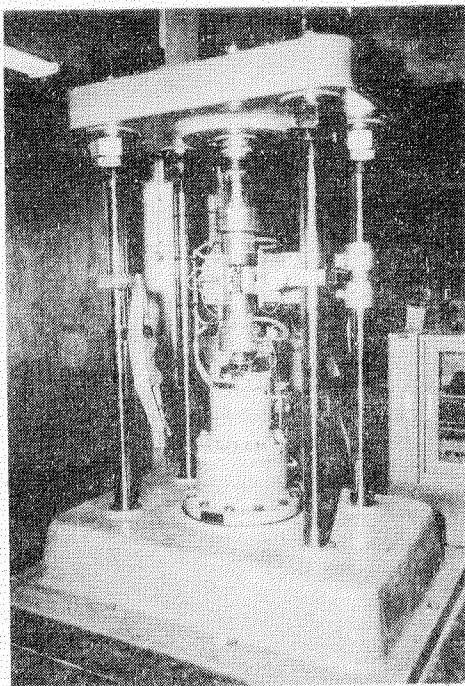


図1.3.1 引張圧縮定重畠疲労試験装置

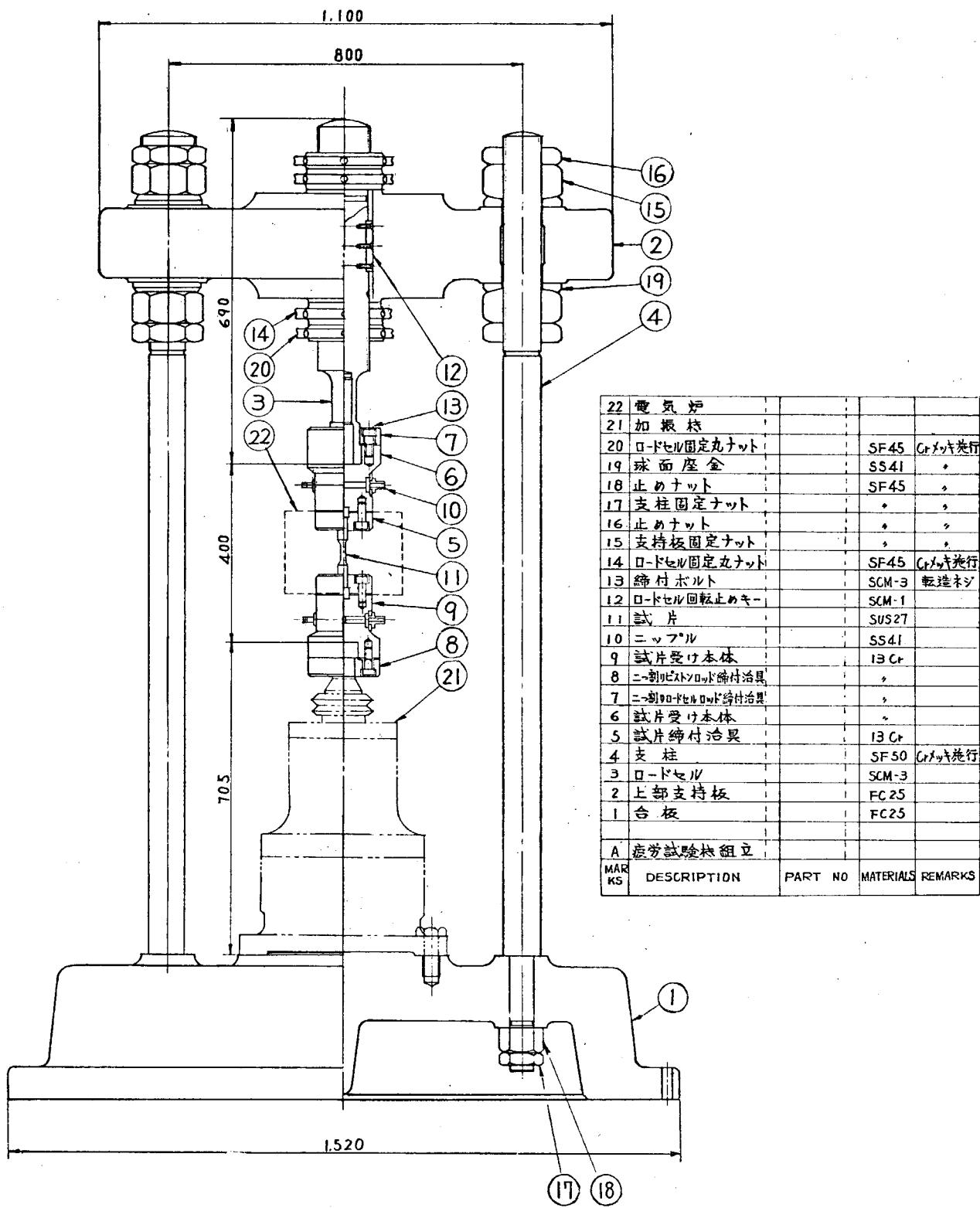


図 1.3.2 試験機本体

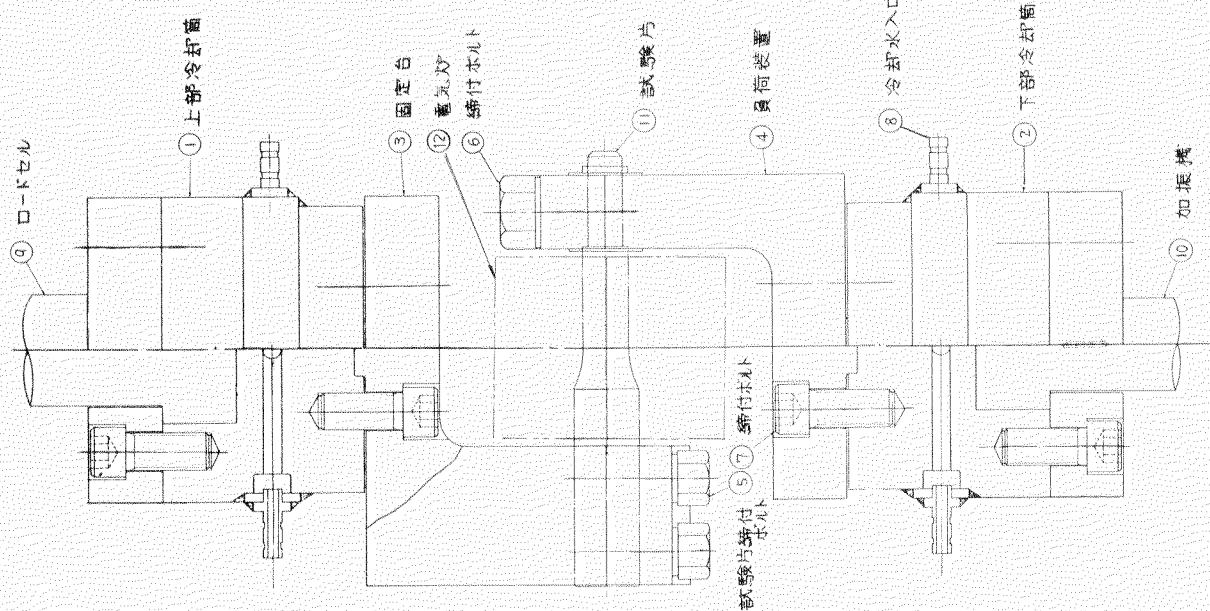


図1.3.5 曲げ試験装置

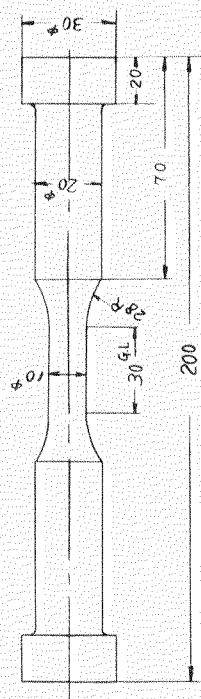


図1.3.3 引張圧縮定歪重複疲労試験片形状

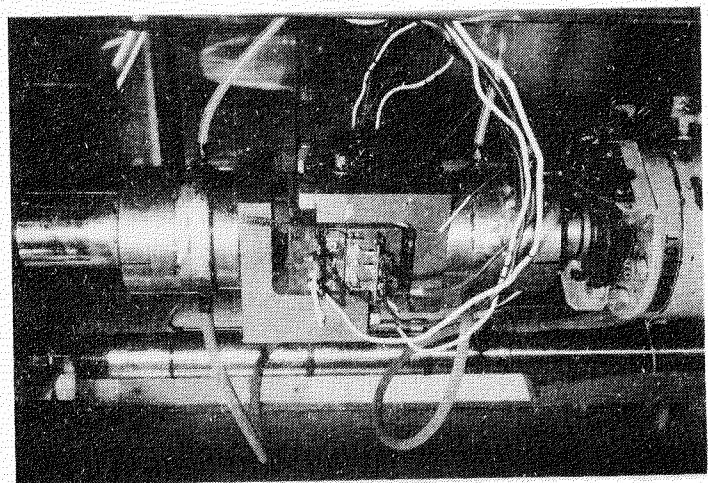


図1.3.4 曲げ重複疲労試験装置

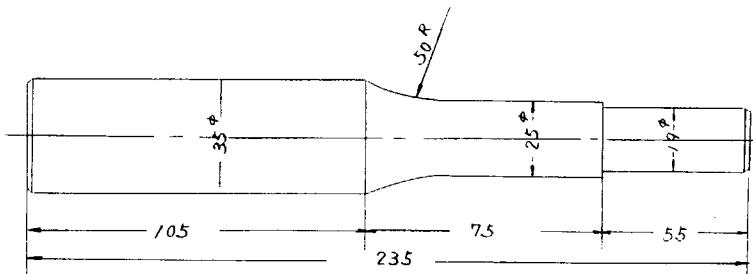


図 1.3.6 曲げ重畠疲労試験片形状

1.4 試験結果

1.4.1 引張圧縮定歪重畠疲労試験結果

実験条件としては表 1.4.1 に示すように、試験片にかかる引張圧縮の歪振巾の大きさが一定になるよう制御した定歪条件で行なつた。これは塑性変形挙動からくる特性を把握しやすいためと、実機ピストンクラウンに一次波としてかかる熱応力は、本質的には変位を試験中一定にして実験する定歪条件のほうが近いと考えられるためである。

表 1.4.1 引張圧縮定歪重畠疲労試験条件

符 号	温 度	一次波 —cpm	二次波 —cpm	備 考	符 号	温 度	一次波 —cpm	二次波 —cpm	備 考
E R - 1	R T	—	2,000	二次波単独	E H - 1	500°C	—	2,000	二次波単独
" 2	"	10	—	一次波単独	" 2	"	10	—	一次波単独
" 3	"	10	2,000	二次波 $\epsilon_a = 0.13\%$	" 3	"	10	2,000	二次波 $\epsilon_a = 0.14\%$
" 4	"	2	2,000	"	" 4	"	2	2,000	"
" 5	"	0.5	2,000	"	" 5	"	—	—	"
" 6	"	0.5	100	"	" 6	"	0.5	100	"
" 7	"	10	2,000	二次波 $\epsilon_a = 0.028\%$	" 7	"	10	2,000	二次波 $\epsilon_a = 0.038\%$

実験符号の E R は室温での実験であり、E H は 500°C の実験である。その後に続く番号は、E R , E H にそれぞれ対応するものとした。高温の実験で、500°Cとした理由は、舶用大型機関のピストンクラウンの触火面側の最高温度に近いためである。

E R - 1 と E H - 1 はガス爆発応力に相当する応力の繰返しを単独にかけた場合で普通の高サイクルの疲労試験に相当する。

E R - 2 と E H - 2 は熱応力に相当する一次波単独の歪繰返しであり、普通の低サイクル疲労の試験に相当する。

3～5までは一次波と二次波の周波数の比を 200, 1,000, 4,000 とした場合の重畠疲労試験である。E R - 6, E H - 6 は周波数比が E R - 3, E H - 3 と同じであるが、周波数を一次波、二次波ともに $1/20$ におしたものである。E R - 3～E R - 6 は二次波の大きさが E R - 1 で求めた疲労耐久限 $\epsilon_{a2} = 0.13\%$ 、応力では 27.6 Kg/mm^2 である。

E H - 3～E H - 6 は二次波の大きさを E H - 1 で求めた疲労耐久限 $\epsilon_{a2} = 0.14\%$ 、応力では 22.0 Kg/mm^2 である。E R - 7 は二次波の大きさを実際のピストンクラウンに発生している応力に近い $\epsilon_{a2} = 0.028\%$ 、応力では 6.4 Kg/mm^2 で実験を行なつた。E H - 7 は二次波の大きさを $\epsilon_{a2} = 0.038$ 、応力で 6.0 Kg/mm^2 を負荷した。周波数比はともに 200 である。

実験にあたり、歪振巾は加振機の中に内蔵された差動変圧器により制御した。試験片の全長の伸びを計測したことになるが、これをゲージ部での真の歪値を求めるには室温では塑性歪ゲージの計測値と比較することにより換算し、500

Cでは静的引張試験での応力一歪曲線をもとに換算することにした。

試験中の応力値は試験片にホルダを介して直結しているロードセルによつて行なつた。歪、応力ともに油制動型振動子を使用した直記式電磁オシログラフにより記録している。破断サイクル数としては試験片が完全に二つに分離した点をとつた。高温の実験では定歪振巾疲労のために、温度分布変動による熱膨張による誤差をさけるために、500°Cに試験片温度が到達してから3時間前後の均熱整定の時間をおいてから試験を開始した。

実験結果として二次波単独の場合を図1.4.1に示した。また、重畠疲労試験の場合を一次波歪振巾 ϵ_{a1} と一次波で数えた破断サイクル数 N_f 線図として、室温の場合を図1.4.2に、500°Cの場合を図1.4.3に示す。これらの線図によれば、次の特質が認められる。

- 1) 一次波単独の疲労強度と重畠させた場合の疲労強度の差は、一次波振巾が $\epsilon_{a1} = 0.07\% \sim 1.0\%$ 、すなわち最大歪では $\epsilon_a = 0.2\% \sim 1.1\%$ 前後において疲労寿命が急激に低下する領域がある。
- 2) これは室温の実験のほうが500°Cの実験の場合より著しく、室温の場合には静的引張試験を行なつたときの降伏点の踊り場に相当する。
- 3) 定応力試験(昭和43年度研究)のときには、このような現象は多少の乱れは認められたが顕著ではない。
- 4) 一次波の周波数比が大きくなるに従つて強度が、室温および500°Cとともに著しく低下している。
- 5) ER-3とER-6, EH-3とEH-6の周波数比がともに200で等しい重畠疲労試験結果は強度がほとんど等しく、室温と500°Cは同様である。
- 6) 二次波歪振巾の小さなER-7, EH-7は、急激に寿命が低下する程度が小さい。

定歪疲労試験中のサイクルに従つて試験片に発生する応力範囲の変化($\Delta\sigma - n$ 線図)として典型的なものを示す。まず、室温の試験にて一次波単独のもの、これとほぼ同じ歪振巾をもち、周波数比200の場合、ならびに同時に疲労寿命が急激に低下しない領域の例を図1.4.4に示した。

同様にして、500°Cの試験では一次波単独のもの、周波数比200の場合、1000の場合を図1.4.5に示す。

これらに代表されるように定歪重畠疲労試験のサイクル中に生ずる応力範囲の変化として次の特質が認められる。

本材質は定歪疲労の過程にてサイクルに伴なつて応力範囲が小さくなり、つまり軟化する材料である。室温では重畠疲労寿命が急激に落ち込む領域での応力変化挙動は一次波単独の場合より変化がなだらかのようであり、(ER-2-8とER-3-2)周波数比1,000サイクルと大きくなるもの(ER-4-6)は応力の変化があまりない。

次に定歪疲労試験結果を試片にかかる応力範囲 $\Delta\sigma$ と破断繰返数 N_f の関係を図示すると図1.4.6(室温)と図1.4.7(500°C)である。

応力範囲 $\Delta\sigma$ としては、前述した $\Delta\sigma - n$ 線図の変化にてほぼ落付いて定常になつたと思われる所の値をとつた。図には平均的と思われる線をひいた。重畠疲労にて急に寿命が低下する領域は応力値のはらつきがきわめて大きく、材料の降伏現象に伴なう不安定な塑性変形に関与する現象であることが推定される。

疲労試験中に生じた応力一歪曲線のヒステリシス・ループの形状としてオシロスコープで撮影したものと単独波と重畠疲労試験の場合を図1.4.8に示した。

1.4.2 曲げ重畠疲労試験結果

表1.4.2に示すような定応力曲げ重畠疲労試験を行なつた。

表1.4.2 曲げ重畠疲労試験条件

符 号	温 度	一次波	二次波	備 考	符 号	温 度	一次波	二次波	備 考
B R - 1	R T	— cpm	2,000 cpm	二次波単独	B H - 1	500°C	— cpm	2,000 cpm	二次波単独
" 2	"	10	—	一次波単独	" 2	"	10	—	一次波単独
" 3	"	10	2,000	$\sigma_{a1} = \sigma_w$ 二次波	" 3	"	10	2,000	$\sigma_{a2} = \sigma_w$ 二次波

実験符号の B R は室温での実験であり、 B H は 500°C での実験である。この後に続く番号はそれぞれ対応するものとした。 B R - 1 と B H - 1 はガス爆発応力に相当する二次波単独の疲労試験であり、 B R - 2 と B H - 2 は熱応力に相当する一次波単独の低サイクル疲労試験である。 B R - 3 と B H - 3 は重畠疲労試験であり、二次波としては B R - 1 と B H - 1 で実験した結果得られる疲労耐久限度をかけることにした。周波数比は 200 ($n_1 = 800 \text{ cpm}$, $n_2 = 4$) とした。

破断サイクル数は試験片が完全に二つに分離したサイクル数をとることにした。実験は定応力条件で行なつたが破断部の歪推定にあたつては試験片 R 部の流れつきを中心にゲージ長さ 6 mm の塑性歪ゲージをはりつけて、試験片たわみとの関係をあらかじめ較正して行なつた。

電気炉は二つ割、角型炉で 3 KW である。500°C での均熱時間は約 1 時間とした。

図 1.4.9 には、一次波単独の場合と、二次波単独の場合（室温および 500°C）を示した。

重畠波を加えた B R - 3 を図 1.4.10 に示す。実線は図 1.4.9 の単独波の強度（室温）を比較のため示した。

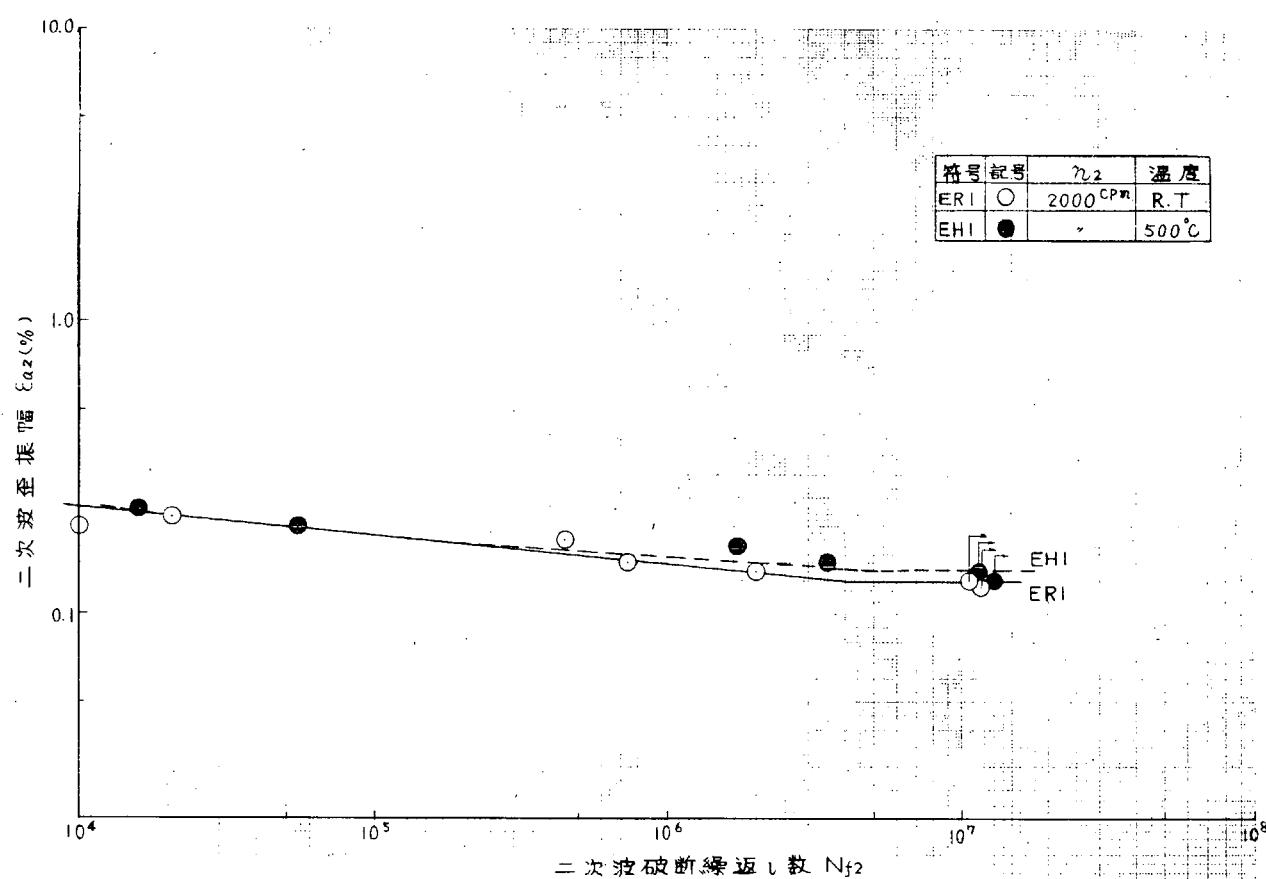


図 1.4.1 引張圧縮定歪重畠疲労試験結果 (R.T., 500°C)

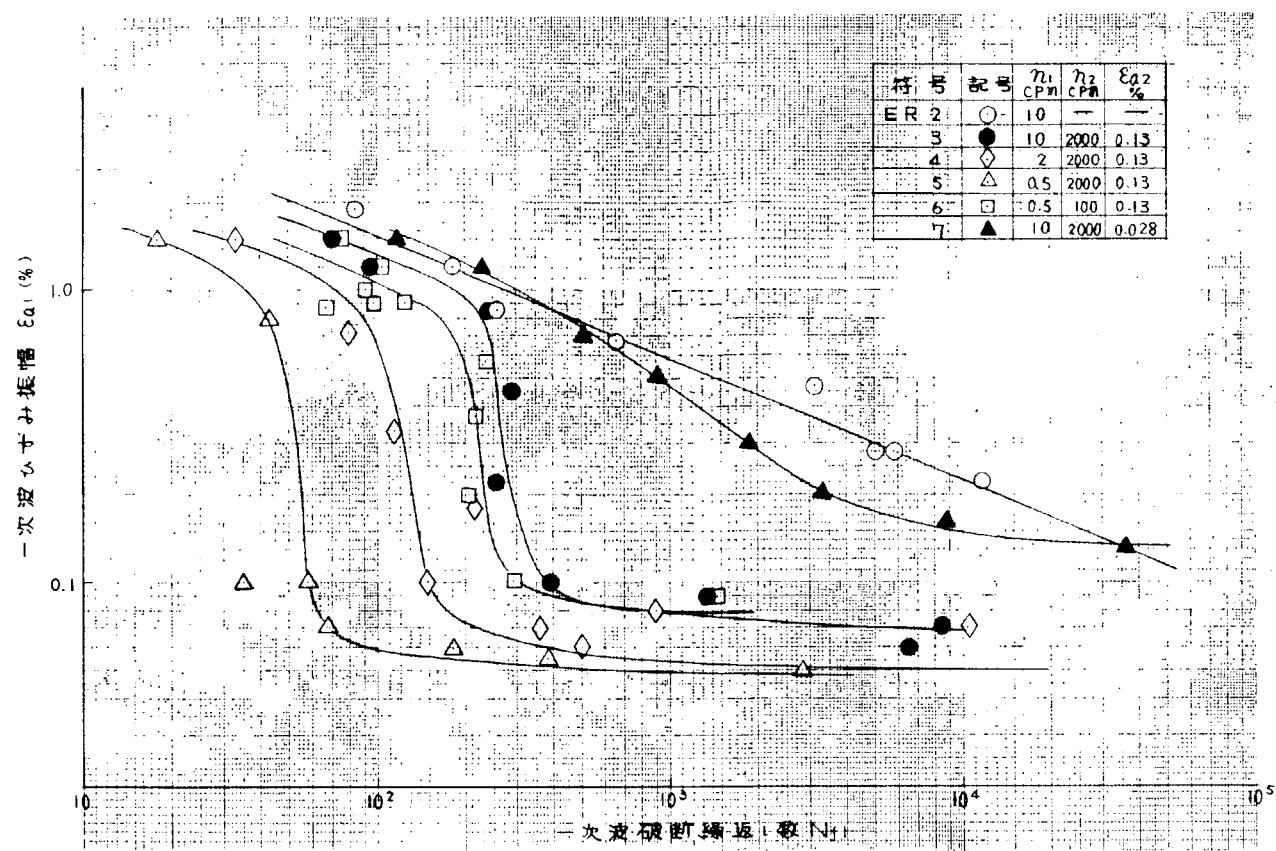


図 1.4.2 引張圧縮定歪重畠疲労試験結果 (R.T.)

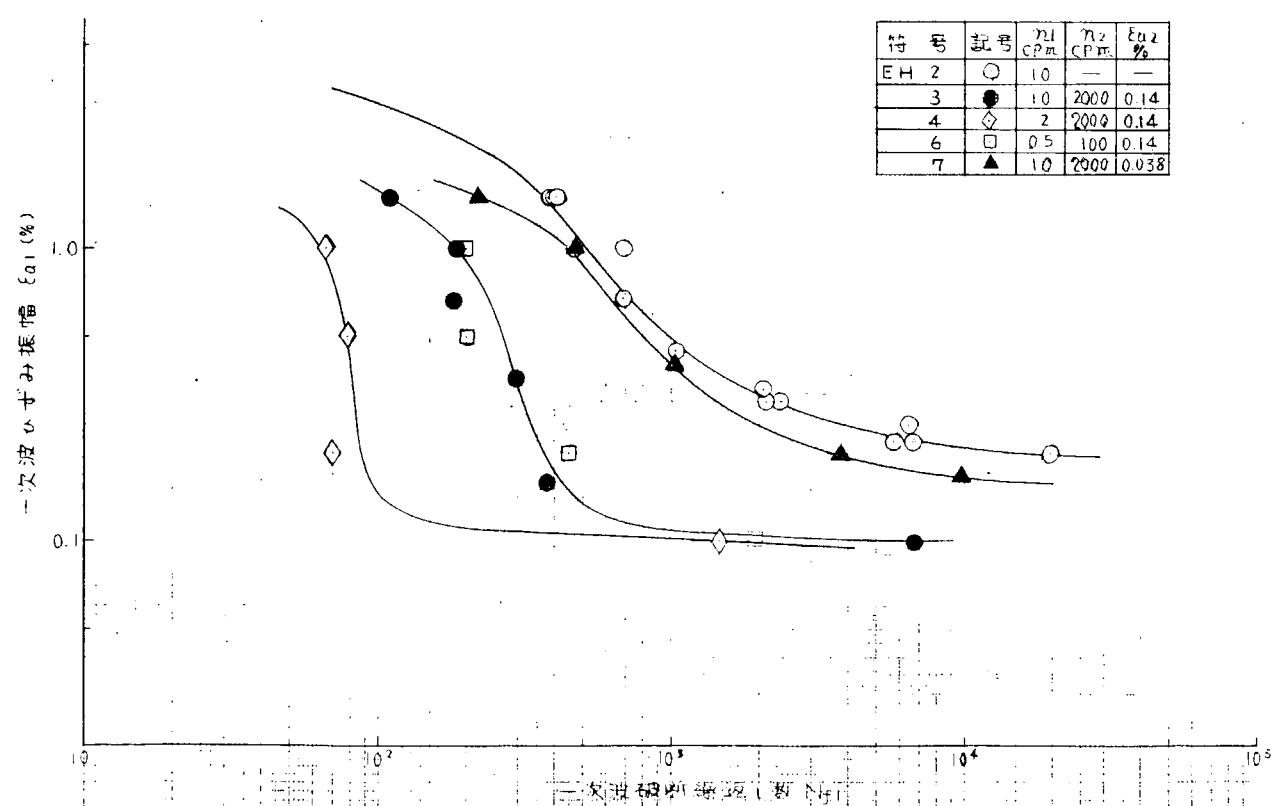


図 1.4.3 引張圧縮定歪重畠疲労試験結果 (500 °C)

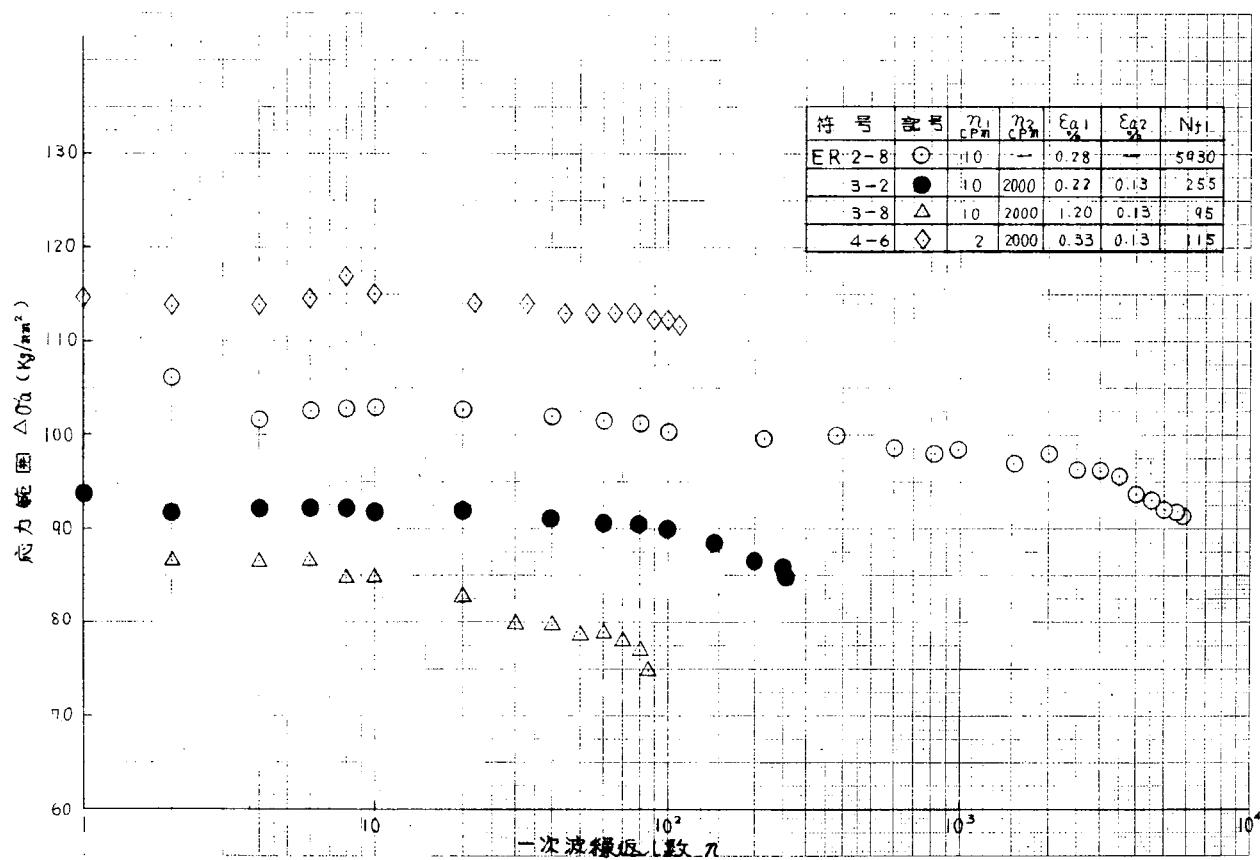


図 1.4.4 定歪疲労試験中の応力範囲変化 (R.T.)

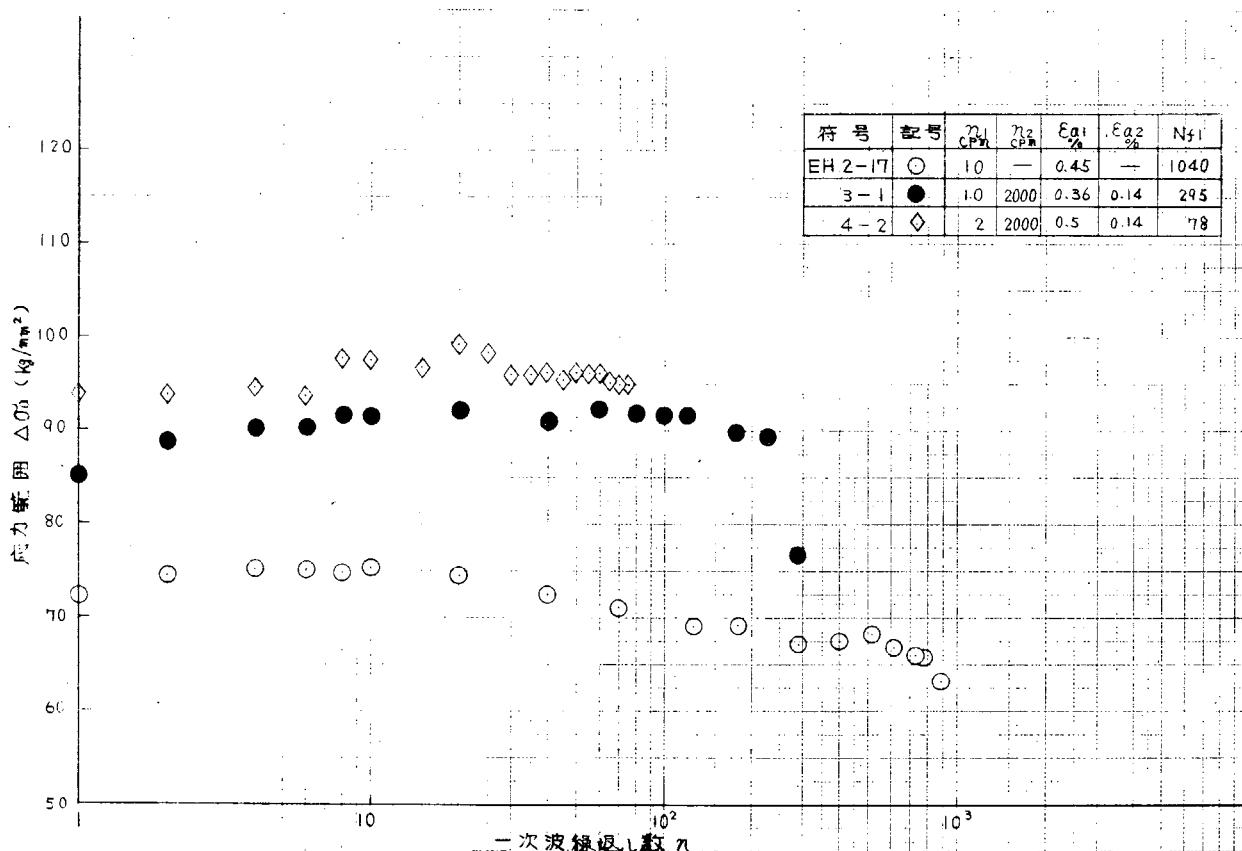


図 1.4.5 定歪疲労試験中の応力範囲変化 (500 °C)

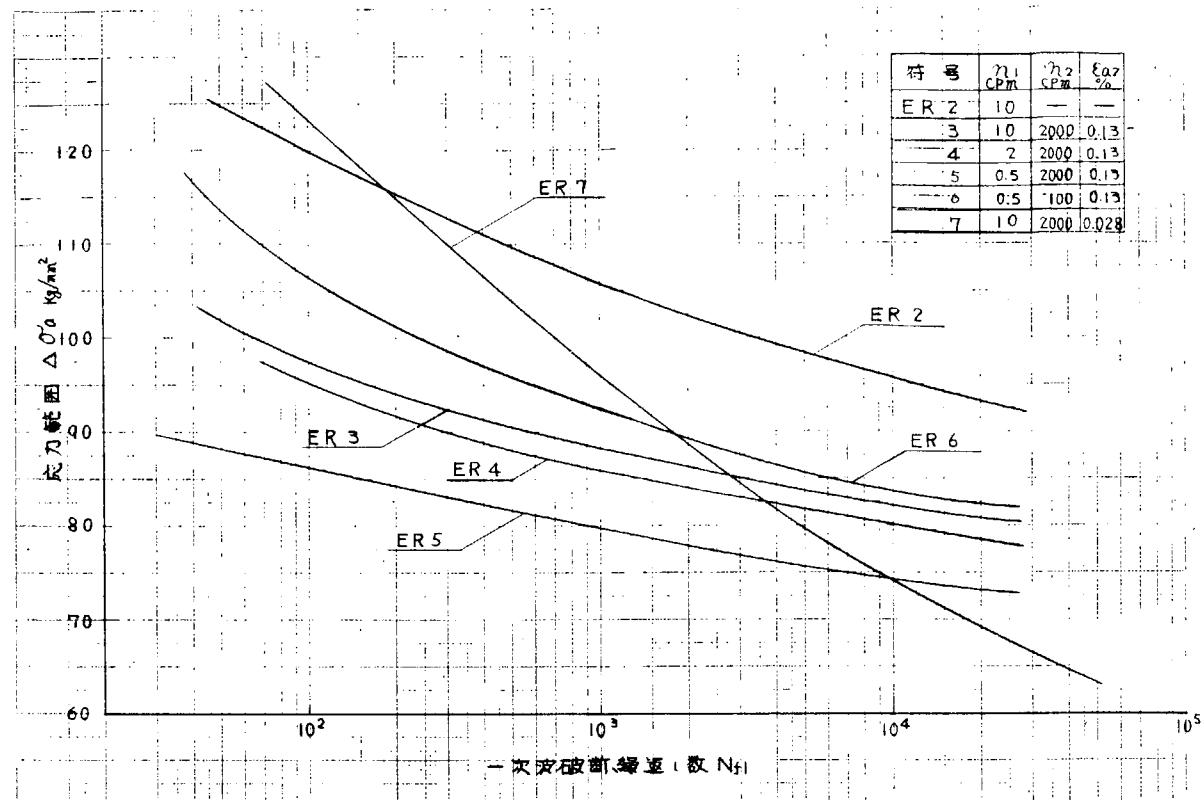


図 1.4.6 引張圧縮定歪重畠疲労試験結果 $\Delta \sigma_a - N_{f1}$ 線図 (R.T.)

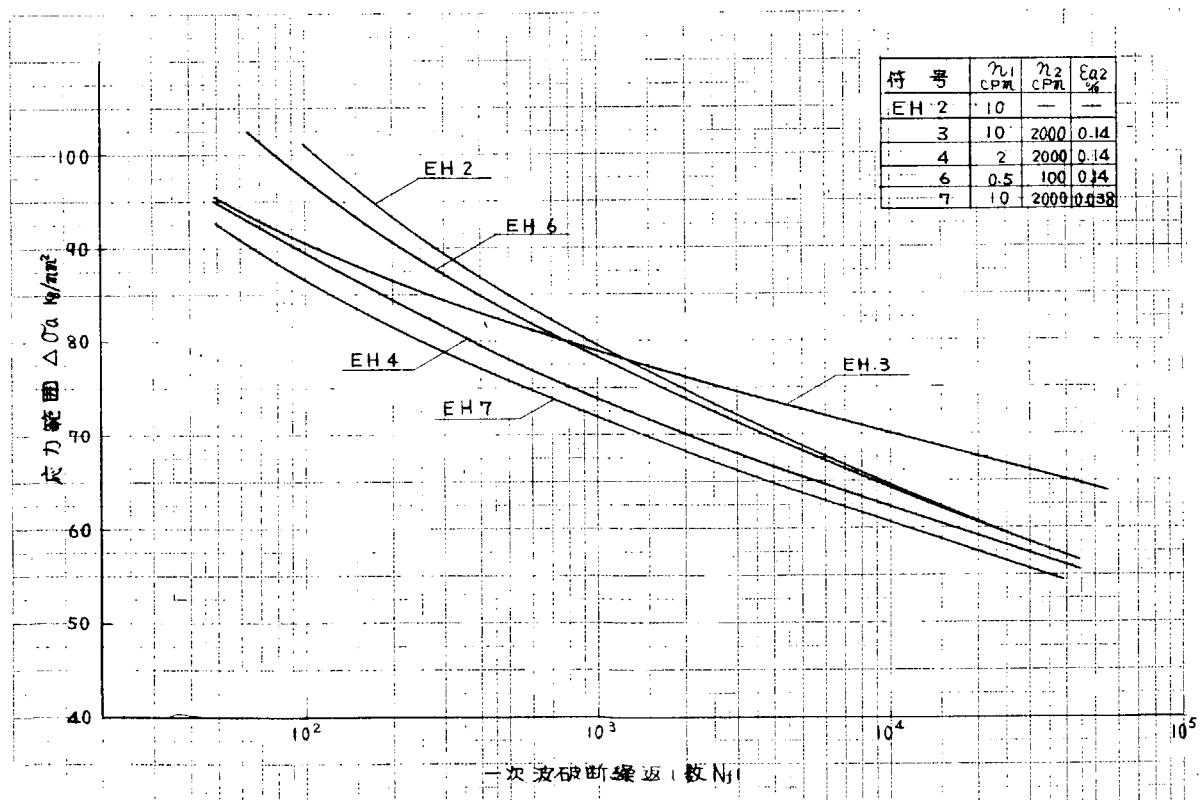
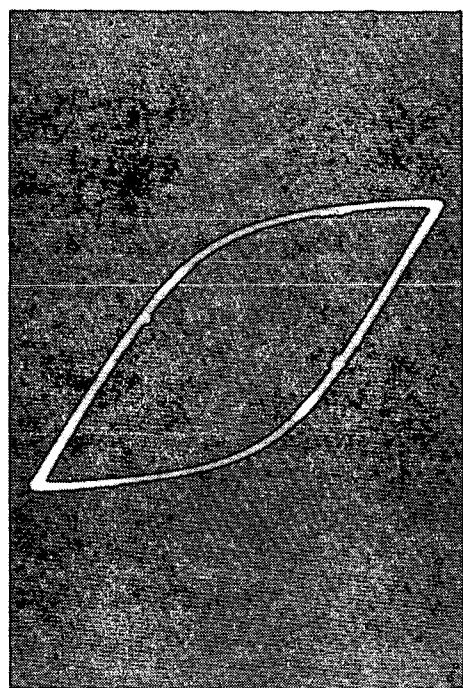
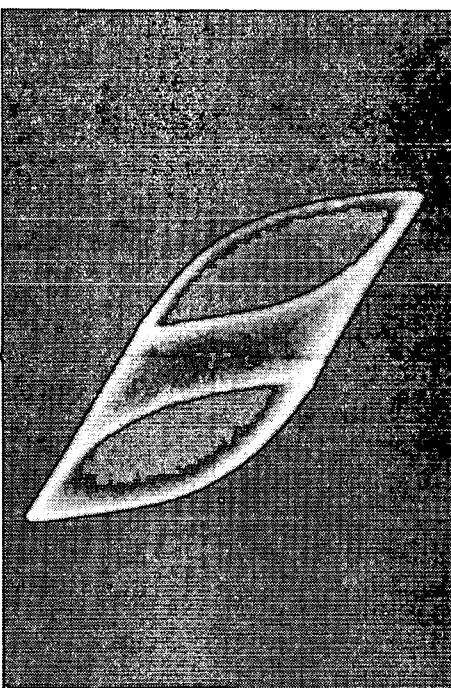


図 1.4.7 引張圧縮定歪重量疲労試験結果 $\Delta \sigma_a - N_{f1}$ 線図 (500°C)



ER-2

$\epsilon_{a1} = 1.5\%$ $n_1 = 10 \text{ cpm}$
 $\epsilon_{a2} = 0$ $n_2 = 0 \text{ cpm}$



ER-3

$\epsilon_{a1} = 0.22\%$ $n_1 = 0.5 \text{ cpm}$
 $\epsilon_{a2} = 0.13\%$ $n_2 = 2,000 \text{ cpm}$

図 1.4.8 定歪疲労試験中の応力一歪ヒステリシス・ループ

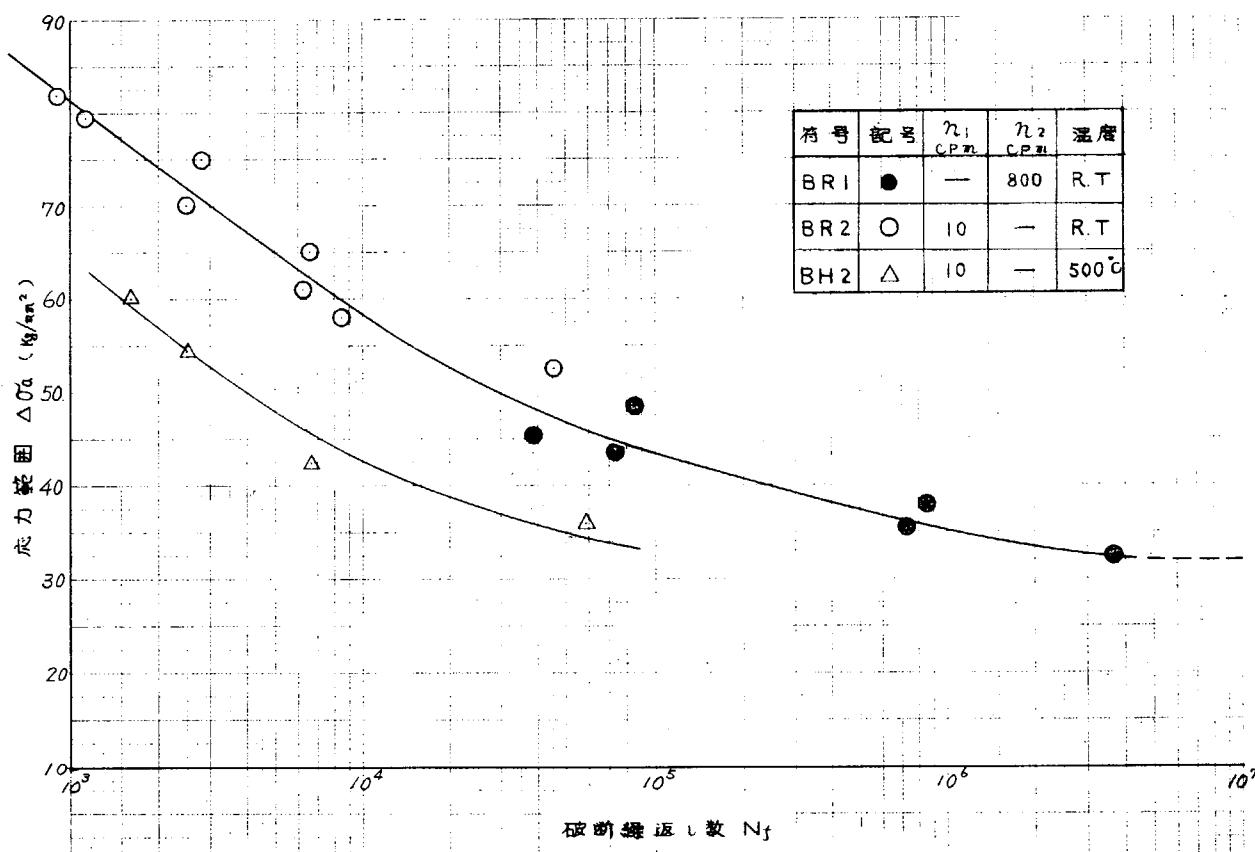


図 1.4.9 曲げ応力条件の疲労強度

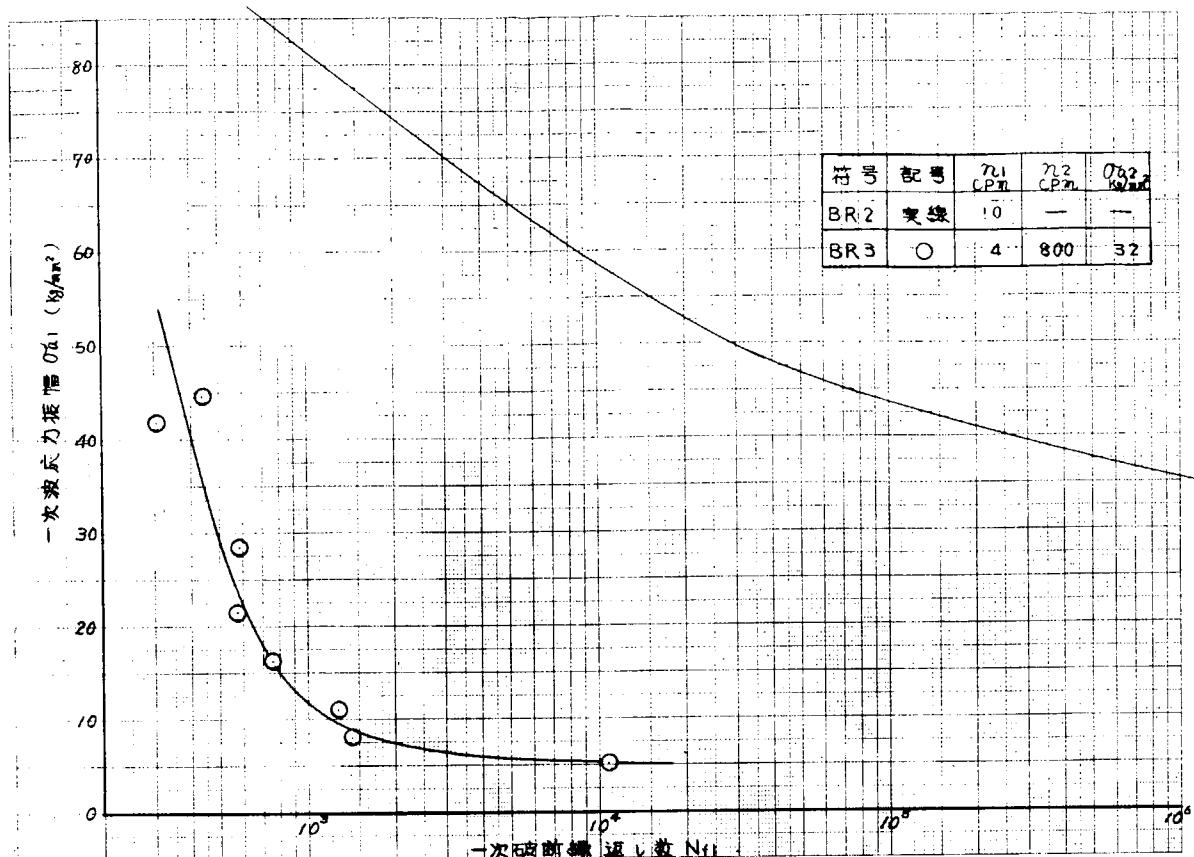


図 1.4.1.0 曲げ応力条件下の重疊疲労強度 (R.T.)

1.5 考 察

1.5.1 破壊条件の検討

今年度実験を行なつた引張圧縮定歪重疊疲労試験結果の特性は前項に述べたとおりであるが、一次波と二次波の和である歪振巾が $\epsilon_a = 0.2\% \sim 1.1\%$ 前後にて急激に低下する現象について考察する。

図 1.5.1 および図 1.5.2 には室温ならびに 500°C の静的引張試験の応力-歪曲線を示す。室温の場合には明らかに、重疊疲労試験で急激な寿命の低下をきたす歪振巾の領域は、降伏点の踊り場の領域に相当している。500°C の場合には、重疊疲労試験の寿命の激減する領域は室温より著しくはないことが認められるにかかわらず、降伏点の踊り場は存在しないことに注意する必要はある。

前年度行なつた定応力重疊試験ではこのような寿命の極端な減少は認められていないが、一次応力波と二次応力波の和である最大応力振巾が降伏点近傍では実験点の乱れがやや大きいのは認められる。¹⁾

一次波と二次波を正弦波として、曲げ応力条件下の重疊疲労試験を行なつた山田、ほかの実験⁵⁾によれば、降伏点の近傍で実験点が乱れ疲労寿命が減少していることを報告し、この原因を次のように推定している。試験片に曲げモーメントがかかり、最大応力が上降伏点と下降伏点との間であるならば、試験片のゲージ部全体が降伏するのではなくにゲージ部 1 に対して φ の割合の部分だけが降伏する。その後 φ の部分は重疊している微小波に対しても、他の部分より大きな損傷を受け、ついにこの部分が破損に至るというもので、疲労損傷³⁾によつて計算すると低炭素鋼では疲労損傷に対し、この効果は約 2 倍をとると実験データとよく一致するとしている。

また、応力の振動がある場合の降伏点の挙動については、低炭素鋼では M. Kijesnil & P. Lukas⁶⁾などの報告があり、降伏現象は試験片のゲージ長さ全体に対して一時に起るのでなく、局部的に発生してサイクルとともに進展していくものであることが認められている。

このような現象が本実験の場合にも起つている可能性が最も大きい。とくに定歪条件では試験中のサイクルごとの変位を制御するために、跳り場の中間の位置でも辺りはよく留めることができるが、定応力の場合は応力振巾の精度によるが、跳り場の中間で留ることは困難なものと推定され、このような現象が今年度の定歪試験でとくに明瞭に出てきたものと考えられる。

以上の考え方を確めるために次の実験を行なつた。

(1) フライ氏液によるマクロ・エッヂ

塑性変形の程度が大きい所とそうでない所とは通常マクロ・エッヂをすることによって確認されるが、本実験に使用した試験片素材は鋳鋼であり、焼入れ、焼もどしは行なつてあるが、鋳造組織のほうが強く出て塑性変形による反応は認めがたかつた。

(2) ミクロ・ヴィツカースによる硬度分布

試験片の破断した後、試験片を直径方向に二つ割りにして、その面を研磨して、試験片軸方向にミクロ・ヴィツカース硬度を計測した。この結果を代表的な例として、図1.5.3～図1.5.6に示した。これに見るとおり、本材料は疲労過程の進展に伴なつて軟化する型の材料であり、硬度分布は明らかに塑性変形の不均一を示しているデータがあるが、一方500°Cのデータも含めて、明確な不均一が認められないものもある。これは鋳鋼の組織自体がミクロ・ヴィツカース硬度ではバラツキがある材料であることと、疲労の進行過程で塑性変形の著しい領域が成長し硬度を計測した破壊の後では、つながつてしまつたことも考えられる。

(3) 顕微鏡組織(×800, ×3000)

前項にて直径方向に二つ割にした試験片断面を800倍の光学顕微鏡にて、図1.5.3～図1.5.6に示すように硬度の高い所と低い所を選定し、※印のついた位置を調査したが、エッヂの方法をかえても辺り線が確認できず、塑性変形の不均一を検出することはできなかつたので、写真は省略する。

3000倍の電子顕微鏡の観察については、光学顕微鏡と同一の場所を二段レプリカ方式にて撮影した。結果的に確実な差は認められなかつたが辺り線と類似のものが表われているものもあるので参考のために図1.5.7に示した。

おそらく、ペイナイト組織が邪魔となり、検出を困難としていること、および破断後に試験片を二つ割にして研磨して調査したので辺り線が出にくかつたことが考えられる。

(4) X線による歪度の計測

辺りの不均一をX線回折法によつて歪度を調査するため、※-1～※-4について解析を行なつた。この結果を表1.5.1に示した。

この場合も明確な歪度の差が確認できなかつた。

表1.5.1 X線回折法による歪度回折結果

試験片	計測場所	歪度Rs	特性X線	回折面(h, k, l)	露出時間	その他
E R 3 - 4	※-1, (硬度高)	0.35	Cokα	310	2.5H	E = 40 KV
	※-2, (硬度低)	0.36				I = 20 mA
E R 6 - 5	※-3, (硬度高)	0.36	Cokα	220	2.5H	D = 13 mm
	※-4, (硬度低)	0.35				

$$R_s = b/\ell / I_{max}$$

I_{max} ; 回折強度

ℓ ; I_{max} ICにおける径

b ; 半価巾に相当する回折線の巾

※印は図1.5.3～1.5.6の位置を示す。

(5) 予歪をあたえた場合の重畳疲労試験

もし降伏点での塑性歪の不均一によつて疲労寿命の急激な低下が起るものならば踊り場のなくなる所まで予歪を与え、塑性変形を均一に起した後それ以後実験を行なつて急激な寿命の低下が起るか否かを確かめ得るはずである。

定垂の E.R = 3 の条件により室温で行なつた図 1.5.8 にその結果を示す。図中 A, B, C, D は引張予歪 1.0 % のあと実験を行なつたものであり、E, F は予歪引張 1.5 %, G は予歪圧縮 1.5 % のものである。

静的引張試験によれば、引張にて 1.0 % の歪はほとんど踊り場は終了した所であり、引張 1.5 % は踊り場が終り、塑性変形の加工硬化による応力上昇を確認した所である。圧縮 1.5 % 歪も同様に、踊り場が終了したことを確認している。予歪をかけ終えてから応力を完全に除荷し、2 ~ 3 分後には試験を開始しているので、時効の影響はほとんどないと思われる。

予歪の定垂塑性疲労強度に及ぼす影響は引張でも圧縮でもこの程度のものならほとんど影響がないことは周知のとおりである。(たとえば 7)

以上の試験の結果、B は若干予歪を与えたものとくらべ強度が大きくなつているが、他の実験点は予歪を与えた強度と大差ない結果となつている。したがつて、降伏点の塑性歪不均一によつて疲労寿命の急激な低下が起るということは若干の修正を必要とされるかも知れない。

しかしながら、鋳鋼ではなく、組織の均一な、辺り線の明確に確認し得る材料(たとえば低炭素鋼)について、もう少し詳細な実験を行なつてデータを蓄積して考察すべきものと考えられる。

次に塑性歪エネルギーにより破壊条件式を検討することは多くの報告があり、その妥当性を強調している報告は多い。(たとえば 8)

今回の実験について、図 1.5.9 に示すように Hysteresis Loop を模型的に A, B, C, D と考え、次式により塑性歪エネルギーを算出した結果を図 1.5.10(室温)、図 1.5.11(500°C)に示す。

$$\Delta U_P = \Delta \epsilon_P (\Delta \sigma + 2 \Delta \sigma_{a2}) \dots (1.1)$$

ΔU_P : 塑性歪エネルギー

$\Delta \epsilon_P$: 塑性歪範囲

$\Delta \sigma$: 応力範囲

$\Delta \sigma_{a2}$: 二次波応力範囲

これによれば、塑性歪エネルギーに対しては、重畳疲労試験結果は一次波単独の実験結果よりかなりカープが下にきており、一致しない。これは前述の塑性の局部的な不安定現象が直接関与しており、この現象の検討を待つて、考察を進めなければならない。とくに(1.1)式右辺第2項は二次波による塑性歪エネルギーを示すが、実際はこの計算値だけループを考えいているわけではないので、ここに周波数比の関数である係数を乗じて加えるべきでありここから周波数の影響が検討できると予想される。

1.5.2 周波数比の影響

今回行なつた実験は周波数比が 200, 1000, 4000 の三段階を行なつたが、室温、500°Cともに周波数比が大きくなると塑性疲労強度は低下してい

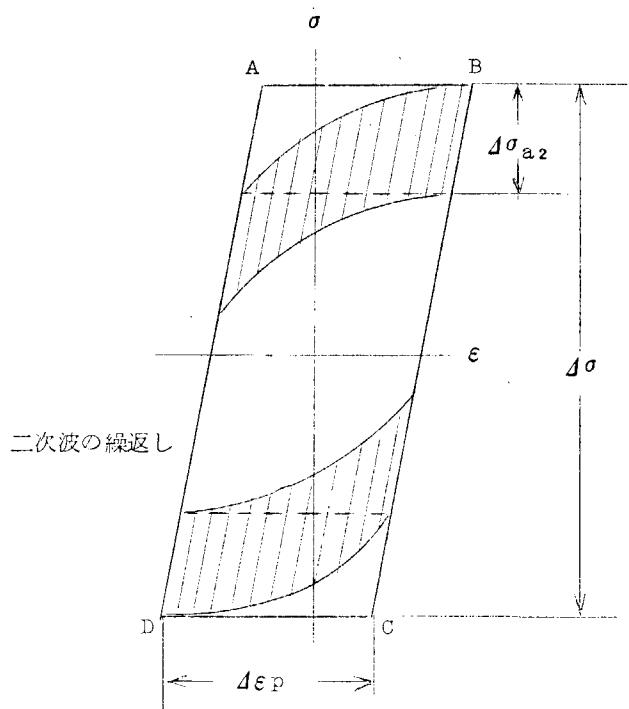


図 1.5.9 模型的なヒステリシス・ループ

る。

図1.5.12、図1.5.13には、重畠疲労の一次波と二次波の和の歪値と一次波单独の場合の疲労強度の減少率 ϕ と最大負荷歪振巾の関係を示した。（実線は図1.4.2および図1.4.3の実験線より計算）

$$\text{疲労強度減少率} ; \phi = \frac{\epsilon_{a0}}{\epsilon_{a1} + \epsilon_{a2}} \quad \dots \quad (1.2)$$

ϵ_{a0} : ある一次波破壊繰返数Nで破壊する一次波单独疲労強度

$\epsilon_{a1} + \epsilon_{a2}$; // 重畠疲労強度

このように最大負荷歪振巾；0.2%前後で ϕ の最大値が表われている。周波数比； n_0 との関係を図1.5.14および図1.5.15に示した。これによつて設計に使用する場合の周波数の影響を知ることができる。

なお、室温ではER-3とER-6、500°CではEH-3とEH-6は周波数比； n_0 が等しい重畠疲労試験であるが、これらの結果より周波数比が同じなら、繰返速度を変えても定歪試験の場合には強度はほとんど等しいので、実機条件をシミュレートする場合に有効な知見であると思われる。

1.5.3 曲げ応力条件下の強度

曲げ重畠疲労試験の結果を前述の方法で歪振巾に換算したものと図1.5.16（室温）に示した。比較のために引張圧縮疲労試験の結果を破線で示した。

図1.5.17には前年度に整理した寿命比 η と二次波割合 r との関係を示した。破線は前年度のデータであり、強度の異なる材料なので、直接比較はできないが、大体同様の傾向をもつものと考えられる。二次波振巾としてはいずれも疲労耐久限である。

図1.5.18には室温における曲げ疲労試験の一次波单独と重畠疲労試験の塑性歪エネルギーと破壊サイクルの関係を示した。

1.5.4 今後の問題点

今年度の実験結果によれば、歪振巾がある限界値より大きくなると寿命が激減することになり、実機設計にあたり重要な問題となるので、この現象を徹底的に追求する必要がある。今回の実験ではこの現象を完全に究明できなかつた。すなわち、ピストンクラウン材の $1/2\text{Mo}$ 鉄鋼といつた実用材だけでなく、組織がより均一で単純な低炭素鋼も含め多くの材質で基礎的な現象の検討が必要のようであり、実験方法にしても試験片ゲージ部の歪計測にあたつては、ゲージ部全体を含めた歪計測ではなく、局部的に発生している歪をより精度よくとらえる技術を開発することが急務である。

定応力重畠疲労試験（前年度）と定歪重畠疲労試験（今年度）の実験結果はかなり異なつてゐるようであるが実際に降伏点近傍の挙動と Cycle Dependent Stress Relaxation の挙動を除けば本質的にはそれほど異ならない。とくにピストンクラウン材 $1/2\text{Mo}$ 鉄鋼は疲労過程中に極端な加工硬化がない材料のためである。しかるに実際のピストンクラウンは降伏点近傍の熱負荷が問題になる場合が多く、この場合には両者の実験方法では差が出ることになる。材料の挙動からすると、熱歪の大きさは温度分布の変動によつて生じ、その変動は機関運転条件と発停によつて決定されるので、定歪条件といふのは熱歪に対する拘束がきわめて強いピストン構造をもつものに生ずる場合に近く、定応力条件といふのは熱歪に対する拘束のきわめて弱いピストン構造をもつものに生ずる状態に近いと考えられる。実際にはこれらの中間にあるものと推定される。現実にピストン強度を推定しようとする場合に、塑性計算によつて塑性応力を算出することが簡単には行なわれてないので、一般に弾性計算による弾性応力を算出し、材料強度の実験値と対応させる場合には、この弾性応力をヤング率で割ることによつてこれをピストンに発生している歪とみなして強度を推定している。⁹⁾さらに降伏点近傍の挙動は定歪条件下の実験によく表われるということから、実際の設計にあたつては定歪条件下のデータをもとに強度推定するのが妥当であると考えられる。

厳密には降伏点の挙動は前述のように、ピストンクラウンの剛性度によつて大きく異なると考えられるので、将来は強度推定の際、ピストンクラウンの剛性度を考慮せねばならなくなるものと考えられる。

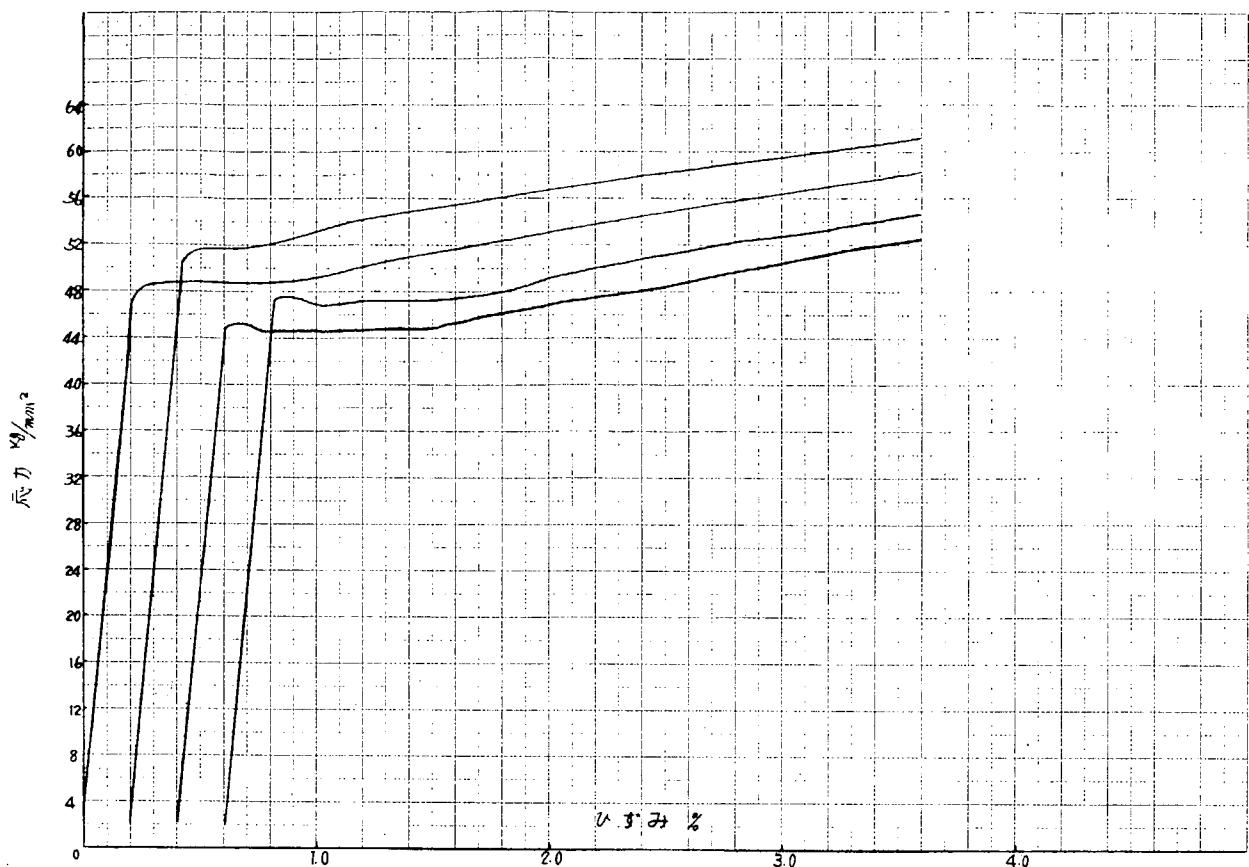


図 1.5.1 静的引張試験の応力-歪線図 (R.T.)

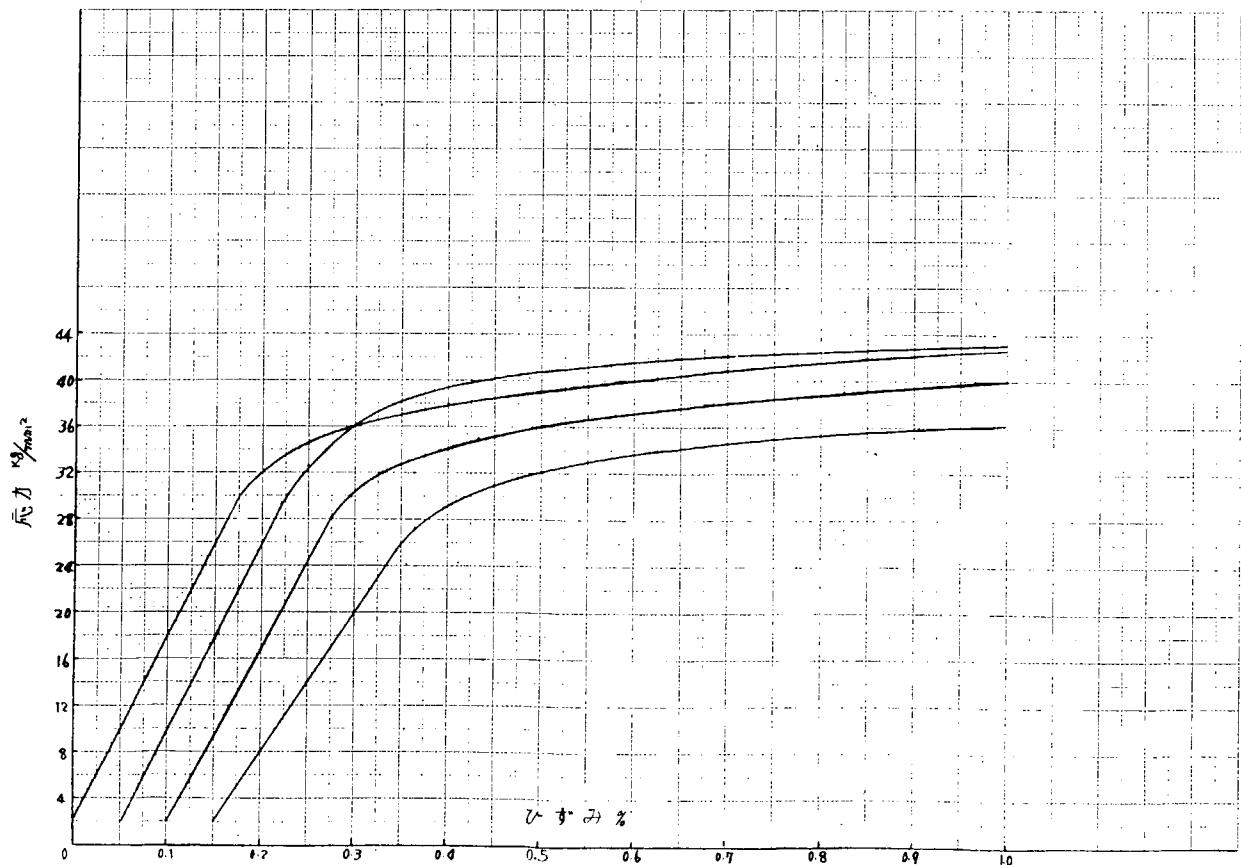


図 1.5.2 静的引張試験の応力-歪線図 (500 °C)

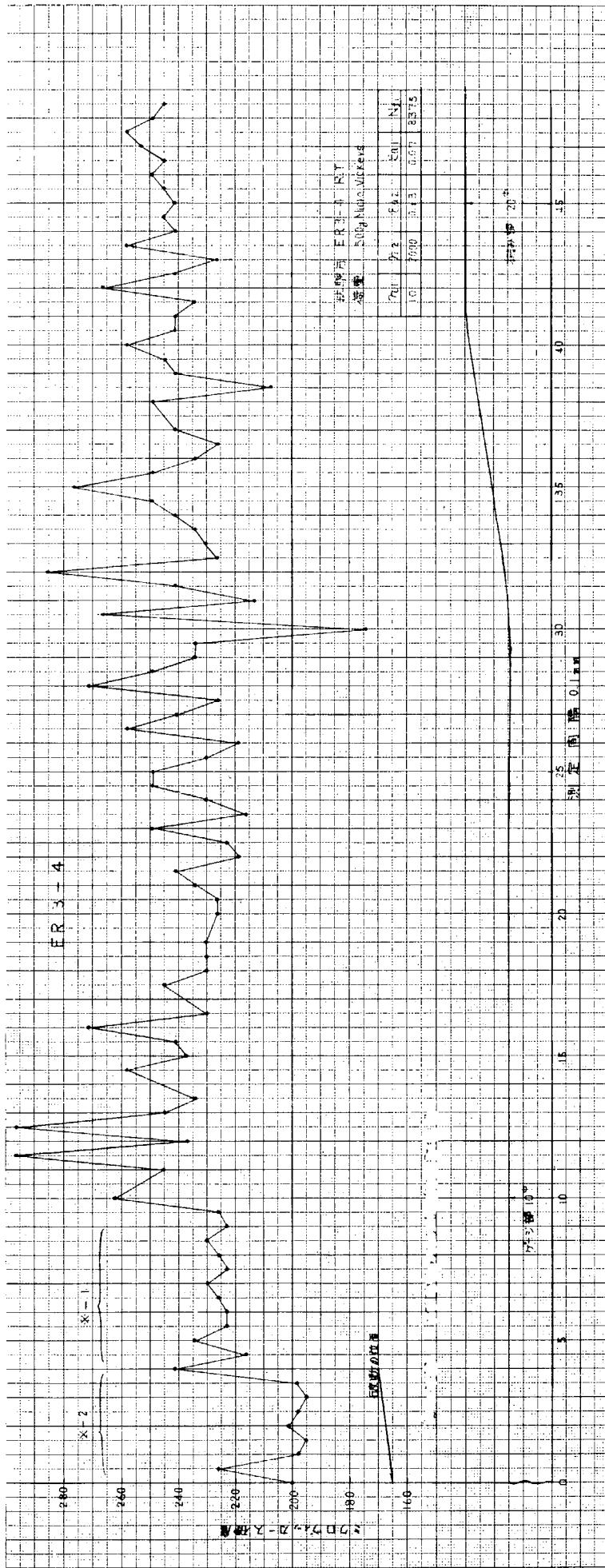


図 1.5.3 ミクロヴィツカース硬度測定結果

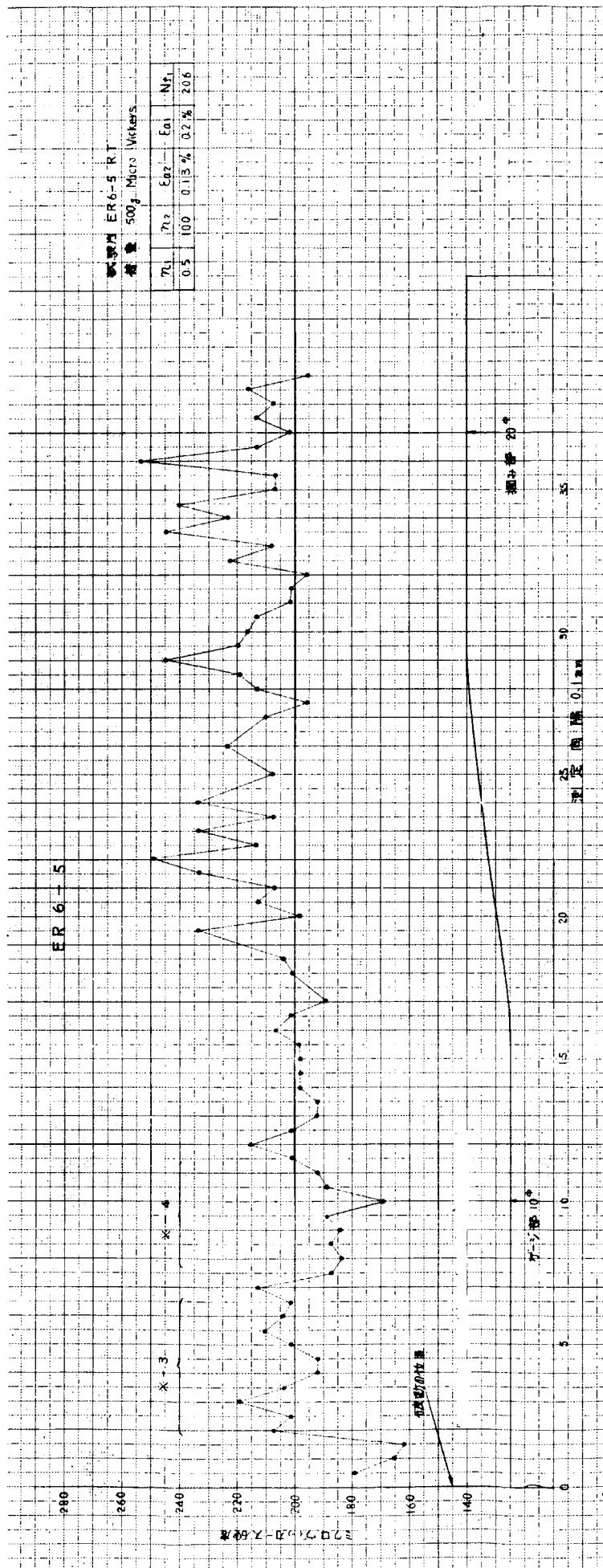


図 1.5.4 ミクロヴィックカース硬度測定結果

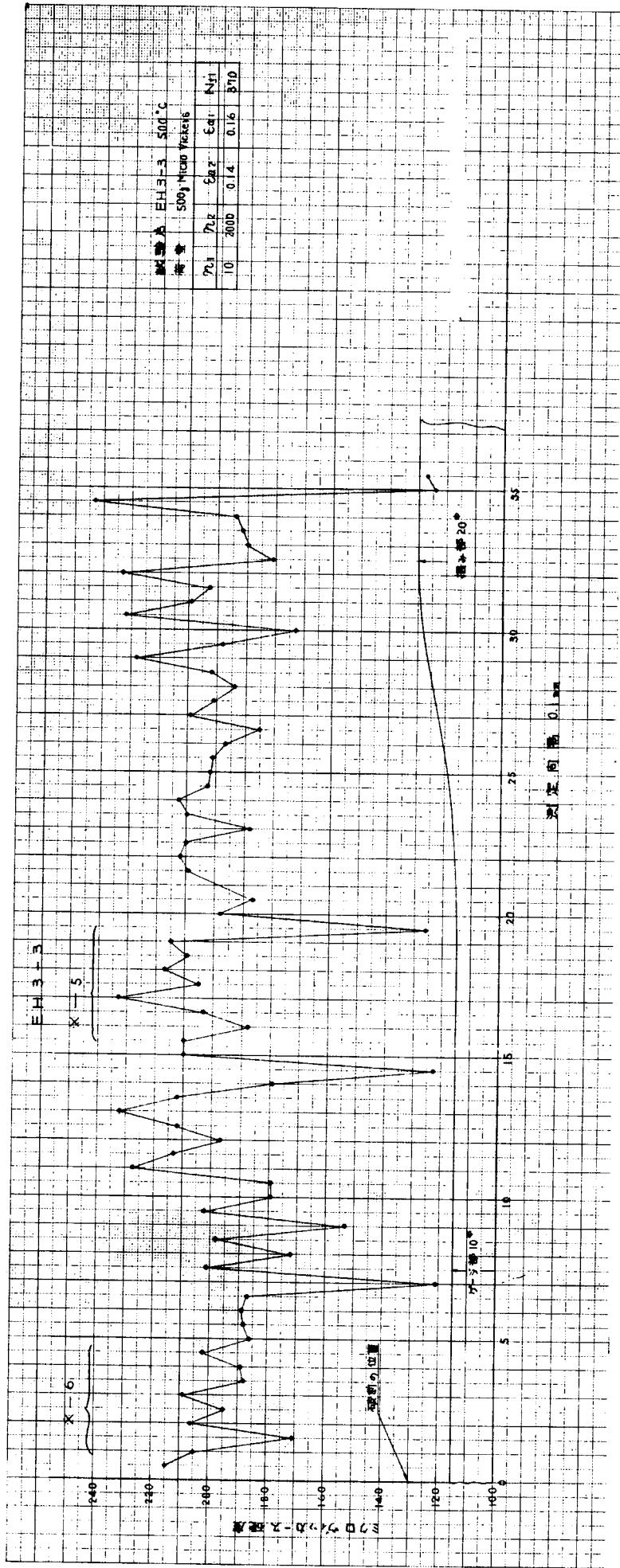


図 1.5.5 ミクロヴィッカース硬度測定結果

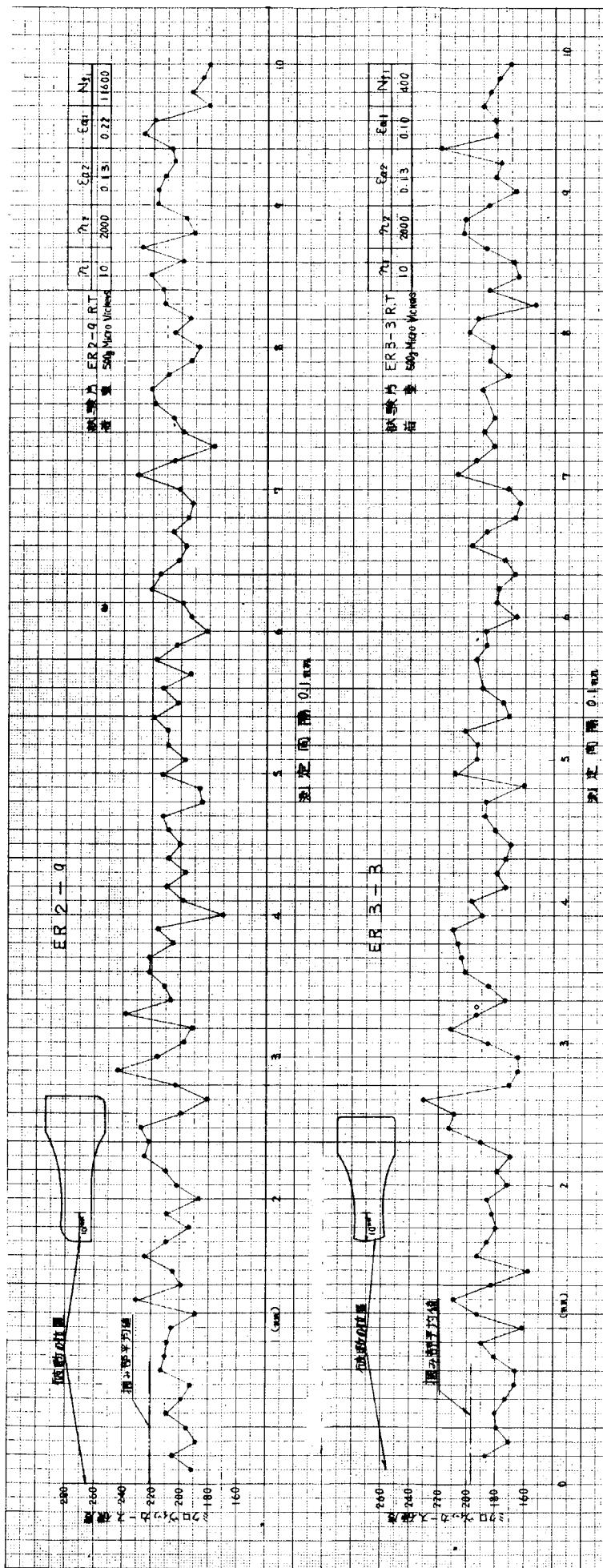


図 1.5.6 ミクロ V イッカース硬度測定結果



※-1

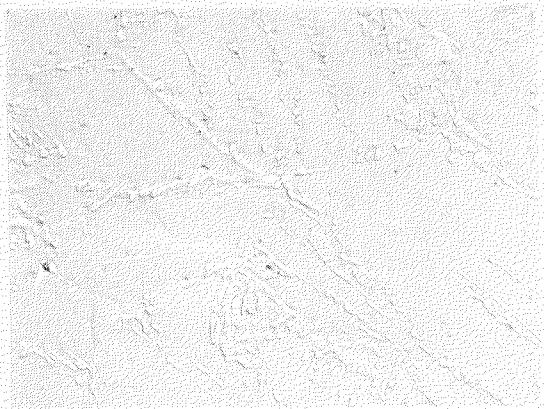
硬度 高

E.R. 3 - 4



※-2

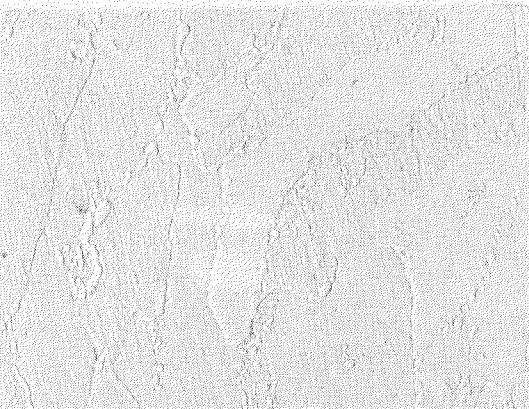
硬度 低



※-3

硬度 高

E.R. 6 - 5



※-4

硬度 低



※-5

硬度 高

E.H. 3 - 3



※-6

硬度 低

図1.5.7 3,000倍の組織写真

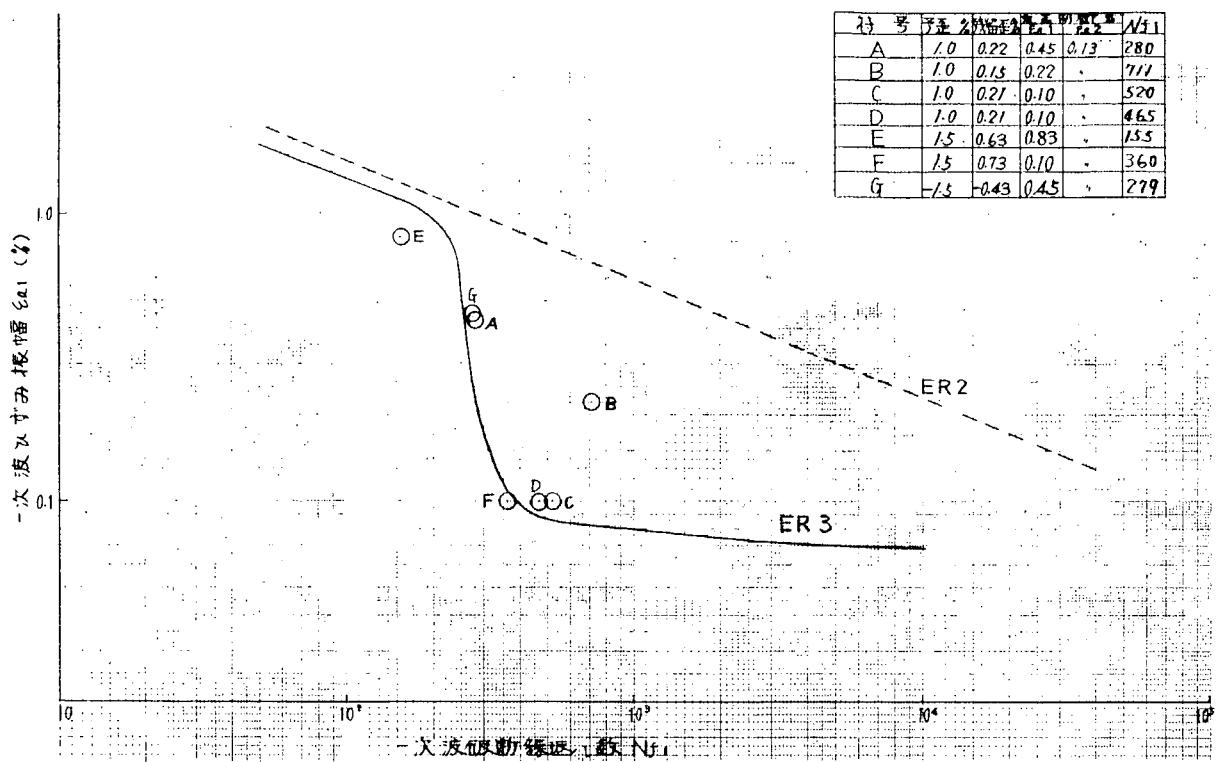


図 1.5.8 引張圧縮定歪疲労試験結果 (R.T) (予歪を与えた場合)

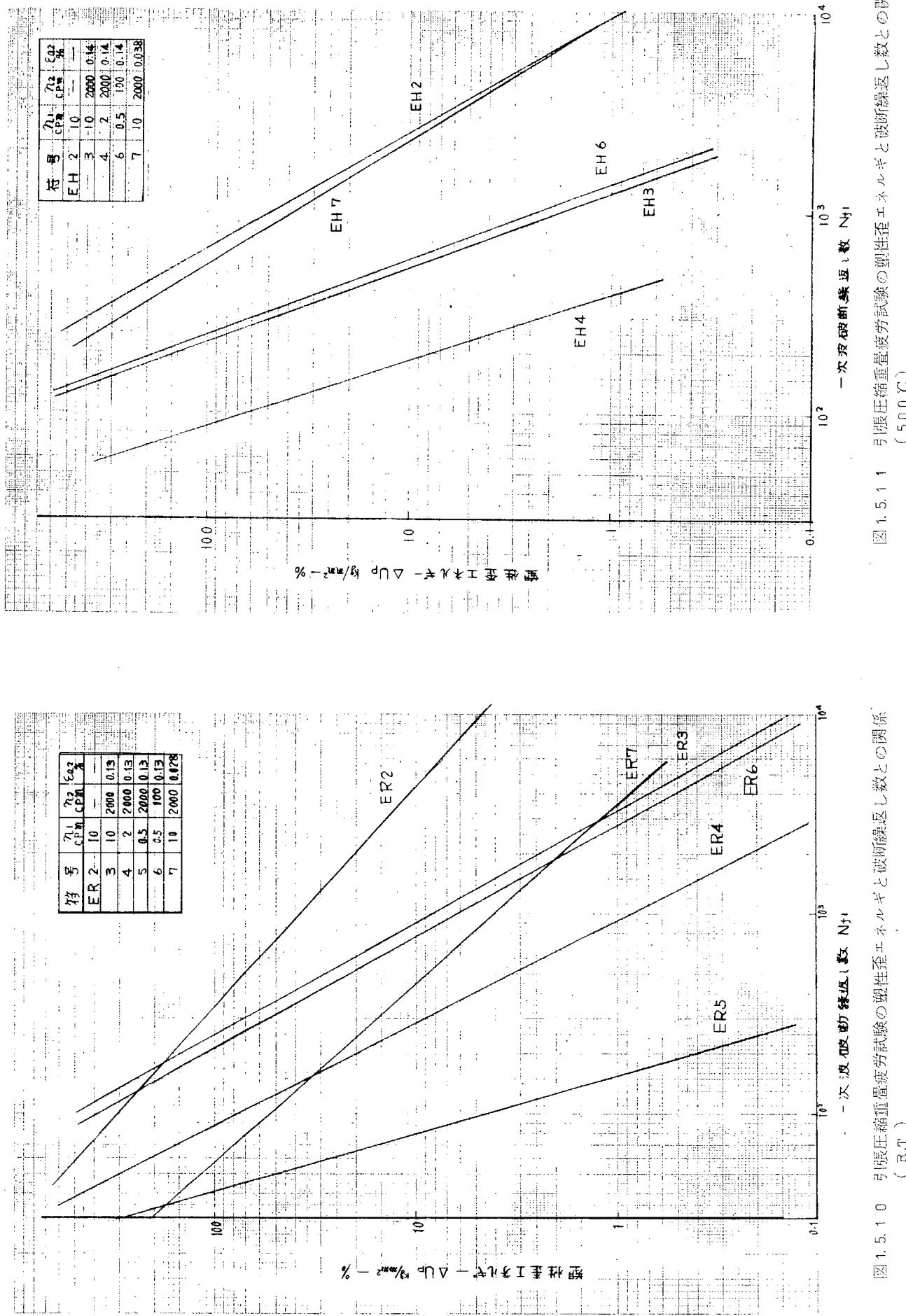


図 1.5.10 引張圧縮重量疲労試験の塑性歪エネルギーと破断繰返し数との関係
(R.T.)

図 1.5.11 引張圧縮重量疲労試験の塑性歪エネルギーと荷重繰返し数との関係
(500°C)

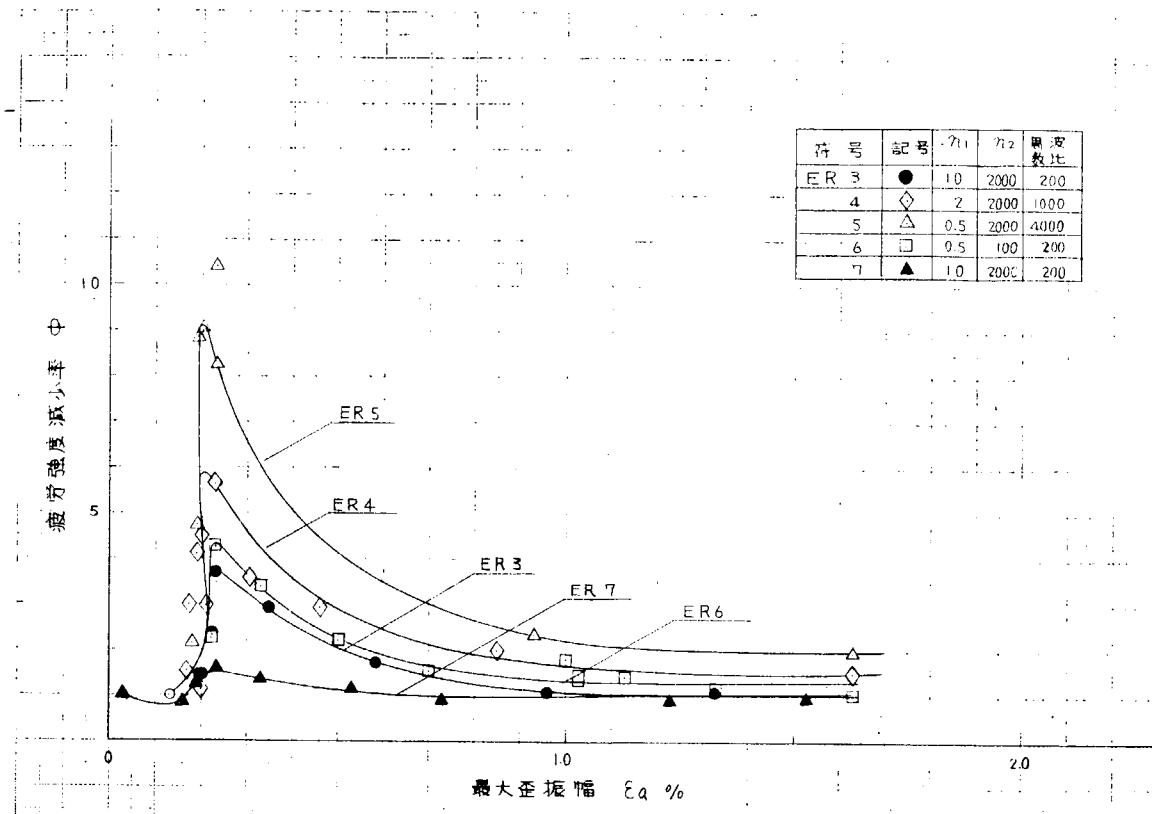


図 1.5.1.2 引張圧縮重疊疲労試験の疲労強度減少率と最大歪振幅の関係 (R.T.)

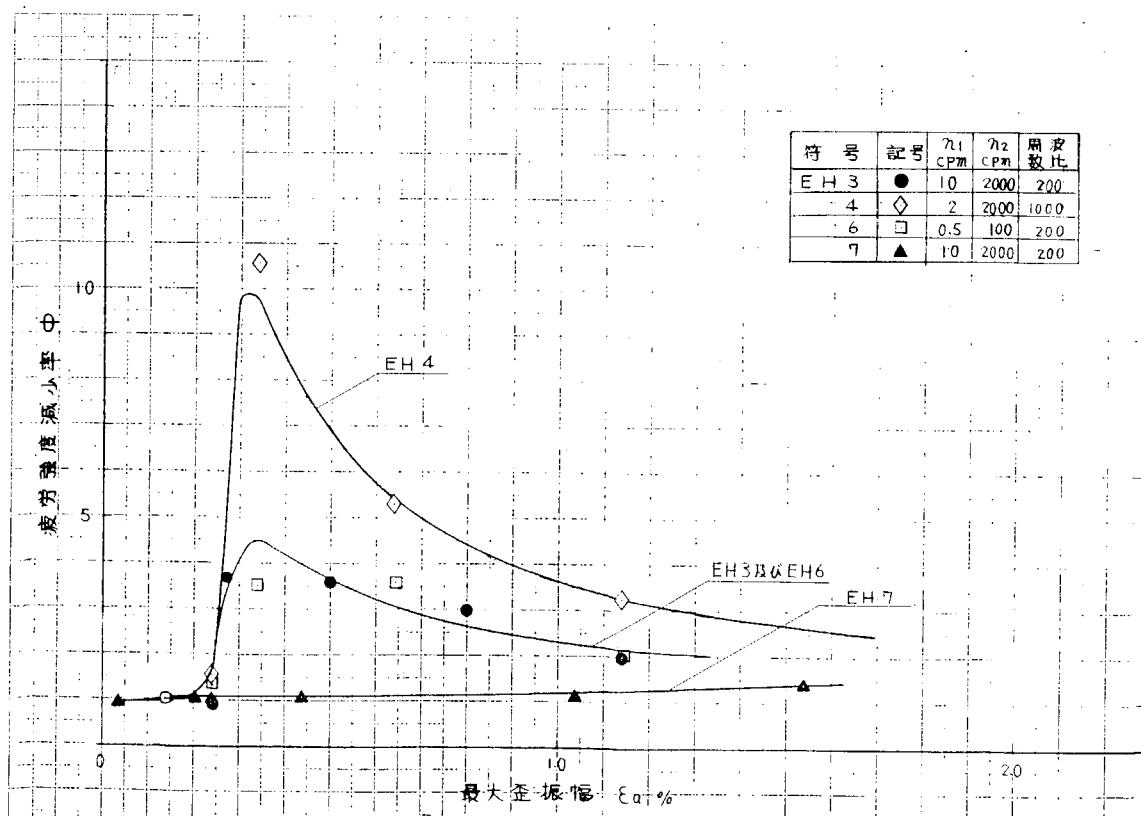


図 1.5.1.3 引張圧縮重疊疲労試験の疲労強度減少率と最大歪振幅の関係 (500°C)

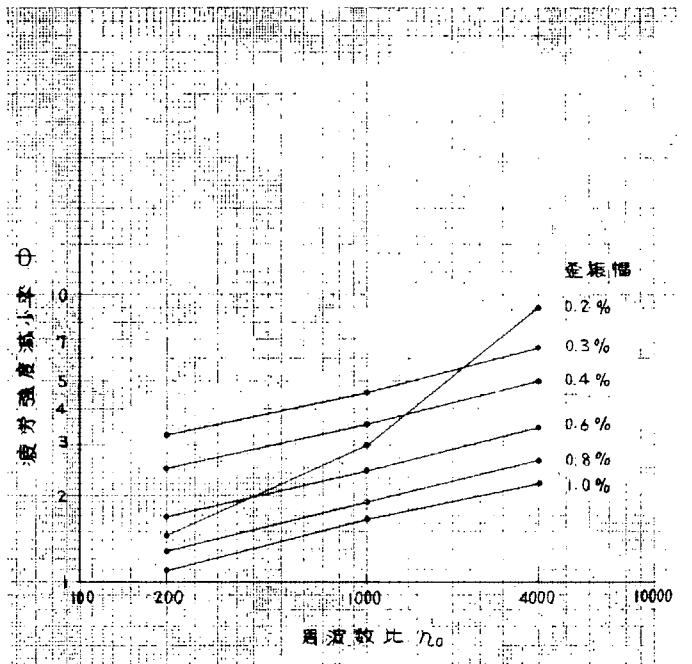


図 1.5.14 疲労強度減少率と周波数比の関係 (R.T)

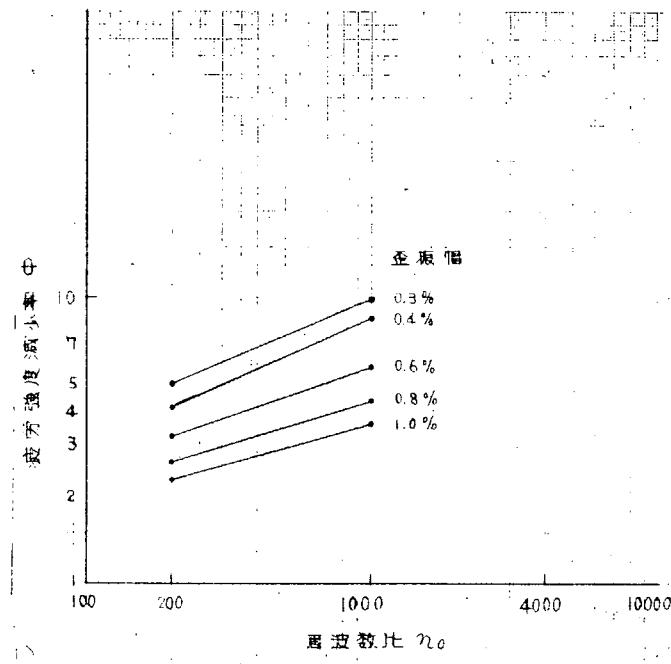


図 1.5.15 疲労強度減少率と周波数比の関係 (500°C)

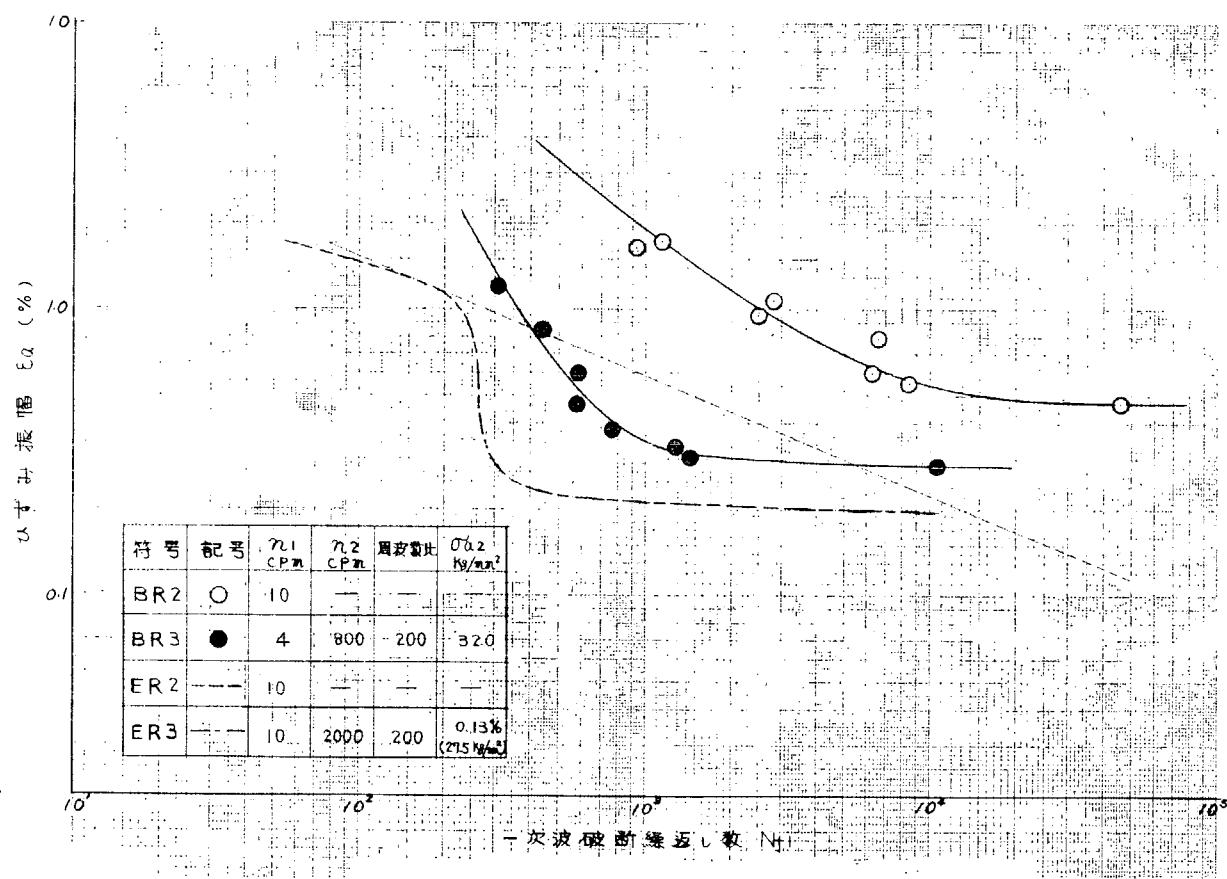


図 1.5.16 順振幅で表示した曲げ重量疲労試験 (R.T)

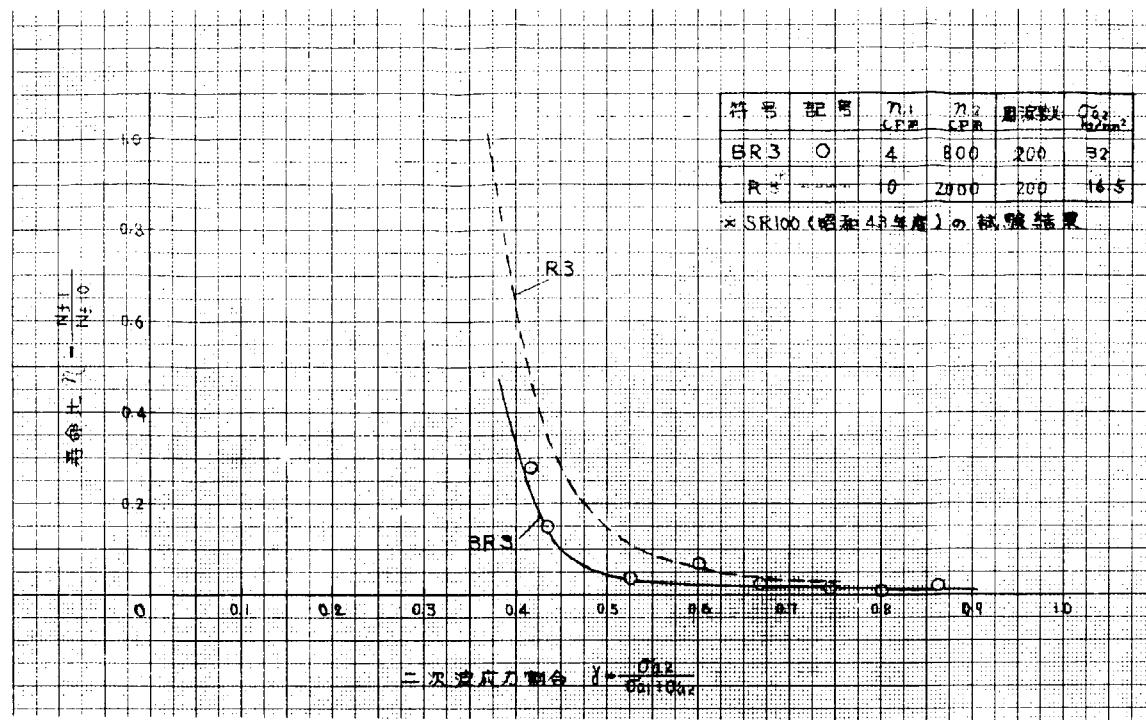


図 1.5.17 曲げ重複疲労試験の寿命比 η - 二次波割合 γ の関係 (R.T)

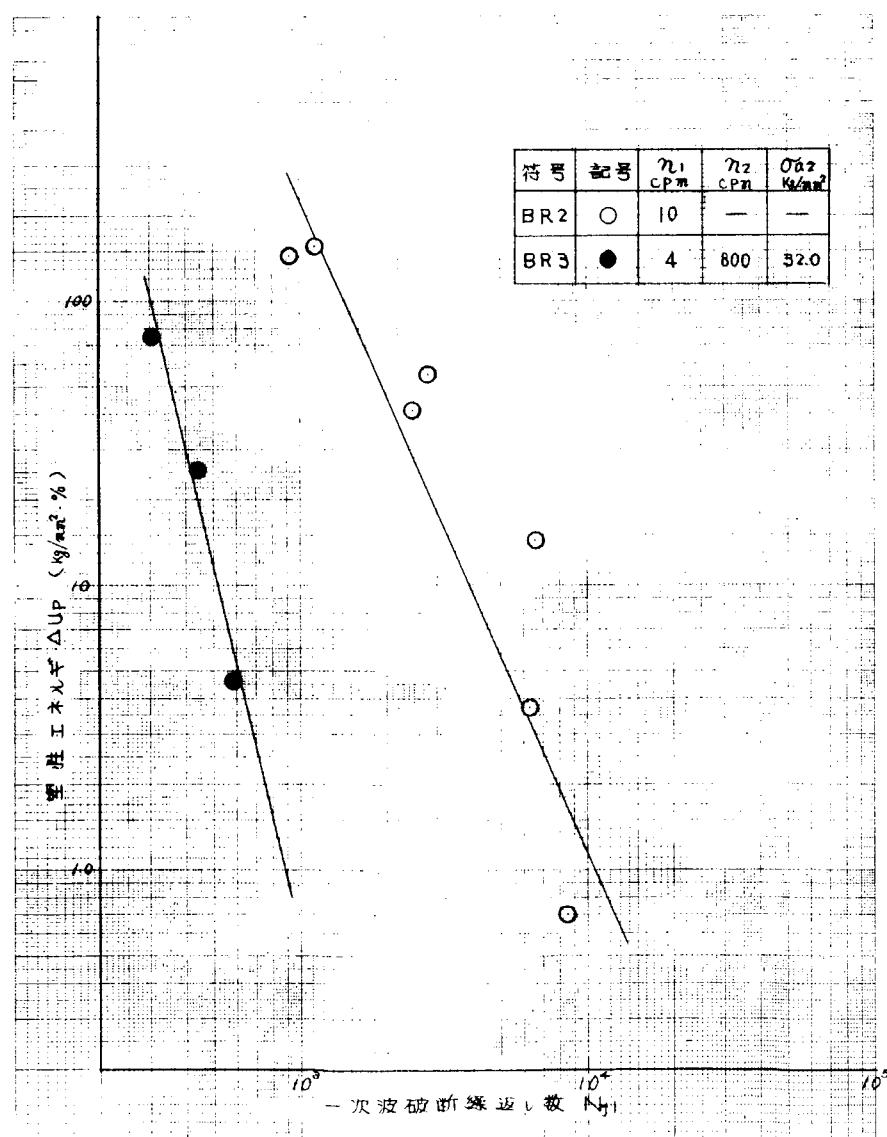


図 1.5.18 曲げ重複疲労試験の塑性歪エネルギーと破断サイクルの関係

1.6 むすび

船用大型ピストンクラウン材 $1\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼について引張圧縮定歪条件下的重畳疲労試験と曲げ重畳疲労試験を室温と 500°C にて実施し、破壊条件と周波数比の影響、曲げ応力条件下の重畳疲労特性を検討した。

その結果、引張圧縮定歪重畳疲労試験では、ある歪振巾以上では重畳疲労強度が急激に減少する限界値が存在し、実機ピストンの設計にあたり留意する必要あるものと考えられる。この現象の解明は今回の実験だけでは十分でないが、降伏点近傍の塑性変形の不安定に関与するものと考えられ、他材質でも検討を続けるつもりである。周波数の影響および曲げ重畳疲労試験に対しては実験的にデータを整理した。

参考文献

- 1) 日本造船研究協会 ; 研究資料 No.77 第100研究部会 「巨大船用ディーゼル機関に関する基礎研究」 報告書
(昭和43年3月)
- 2) 日本造船研究協会 ; 研究資料 No.97 第100研究部会 「巨大船用ディーゼル機関に関する基礎研究」 報告書
(昭和44年3月)
- 3) 山田、北川 ; 材料 vol.13、No.131 (1964, 8) P.619
- 4) 中村、伊藤、堀川 ; 川崎重工業技報、vol.34、(昭和44, 4), P.1
- 5) T. Yamada, T. Nishihara ; Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyoto University, vol. XVIII, No. III, July. 1956, P.183
- 6) M. Klesnil, P. Lukas ; J. of Iron & Steel Inst, vol.205, (1967, 7) P.746
- 7) T. Yokobori, H. Yamanouchi & S. Yamamoto ; J. of Fracture Mechanics, vol.1,
(1964) P.3
- 8) 菊川、大路、城野、溝口 ; 日本機械学会論文集(第1部) vol.35、No.278 (昭和44, 10) P.2020
- 9) ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section III (1963, 1)

2. ディーゼル機関燃焼室壁の強度の研究（その2）

2.1 まえがき

ディーゼル機関の燃焼室壁、特にピストンクラウンは機関の発停にともなう熱応力と機関の回転によるガス圧の変動の機械的応力が重畠した、いわゆる重畠波形としての応力をうける。

今後機関の高出力化、大型化が進むにつれて、この種の応力を受ける疲れの問題は、ますます重要となることは十分に考えられることである。

最近、重畠波形による疲労試験が多く行なわれるようになつた^{1)～8), 15)} とはいえ、まだまだ十分ではなく、また疲れの問題はき裂や折損などのように、結果のみがわれわれの認識の対象になるという点で非常にむつかしく、また多くの因子を考慮しなければいけないので、関係する人々にとつてはまことにやつかいな問題である。

このような状況の中において、各研究団体および研究者等は材料、形状寸法、熱処理および疲れ破損対策等の事項について有益な資料を提供するべく努力している。

日本造船研究協会第113研究部会ではその共同研究の一つとして、この種の研究の一部分を行なつてきたが、得られた結果はまだまだ十分ではなく、種々の問題点を残しているのですぐに設計に役立てるには危険であるが、得られた結果について述べ、現時点を考えられる考察を加える。

さらに、現時点での寿命推定についての一方法の大筋について述べ、実例と比較し、検討を加え、最後に今後の問題点について述べる。

2.2 供試材

実験に供した材料は、 $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼で三菱長崎研究所で製作した。したがつて、1章の研究と同一の材料で実験を行なつている。

供試材の化学成分および機械的性質は表2.1, 2.2に示しておいた。

表2.1 化学成分(%)

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.21	0.37	0.68	0.016	0.01	0.20	0.61

表2.2 機械的性質

降伏点 Kg/mm^2	引張強さ Kg/mm^2	真破断力 Kg/mm^2	伸び %	絞り %	ヤング率 Kg/mm^2	ブリネル 硬度
4.8.7	64.7	112.8	23.6	57.9	21400	183
51.6	66.7	129.0	27.0	60.2	21300	187
50.4	67.7	109.4	22.6	53.7	—	197
53.7	68.6	112.6	24.6	52.8	—	202

2.3 実験方法

2.3.1 試験機

使用した試験機は、シエンク式振り曲げ疲れ試験機を改良して重畠波の疲れ試験ができるようにしたものである⁸⁾。

試験機の外観は図2.1に示した。これは通常のシエンク式疲れ試験機の振り棒の先端に油圧式アクチュエーターを取りつけたものである。（図2.2）、動作原理について簡単に説明すると、図2.2の発振器により発生する信号を増幅してトルクモータを作動させ、トルクモータの回転角の一対一に対応してトルクが油圧により増幅されて、振り棒に揺動

運動を与える。一方、通常のシエンク式試験機の駆動により、左側からも応力を加えることができ、試験片には重畠波形を加えることができる。なお、トルクモータに入れる信号は、正弦波、三角波、矩形波、ラングム波およびこれ等の組合せたものを選ぶことができる。

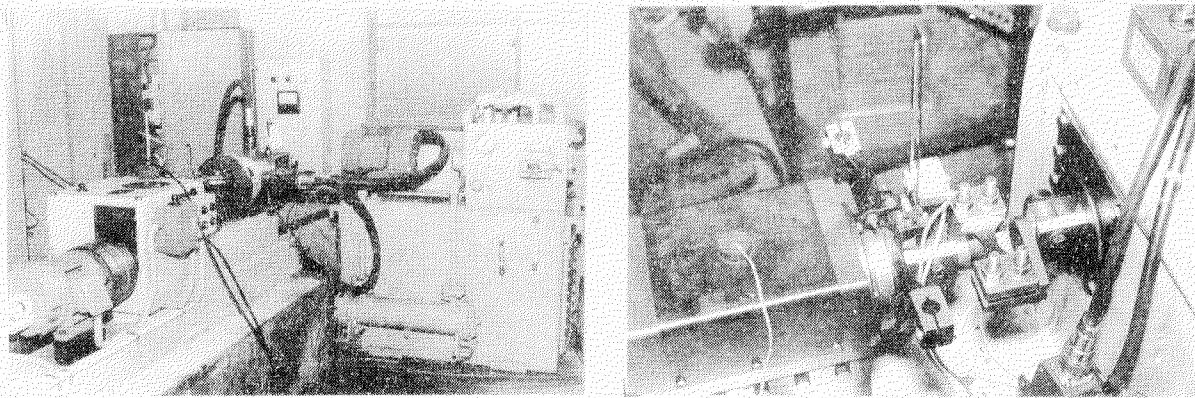


図2.1 試験機の外観

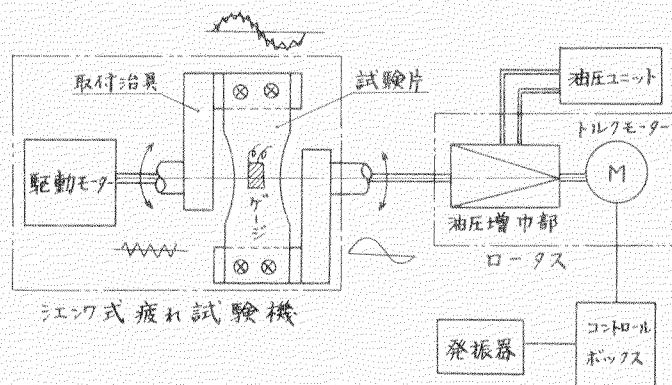


図2.2 試験機のブロック図

2.3.2 試験片

試験片は図2.3に示すように一本の鋳塊から図2.4に示す平板状の試験片を6枚切り出した。破断が中央にくるようになんとなく中央部断面を小さくとつた。

2.3.3 応力波形

二重重畠波形の種々のパターンを図2.5に示した。

ピストンクラウンに作用する応力パターンは(a)図のように機関の発停による熱応力の上にガス圧による機械的応力が重畠した状態になる。

一般に重畠波応力を受けるときの材料の強度評価をいかにするかが問題であり、波形の種類や波形の干渉効果など多くの問題を残している点で、本研究の重要性がある。

実際問題として、(a)図のパターンで、実際の熱応力、機械応力を用いて温度条件も併せて実験を行なうのが最も実際に近い実験であるが、試験機および時間的な都合で、今回は同図(b)の応力パターンで、しかも常温で実験を行なっている。(a)図との間には相当な差があると思われるが、波形の干渉効果や重畠波の周波数の影響を検討するには定性的に問題はないと思われる。

同図にて Σ を一次波(熱応力に相当)、 σ を二次波(機械応力に相当)とし、おののおのの繰返し周波数を n_1 , n_2 とする。

$\Sigma = 15, 30, 50 \text{ Kg/mm}^2$, $n_1/n_2 = 0.3/6.0, 3/6.0$ に選び、 σ_1 は任意にとつた。

応力比 m を次式のごとく定義する。

$$m = \sigma / (\Sigma + \sigma) \quad \dots \dots \dots \quad (2.1)$$

ここで、 $m = 1$ は、 $\Sigma = 0$ すなわち、二次波 σ だけの繰返しに相当し、 $m = 0$ は、 $\sigma = 0$ すなわち、一次波だけの繰返しに相当する。

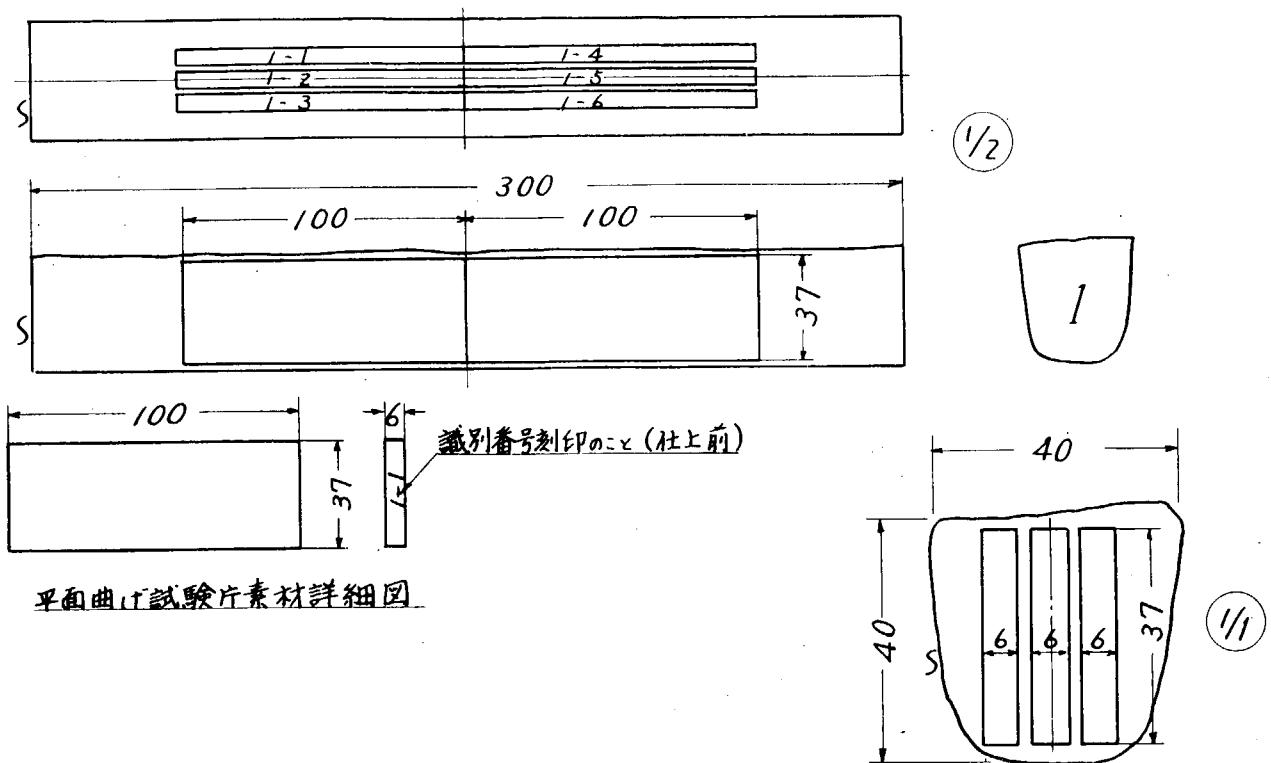


図 2.3 平面曲げ試験片素材切り出し位置

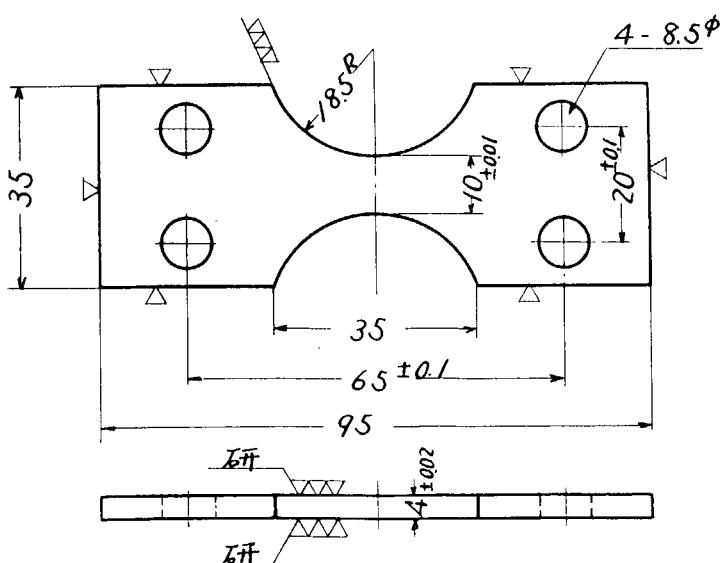


図 2.4 平面曲げ試験片

注: (b)~(i)については常温、
高温及びこれらの組合
せた場合がある。

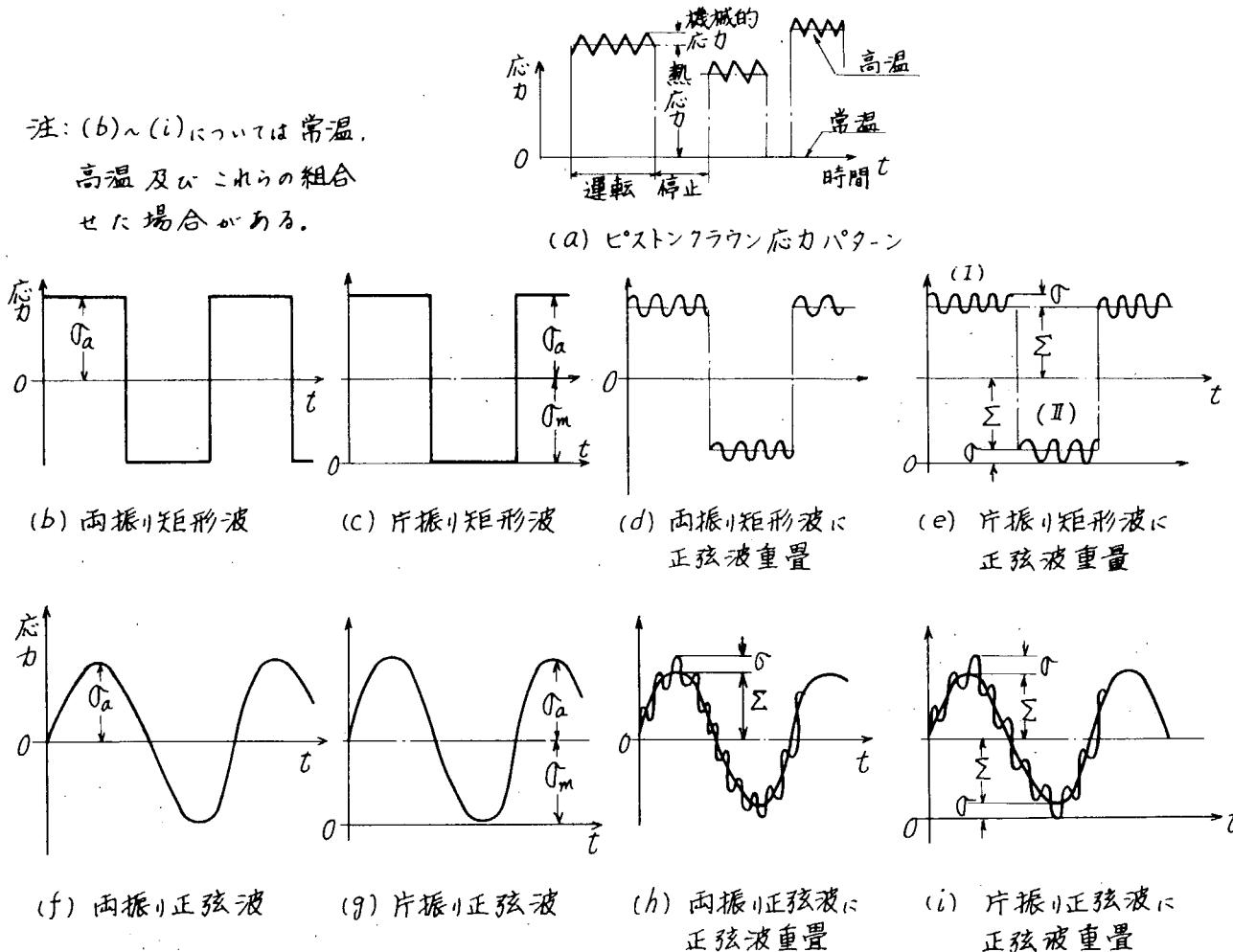


図 2.5 応力パターンの説明図

2.4 実験結果

実験結果の一覧表を表 2.3 に示した。

図 2.6 に一定応力振巾での疲れ試験結果をまとめた。縦軸の応力は 2、3 のものについて振り棒にはりつけた歪計と試片表面にはりつけた歪計とを比較してみると、降伏点以下の応力では両者の差は ±3 % 程度であつた。したがつて振り棒にかかるトルクより算出した応力をとつた。また、降伏点より上の応力では試片表面は降伏し、大きな歪が生ずるので両者は一致しない。この場合には、振り棒にかかるトルクより算出した応力でもつて整理を行なつている。

実験結果は一本の直線にはのらないで、ある巾を持つた 2 本の直線の範囲に入るとみるべきである。このとき同一応力レベルに対して長時間寿命は、短時間寿命の約 3 倍、また同一時間寿命に対して、応力巾は 9.5 Kg/mm^2 程度ある。疲れ限度は約 3.2 Kg/mm^2 である。また、60 % と 30 % で試験を行なつたが、サイクル数の影響はばらつきの範囲に入つてしまつている。

図 2.7 は重畠波形による実験結果を縦軸に二次波の応力をとつて示したものである。この結果でみるとおりにおいて、サイクル比のいかんによらず、一次波応力 σ_1 が大きくなれば、同一、二次波応力での寿命は当然のことながら短くなる。

一次波応力が同一の場合についてみると、時間寿命の長い所は行なつてないが、2 つの線は平行でなく、また、交叉することもない。そして、長時間寿命において一致する傾向にある。

このことは、この実験の寿命範囲においては、サイクル数の影響が顕著でないことを示している。ただ、サイクル比 $1/20$ 、 $\sigma_1 = 5.0 \text{ Kg/mm}^2$ のもので、二次波応力振巾の小さい部分で時間寿命が長くなつてゐるものがある。

平均応力と応力振巾の関係を図 2.8 に示す。図中 “○”印は、 10^7 回繰返しても破断しなかつたもの、“●”印は、 10^7 回の繰返しまでに破断したものを示す。

表2.3 試験結果一覧(60枚)

試片番号	試験の種類	破断繰返数 N_{60}	$\sigma_{-} (60\%)$	Σ (個)	m	α_{exp}
1 - 1	応力-歪曲線 S-N (30%)	1.16×10^4	68.2	—	—	—
2	S-N	1.8×10^5	41.5	—	—	—
3	重畠波 ($1/200$)	1.61×10^5	37.8	14.8	0.72	0.0136
4	重畠波 ($1/20$)	2.23×10^5	34.7	15.0	0.70	0.151
5	重畠波 ($1/200$)	5.92×10^5	13.0	49.6	0.208	0.228
6	S-N	1.31×10^5	43.75	—	—	—
2 - 1	重畠波 ($1/20$)	5.84×10^5	36.9	7.7	0.826	0.216
2	重畠波 ($1/200$)	3.94×10^5	16.1	51.3	0.240	0.205
3	重畠波 ($1/20$)	4.00×10^5	25.2	30.6	0.451	0.556
4	重畠波 ($1/20$)	1.035×10^5	40.5	15.0	0.73	0.144
5	重畠波 ($1/200$)	3.11×10^5	19.7	51.5	0.276	0.26
6	S-N	1.22×10^5	46.2	—	—	—
3 - 1	重畠波	1.02×10^5	48.0	7.9	0.86	0.146
2	S-N	7.6×10^4	51.4	—	—	—
3	重畠波 ($1/200$)	2.30×10^6	26.8	15.7	0.63	0.0677
4	重畠波 ($1/20$)	5.5×10^5	31.2	15.1	0.688	0.25
5	重畠波 ($1/200$)	1.23×10^6	28.0	15.0	0.65	0.0386
6	S-N	4.78×10^5 $\sim 3.7 \times 10^6$	37.0	stopper 不良	—	—
4 - 1	平均応力	$① 7.547 \times 10^6 \rightarrow$ $② 5.227 \times 10^6 \rightarrow$ $③ 5.09 \times 10^6 \rightarrow$	$\sigma_a = 26.9$ $\sigma_a = 21.4$ $\sigma_a = 22.9$	$\sigma_m = 20.0$ $\sigma_m = 20.0$ $\sigma_m = 19.0$	—	—
2	重畠波 ($1/200$)	1.757×10^6	10.0	50.3	0.167	0.516
3	平均応力	$① 5.227 \times 10^6 \rightarrow$ $② 5.09 \times 10^6 \rightarrow$	$\sigma_a = 21.4$ $\sigma_a = 22.9$	$\sigma_m = 20.0$ $\sigma_m = 19.0$	—	—
4	重畠波 ($1/20$)	1.54×10^5	43.4	15.7	0.734	0.315
5	重畠波 ($1/20$)	$1.55 \sim 2.0 \times 10^6$	5.45	50.0	0.098	2.70
6	S-N	$6.8 \sim 8.1 \times 10^5$	38.0	—	—	—
5 - 1	応力-歪曲線 S-N (30%)	6.6×10^3	63.2	—	—	—
2	重畠波 ($1/200$)	1.35×10^5	32.3	32.0	0.503	0.05
3	平均応力	1.502×10^6	$\sigma_a = 24.5$	$\sigma_m = 20.2$	—	—
4	重畠波 ($1/20$)	3.19×10^5	20.1	31.1	0.393	0.258
5	重畠波 ($1/20$)	6.10×10^4	34.9	28.7	0.55	0.23
6	重畠波 ($1/200$)	4.15×10^5	21.6	34.0	0.388	0.056

表2.3 (つづき)

試片番号	試験の種類	破断繰返し数 N_{60}	$\sigma_{(60\%s)}$	Σ (低)	m	α_{exp}
6-1	重畠波 ($1/20$)	4.16×10^5	7.9	51.2	0.134	0.85
2	S-N	$1.2 \sim 1.51 \times 10^5$	40.8	—	—	—
3	重畠波	4.726×10^5	11.9	31.4	0.275	0.305
4	S-N (30% s)	2.35×10^4	52.6	—	—	—
5	平均応力	$3.45 \times 10^6 \rightarrow$	$\bar{\sigma}_a = 21.5$	$\bar{\sigma}_m = 30.6$	—	—
6	S-N	3.00×10^5	35.6	—	—	—
7-1	重畠波 ($1/20$)	3.53×10^5	13.4	50.0	0.212	1.17
2	S-N	3.45×10^5	39.0	—	—	—
3	S-N (30% s)	3.63×10^4	55.6	—	—	—
4	重畠波 ($1/20$)	8.58×10^4	30.8	29.4	0.512	0.199
5	平均応力	1.91×10^6	$\bar{\sigma}_a = 28.7$	$\bar{\sigma}_m = 18.7$	—	—
6	S-N	2.37×10^4	61.2	—	—	—
8-1	重畠波 ($1/200$)	2.518×10^6	11.2	30.0	0.271	0.063
2	S-N	7.98×10^5	32.5	—	—	—
3	S-N (30% s)	1.63×10^4	57.3	—	—	—
4	重畠波 ($1/20$)	1.01×10^5	38.0	15.3	0.714	0.103
5	S-N (30% s)	7.34×10^4	45.5	—	—	—
6	S-N	$1.01 \times 10^7 \rightarrow$	26.0	—	—	—
9-1	重畠波 ($1/200$)	2.96×10^5	32.0	15.0	0.68	0.0148
2	重畠波 ($1/200$)	2.74×10^5	25.9	30.1	0.462	0.0391
3	S-N (30% s)	1.92×10^4	59.7	—	—	—
4	重畠波 ($1/20$)	1.77×10^5	31.7	30.2	0.513	0.491
5	S-N (30% s)	7.77×10^4	48.2	—	—	—
6	S-N	$1.01 \times 10^7 \rightarrow$	29.6	—	—	—
10-1	重畠波 ($1/200$)	2.245×10^6	7.9	50.3	0.136	0.416
2	S-N	$1.02 \times 10^7 \rightarrow$	31.0	—	—	—
3	S-N (30% s)	1.94×10^4	64.5	—	—	—
4	重畠波 ($1/20$)	6.00×10^4	46.5	15.3	0.753	0.167
5	重畠波 ($1/20$)	3.28×10^5	15.6	50.0	0.238	1.5
6	重畠波 ($1/200$)	① 2.64×10^4 (中断) ② 9.73×10^5	15.4 16.65	30.8 32.0	0.334 0.34	(0.0012) 0.0574

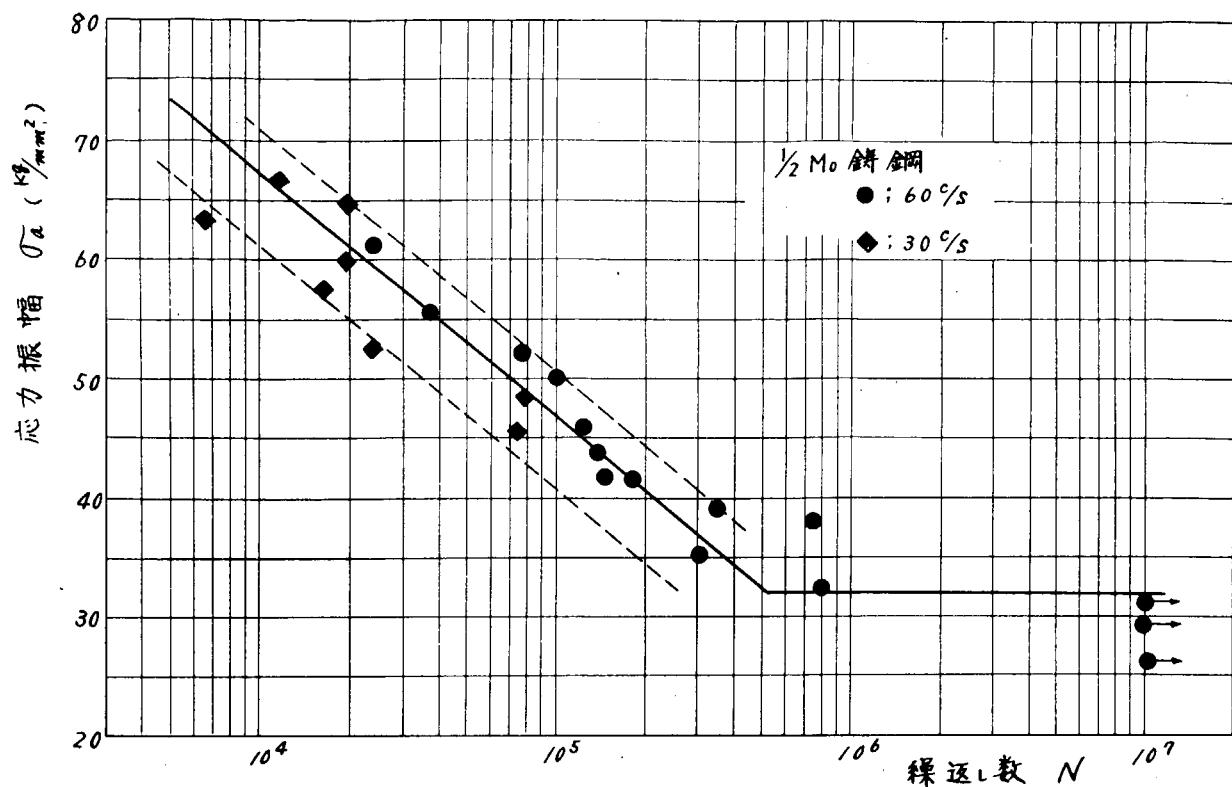


図2.6 $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼 (S-N線図)

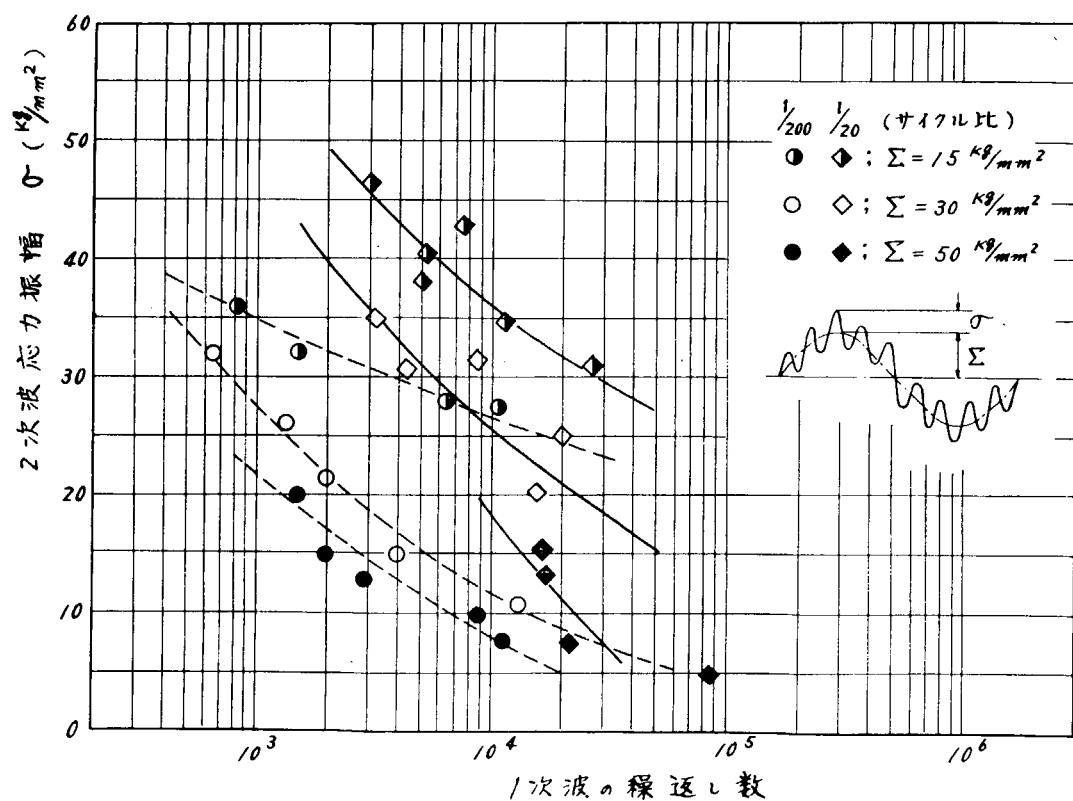


図2.7 重畠波実験結果 ($\sigma_2 - N_1$ 線図)

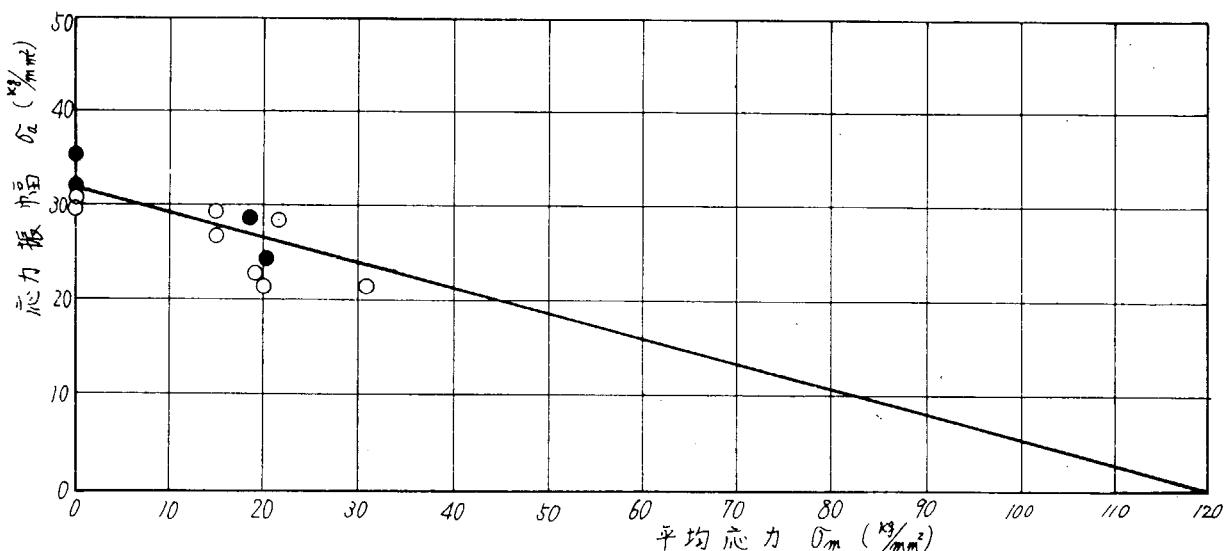


図 2.8 $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼 ($\sigma_m - \sigma_a$ 線図)

2.5 考 察

2.5.1 等価線返し数法による整理⁹⁾

重畠波応力を受ける場合の整理法は種々提案されているが、おのおの一長一短があり、すべての場合に適合する方法はいまのところ見当らないが、ここで用いる等価線返し数法は、今回のように規則的な波形の場合は、その等価線返し数 すなわち寿命推定が簡単に行ないうるという点および微細な応力と周波数の影響を同時に考慮する点で割合便利であるので、この方法を用いて実験結果を整理、考察することにする。

この方法の詳細については文献 8), 9) を参照されたが、簡単に説明すると、図 2.5 (h) のような重畠波形のとき、応力振巾が ($\Sigma + \sigma$) の大きさで正弦波を受けるときに比べ、一次波 Σ に二次波 σ が重畠したときに寿命がどれくらい減少するかを推定する方法である。

ここで寿命減少比 α を次式で定義する。

$$\alpha = \frac{\text{重畠波を受けるときの寿命}}{\text{振巾 } (\Sigma + \sigma) \text{ の一定応力を受けるときの寿命}} \quad (2.2)$$

この α を横軸に対数目盛でとり、縦軸は応力比 m をとる。

図 2.9 のように、 $m = 0$ すなわち、 $\sigma = 0$ のときは一次波だけであるから、寿命比は 1 となり、図では A 点になる。一方、 $m = 1$ すなわち、 $\Sigma = 0$ であり、二次波だけとなるから、寿命比は一次波に重畠している二次波の数の逆数になる。したがつて B 点が決まる。 $0 < m < 1$ の場合は、この A, B の中間にになると考えられる。現段階では、A, B の間の関係は明確でなく、また、ばらつき等を考えると、便利であるという観点から A, B を直線で結んで考えることにする。

上記の方法で実験結果を整理したのが図 2.9、図 2.10 である。図中点線は図 2.6 の一定応力の S-N 線図のばらつきの範囲を示したものである。サイクル比が $1/200$ の場合は、ばらつきの範囲で A-B 線にのつていると考えてよい。サイクル比が $1/20$ の場合は、全体的にみて A-B 線よりもいくらか長寿命側にでている。

実際の機関では、一回の発停回数中に含まれる機械応力の線返し数は、 $10^4 \sim 10^6$ のオーダと考えられるので、今回のように 20 ~ 200 回とは相当異なるが、現時点ではばらつきも考えて寿命推定には A-B 線でもつて代用するほうが便利と考える。

参考のために、これまで発表された同様な実験結果を等価線返し数法によつて整理し、図 2.15 ~ 2.27 にまとめておいた。

2.5.2 平均応力による考察

従来から図2.5(a)のような応力パターンにおいて、熟応力を一定の平均応力と考えて、平均応力 σ_m 一定にて応力振巾 σ_a を変化させて試験を行ない、いわゆる $\sigma_m - \sigma_a$ 線図を用いて設計を行なう方法がある。この点に関して考察してみる。

図2.11に $\sigma_m - \sigma_a$ 線図を示した。この図で重畠波の Σ を変動する平均応力と考え、 σ を応力振巾と考えて、各々横軸および縦軸にとつた。平均応力一定の場合は、図2.8の結果をそのまま用いた。

これより、平均応力が変動する重畠波形のとき、時間寿命をいずれにとるかによつて σ のとれる範囲が異なることが解る。さらに、大切なことは平均応力が変化するときは、一定応力の場合に比して疲れ寿命が大きく減少することである。すなわち、平均応力一定で 10^7 回以上の疲れ寿命がある範囲でも、これが変動すると 10^4 回を疲れ寿命にとつても、はるかに低い応力振巾 σ しかとれないことである。

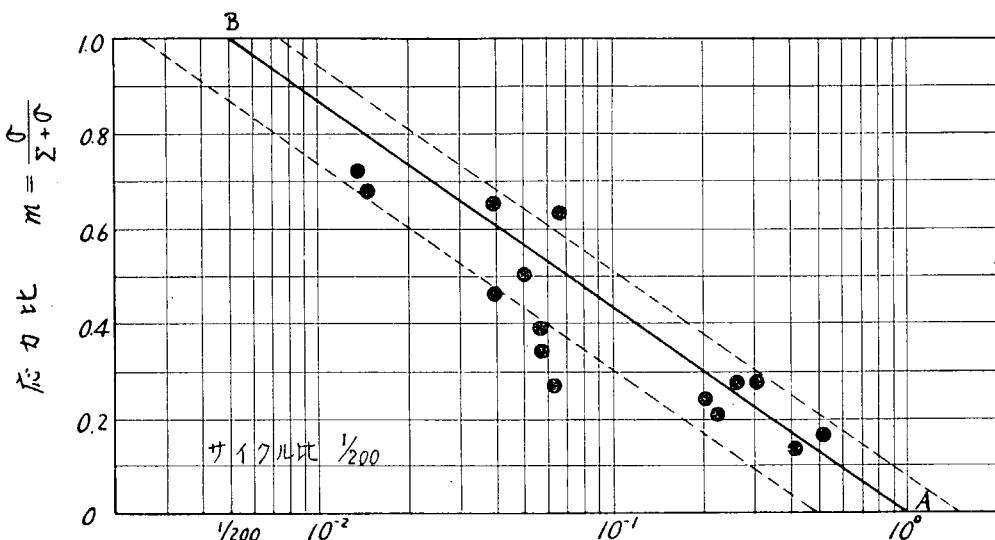


図2.9 $1/2$ Mo 鋳鋼二重重畠波平面曲げ試験結果 ($n_1 = 0.3\text{Hz}$, $n_2 = 60\text{Hz}$)

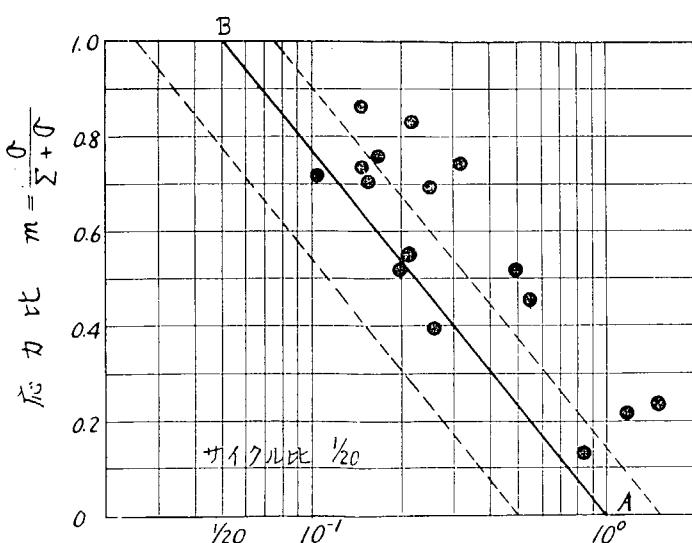


図2.10 $1/2$ Mo 鋳鋼二重重畠波平面曲げ試験結果 ($n_1 = 3\text{Hz}$, $n_2 = 60\text{Hz}$)

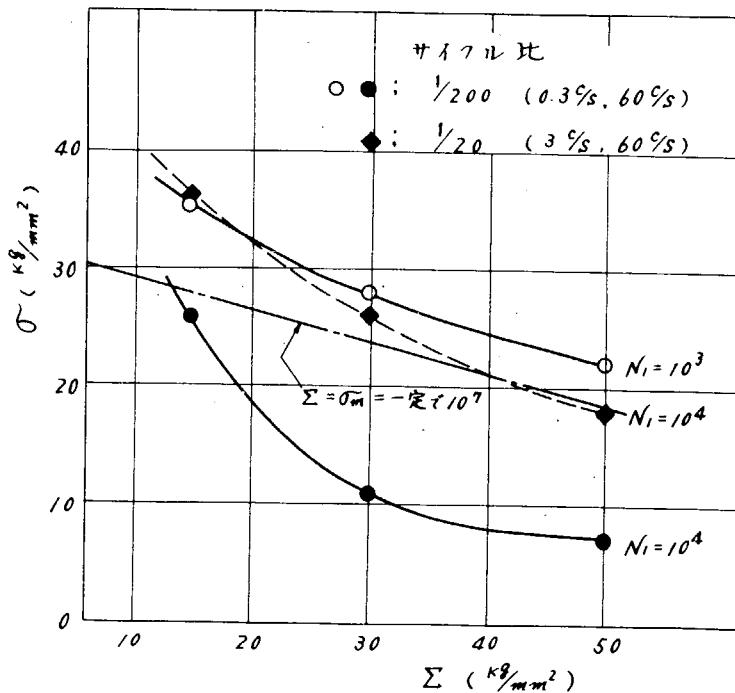


図 2.1.1 $\sigma - \Sigma$ の関係

2.6 疲れ寿命推定の一方法

2.6.1 推定法の大筋

図 2.5(a)に示すような応力パターンでの実験はいまのところないので寿命推定を行なおうとするとき、非常に困却するが、現在あるデータでもつて推定し、実例と照合してみることにする。

実際に実験を行なうときの応力波形を図 2.5(b)～(i)に示す。試験機を用いて実験を行なうとき、試験機のつごうおよび時間的問題等のために、図 2.5(a)そのままのパターンで行なうこととは現段階では無理であり、また疲れに関する事柄がもう少し良くわかつたときに行なつたほうがよいと思われる。ゆえに、ここでは十分とはいえないが、前節で述べた等価線返し数法を用いることとする。

図 2.5(e)において、 $2(\Sigma + \sigma)$ が熱応力に相当する。^(注1) σ は機械応力に相当し、 n_1, n_2 はそれぞれ熱応力、機械応力の繰返し数とすると、 n_1 は発停の回数に相当し、 $2n_2/n_1$ は一航海の機関の回転数に相当する。ここで Σ および σ は実際の応力測定および計算機を使った応力解析、または静荷重試験等によつて得られる。

(2.1)式によつて応力比 m が判れば図 2.1.2 により α を求め、次式によつて寿命を推定する。

$$\bar{N} = \alpha N \quad \dots \dots \dots \quad (2.3)$$

\bar{N} : 推定寿命(発停回数)

N : $2(\Sigma + \sigma)$ の応力振巾(平均応力 σ_m + 応力振巾 σ_a)の一定応力(矩形波)による疲労試験結果より得られるき裂入り、または破断寿命。

さて、図 2.1.2 の A-B 線^(注2)を用いて α を求めるることは必ずしも正しくはないが、今回行なつた重畠波の実験結果および図 2.1.5～2.2.7 に示した結果からして現段階では妥当であろう。

2.6.2 實例との比較

運航時間(機関回転時間)	2 4,000 時間
機関回転数(平均)	1 65 RPM
発停回数(き裂長さ 160 mm)	約 300 回
き裂部応力	3 9.2 kg/mm ²
2. 機械的応力	- 8.9 "
材 料	S C 4 9

以上のデータより、上記方法で寿命を推定し、比較検討を加えることとする。

$$2(\Sigma + \sigma) = 3.9.2 \Rightarrow \Sigma + \sigma = 1.9.6$$

$$\sigma = \frac{1}{2}(8.9) = 4.5$$

$$\Sigma = 1.5.1$$

$$m = \frac{4.5}{1.5.1 + 4.5} = \frac{4.5}{1.9.6} = 0.23$$

$$n_1 = 300$$

$$n_2 = 2.4 \times 10^4 \times 6.0 \times 1.65 = 2.376 \times 10^8$$

$$n_1/n_2 = 300 / 4.752 \times 10^8 = 6.3 \times 10^{-7}$$

これらの値より図2.1.2が得られ、これより寿命減少比 α が求まる。

$$m = 0.23 \text{ に対して}$$

$$\alpha = 3.5 \times 10^{-2} \quad \dots \quad (2.4)$$

次に応力振巾 $\sigma_a = \sigma_m = \Sigma + \sigma$ の矩形波、図2.5(c)による片振り一定応力による試験結果がないので、このときのNが不明である。それゆえ問題があるが、(注3)図2.5(i)のように考える。ここでもこの材料に対する正弦波の片振り図2.5(g)のS-N線図が存在しないので、図2.1.3の $\sigma_m - \sigma_a$ 線図を用いて両振りの応力振巾に換算することにする。(注4)

なお、ピストンクラウン材そのものについてのS-N線図はないので、別のSC49材の平面曲げ疲れ試験結果、図2.1.4を用いることとする。(注5)これによると $\sigma_m = \sigma_a = 1.9.6 \text{ Kg/mm}^2$ の片振りは $\sigma = 2.7.5 \text{ Kg/mm}^2$ の両振りに換算されることになる。よつて、図2.1.4より $\sigma = 2.7.5 \text{ Kg/mm}^2$ に対するNは、 $N = 2.6 \times 10^5$ となる。よつてNは、

$$\bar{N} = 3.5 \times 10^{-2} \times 2.6 \times 10^5 = 9.1 \times 10^3 \quad \dots \quad (2.5)$$

さて、ここで(2.5)式の \bar{N} と実際の発停回数300回とは相当異なつてゐる。この点については、まず、図2.5(e)と(i)の違いについて考察してみる。

鯉淵^(10),11)の研究によると、同一応力レベルに対して図2.5(b)と(f)では時間寿命で(b)が(f)の $1/2 \sim 1/10$ になると考えられる。よつて図2.5(i)から(e)に移して考えると、 \bar{N}_1 は、

$$\begin{aligned} \bar{N}_1 &= 9.1 \times 10^3 \times (1/2 \sim 1/10) \\ &= 4.5 \times 10^3 \sim 9.1 \times 10^2 \end{aligned}$$

となる。

一方、鯉淵⁽¹⁰⁾は図2.5(d)と(f)の比較を行なつて、 $m = 0.24$

$$n_2/n_1 = 6.000 \text{ のとき } \alpha = 1.4 \times 10^{-2} \text{ を与えている。これを用いると、}$$

$$\bar{N} = 2.6 \times 10^5 \times 1.4 \times 10^{-2} = 3.6 \times 10^3$$

となる。

三菱長崎⁽¹²⁾で行なつた引・圧の試験結果を用いて、同様な方法によつて計算してみると、

(i) 引張強さ 約 5.0 Kg/mm^2 をC点にとつた時

$$\bar{N} = 3.5 \times 10^{-2} \times 2 \times 10^3 = 7 \times 10^1$$

$$\bar{N}_1 = 7.0 \times (1/2 \sim 1/10)$$

$$= 3.5 \sim 7$$

(ii) 真破断力 7.0 Kg/mm^2 をA点にとつた時

$$\bar{N} = 3.5 \times 10^{-2} \times 2.8 \times 10^4 = 8 \times 10^2$$

$$\bar{N}_1 = 8.00 \times (1/2 \sim 1/10)$$

$$= 4.00 \sim 8.0$$

となる。

ピストンクラウンの寿命推定についての一方筋について述べ、実例との比較を行なつてみた。計算方法によつて発停

の回数が大きくばらつき、現段階ではこの方法の適否については不明である。

一方、鉄道車軸等のような場合には、 $\Sigma(n/N) = 0.01 \sim 0.001^{13)}$ のように非常にばらつき、多くの問題を含んでいるので、現時点ではこの種の寿命推定と実例の結果の比較例を増して、全体的傾向をみてみることも必要である。

(注 1) この波形が現在実験可能な場合で最も図 2.5(a)に近いパターンと考えられる。(e)図(II)の部分の微少波については若干問題があるが、一般に σ が小さいという点で省略して考えることにする。

(注 2) 文献 8), 9) に詳細について述べてある。また、委員会資料(SR 113-4-1)を参照していただきたい。必ずしも A, B 線では正しくないが、ばらつき等を考えて、現段階ではこの線を用いる。

(注 3) 矩形波の場合と正弦波の場合では、疲労に寄与するエネルギー(塑性エネルギー)量が矩形波の場合は大きいので応力振巾で整理するとき、同一応力レベルに対して時間寿命は短くなる。

(注 4) 必ずしもこの方法は正しくないが、現在資料がないのでこの方法によつた。A 点および C 点を引張強さにとるか、真破断力にとるかにつき問題は残る。

(注 5) 平面曲げ試験結果を用いた。

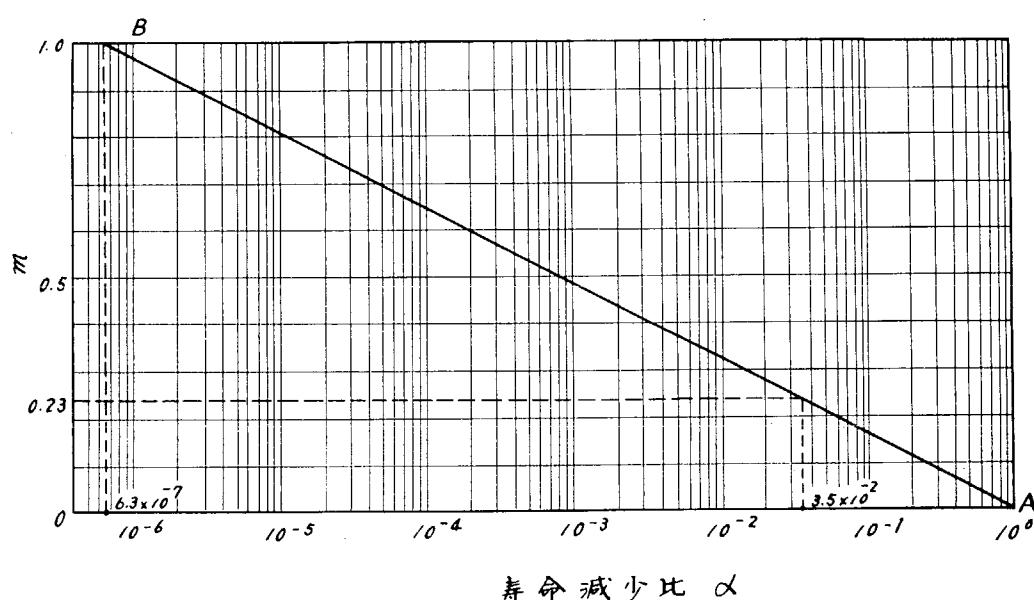


図 2.1.2 A - B 線 図

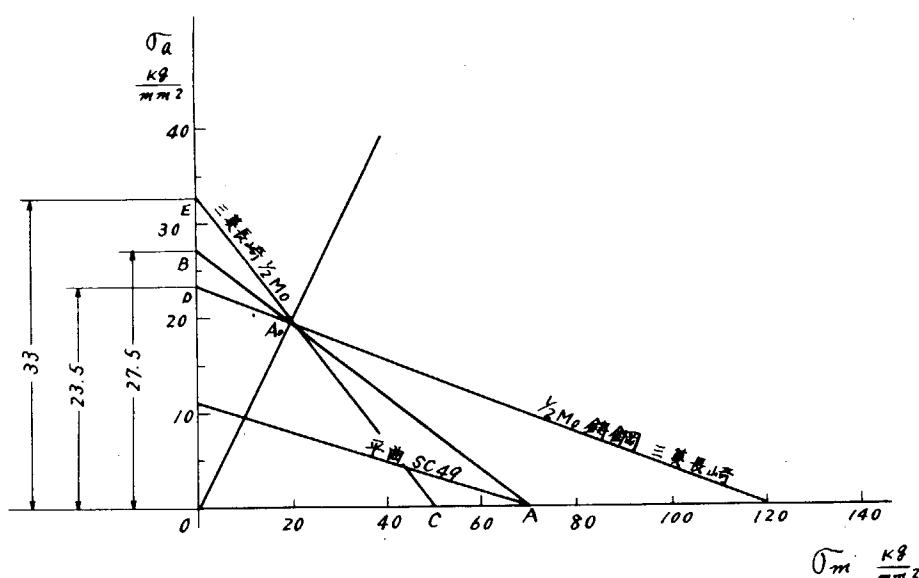


図 2.1.3 $\sigma_m - \sigma_a$ 線 図

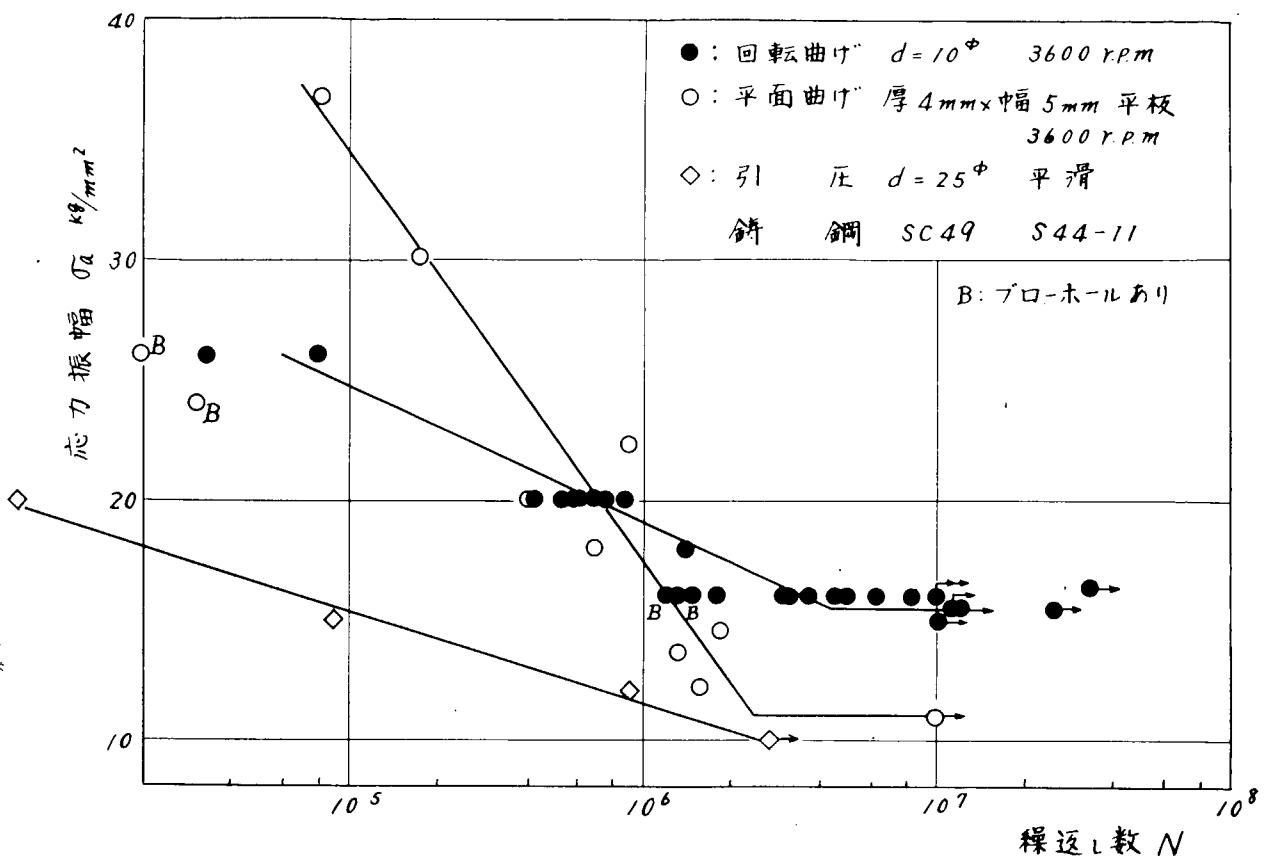


図2.1.4 鋳鋼切出し材疲れ試験結果

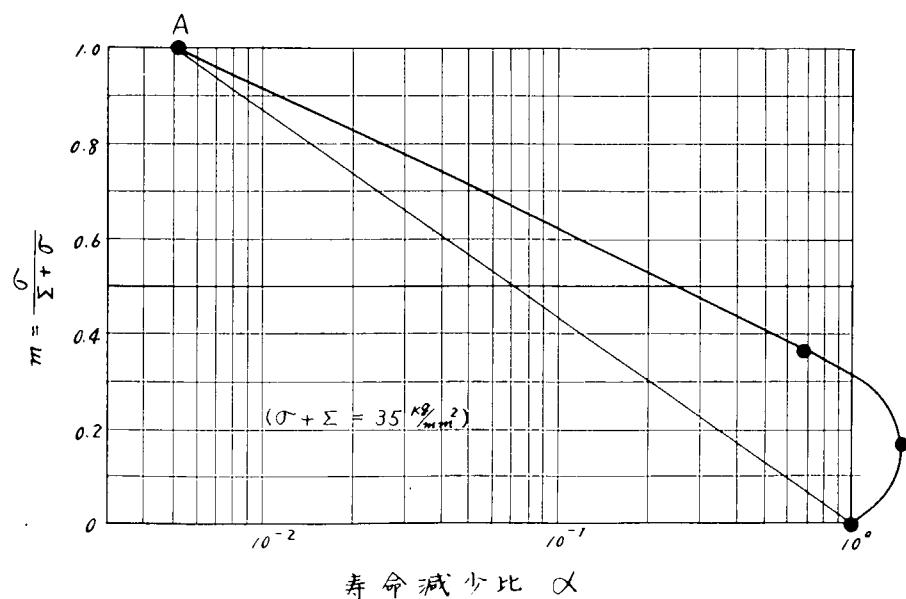


図2.1.5 $1/2$ Mo 鋳鋼の重量波形による疲労試験結果 (500°C)
SR100 43年度 (三菱重工)

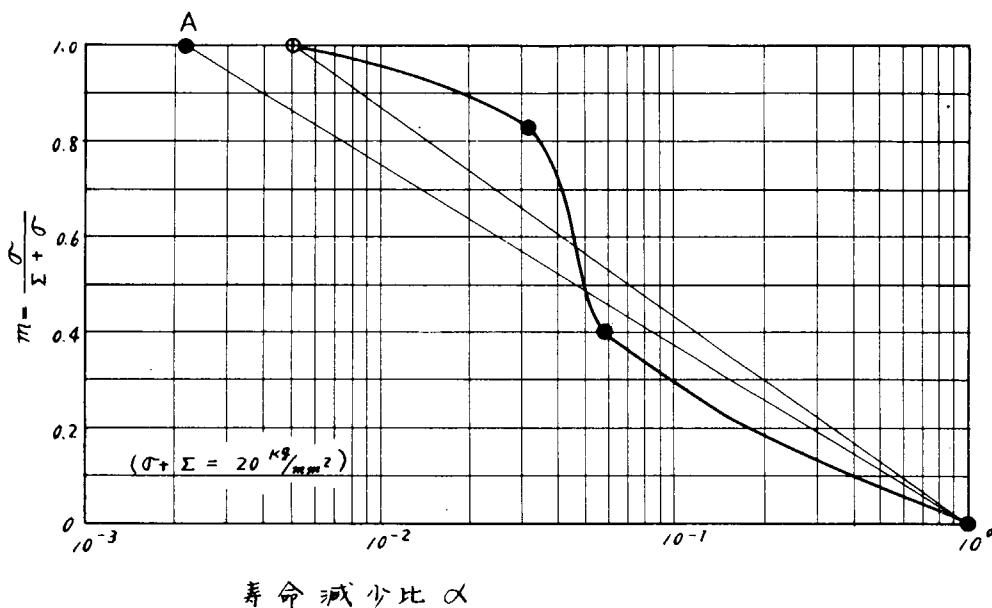


図 2.16 $1/2$ Mo 鋳鋼の重畠波形による疲労試験結果 (500°C)
SR100 43年度 (三菱長崎)

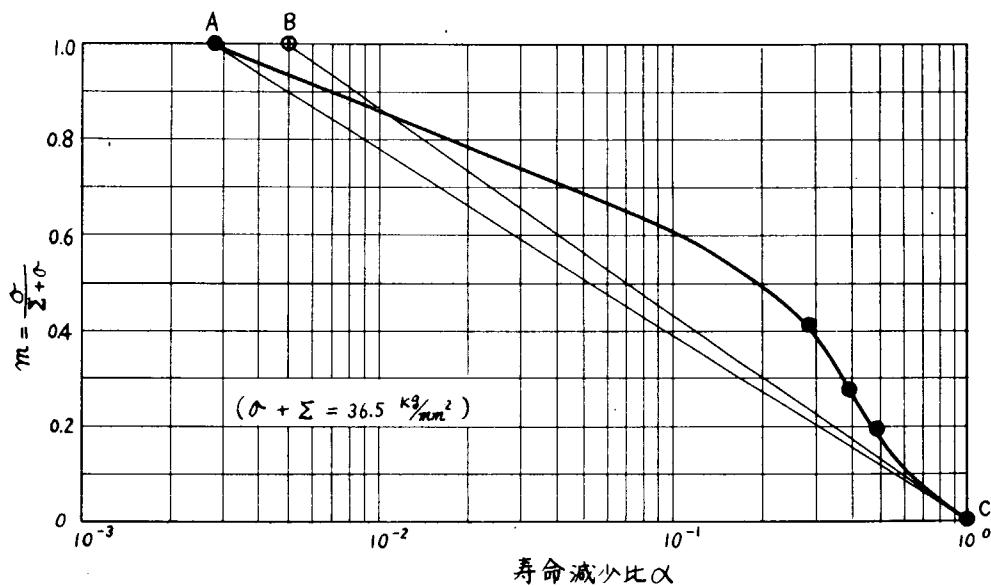


図 2.17 $1/2$ Mo 鋳鋼の重畠波形による疲労試験結果 (常温)
SR100 43年度 (三菱長崎)

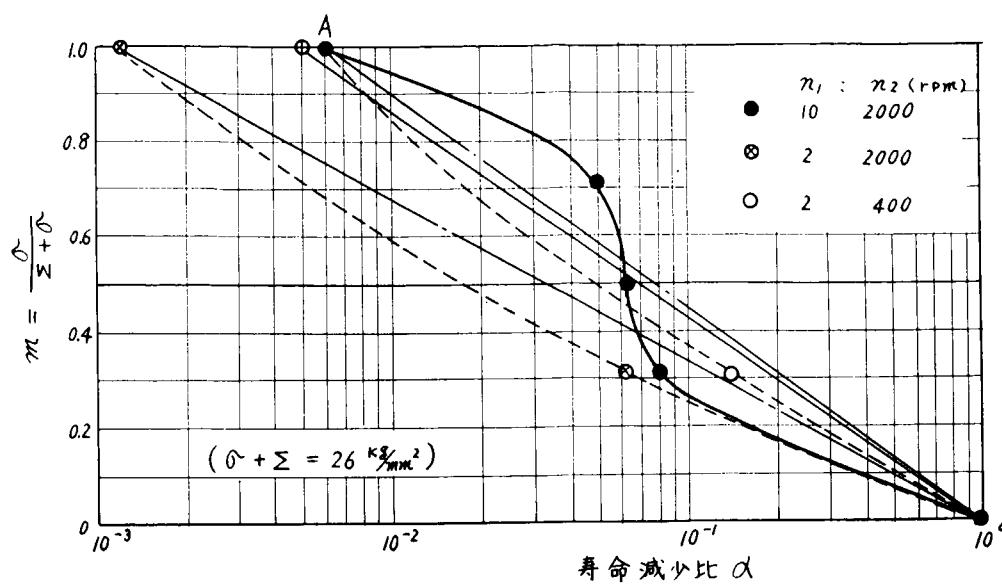


図 2.18 $1/2$ Mo 鋳鋼の重畠波形による疲労試験結果（常温）
SR100 43年度（三菱長崎）

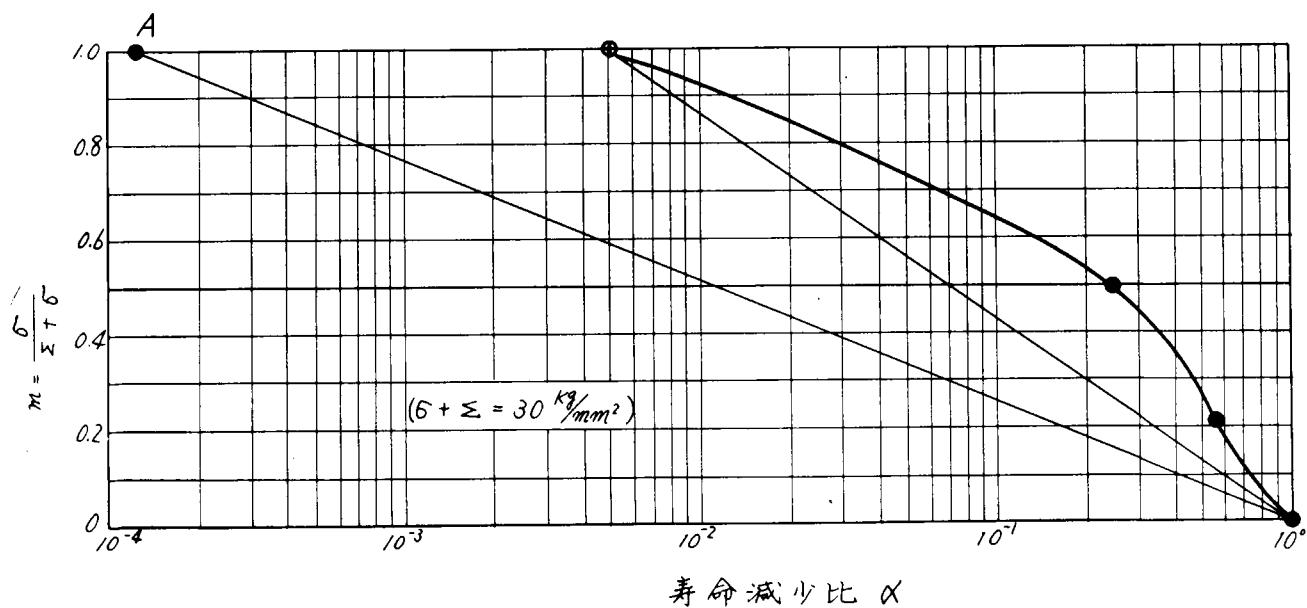


図 2.19 $1/2$ Mo 鋳鋼の重畠波形による疲労試験結果（500°C）
SR100 43年度（三菱長崎）

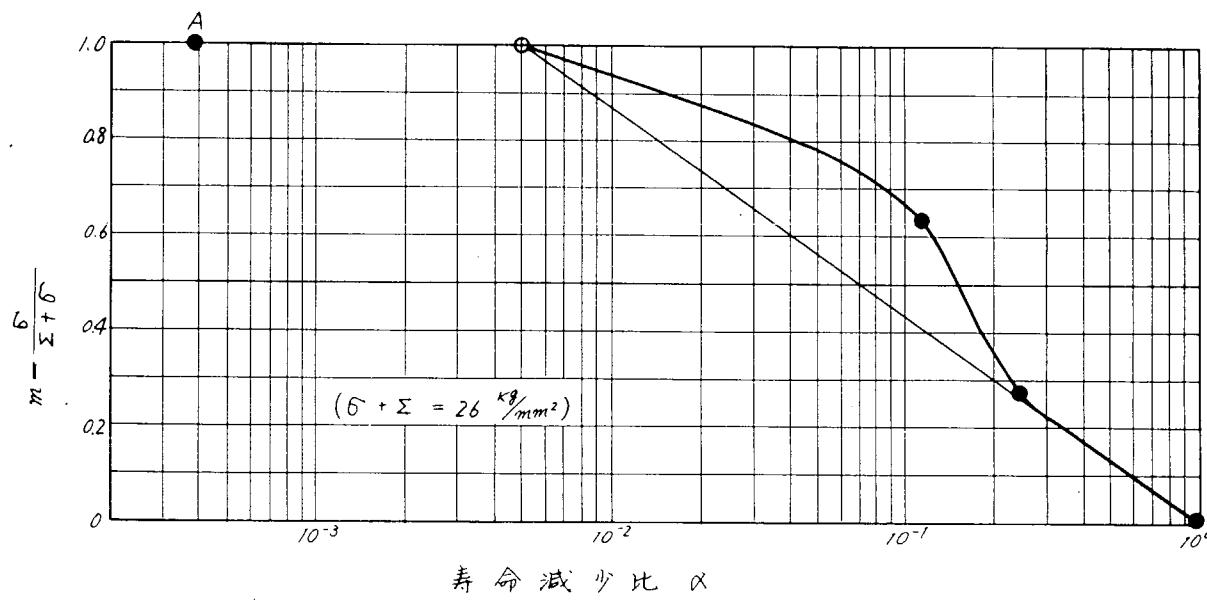


図 2.20 $1/2$ Mo 鋳鋼の重畠波形による疲労試験結果 (500°C)
SR100 43年度 (三菱長崎)

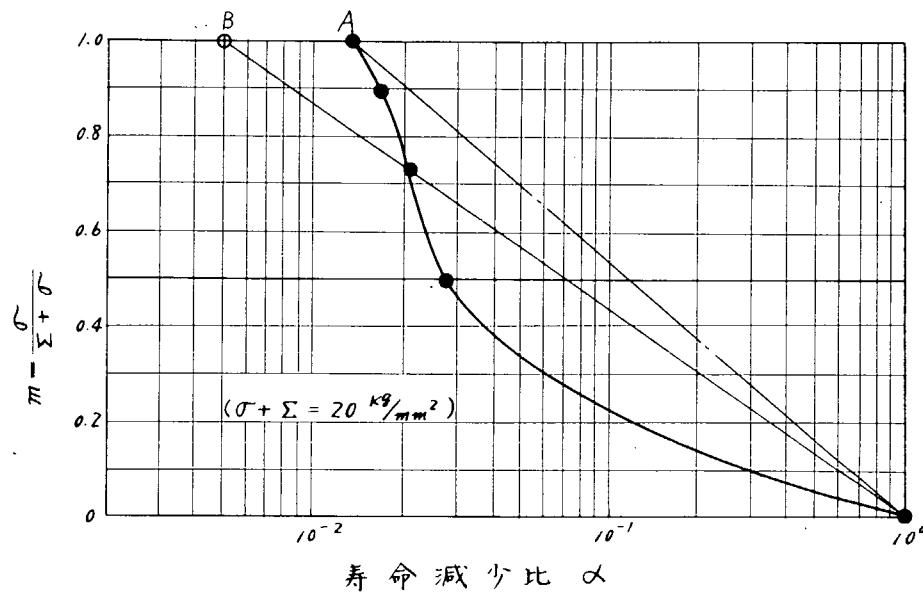


図 2.21 $1/2$ Mo 鋳鋼の重畠波形による疲労試験結果 (常温)
SR100 43年度 (三菱長崎)

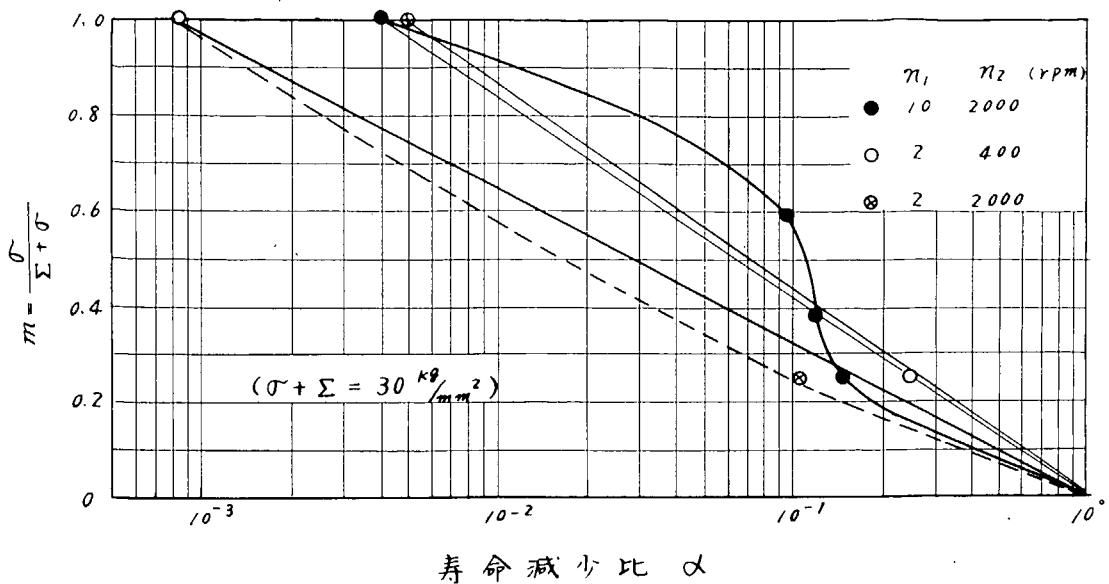


図2.2.2 $\frac{1}{2}$ Mo鉄鋼の重畠波形による疲労試験結果（常温）
SR100 43年度（三菱長崎）

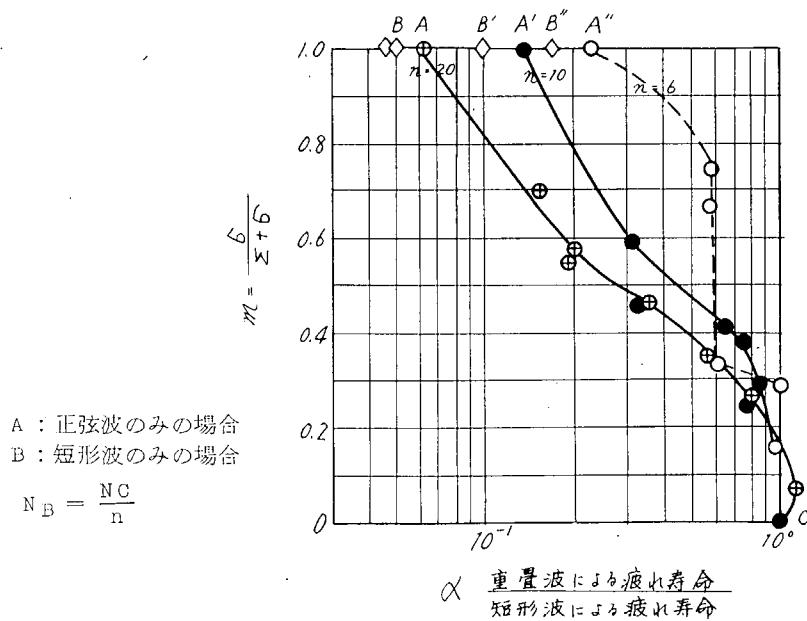


図2.2.3 S 10 C材の重畠波形による疲労試験結果
山田、北川 材料研究連合講演会(43.9)P.135より

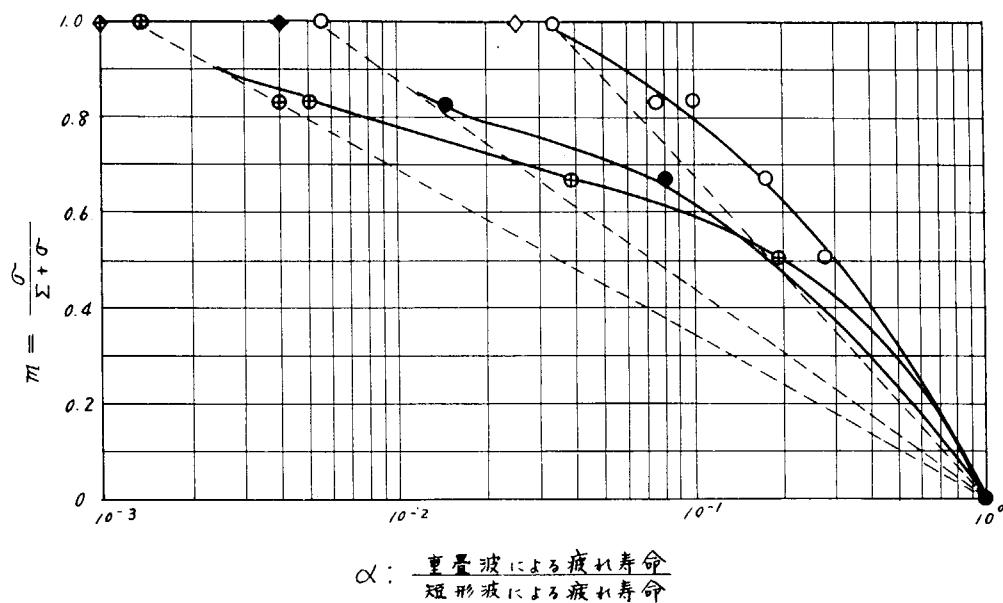


図 2.2.4 S 20 C 材の重畠波形による疲れ試験結果
山田、北川 第12図 材料研究連合講演会(43.9) P.136より

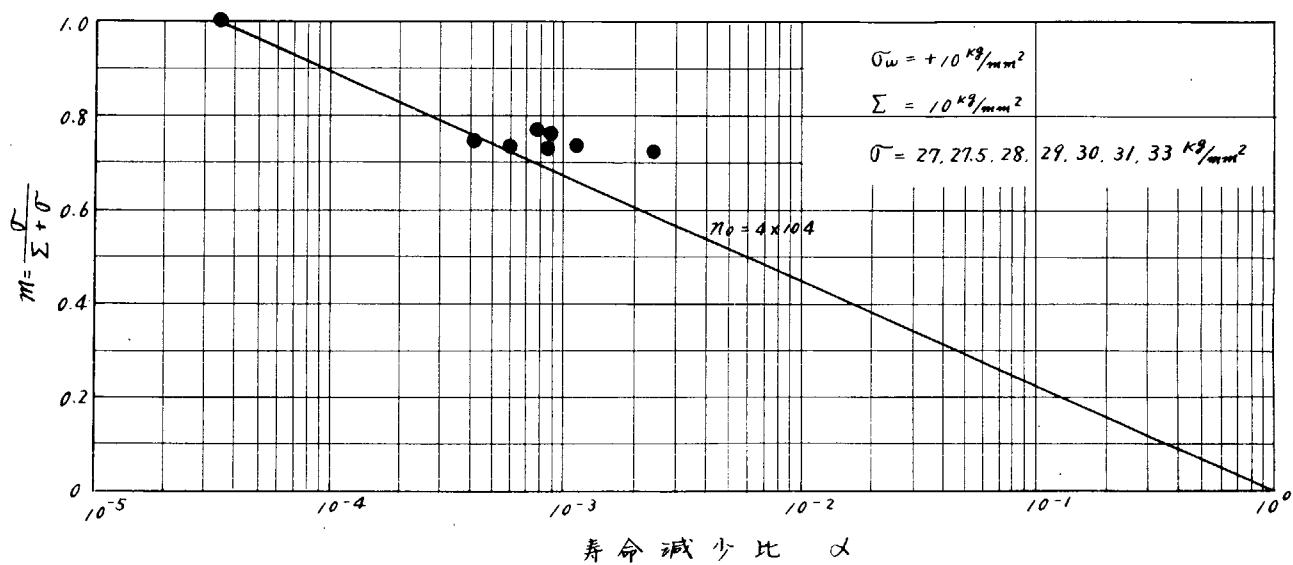


図 2.2.5 S 20 C 材の重畠波形による疲れ試験結果 山田、北川 P.136 第5図より
(基準S-N曲線を $\sigma_w = +10 \text{ Kg/mm}^2$ とつたとき)

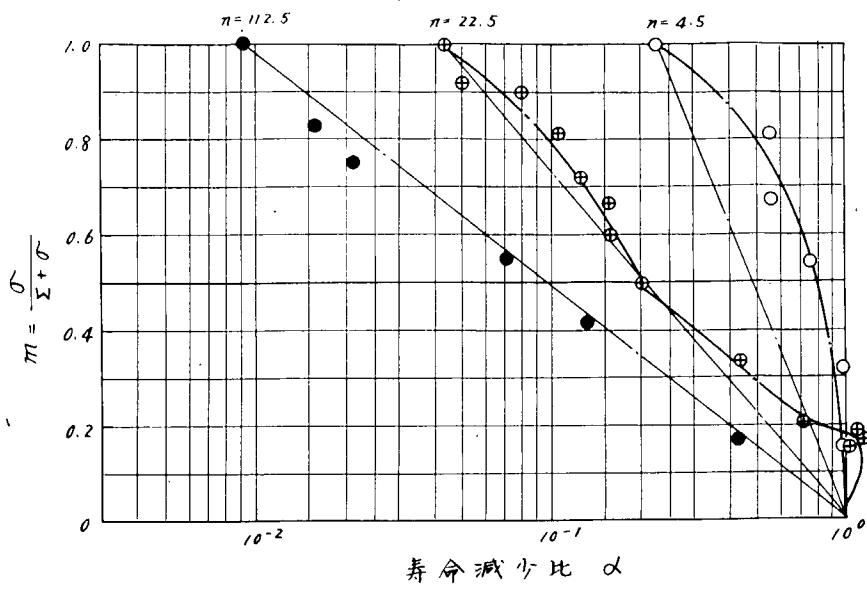


図 2.2.6 軟鋼材の円形断面重畠波形による疲労試験結果
(小谷、鯉淵による)

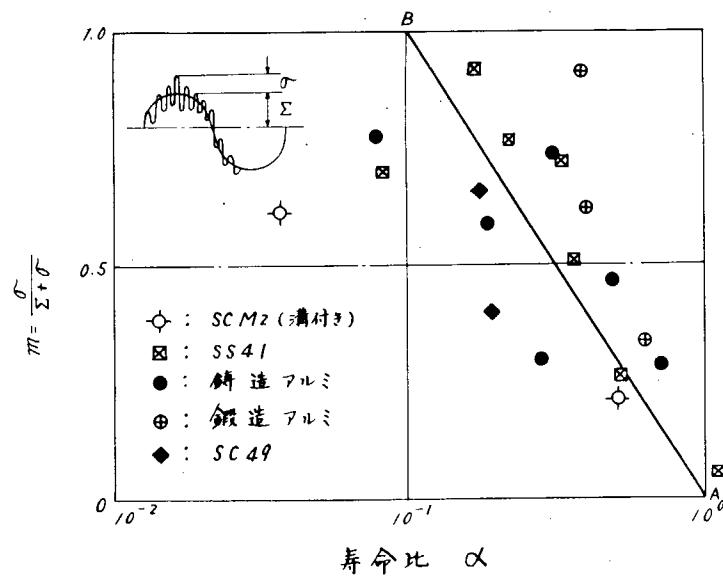


図 2.2.7 重畠波形による試験結果(中村、伊藤、西村、堀川)
関西支部、第222回(S44-6)P.31

2.7 今後の問題点

今回行なつた実験および寿命推定法と実例との照合によりディーゼル機関燃焼室壁の疲労強度に対する若干の知見を得た。今後さらにこの問題について有益な資料を得、燃焼室壁の強度についての信頼性を高めるに必要な問題点についてまとめてみることにする。

- 1) 重畠波において ($\Sigma + \sigma$) を一定に保ち、 m を種々に変化させたときの相互の効果について。
- 2) 一次波に重畠する二次波の数を $10^4 \sim 10^6$ 回のオーダにしたときの寿命減少について。
- 3) 高温、常温と温度雰囲気を変動させた状態での重畠波の疲れ試験。¹⁶⁾
- 4) 図 2.5 の各応力パターンにおいて比較的実験資料があるのは(f)図と(g)図の場合である。(h)図については最近資料が蓄積されつつあるが他については非常に少ないか、または全くないと考えてよい。さらに、同一材料、同一試験機による各パターンについての資料が皆無である。
- 5) 引張、圧縮と平面曲げ、大形試片と小形試片等のように相互の関係がほとんどわかつていない。
- 6) ピストンクラウンの応力分布の解析結果、または実験の応力測定、さらに実際に問題があつた場合についてまとめた資料の入手が困難である。

2.8 まとめ

ディーゼル機関燃焼室壁の強度に関する研究の一部分を依頼され、その第1年度として熱応力と機械応力の重畠した応力状態の近似パターンとして、一次波および二次波がともに正弦波である重畠波形による簡単な疲れ試験を $1/2$ M○鉄鋼材で作つた平面曲げ試験片を用いて行なつた。

さらにこの結果の一部分を用い疲れ寿命推定の一方法について述べ、実例との照合を行なつた。その結果まだまだ多くの残された問題はあるが、この1年で次の結論が得られた。

- 1) 一定応力振幅の試験では時間寿命にかなりのばらつきが出た。これは鉄鋼特有の現象と考えられる。60%と30%では両者の差はばらつきの範囲に入る。
- 2) 重畠波形の疲れ試験では一次波の繰返し数にして 2×10^4 より短い領域しか実験を行なつていないが、一定応力振幅のときよりも寿命は短くなる。そしてこの寿命の減少は等価繰返し数法の A-B 線でもつてほぼ推定することができる。
- 3) 周波数比 $1/20$, $1/200$ の2種類の間には、ばらつきを考慮すると、決定的な差は認められない。
- 4) 平均応力一定の場合に比して、平均応力が変動すると考える重畠波の場合、寿命が短くなるので注意する必要がある。
- 5) 疲れ寿命推定の一方法の大筋について述べ、この方法により実例と照合した結果、計算方法によつて発停の回数が大きくばらつき、現段階ではこの方法の適否については不明である。今後この種の実例との比較例を増して全体的傾向をつかむ必要がある。

参考文献

- 1) 中村、湯田、関田、渡辺； 材料試験 Vol. 10 No. 99 (昭36-12) P. 110
- 2) 中村、田村、渡辺； 材料試験 Vol. 10 No. 99 (昭36-12) P. 972
- 3) 山田、北川； 材料 Vol. 13 No. 131 (昭39) P. 619
- 4) 山田、北川； 機論 Vol. 34 No. 267 (昭42-11) P. 1,848
- 5) 田中(道)； 機論 Vol. 33 No. 249 (昭42-5) P. 699
- 6) 中村、伊藤、西村、堀川； 機講論 関西支部 第222回 (昭44-6) P. 31
- 7) 中村、堀川、藏田； 機講論 関西支部 第223回 (昭44-11) P. 7
- 8) 中村、伊藤、西村、堀川； 川崎技報 No. 35 (1969-10) P. 17
- 9) 中村、田中； 機論 Vol. 32 No. 244 (昭41-12) P. 1,755

- 10) 鯉淵：機講論 No.188 (昭43-4) P.61
- 11) 鯉淵、山根：機論 Vol.34 No.258 (昭43-2) P.261
- 12) 日本造船研究協会：S R I O O 昭-43年度 報告書 P.7
- 13) 中村、田中：機誌 Vol.72 No.610 (昭44-11) P.1464
- 14) 蔦：機講論 関西支部 第45期 (昭45-3)
- 15) 中村：川崎技報 No.33 (昭43-10) P.47
- 16) H. NAKAMURA, T. FUJII, K. MIZUKAWA and Y. YOSHIMURA, Proc the Twelfth Japan Cong Materials Research, 1969, P.69

3. 船用ディーゼル機関用排気弁の耐久性向上に関する研究

3.1 目的

中・大型ディーゼル機関の排気弁の作動条件は、高出力化に伴なう熱負荷の増加および粗悪化する燃料油などのために、ますます厳しくなりつつあるが、機関の長期無開放、運転の無人化の趨勢に鑑み、その耐久力向上、なかでも排気弁の焼損対策が強く要望されている。

そこでいろいろ研究が行なわれているようであるが、現象が複雑なため原因究明の系統的な研究よりも実機を対象とした応急対策的な試験が多い。したがつて焼損現象そのものについてはほとんど分つておらず、そのため実機対策試験も期待する効果をおさめていないように思われる。

よつて本研究では、まず実船調査によつて排気弁の焼損過程を明らかにし、その結果にもとづいて焼損現象の究明または対策試験に適する試験機ならびに試験法計画し、昭和46年度以降の排気弁焼損対策のための研究方針を確立する。

3.2 焼損原因の調査および理論解析

3.2.1 実船調査結果

(1) 焼損原因

排気弁の焼損には影響する因子が多く、それぞれの影響度は機関によつて異なるように思われる。

そこで、低質燃料油を使用する中型（トランク型6船）、大型（クロス型3船）ディーゼル機関の排気弁を調査し、おもな焼損原因について図3.1のような結果を得た。図はそれぞれの因子が焼損に影響する経路を示したもので、焼損の直接の原因として、剥離、腐食、摩耗、凹痕および変形などが考えられる。以下それについて説明する。

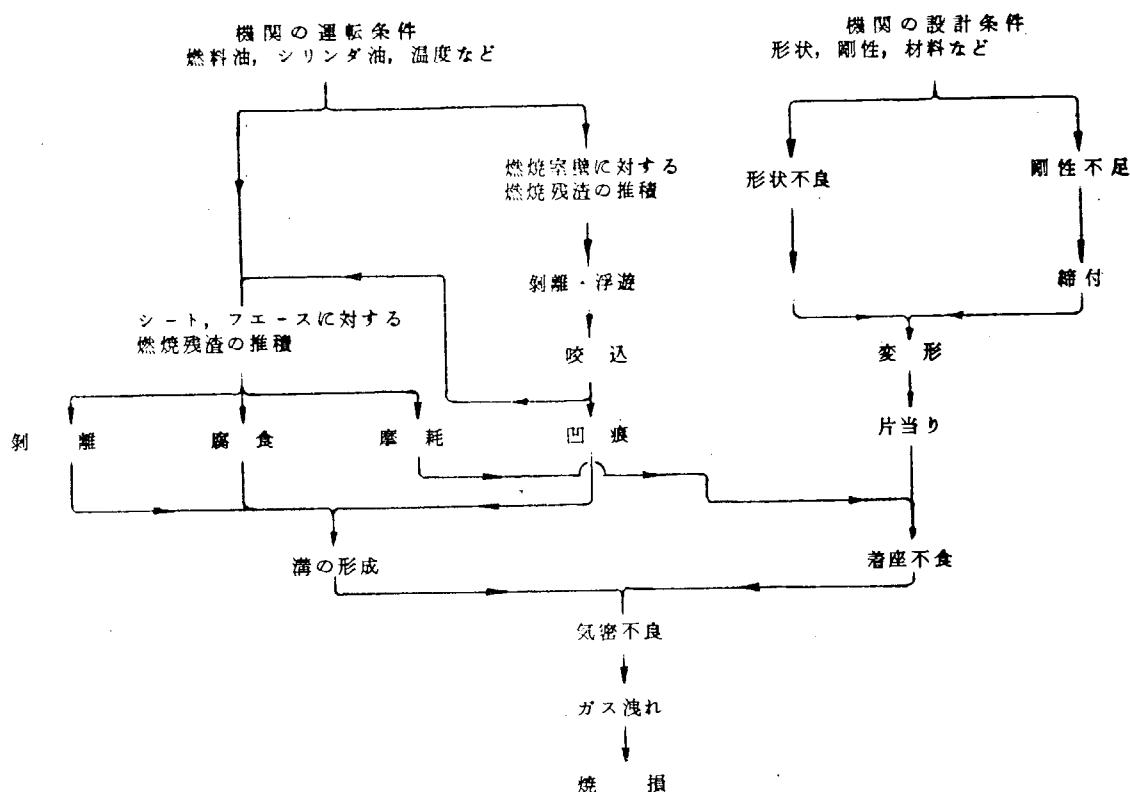


図3.1 排気弁焼損の主要経路

(a) 剥離

写真3.1は、汚れの甚だしい排気弁の例でフェースに対する燃焼残渣の堆積状況を示す。堆積物は部分的に剥離している。この機関の排気弁で焼損の例はないが、このような剥離によつて溝が形成されれば燃焼ガスが吹き抜け焼損を招く恐れがある。

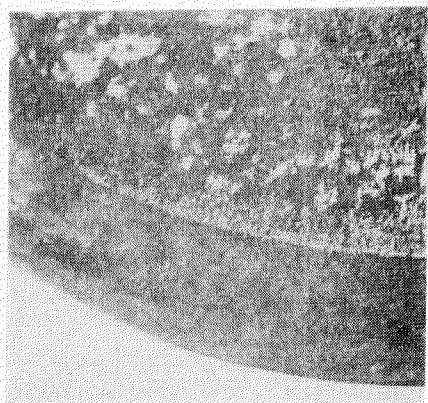


写真3.1 堆積残渣の剥離状況

(b) 腐食

腐食には低温腐食と高温腐食、いわゆる硫酸腐食とバナジウムアタックがある。硫酸腐食は機関の起動停止時に発生し、バナジウムアタックはシートおよびフェースの温度が600～650°C以上になると急速に増加するといわれている。中・大型ディーゼル機関の排気弁の作動温度は、この付近にあるため硫酸腐食やバナジウムアタックの可能性がある。しかし今回調査した限りでは、シートやフェースが明らかに腐食されていると判断できるものは皆無であつた。

ただし、作動温度が最も高いかさおもてにはバナジウムアタックの兆が見られたものもある。また、水冷型の排気弁使用のものにはシート付近に低温腐食を生じていたものがあつた。

(c) 摩耗

シートおよびフェースが摩耗して着座不良になり焼損することがある。写真3.2はフェースの摩耗による凹みの計測例である。このような摩耗はシートおよびフェース材が不適当な場合に多いようである。

写真3.3は摩耗による凹みがもとで生じた焼損の例である。

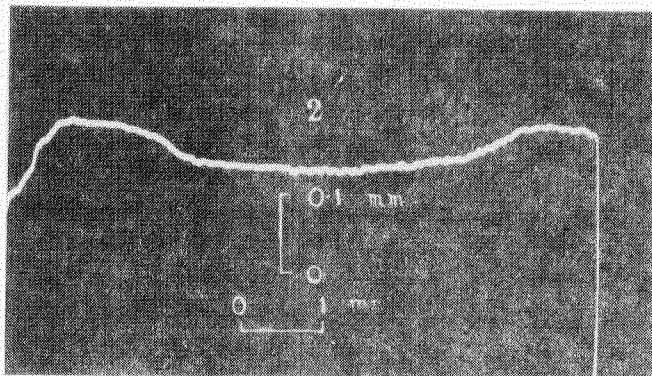


写真3.2 フェースの摩耗

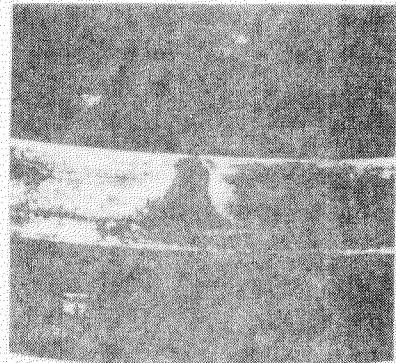


写真3.3 摩耗による焼損

(d) 凹痕

ある時間使用した後のシートやフェースにはほとんど例外なくあばた状の凹痕が生じ、その直径は2～3mmから4～5mmに及ぶことがある。写真3.4は、このような凹痕が連なつてまさに吹抜けようとしている例である。この凹痕の発生原因についてはかみ込み・摩耗、腐食などが考えられているが凹みの状況などから燃焼残渣のかみ込みによる圧痕ではないかと思われる。

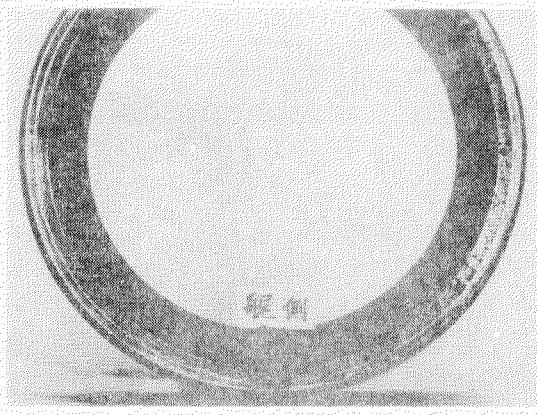


写真3.4 シートの凹痕

(e) 片当たり

熱や締付力によって、弁および弁座に不均一な変形が生じるとシートとフェースの間にすき間ができる焼損す

ことがある。

このような場合の焼損は比較的広い巾で吹き抜けたり、方向性があるなど、機関の運転条件に起因する(a)～(d)の場合とは区別できことが多い。写真3.5はこのような片当たりが原因と判断される例でかなり広い巾で吹き抜けようとしている。

なお、シートとフェース間に異物をかみ込み、気密不良になる場合の焼損も類似の形態をとるものと推定される。

以上が実機調査の結果から推定された排気弁のおもな直

接的原因であるが、このような原因を支配する因子がなんであり、それらが焼損とどのように結びついているかの詳しいことはほとんど分っていない。しかしいずれにしても、図3.1に示すとおり、原因が機関の設計条件にある場合を除けば、焼損現象は燃焼室壁およびシート、フェースに堆積する燃焼残渣の挙動に帰することができる。この燃焼残渣の生成およびその焼損との結び付きは、機関の形式および運転条件によつて異なるはずで、この辺の状況把握が焼損対策に通じるものと考えられる。

(2) 燃焼残渣の分析

燃焼残渣は排気弁の焼損と密接な関係にあるため、今後いかなる試験装置で焼損対策のための研究を行なうにしても、焼損に係る燃焼残渣の主要成分が、中・大型ディーゼル機関のそれと大巾に異なることは許されないであろう。

そこで、まず、今後の試験の基礎資料として舶用の中・大型ディーゼル機関を中心に燃焼室壁および排気弁周りに堆積した燃焼残渣を分析した。

表3.1 各種機関の燃焼残渣の分析

機 型	燃 料 油 粘度RW150°C S 分 %	シリンダ油 TBN mgKOH/g	符 号	PH 0.1g/100ml	V ₂ O ₅ %	Na ₂ O %	Fe ₂ O ₃ %	CaO %	S O ₃ %	C 未燃 %
大 型	470~620	2.5~2.8	50	①	4.8	1.1	0.9	1.6	33.7	54.7
				②	2.5	10.4	15.1	5.2	5.6	38.4
				③	4.0	5.9	7.4	1.8	18.6	34.8
				④	2.7	2.5	1.4	0.6	34.3	55.0
				⑤	2.5	5.3	1.5	5.2	15.2	35.0
				⑥	2.0	6.2	1.4	3.5	3.4	20.5
中 型	200	2.5	40	①	5.6	1.2	0.3	2.8	29.9	48.8
				②	4.6	12.4	1.2	4.2	18.2	46.0
				③	4.1	2.1	0.4	2.2	19.9	61.7
				⑤	4.1	2.1	0.9	1.6	31.5	45.0
				⑥	3.0	1.4	0.4	2.0	2.3	79.2
				②	4.9	16.1	9.6	16.7	12.1	31.3
ホルネス機関	500	3.0	70	③	3.4	2.9	1.1	2.3	34.3	57.0
				④	3.1	4.9	2.9	7.6	23.1	41.6
				⑥	2.6	1.3	0.8	1.5	12.5	55.6
				④⑤⑥	2.9	1.5	1.5	2.3	7.5	19.4
小 型	500	3.0	70	燃料 C重油(500×3%)+10%潤滑油(70° ^{TAN})	5.3	1.0	1.0	4.2	35.7	52.4
				バーナ直後 ダクト内	6.5	1.3	0.6	1.0	35.8	43.0
重油燃焼器										

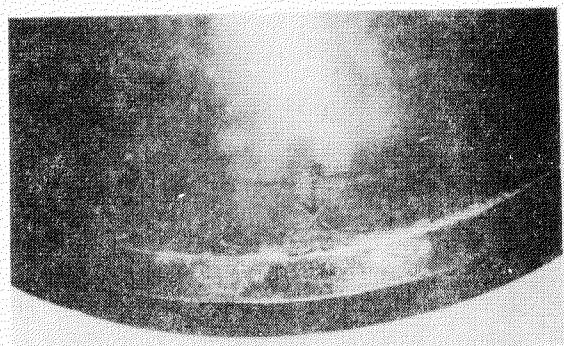
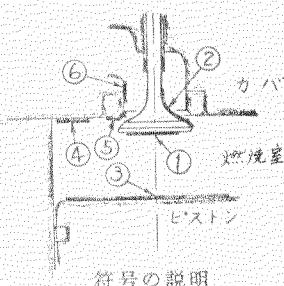


写真3.5 片当たりによる焼損



符号の説明

表3.1の大・中型はその分析例である。表示するとおり燃焼残渣の成分は採取位置によつて大巾に変つている。また、ほとんど同じような運転実績の同型機関でも分析結果にはかなりのばらつきが見られた。表3.1に示すとおり実機の燃焼残渣の特徴は次のとおりである。

- 1) 符号②に堆積する燃焼残渣には V_2O_5 , Na_2O の含有率が高い。
- 2) 符号①, ③, ④には比較的に多量の CaO , SO_3 が含まれる。
- 3) 符号⑤, ⑥には多量の未燃炭素が含まれる。

3.2.2 燃焼生成物試験

排気弁の焼損にはさきに述べたとおり燃焼生成物が大きく影響する。そこで、今後の排気弁の試験装置の指針をうるため、ボルネス機関程度のクロス型機関、小型ディーゼル機関および重油燃焼装置で重油燃焼試験を行なつた。その試験の燃焼生成物の分析結果を表3.1に併記する。なお、小型機関の場合はシステム油の代りにシリンダ油を使用した。この基礎試験の結果からボルネス機関では、ほぼ中・大型機関なみの結果の見られるとことがわかる。しかし、小型ディーゼル機関および重油燃焼器では、燃焼残渣の成分が実機と一致しない上に、今後の排気弁焼損研究のための試験装置としては、次のような不具合点のあることがわかつた。

1) 小型ディーゼル機関の場合

- I) 燃焼残渣の堆積量が少なく、分析が困難。
- II) 予燃焼室が閉塞し、耐久力試験ができにくく。
- III) 弁周りの改造代が少ない。

2) 重油燃焼器の場合

この装置は、重油燃焼器による燃焼ガスの通路に設けた排気弁を開閉して、その焼損状況を調べようとするものであるが、次のような理由でこの試験装置を採用することには不安がある。

- I) 重油燃焼器の燃焼生成物は粉状で粒度、硬さも実機の燃焼室壁および排気弁周りに付着した燃焼生成物とは大巾に異なる。よつて、重油燃焼器では、所期の燃焼生成物を任意に生成できる期待が持てない。
- II) シート・フェースの凹痕、摩耗、変形や付着物の剥離が焼損の原因である場合には筒内ガス圧によるシート・フェースの強い圧着力を無視することはできない。この点からもこの装置で実機の焼損過程を再現することは困難なようと思われる。

以上の試験結果などから中・大型機関の排気弁の焼損に関する試験を行なうためには、少なくともボルネス機関程度の試験装置が必要であり、小型ディーゼル機関、重油燃焼器使用の場合は実験上不具合を個所のあることが分つた。

3.3 実験計画の作製

昭和45年度の調査および予備試験の結果に基づき、3.4に述べるような実験機関を計画した。昭和46年度以降、この実験機関を使用し下記の各種試験を行ないたい。

(1) 弁棒、弁座の作動温度

弁棒、弁座の作動温度は焼損に関与するほとんどの因子に関係することが考えられる。よつて、弁棒、弁座の温度を計測しシート温度と焼損の関連性について調べる。なお、弁棒、弁座の温度は水冷却その他で制御する。

(2) シートフェースの形状

シート角、シートフェースの当り巾は経験によつているところが多く、定まつた設計法はない。よつてこれらの焼損に対する影響について実験する。

(3) 排気弁の変形

弁棒、弁座、弁筒などが機械応力、熱応力のために変形し、焼損することがある。よつて、弁の寸法、形状を変え変形の影響を調べる。

(4) 弁棒、弁座材料

弁棒は、耐熱鋼のフェース部にステライト材を溶接することが多い。この他にも各種使用されているが、これに組合せる弁座にはさらに多くの材料が採用されている。これらの材料は作動条件における機械的・化学的性質と材料相互の適性が重要であり、数種の材料とその組合せを変えた試験を実施して、弁棒、弁座材料の方向づけを行なう。

(5) 燃料油、シリンダ油

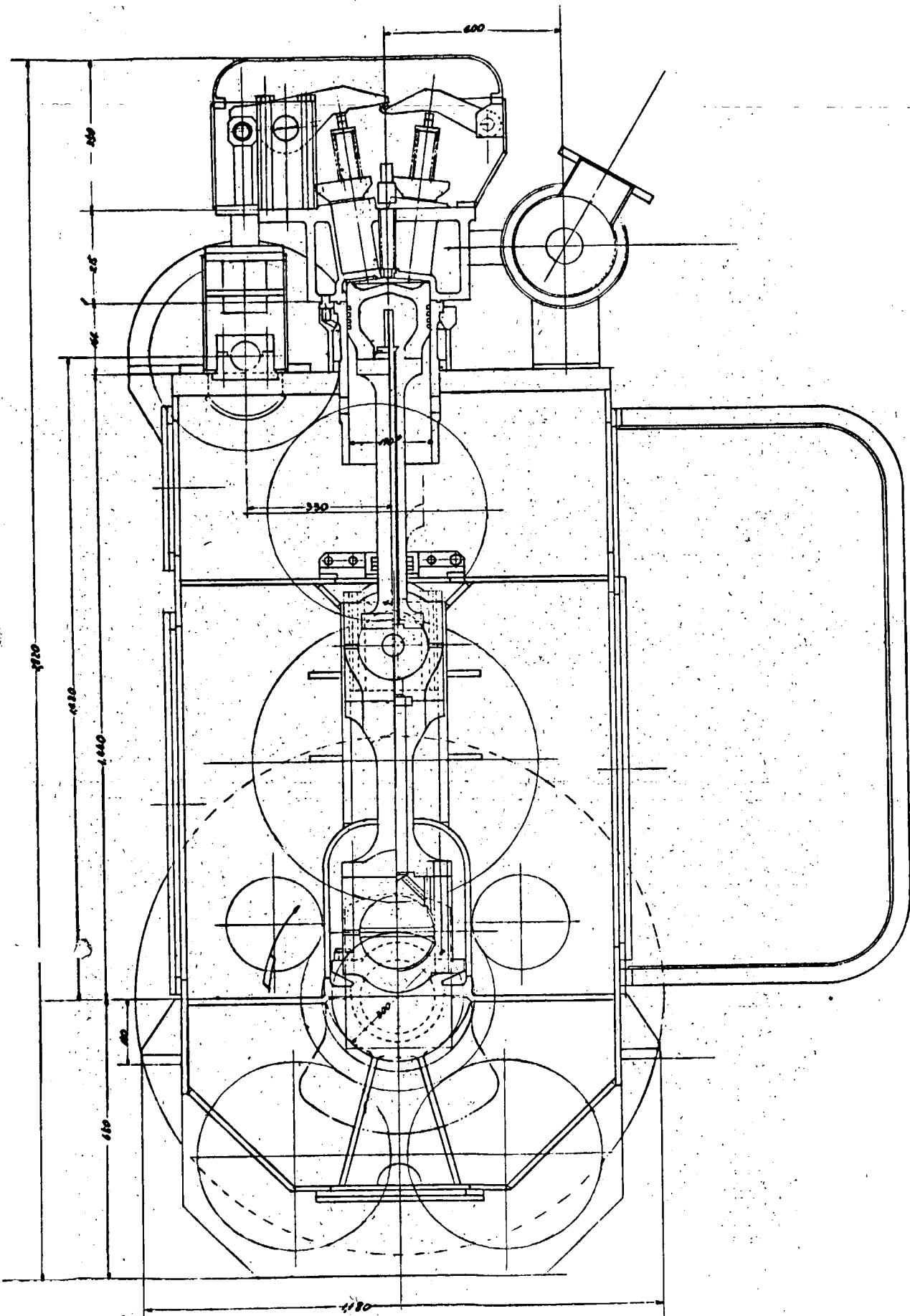
排気弁焼損に対し、燃料油、シリンダ油が著しく影響することは実船調査、その他から明らかである。しかし、油中に含まれている諸成分、ならびに油の使用条件と焼損の関係については全く分つていない。よつて、数種の油をえらび燃料油成分、清浄度、シリンダ油成分、注油量等の影響について調査する。

3.4 実験機関の設計

実船調査、重油燃焼基礎試験の総合結果として、排気弁の焼損対策試験には、少なくともボルネス機関程度の機関が必要なことはさきに述べたとおりである。なお、今後の機関はさらに出力増大の傾向にあり、それにつれてカバーまわりの熱負荷もきびしく、したがつて排気弁の使用条件もますますつらくなると予想される。しかし、市販の機関ではボルネス機関を含めて出力・ P_{me} が低く、将来のこととも含めた排気弁焼損対策試験機としては適当なものが見当らない。よつて本試験に最も適する機関を製作することにして N D T - C 型機関の基本設計を行なつた。その主要目を表 3.2 IC、全体図を図 3.2 IC 示す。

表 3.2 試験機主要目

型 式		2 サイクル・ユニフロ過給
ボア	mm	190
ストローク	mm	300
圧縮比		12.5
出 力	Ps	136
回転数	r pm	600
P_{me}	Kg/cm ²	1.2
Cm	m/sec	6
Ps	Kg/cm ²	1.5
P_{max}	Kg/cm ²	100
排 気 弁 数	個	4



後部より前部に向つて見る。

図3.2 N D T - C 19/30型 機関断面図

4. 音響解析による異常診断法の基礎研究

4.1 目的

従来、ディーゼル機関の性能異常を検知する方式としては、機関各部の温度や圧力等の諸量を測定するほか、聴覚によつて異常を検知する方法が大きなウェイトをもつているにもかかわらず、多分に乗組員の経験および勘にたよつており、客観的な異常音の検出方法がとられていないのでその検知システムについて実験的に基礎的検討を行なうものである。

4.2 研究の方法

研究の実施方法としては、テスト機関を用いて、燃焼不良、ガスもれ、動弁機構の異常のそれぞれの時期に発生する異常音を正常運転時の場合の発生音と比較して計測、解析するシステムについて実験的検討を行なつた。従来の調査データによれば、前記異常状態に発生する異常音は適切な検出位置の選択と、分析フィルタの選択によつて構成されたシステムによつて探知が可能であることがすでに判つている。

したがつて本研究では前記3件の異常に關して実験的な検知システムを設計して、実験的に基礎的検討を行なつた。

4.2.1 テスト機関

D E 8 2 8 V 3 B U - 3 8 V 型ディーゼル機関

4.2.2 実験項目

- (1) 正常運転
- (2) 燃焼不良；8気筒の中の特定の1気筒の燃焼停止
- (3) ガスもれ
- (4) 動弁機構の異常（検知システムのみ）

4.2.3 計測項目

音響、機関回転数、機関出力、過給機回転数、その他

4.2.4 検知システム

検知システムとしては受熱部材、摺動部材および衝撃部材の異常検知について次の方法により検討を行なつた。

(1) 燃焼不良の検知システム

このシステムは機関の燃焼異常時に発生する特定次数の周波数成分の振巾とその位相角を分析する技術を利用するものである。本テスト機関は従来の調査によると、排気音のスペクトルは図4.3のとおりである。図4.3の上図は全気筒が正常な状態のもので、下図はある1気筒のみ燃焼停止した状態のものを示している。これによると下図のほうには奇数次の成分の増加が顕著である。この事実に基づいてある奇数次の成分に着目して、その振巾の変化を調べれば燃焼停止が検出できるはずである。また、その成分の機関回転に対する位相関係を調べれば、どの気筒が異常かが判別できると考えられる。

以上の検知システムのプロックダイアグラムを図4.1に示す。図4.1において排気口に取り付けたマイクロホンで検出した音響信号を連続可変フィルタに導びく。このフィルタは機関の回転速度の変化に同期して、常に特定次数たとえば3次の周波数の成分の信号にのみ同調するように設計された帯域通過フィルタである。

この出力は整流して、電算機(IBM 1800型DACS)のアナログ入力端子に導びき、高速A/D変換されデジタル量として読み込まれる。

読み込み方式は機関に取り付けた2枚の歯車から発生させる回転パルス（ピストン位置がボトムのとき1パルス）とサンプリングパルス（1回転の現象を分割する）により、外部同期を行ないながら数回転分の現象を読み込む。電算機はあらかじめ記憶している基準パターンと読み込んだデータの比較を行ない異常を検出すると、ブザー、ランプ、プリント表示によつて警報する。

(2) 動弁機構の異常検知システム

このシステムはタペットクリアランスが過大時に発生する衝撃音を検出するものである。図4.4は従来のデータで、動弁機構近くの音を中心周波数が約6,000%の帯域フィルタを通してブラウン管に描かせたものである。これによると排気弁が閉鎖するタイミングで強いパルス状の波形がみられる。これが衝撃音と考えられる。

したがつて、このタイミングについてパルス波形の振巾を調べれば衝撃の強弱が判定できるはずである。

この検知システムのプロットダイアグラムを図4.2に示す。

図4.2において動弁機構の近くに取り付けたマイクロホンで検出した音響信号は、 $\frac{1}{3}$ オクターブ固定フィルタに導びく。このフィルタは中心周波数が約6,000%のものを使用する。電算機への読み解析、表示は(1)のシステムと同様である。

(3) ガスもれの検知システム

このシステムはカバー、排気管等からのガスもれを検知するものである。図4.5は従来のデータで、カバーの一部からのガスもれの音を中心周波数が約10,000%の帯域フィルタを通してブラウン管に描かせたものである。これによると着火のタイミングでかなり鋭い波形がみられる。これがガスもれの発生音と考えられる。したがつてこのタイミングについてこの波形の有無を調べれば、ガスもれが検出できることになる。

この検知システムは(2)のシステムと同様であるが、フィルタには中心周波数が約10,000%の連続可変フィルタを使用する。

本研究は、これらの各システムによる上記異常状態の検出の可能性について実験的検討を行なつたもので、実験に際してはブザー、ランプ等の警報は省略した。また動弁機構の異常検知システムとガスもれの検知システムとは、それぞれが着目する音響の周波数とタイミングに差があることを除けば、ほとんど同一の構造となるのでいずれか一方の装置を試作することにより、フィルタ周波数等を変更するだけで他方のシステムとしても使用し得る。

したがつて本研究では方式の異なる代表例として、燃焼不良検知システムとガスもれの検知システムをとり上げ試作検討した。

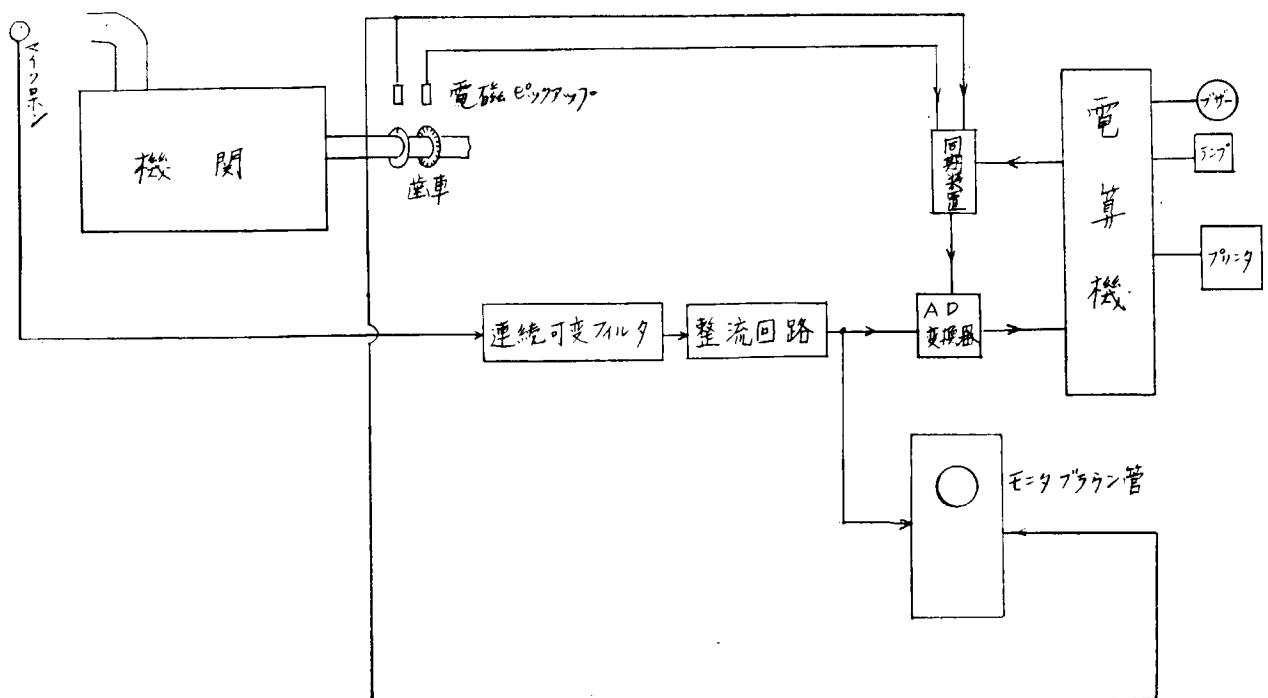


図4.1 燃焼不良の検知システム

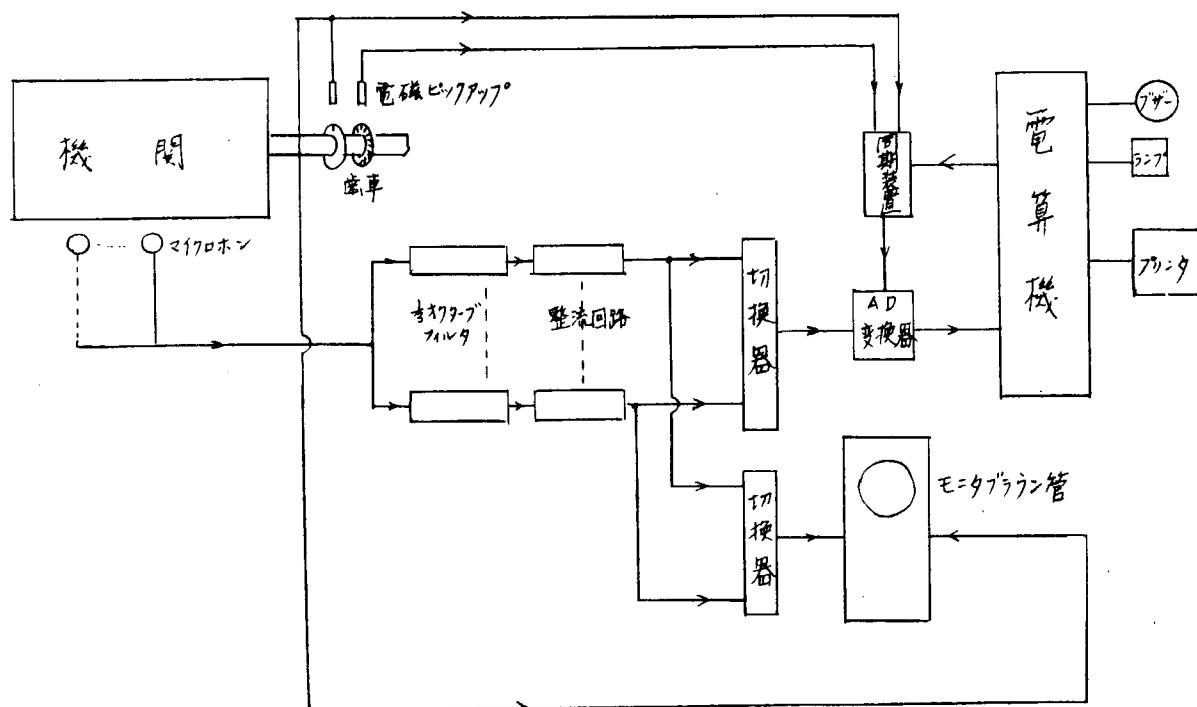


図 4.2 動弁機構の異常、ガス もれの検知システム

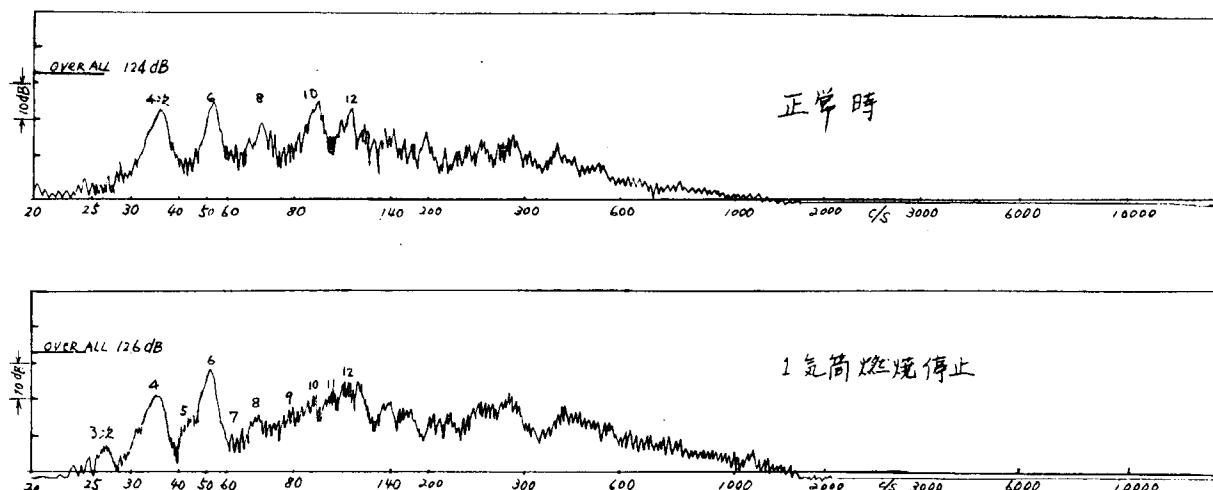


図 4.3 燃焼不良時のスペクトル

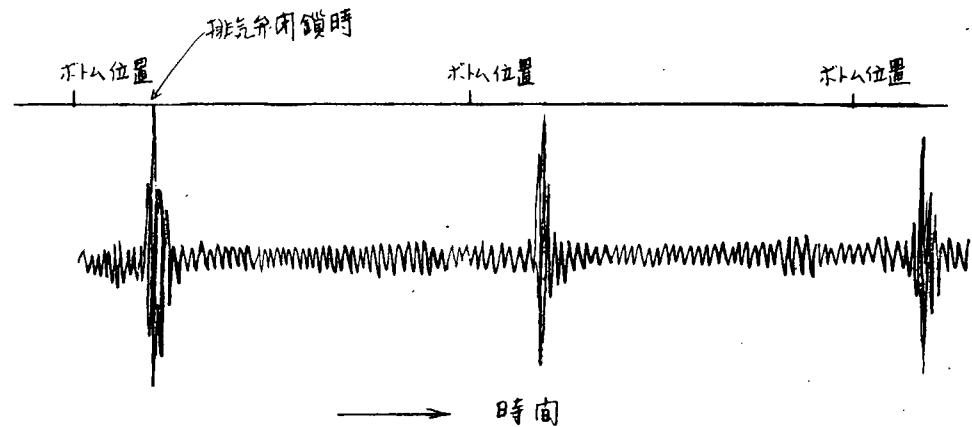


図4.4 動弁機構異常時の波形

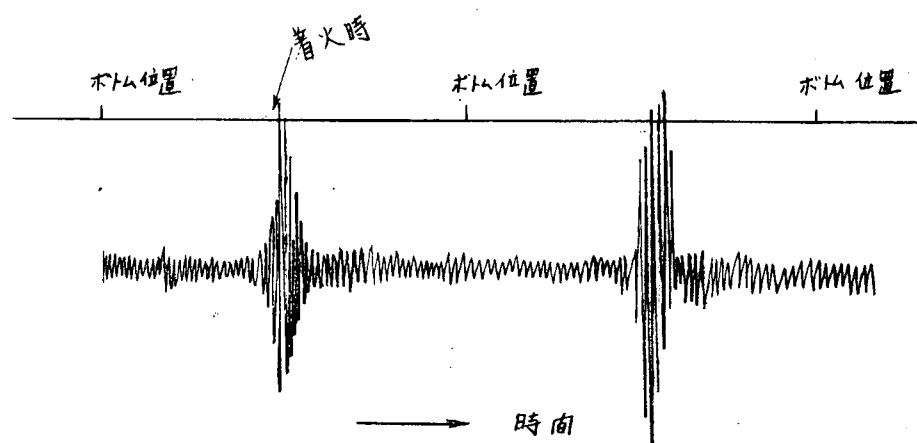


図4.5 ガスもれの波形

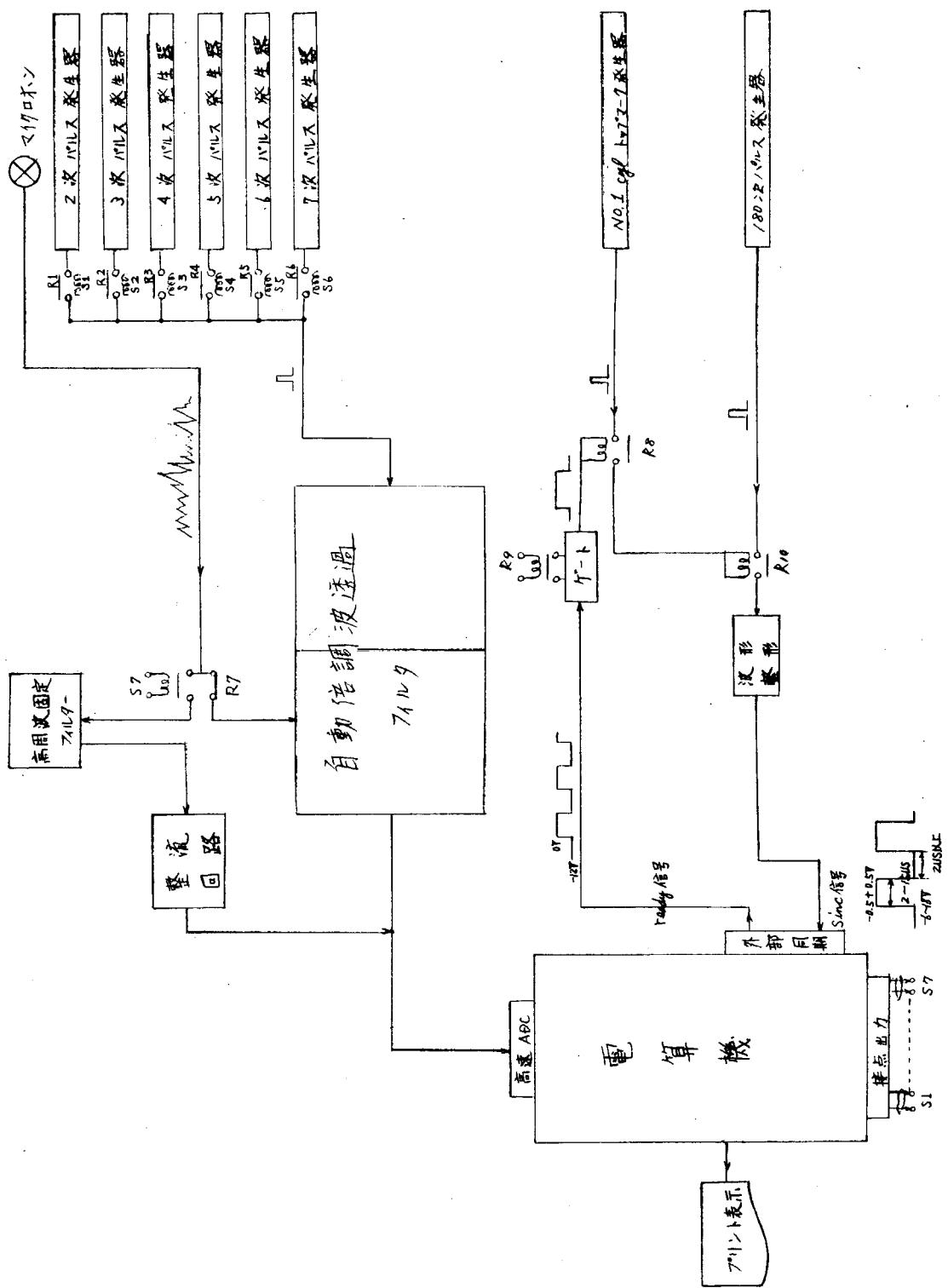


図4.6 音響解析による異常診断法の基礎研究プロトタイプアダラム

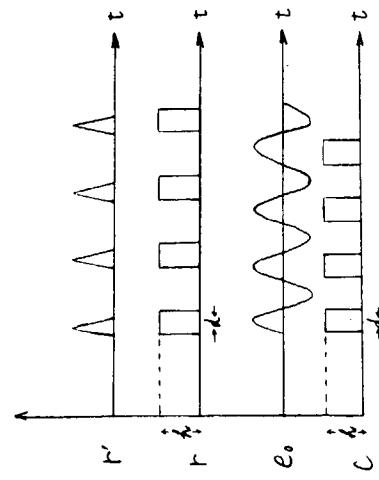
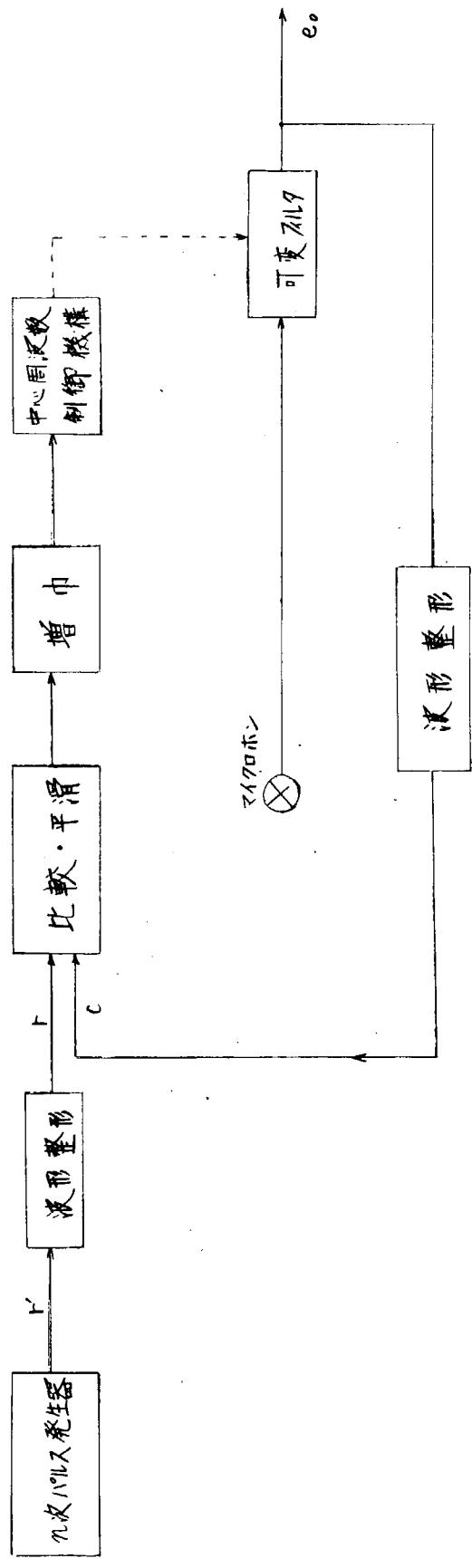


図4.7 音響解析による異常診断法の基礎研究 自動倍調波透過フィルタのプロセスダイアグラム

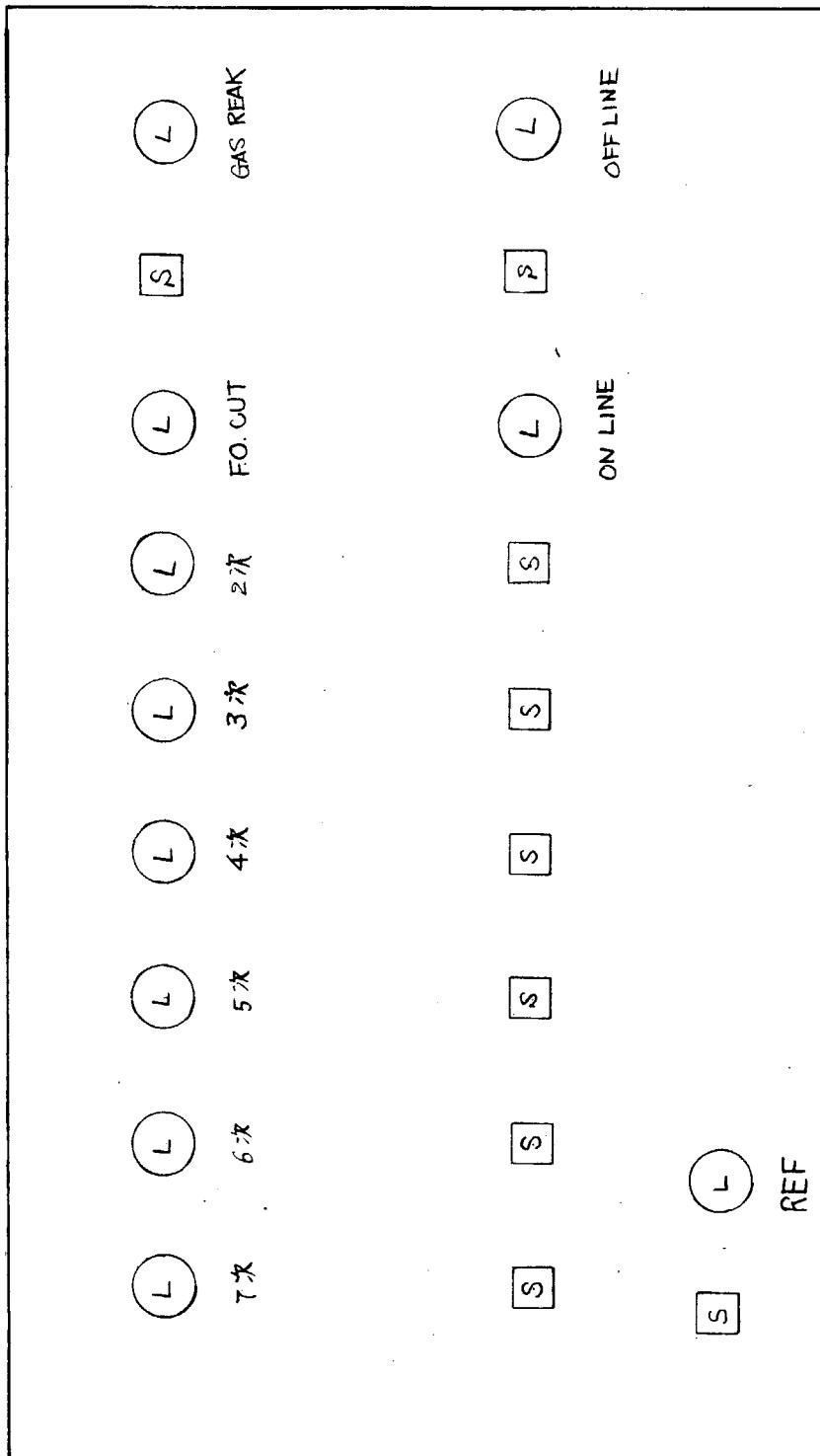


図 4.8 音響解析による異常診断法の基礎研究 モニタペネル

PROG #:

PROG 名:

PAGE; IN LEVEL

BLOCK name: SR113

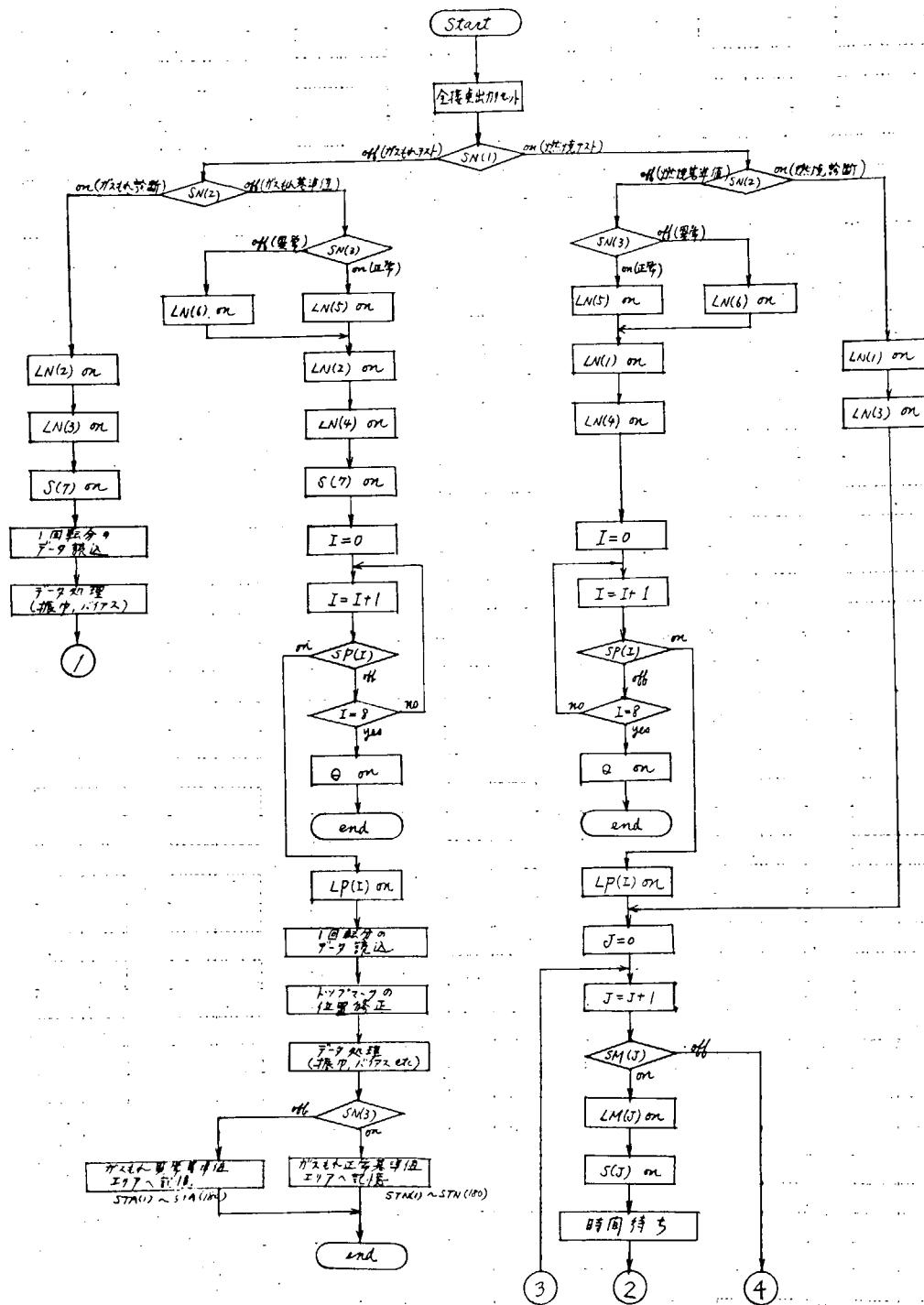
BLOCK 名:

CHART ID:

作成: 年 月 日 氏名:

所属:

修正: 年 月 日



PROG #:

PROG 名:

PAGE; IN LEVEL

BLOCK name: SR113

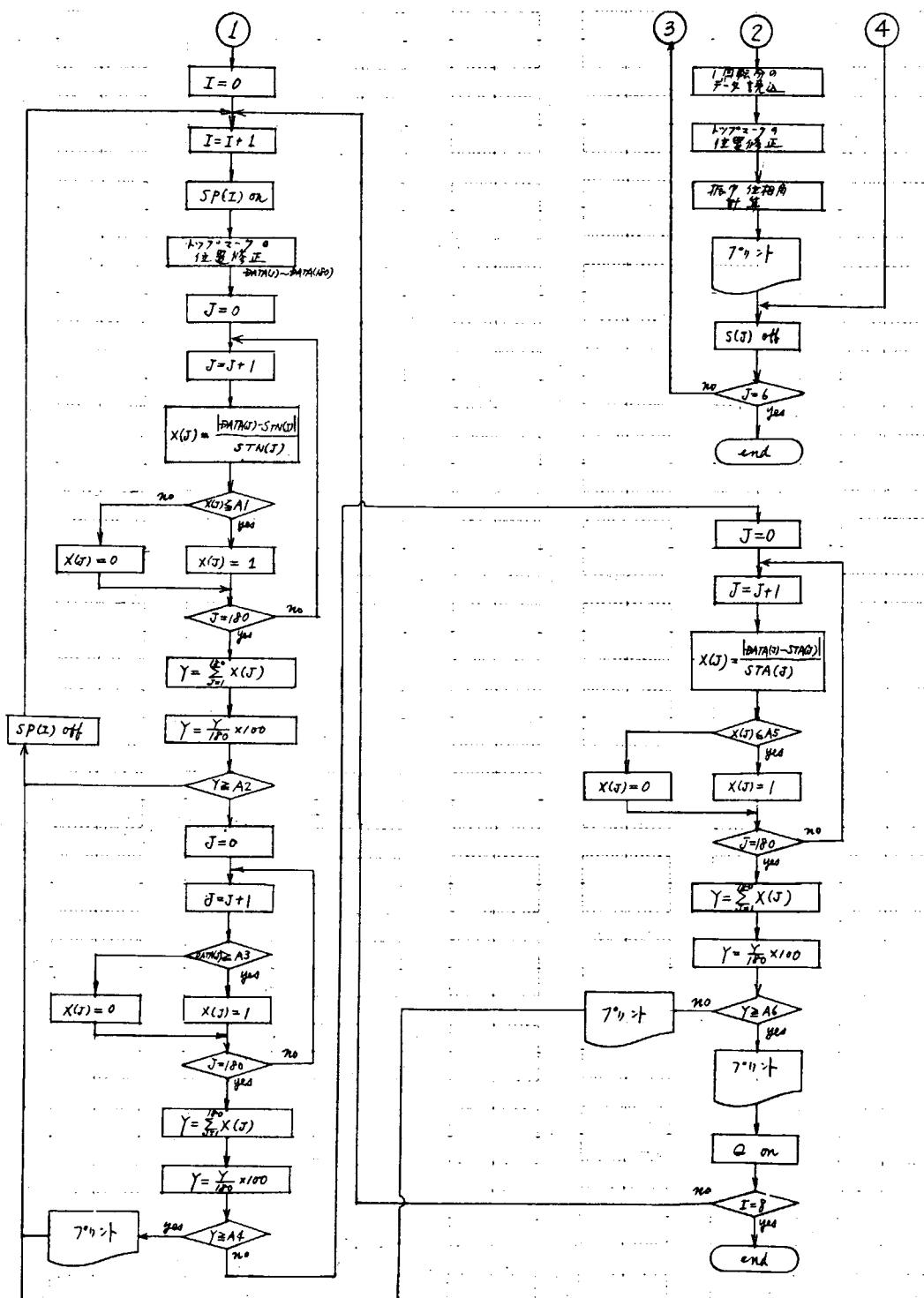
BLOCK 名:

CHART ID:

作成: 年 月 日 氏名:

所属:

修正: 年 月 日



4.3 計測器

表 4.1

名 称	型 式	メー カー
検出器(マイクロホン)	4131	ブリュエル・ケア(注参照)
騒音計	2107	"
分析装置 1式		自 製(注参照)
低周波自動フィルタ		
高周波 フィルタ		
パルス発生器		
外部同期装置		
整流回路		
電 算 器	1800	I.B.M.
プロセッタ	1627	"
テープレコーダ	NAGRA-III	ゾニード
スピーカ	PAX-20F	バイオニア
パワー アンプ	SM-803	バイオニア
シンクロスコープ	SS-5506A	岩崎
発振器	116	ウエーブ・テック

注1) 写真4.1～4.4に主な装置と測定状況を示す。

2) 図4.9, 4.10に低周波フィルタの特性を示す。

3) 4131型マイクロホンの周波数特性；30～15,000 % FLAT

20 %で -1 dB

10 %で -3 dB

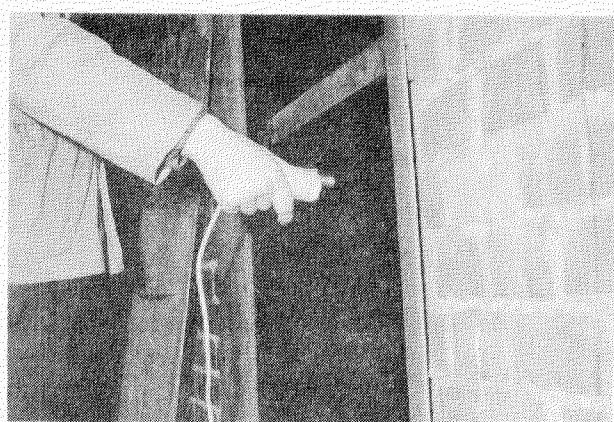


写真4.1 拡張口測定状況
(燃焼停止時)

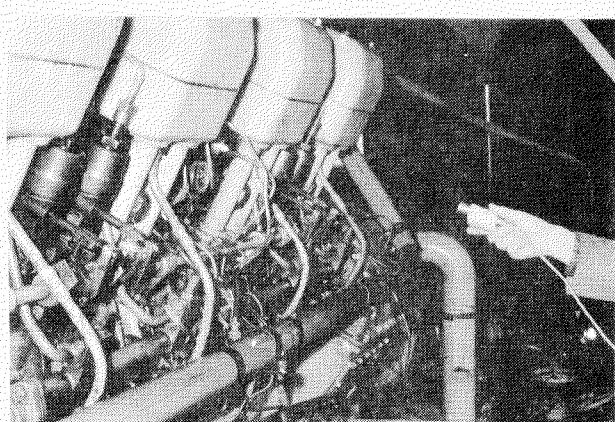


写真4.2 機関室測定状況
(ガスもれ時)

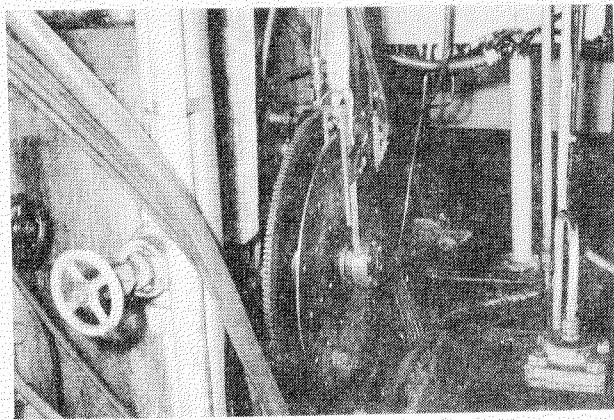


写真4.3 回転ペルス、次数ペルス発生器

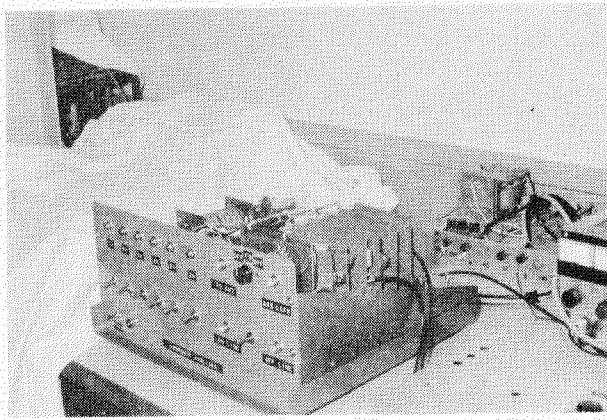


写真4.4 分析装置本体

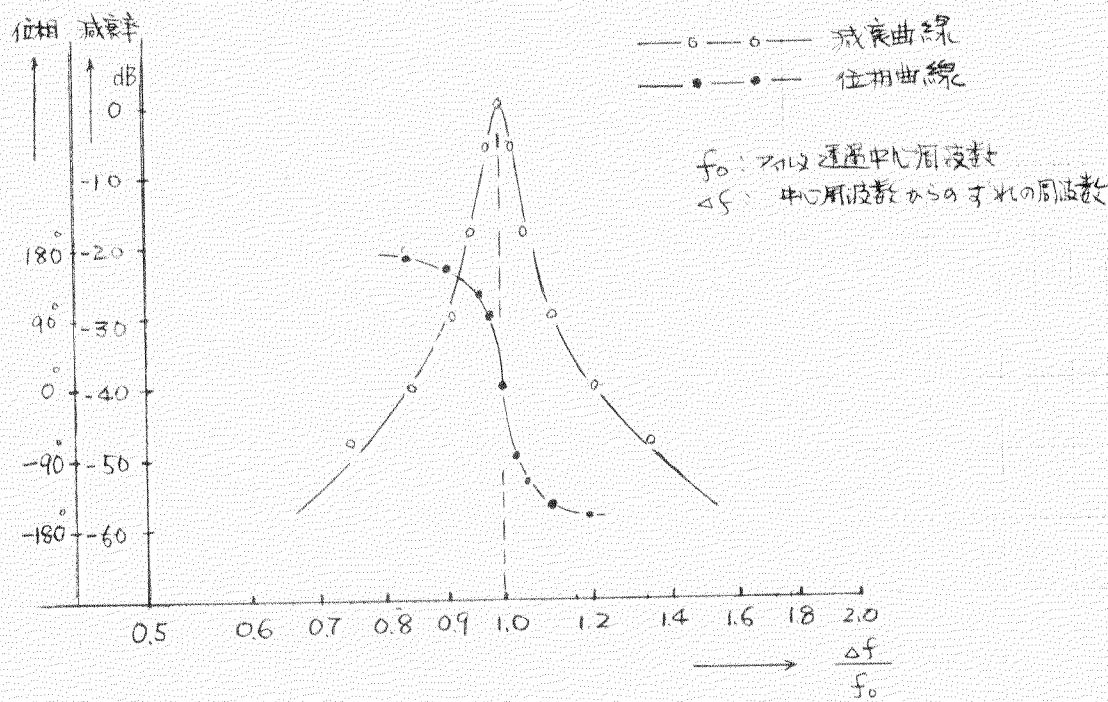


図4.9 低周波フィルタの周波数特性（減衰および位相特性）

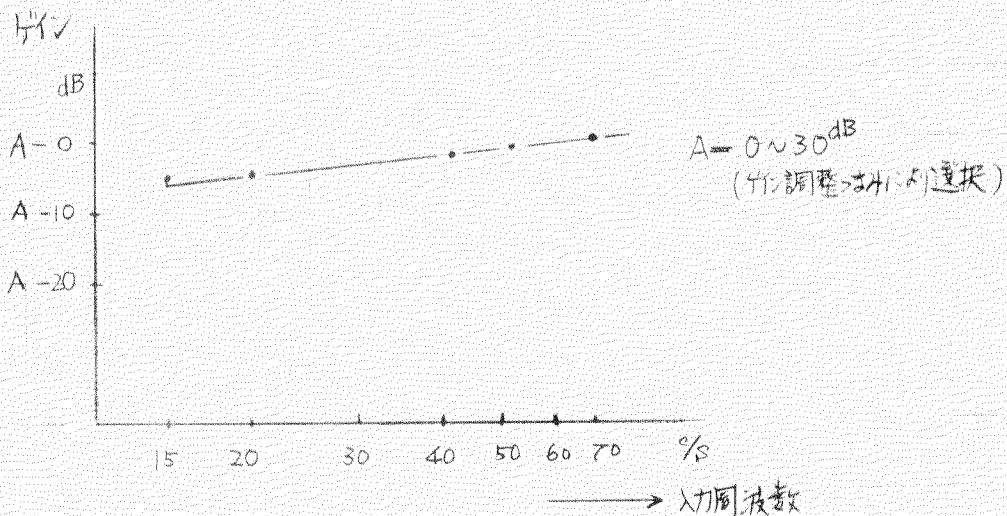


図4.10 低周波フィルタの周波数特性（同調特性）

4.4 実験結果

4.4.1 条 件

表 4. 2

Test No.	異常内容	機関条件		検出位置
		負荷	回転数	
F - 1	正 常	4/4	650 rpm	排 気 口
F - 2	A2 cyl. 燃焼停止 ^{*1}	"	"	"
F - 3	正 常	3/4	590 rpm	"
F - 4	A2 cyl. 燃焼停止	"	"	"
F - 5	A3 "	"	"	"
F - 6	A4 "	"	"	"
F - 7	正 常	2/4	516 rpm	"
F - 8	A2 cyl. 燃焼停止	"	"	"
F - 9	A3 "	"	"	"
F - 10	A4 "	"	"	"
F - 11	正 常	1/4	409 rpm	"
F - 12	A2 cyl. 燃焼停止	"	"	"
F - 13	正 常	"	"	* ³ 機 関 室
F - 14	A2 cyl. 燃焼停止	"	"	"
G - 1	正 常	4/4	650 rpm	* ² 発生源より 100 cm
G - 2	A1 cyl. ガスもれ	"	"	" 100 "
G - 3	"	"	"	" 300 "
G - 4	"	"	"	" 500 "
G - 5	B1 cyl. ガスもれ	"	"	" 100 "
G - 6	"	"	"	" 300 "
G - 7	"	"	"	" 500 "
G - 8	正 常	1/4	409 rpm	" 100 "
G - 9	A1 cyl. ガスもれ	"	"	" 50 "
G - 10	"	"	"	" 100 "
G - 11	"	"	"	" 300 "
G - 12	"	"	"	" 500 "

注1) 燃焼停止は燃料油の供給をカット

2) ガスもれはインジケータコックを開放

3) 機関直上2 mの距離

4.4.2 結 果

(1) 燃焼停止

図4.1.1～図4.2.2は排気音の3次、4次、5次成分の波形を各条件ごとにプロットしたもの的一部である。A1 cyl.のボトム位置から1回転分の現象を検出した。

図4.2.3～図4.2.7は同じく排気音および機関室音の3次、4次、5次成分の振巾(ピーク値)をグラフに示したものである。振巾比は各条件のうちの最大値を100%とした。

(2) ガスもれ

図4.2.8～図4.3.1はフィルタ通過後のガスもれ音の波形を各条件ごとにプロットしたもの的一部である。A1 cyl.のボトム位置から1回転分の現象を検出した。

図4.3.2～図4.3.4はガスもれ音の振巾(最大値)の減衰状況を示したものである。併せてオーバオールレベル、機関運転音(フィルタ通過後)を示した。

図4.3.5～図4.3.7はガスもれ音が伝達されるまでに要する時間を機関のcyl.のトップ位置を基準としてクランク角で示したものである。あわせて音速による補正直線を示した。

4.4.3 考 察

(1) 燃焼停止

2, 3, 4, 5, 6, 7の各次数についてデータを収集したが、結局3, 4, 5次の3点に着目すると現象が顕著にとらえられることが判明した。図4.2.3～図4.2.7に示されるとおり、4次成分はもともと最大の振巾を有するが、燃焼停止を行なつても変化が認められない。

一方、3次、5次成分は一部の例外(不変)を除いて、大きく振巾が増加する。不変の場合も3次、5次のうち一方は増加する。機関真上で検出した場合は4次と5次成分の振巾に大差が生じないが、上述した現象が同様にみられた。本分析装置のフィルタ減衰特性は約60dB/oct.であつて隣接次数の成分を十分に分離できた。

(2) ガスもれ

図4.3.2～図4.3.4に示されるようにオーバオールレベルは本実験での距離範囲では、ほとんど変化しなかつた。また、フィルタ(10,000%中心、-45dB/oct.)通過後の機関運転音、補機運転音の騒音レベルは約81dBであつた。

ガスもれ音の減衰状況は図に示すごとき様相を示している。詳細には周囲条件の要素を考えねばならないが、この近似からノイズ(暗騒音)を分離できる検出位置が決められる。

次に図4.3.5～図4.3.7に示す遅れ角は音速に関係することが遅れ角と音速補正直線との平行性から推察される。また、cyl.のトップ位置から、ガスもれ音が最大になるまでの時間もたて座標との交点で示される。この値がcyl. A1のガスもれとB1の場合とで異なつている事実は、両者のガスもれ伝達経路、圧力等に依存すると考えられる。

同じことが負荷を変化させた場合もみられるが、本実験においてはA1とB1の伝達経路はほぼ同様である上に、ガスもれ量が各条件でばらついたことが考えられるので、圧力に依存したと考えられる。

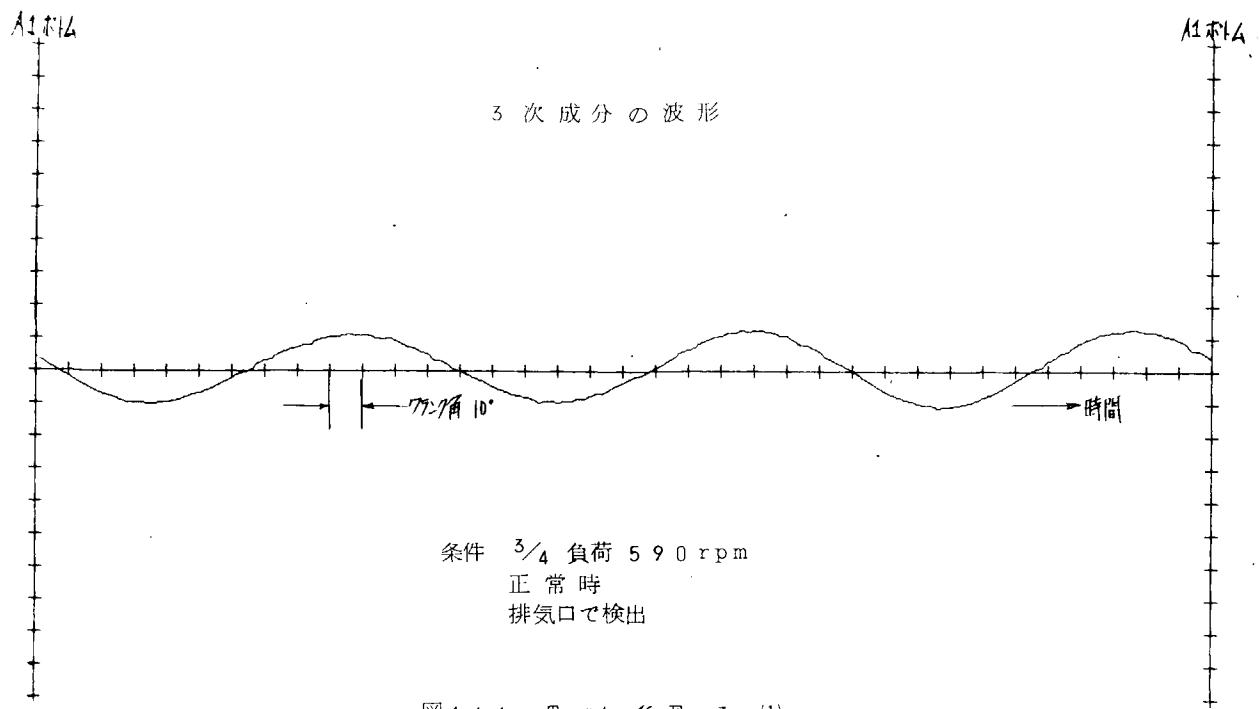


図 4.11 Test M.F - 3 - (1)

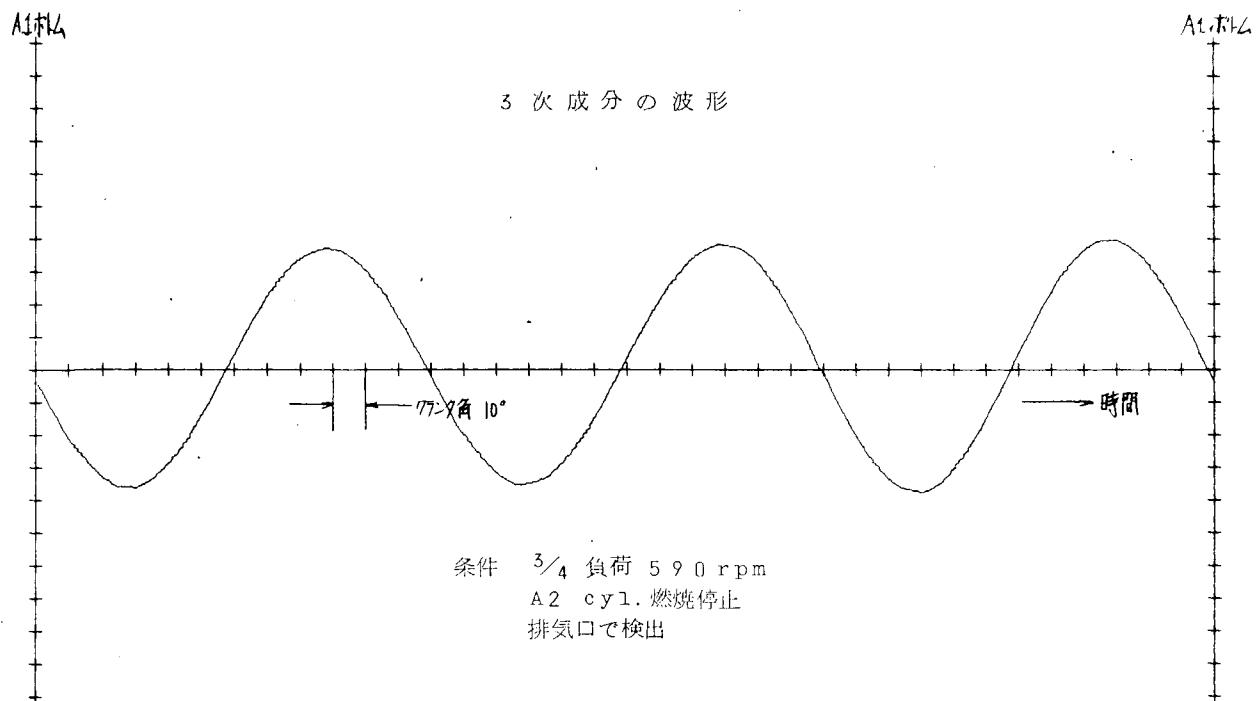


図 4.12 Test M.F - 4 - (1)

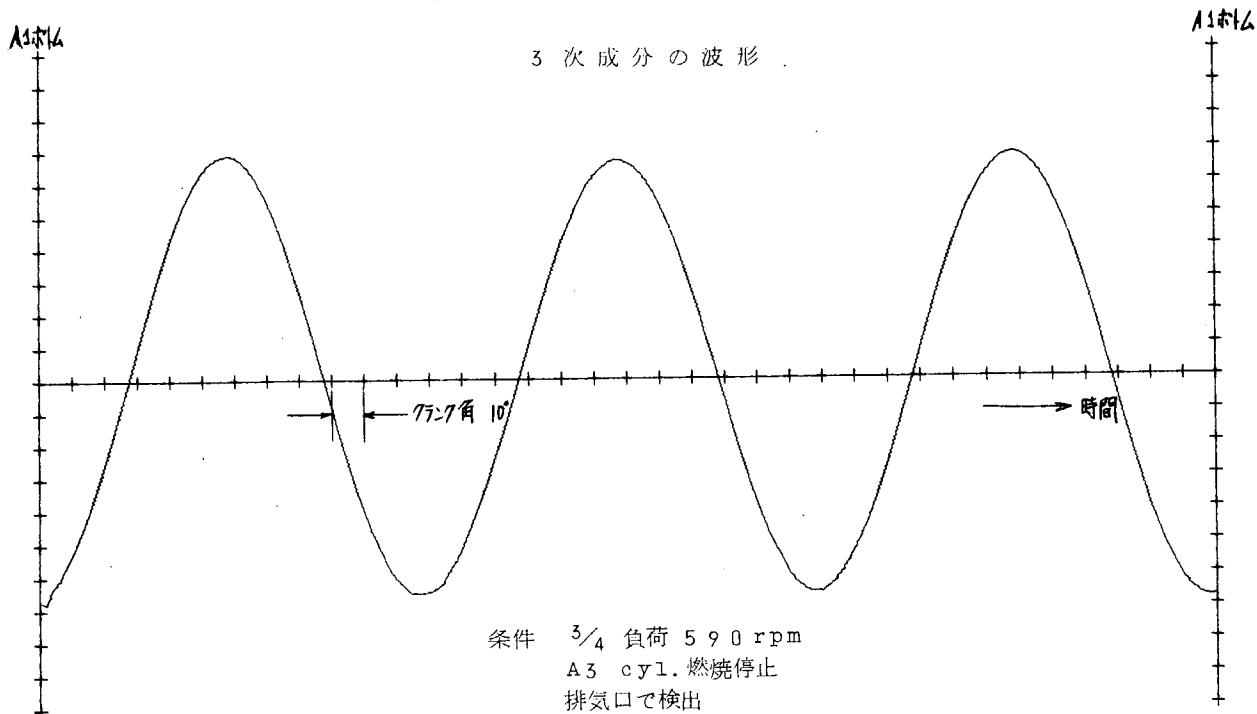


図 4.13 Test No. F - 5 - (1)

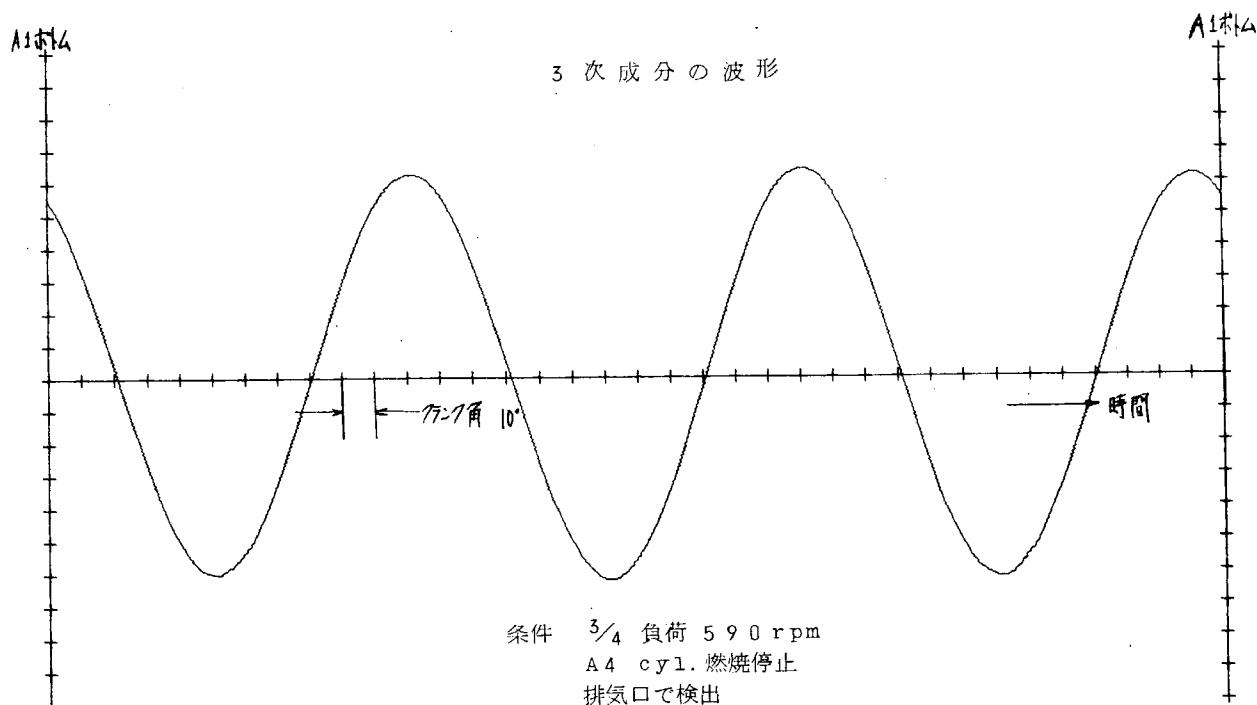


図 4.14 Test No. F - 6 - (1)

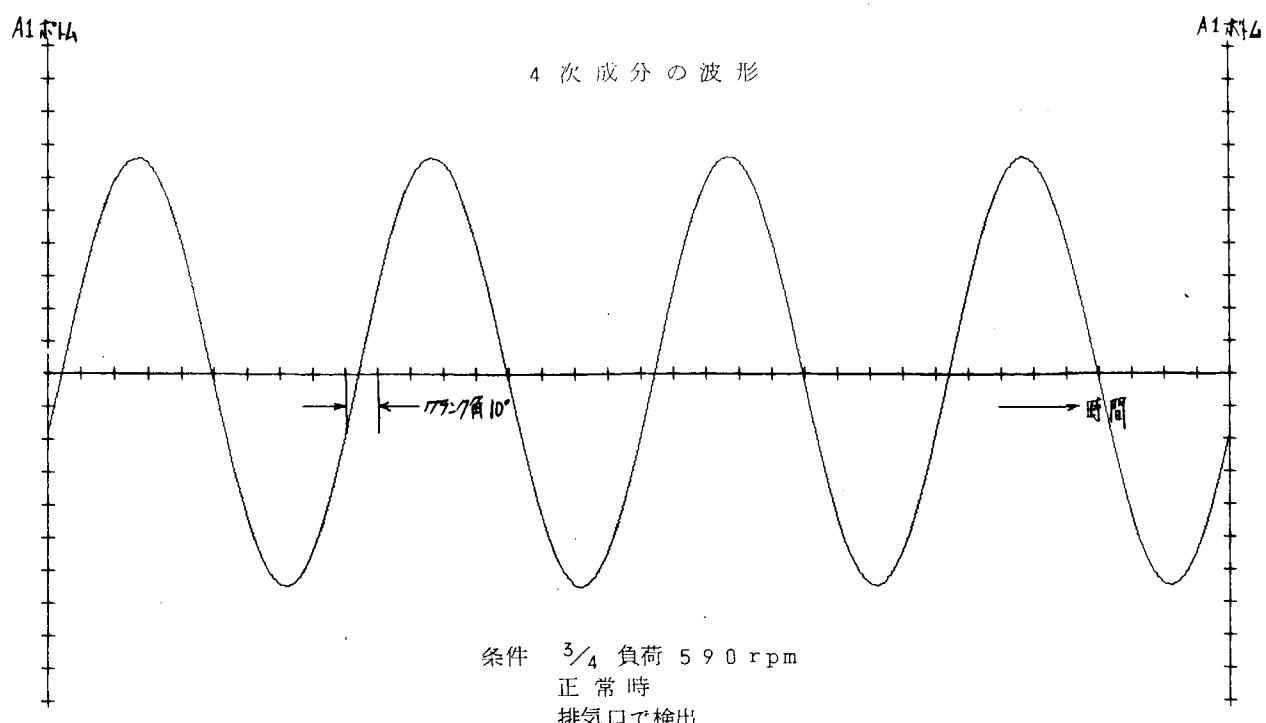


図 4.15 Test No. F-3-(2)

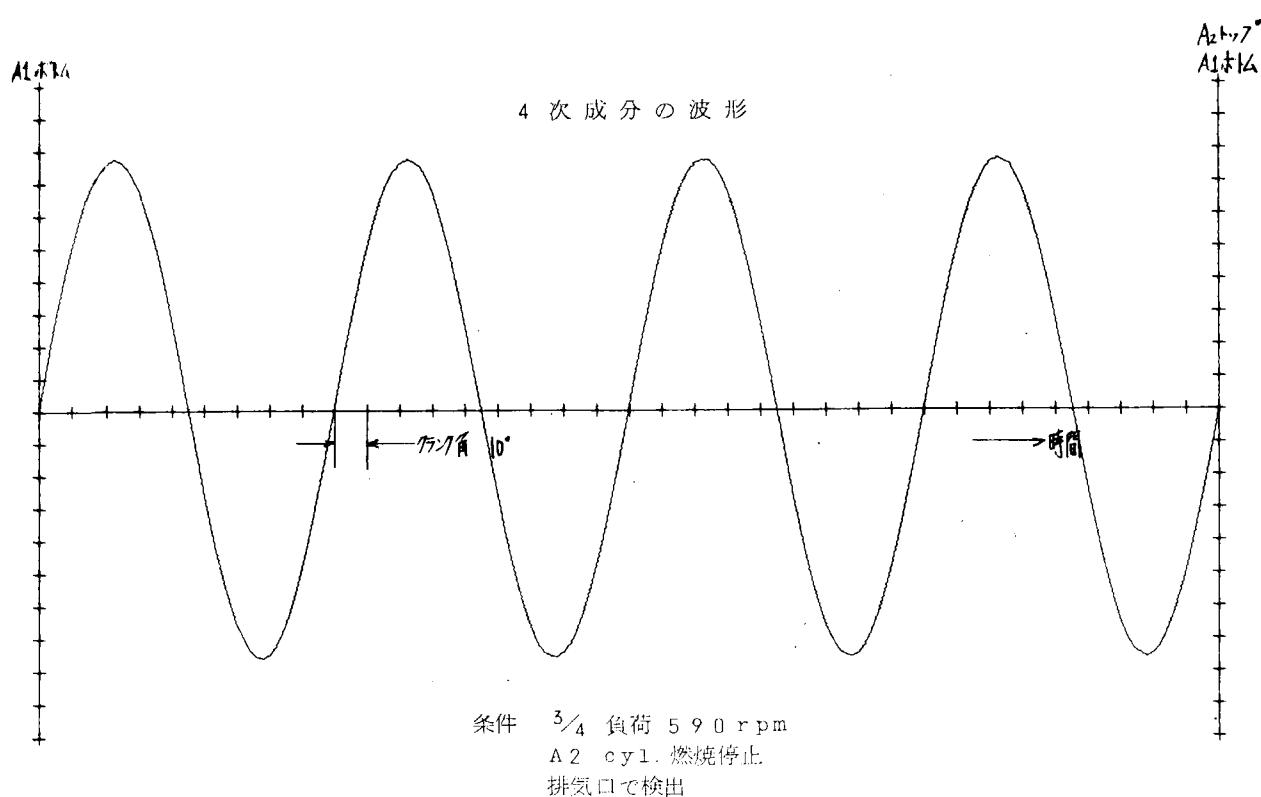


図 4.16 Test No. F-4-(2)

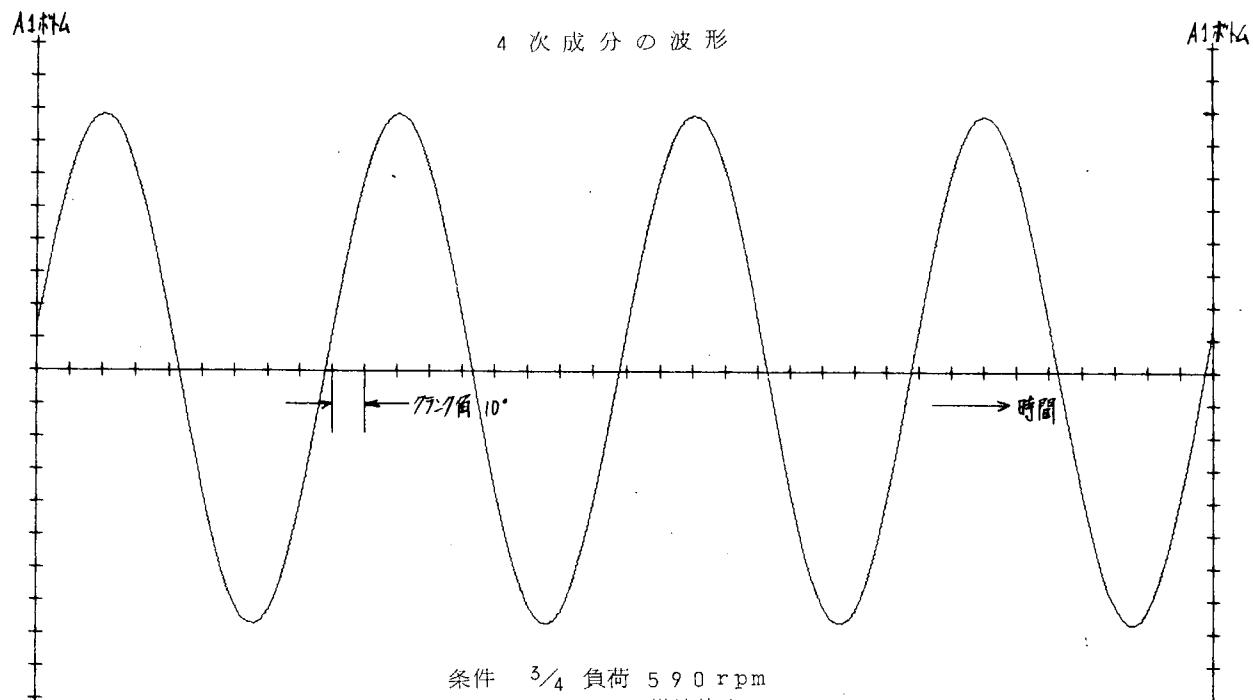


図 4.17 Test No. F - 5 - (2)

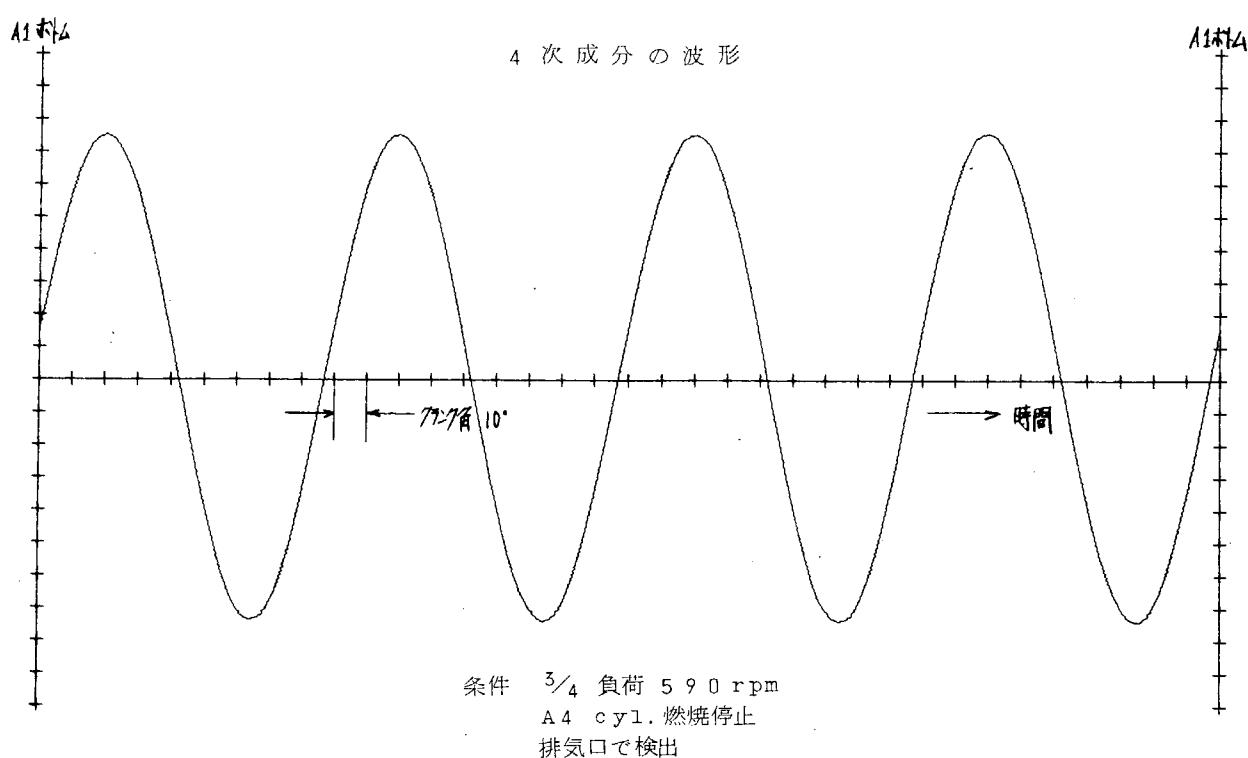


図 4.18 Test No. F - 6 - (2)

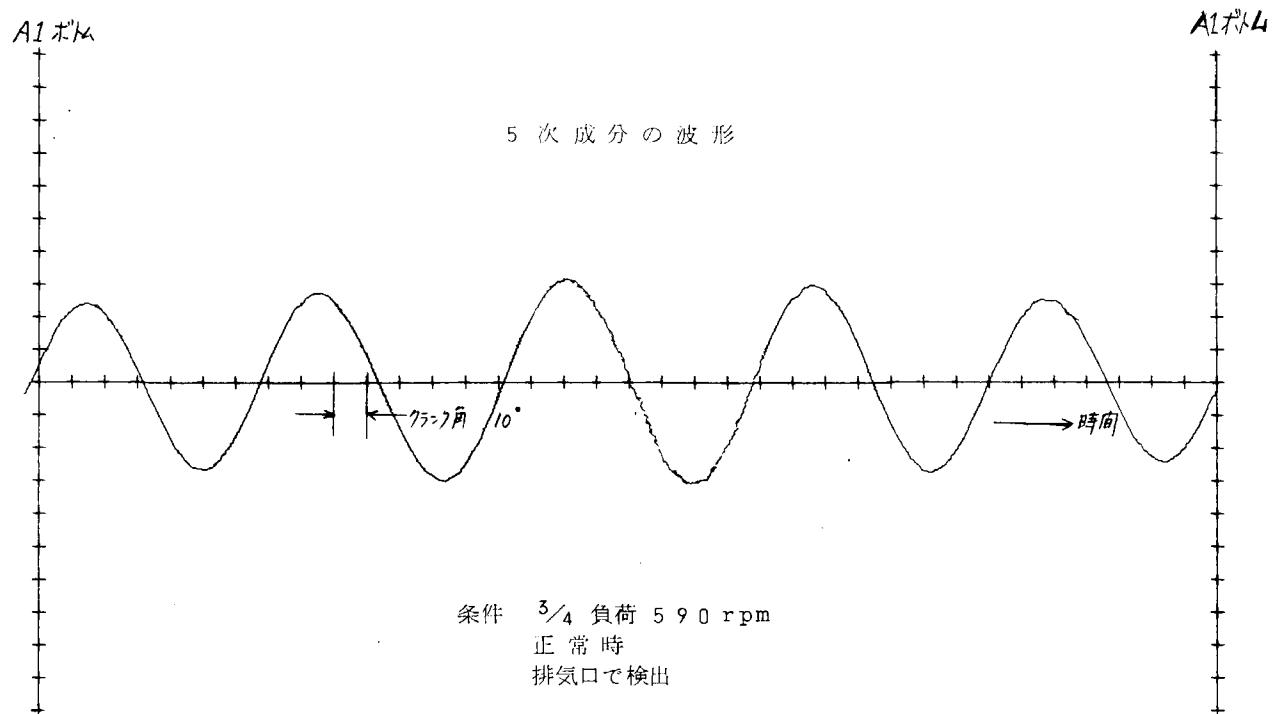


図 4.19 Test No. F - 3 - (3)

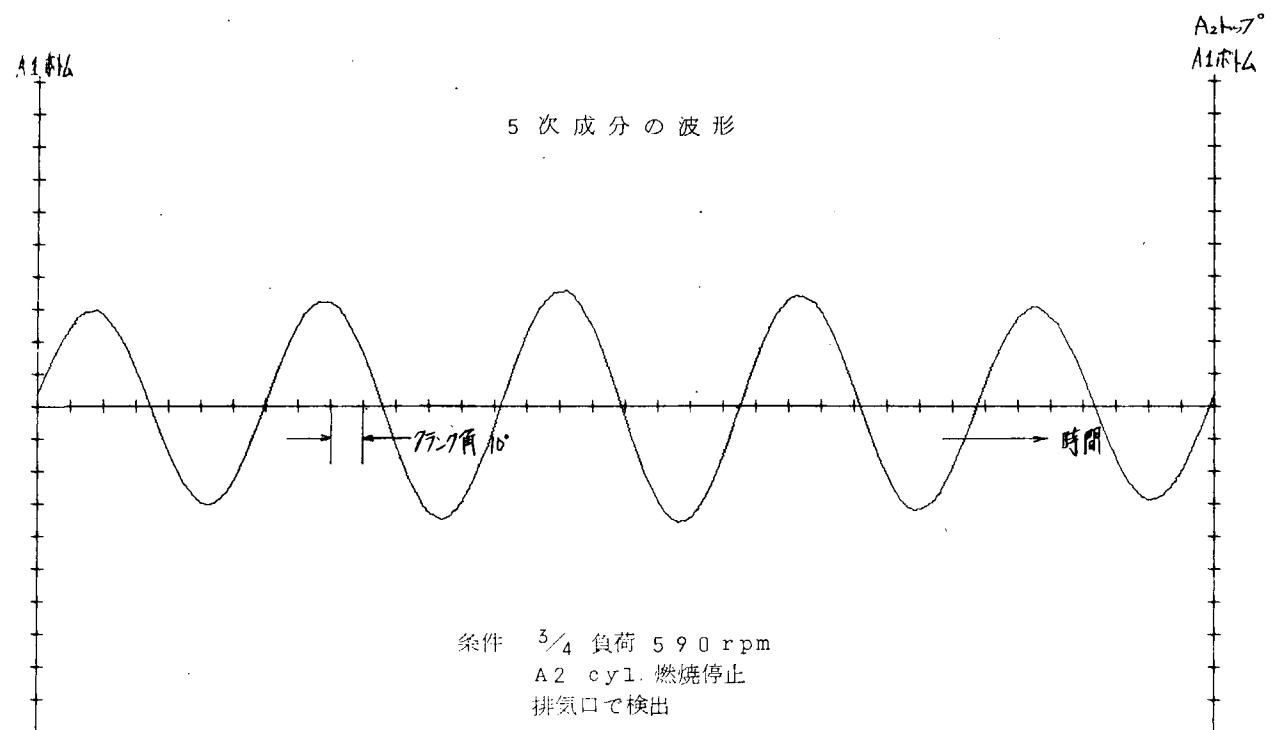


図 4.20 Test No. F - 4 - (3)

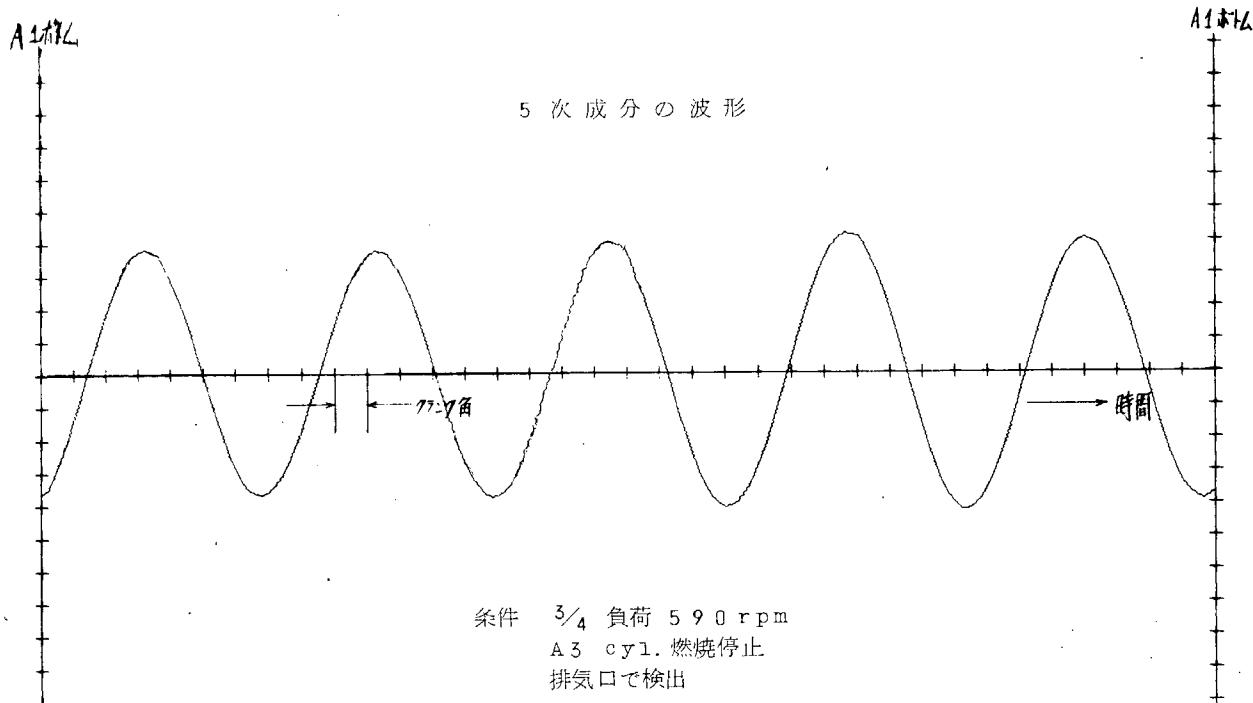


図 4.21 Test No. F - 5 - (3)

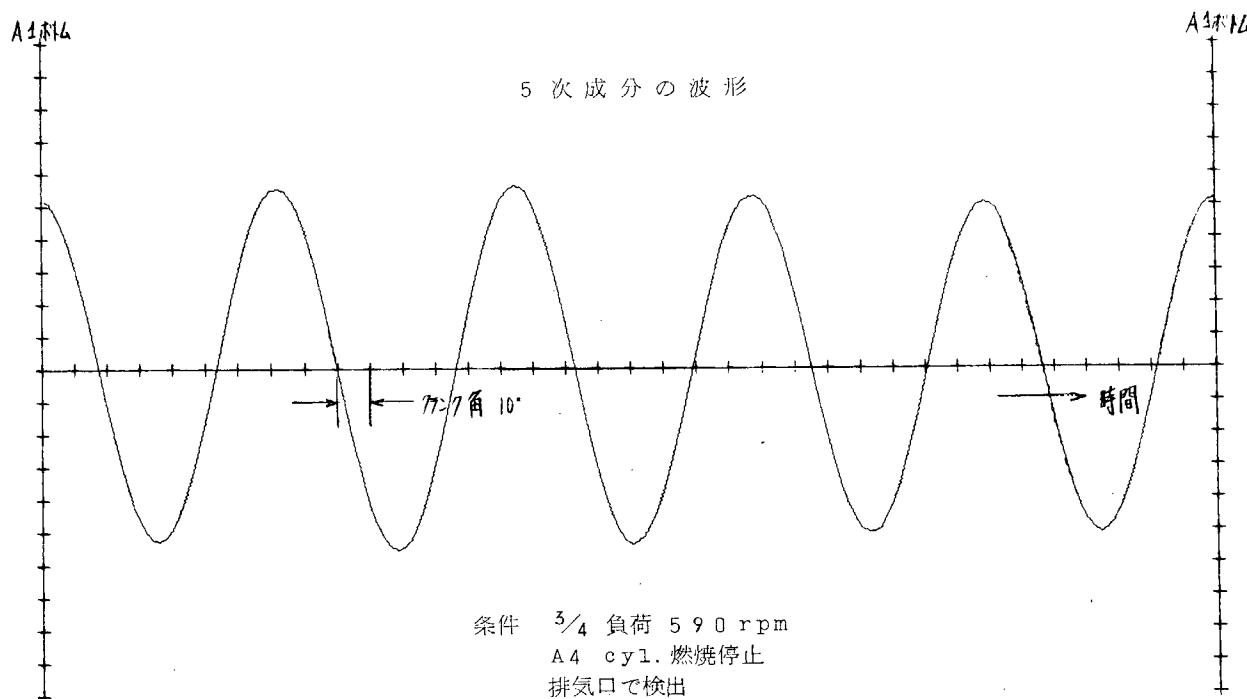


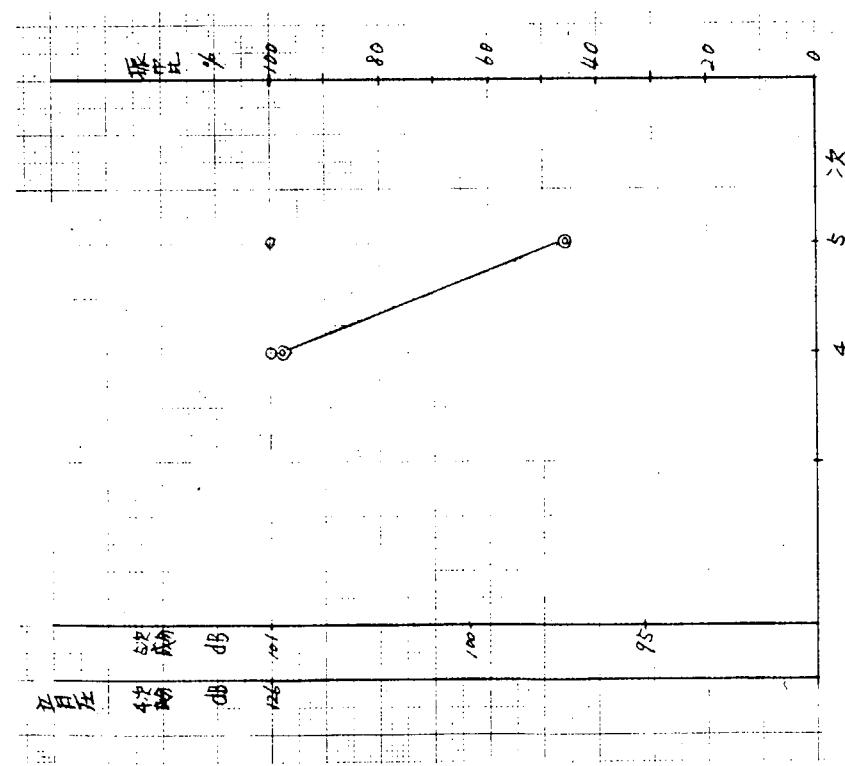
図 4.22 Test No. F - 6 - (3)

Test No. 3-1, 2

各次数の振巾変動状況

条件 4/4 負荷 650 rpm, 排気口で検出
オーバーレベル 126 dB
◎ 正常

○ A2 cyl. 燃焼停止



Test No. 3, 4, 5, 6

各次数の振巾変動状況

条件 3/4 負荷 590 rpm, 排気口で検出
オーバーレベル 127 dB
◎ 正常

○ A2 cyl. 燃焼停止

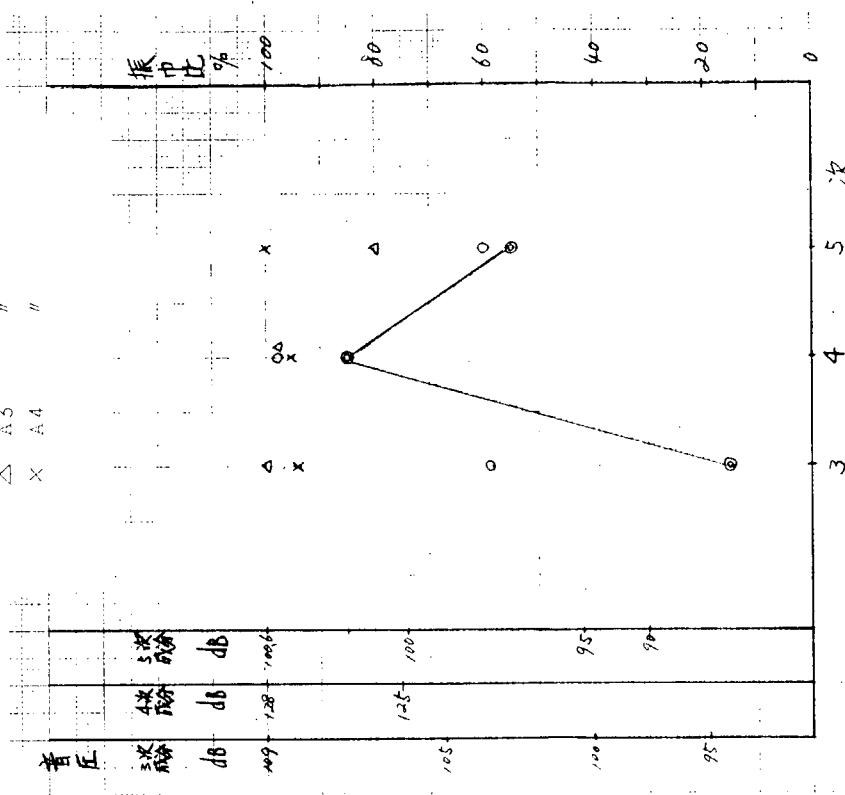


図 4.23

図 4.24

Test No. F-7, 8, 9, 10

各次数の振巾変動状況

条件 2/4 負荷 516 rpm, 排気口で検出
オーバールレベル 124 dB

◎ 正常

○ A2 cyl. 燃焼停止

△ A3 "

X A4 "

A2 cyl. 燃焼停止

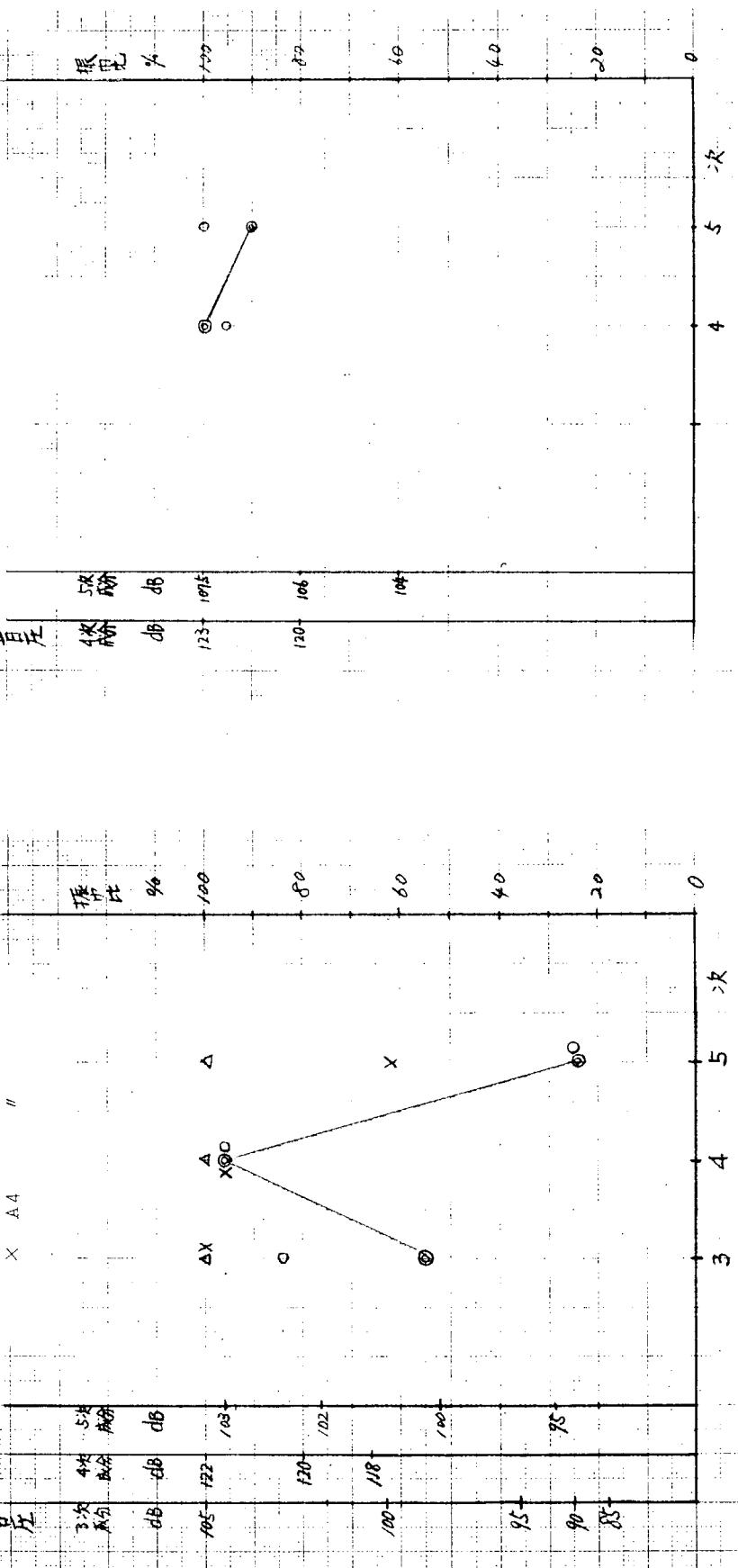


図 4.25

Test No. F-11, 12

各次数の振巾変動状況

条件 1/4 負荷 409 rpm, 排気口で検出
オーバールレベル 122 dB

◎ 正常

○ A2 cyl. 燃焼停止

△ A3 "

X A4 "

A2 cyl. 燃焼停止

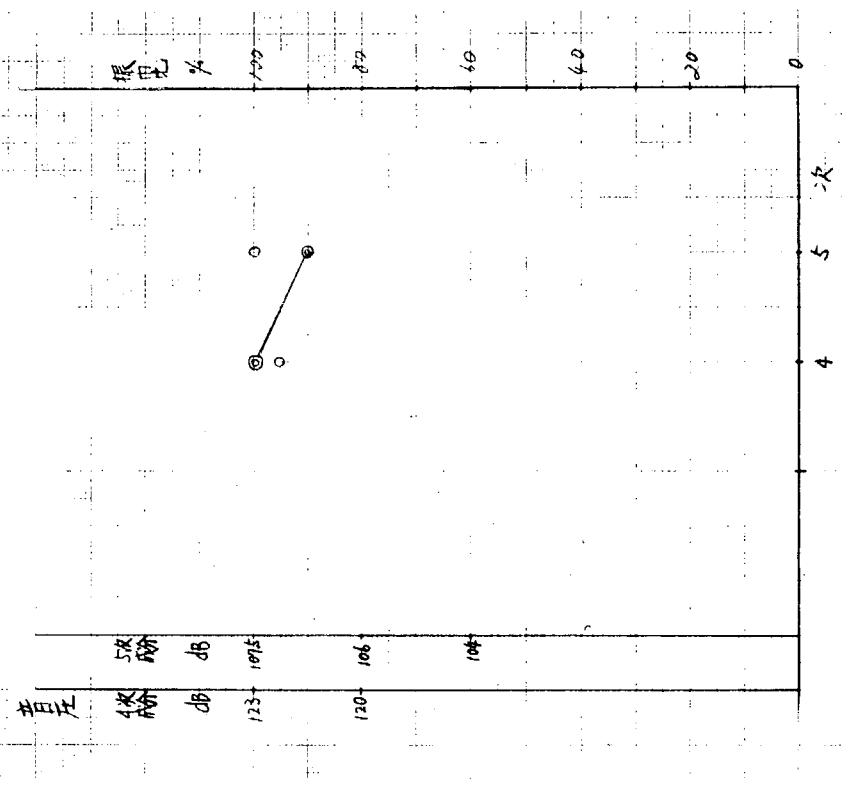


図 4.26

各次数の振巾変動状況

条件 $\frac{1}{4}$ 負荷 409 rpm, 機関室で検出
 オーバオールレベル 102 dB
 (◎) 正常
 (○) A 2 cyl. 燃焼停止

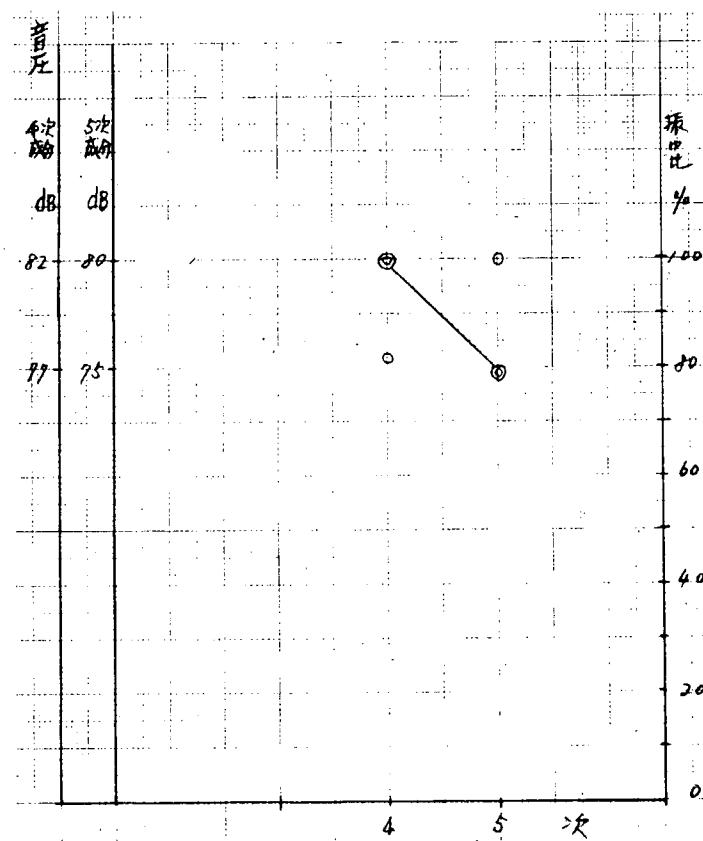


図 4.2.7

Test No. G - 2

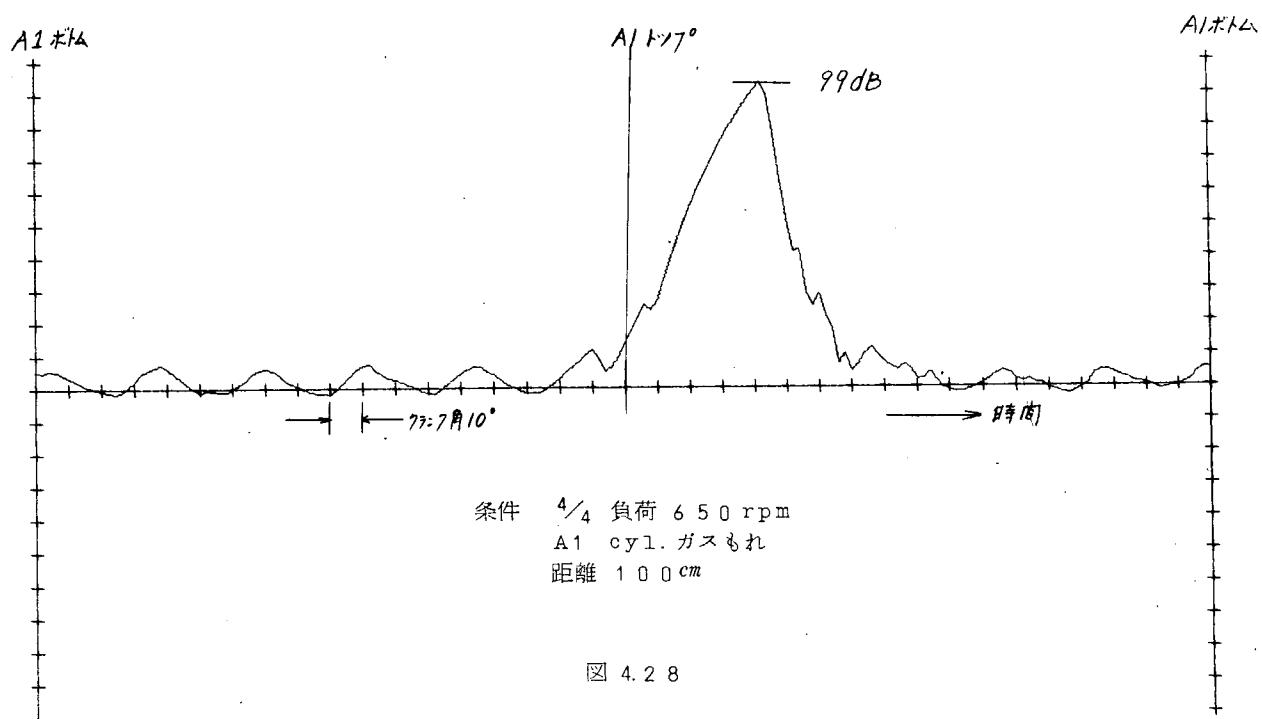


図 4.28

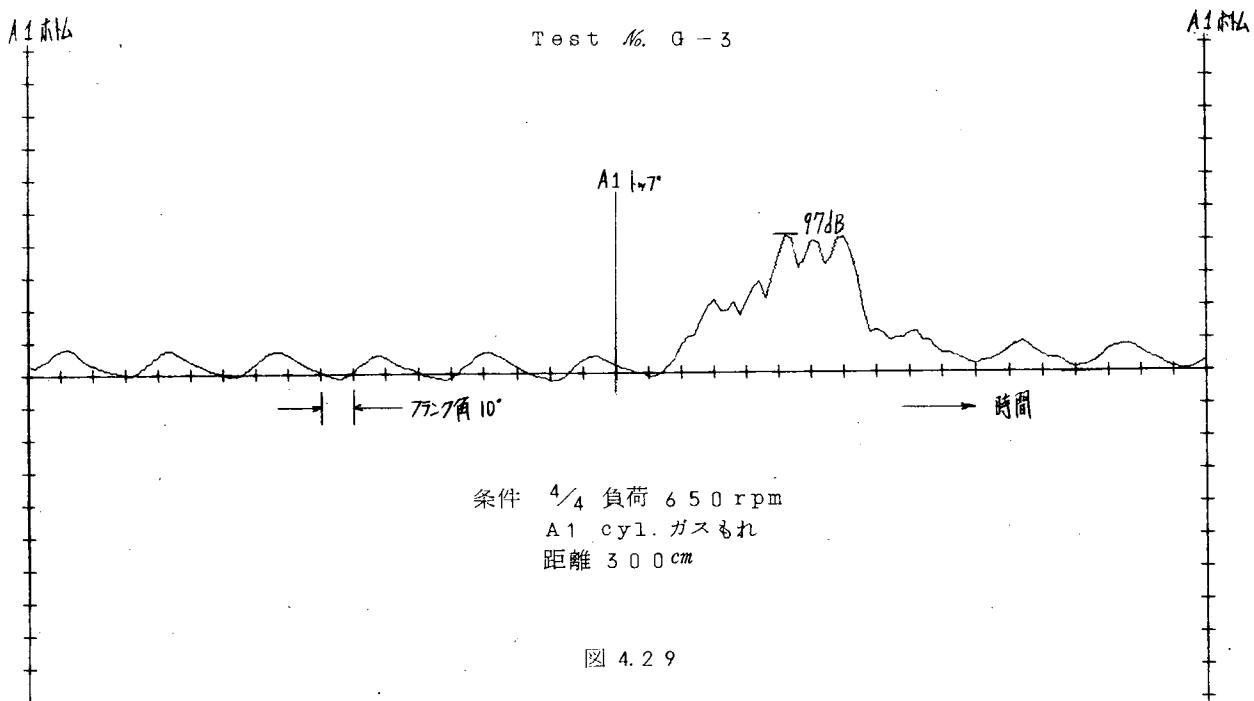
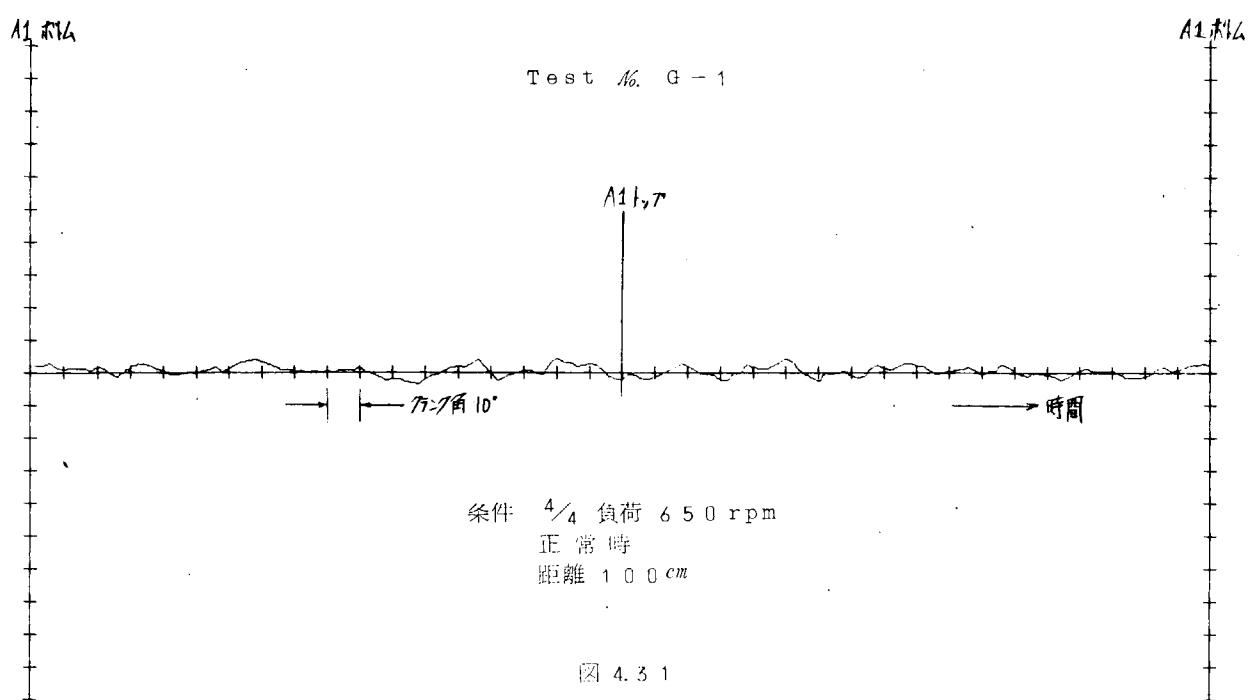
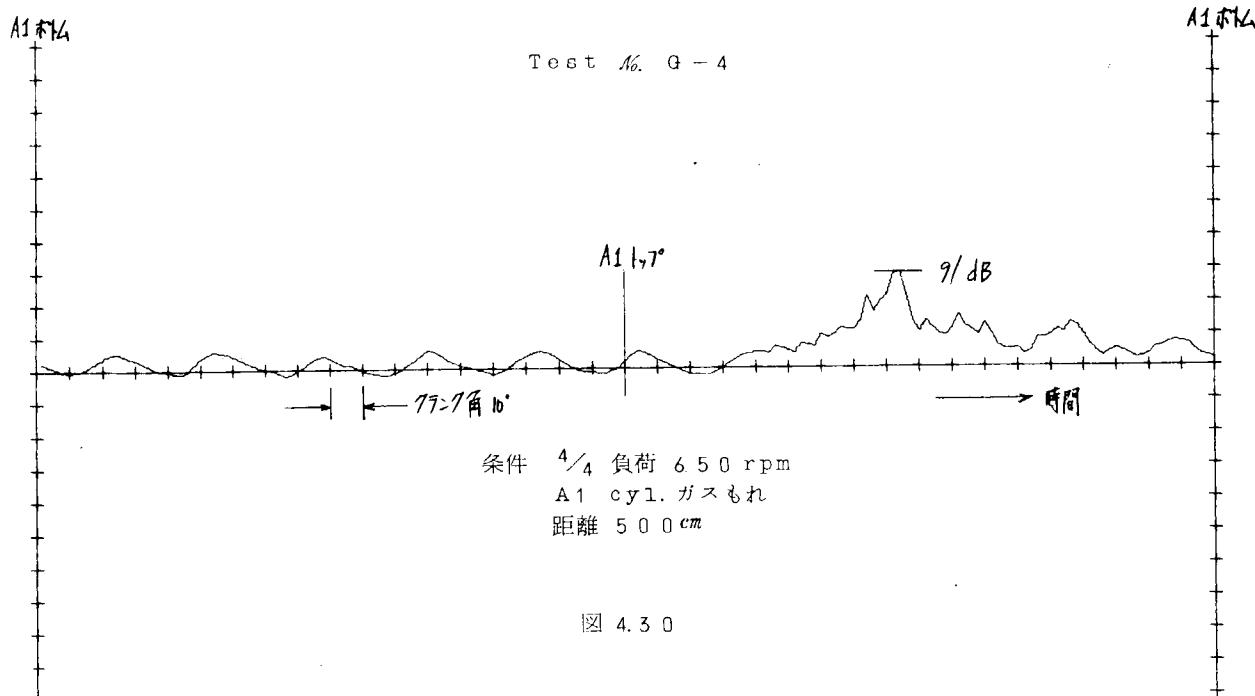


図 4.29



Test No. G - 2, 3, 4

ガスもれ音の減衰状況

条件 4/4 負荷 650 rpm
A1 cyl. ガスもれ

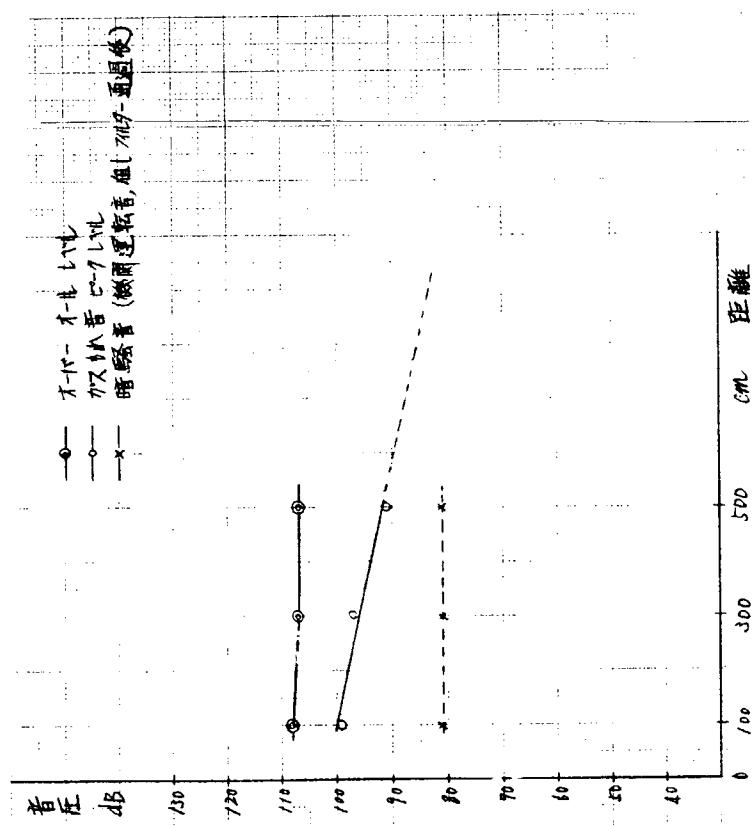


図 4.3.2

Test No. G - 5, 6, 7

ガスもれ音の減衰状況

条件 4/4 負荷 650 rpm
B1 cyl. ガスもれ

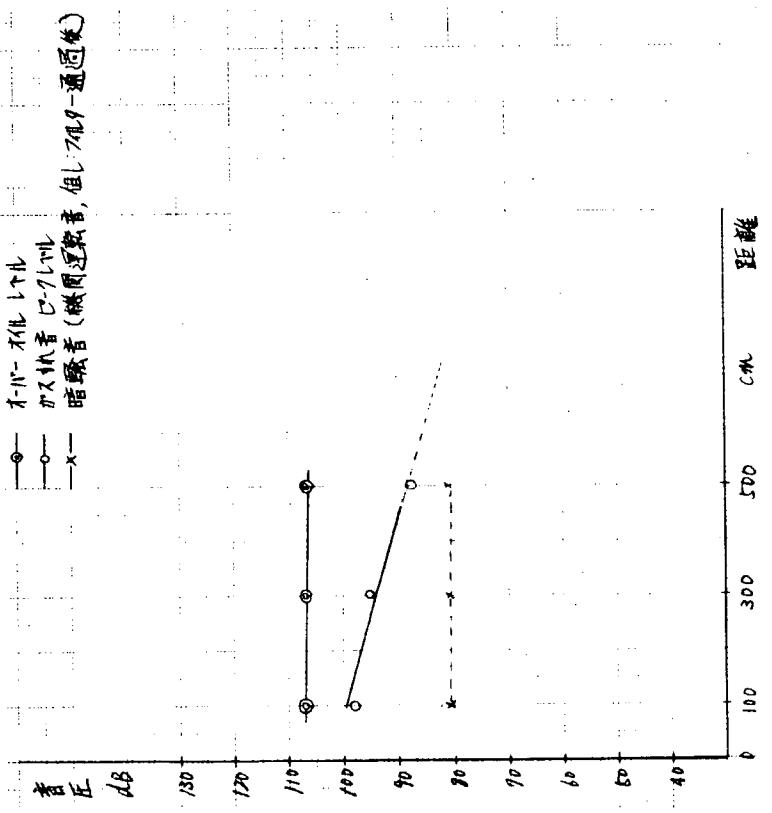


図 4.3.3

Test No. G - 9, 10, 11, 12

ガスもれ音の減衰状況

条件 $1/4$ 負荷 650 rpm
A1 cyl. ガスもれ

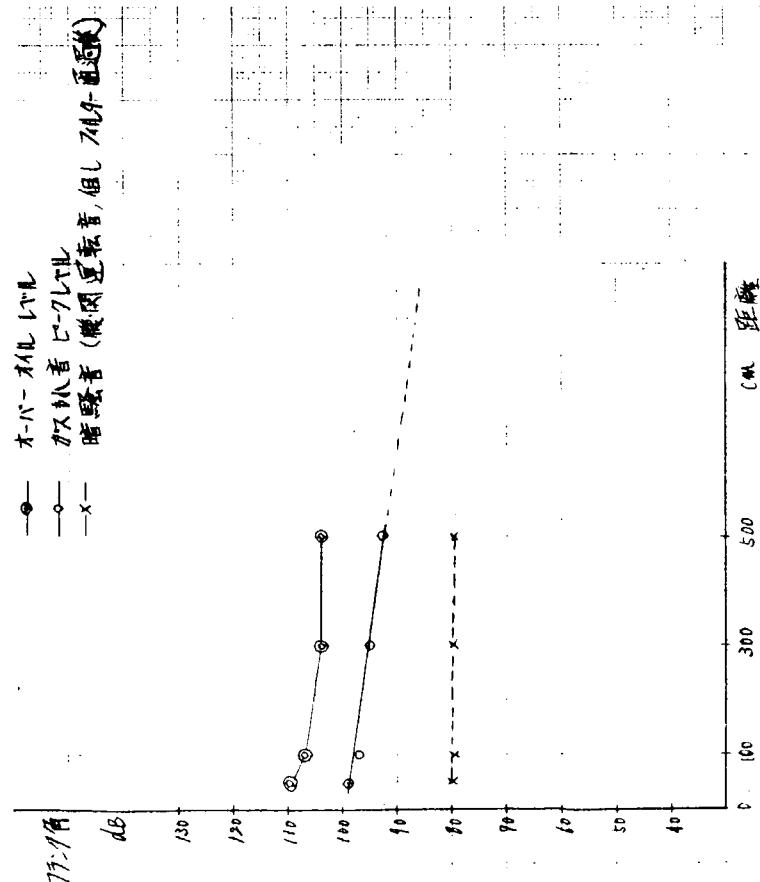


図 4.3.4

Test No. G - 2, 3, 4

A1 ピストントップ時からのがすもれ(ピーク値) 遅れ角(持続)

条件 $4/4$ 負荷 650 rpm
A1 cyl. ガスもれ

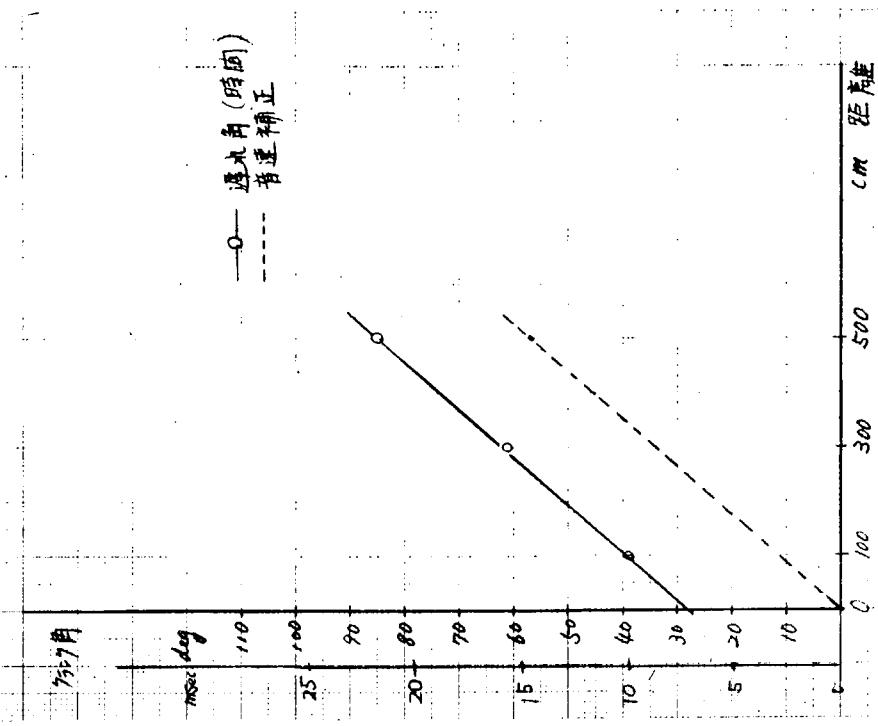
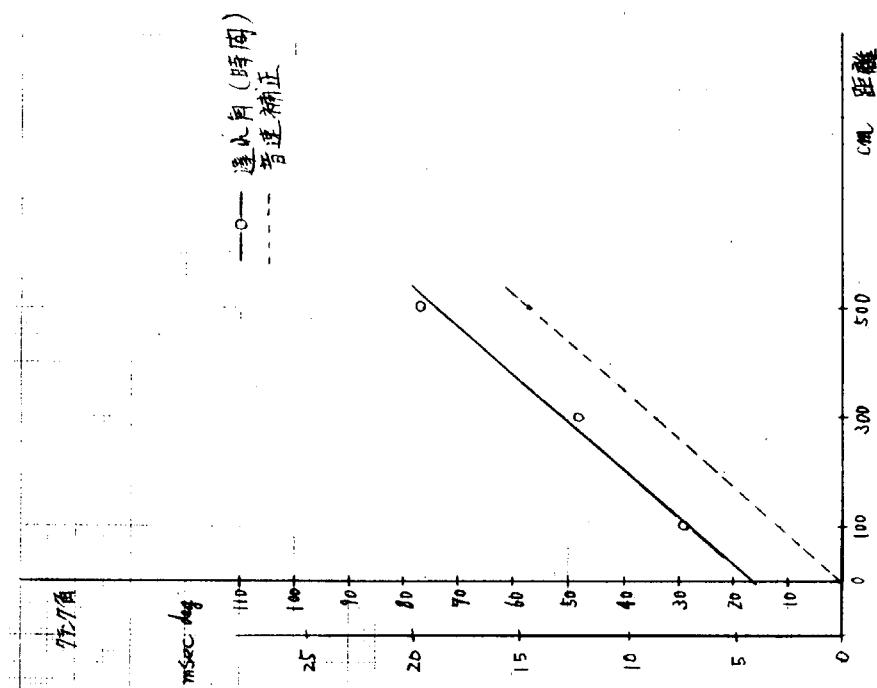


図 4.3.5

Test No. 4-5, 6, 7

B1 ピストントップ時からのガスもれ(ピーク値) 遅れ角(時間)

条件 $4/4$ 負荷 650 rpm
B1 cyl. ガスもれ



Test No. 4-9, 10, 11, 12

A1 ピストントップ時からのガスもれ(ピーク値) 遅れ角(時間)

条件 $1/4$ 負荷 409 rpm
A1 cyl. ガスもれ

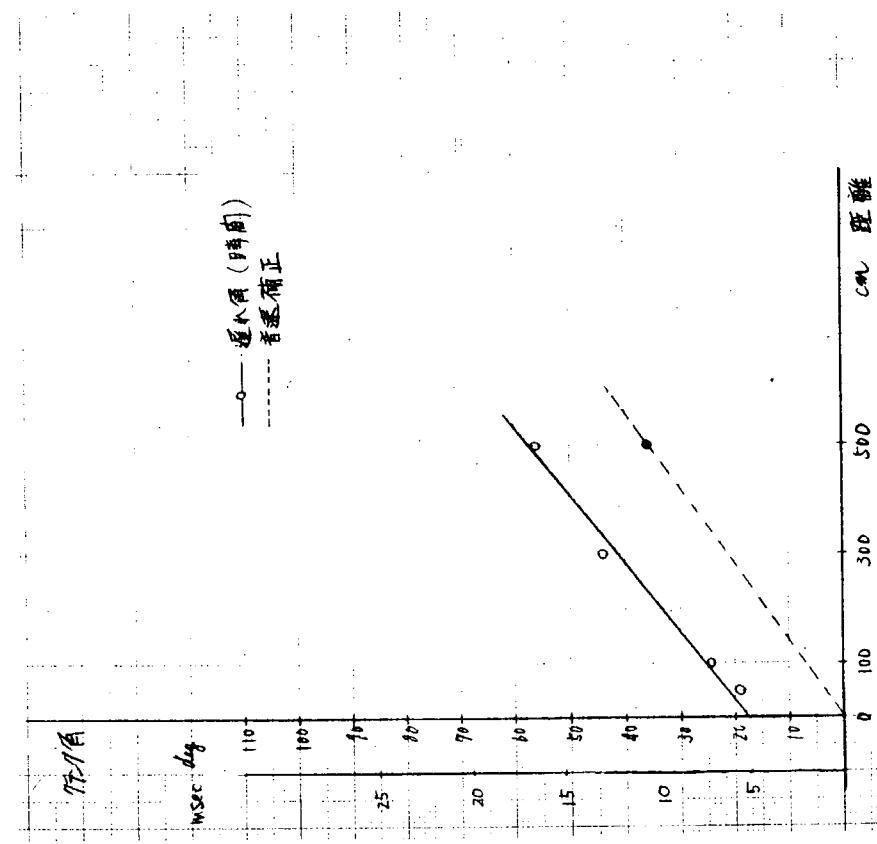


図 4.36

図 4.37

4.5 結論

本研究を通じて次のことが明らかになつた。

- 1) 音響分析装置をオンラインでコンピュータと結合する方式を採用することによつて、従来困難とされていた「音響によってディーゼル機関の異常を自動的に検出するシステム」を比較的容易に構成することが可能になつた。
すなわち、音響パターンによつて異常の個所、原因等をつきとめるためには異常状態に対応する音響に特徴的な周波数を識別するのみならず、音響発生のタイミング、音圧レベルの時間的変化の様相について知る必要があり、さらにフレキシビリティを損ねることなく、これらの機能を形づくるためにはコンピュータをリアルタイムで使用する方式をとるのが適切であつて、本研究で検討したシステムもソフトウェアによつて自由に選定したクランク角に同期させて現象の読み込みが可能であるなどの十分なフレキシビリティを有しており、これによつて設定された異常状態に対応して発生する音響の再現性を十分確認することができ、
- 2) ガスもれ音、排気音ともに機関全体の騒音から分離して抽出することができ、設定した異常現象が顕著に捉えられた。
したがつて、
- 3) 本研究において実験的に検討されたシステムに診断ロジックと表示ないしは警報手段を付加することによつてディーゼル機関の特定の異常を自動的に検出することができるものと思われる。さらにこれらの方を拡張して、別種の異常検出に適用することも可能であると考えられるので、今後さらに経済的因素も含めて実用的見地に立つた研究が進められるべきであると考える。
一方、今後の問題点としては、
- 4) ガスもれ音についてさらに詳しくその種類、発生個所を決定するためには複数個の検出器と、より高度のパターン認識のためのソフトウェアが必要になることが予想される。
実験データからも明らかなようにガスもれ音のパターンは必ずしも単純な形で現われるとは限らないので、これを identify するためのソフトウェアは今後に残された問題であると考える。しかし、目的によつては、
- 5) 直観的な表示方式をとり、パターン認識を人間の判断にまかせるシステムが実用的であることも考え得る。
さらにこの方式を種々の異常検出に適用することを考えるならば、本来音響信号は信号雑音比が低いという事実から、音響信号のみに依存した異常検出ではなく、
- 6) 音響信号と他のセンサーからの信号との組み合わせによつて異常を検出するシステムを構成することが有望であろう、と考えられる。
次に本研究は中型の機関について行なわれた実験をベースにしているが、
- 7) 大型低速機関への応用のためにはより低周波特性のよいマイクロホンおよび周波数分析計を用いることが望ましい。
なお、上記の診断ロジックと関連して、
- 8) 異常音響の発生機構に基づいた診断ロジックを開発することが重要である、といえる。

5. 燃焼室壁部材熱負荷の経年変化の研究

5.1 緒 言

近年、船舶の経済性向上のために、船舶および主機関の超大型化、高速化が推進されているが、最近、さらに船舶の高効率集中制御方式採用の気運が高まり、機関の長期間無解放運転の必要がより一層要求されてきた。したがつて、機関の故障の低減、耐久性の向上をはからなければならず、そのためには、機関の経年変化を把握し、さらに、それを極力軽減する必要がある。

現在、ディーゼル機関の最大の問題点の一つは、燃焼室壁部材の熱負荷に起因する事故であり、かつ、それは、将来の機関高出力化、高性能化に伴なつてますます苛酷になるものと思われる。本研究は、この燃焼室壁部材の熱負荷による故障を防止するため、その経年変化について検討し、その予知方法および軽減方法を解明することを目的とする。

一方、就航船の実機において、その燃焼室壁部材温度をねに計測して、熱負荷経年変化の実状を把握することはきわめて困難であるうえ、熱負荷経年変化の軽減方策および予知方法を得るためにには、実機において計測または把握可能な機関および運転条件によつて熱負荷を把握する必要がある。

そこで、本研究は、まず、あらゆる機関条件および運転条件に対する熱負荷の計算方式を電算機シミュレーションによつて確立し、そのうち、就航船実機における機関条件および運転条件の経年変化を実船計測結果によつて系統的に把握して、上記計算式によつて燃焼室壁部材の熱負荷経年変化を検討し、その予知方法および軽減方策を確立するものである。

本年度は、実験機関によつて機関条件および運転条件に対する設定条件変更実験および経年変化再現実験を系統的に実施し、熱負荷計算方式確立のための資料とする。なお、実験機関は、ピストン径／行程： $170\text{ mm}\phi / 280\text{ mm}$ の 2 シリングダ 4 サイクルトランクピストン機関を同寸の 2 サイクル、クロスヘッド機関に改造して用いた。

5.2 調 査

就航船実機における機関条件および運転条件の経年変化として、次のものが考えられる。

(1) 船舶の経年変化：負荷（機関出力）増加、トルク（平均有効圧）増加、回転数低下

船体およびプロペラの汚れによつて推進抵抗が増大し推進効率が低下する。その場合、機関の燃料ハンドルを一定に保つならば回転数が低下して船舶の推進速度が低下し、また、推進速度を一定に保つよう制御するならば機関の出力増加を余儀なくされ、また、機関出力を一定に保つよう制御すると回転数が低下しトルクが増大（トルクリッヂ）する。したがつてトルクリッヂ、出力増加によつて燃焼室壁温度が上昇する。

(2) 過給機系の経年変化：給気量減少；掃気圧力、圧縮圧力低下；掃気温度、排気温度上昇

吸気中に含まれている塵埃が過給機のフィルタ、プロアおよび空気冷却器に付着してプロア効率および冷却効率を低下させ、給気量を減少させ掃気圧力を低下させるとともに掃気温度を上昇させ、また、排氣中に含まれる燃焼スラッジが排気格子、排気ターピンおよび排気ボイラに付着して排気エネルギーの利用度、ターピン効率を低下させ、給気量を減少させ、また、排気流路面積の減少によつて排気圧力、排気温度を上昇させる。なお、燃焼スラッジはライナ、ピストン壁面の潤滑油膜にも作用して、それをスラッジとして掃気孔、排気孔を閉塞し、給気量を減少させるとともに掃気効率を低下させ排気温度を上昇させる。これらは壁温を上昇させる。

(3) 燃焼系の経年変化：燃焼最高圧力低下、排気温度上昇

燃料噴射弁の噴孔の摩耗拡大、カーボンフラワの付着、燃料弁の作動不良、ステイック、燃料弁スピンドル座不良、燃料ポンプの摩耗などは燃料噴射特性を悪くし燃焼性を悪くして燃焼圧力を低下させ、排気温度を上昇させるとともに、壁に対しては局部加熱をもたらせる。

(4) 冷却系の経年変化：冷却伝熱不良、冷却剤温度上昇、冷却剤流量減少

ピストン、シリンドライナ、シリンドカバーなど強制冷却部材の冷却面に冷却油がコーティングし、水垢が付着し、ま

た、冷却面が腐食することなどによつて冷却作用が低下する。また、冷却水、冷却油のクーラにおいても同様に冷却作用が低下し冷却剤の温度を上昇させる。また、冷却剤の供給ポンプの不良による冷却剤流量の低下も考えられ、これらは壁温を上昇させる。

(5) 燃焼室構成部材の経年変化：圧力レベルの低下、燃焼ガスによる加熱

シリンダライナ、ピストンリングの摩耗、リングの切損、排気弁弁座当たり部の損耗は燃焼ガスの流出をもたらせ局部加熱させるとともに、シリンダ内圧力の低下による燃焼温度の上昇、リングによる放熱の減少によつて壁温を上昇させる。

(6) 燃焼室壁面の経年変化：燃焼ガス伝熱の変化、摩擦性の変化

燃焼ガス側壁表面への燃焼スラッジ付着、焼損によつてガス側伝熱が変化し、壁温に影響する。また、ライナ潤滑油注入不良によるライナ温度上昇も考えられる。

このうち、(1)については大型機関の陸上運転時に機関トルクおよび回転数が燃焼室壁温度に及ぼす影響について、すでに筆者らによつて解析されており¹⁾、(2)についても、筆者らが日本造船研究協会第100研究部会42年度研究として、大型機関の陸上運転時にタービンノズル面積、掃気温度変更実験、掃気放出実験を実施して同様の解析を行なつている。^{2)～4)}また、(3)のうち噴孔摩耗拡大についても、筆者らが、同じく大型機関の陸上運転時に、噴孔径変更、長時間使用弁の使用実験によつて同様の解析を行なつている。⁵⁾しかし、その他の項目については、実機による実験が困難であるため、残されている。

そこで、本研究では、試験機関によつて、上記(3)～(6)の経年変化再現実験を系統的に行ない、上記従来の研究結果とあわせて熱負荷計算方式確立のための資料とする。

5.3 試験機関の設計、製作

5.3.1 試験機関

試験機関は、

形 式	トランクピストン式無過給4サイクル機関
シリンダ数	2
シリンダ径	170 mm φ
ピストン行程	280 mm
出力／回転数	40 PS / 514 rpm
正味平均有効圧	5.5 kg/cm ²

を次のような2サイクル機関に改造して用いた。

(1) 仕 様

形 式	クロスヘッド式強圧給氣2サイクル機関
シリンダ数	2
シリンダ径	170 mm φ
ピストン行程	280 mm
出力／回転数	58 PS / 514 rpm
正味平均有効圧 1 シリンダ運転	8 kg/cm ²
2 シリンダ運転	4 kg/cm ²
掃気孔開／閉時期	± 36 deg BDC
排気弁開／閉時期	- 85 / + 62 BDC

(2) 構造

トランクピストン式機関のピストンをクロスヘッドとし、その上部に燃焼室用ピストン・ピストン棒を気密スタフティングボックスを通して接合し、また、ジャケット上部に上記気密スタフティングボックス付きスカベンジングボックスおよび燃焼室用水冷ジャケット、ライナを設置し、カバーによつて共締めした。4サイクル機関における吸、排気弁は、ともに排気弁とし、おのの排気枝管を結合し排気タービン相当の排気しほりオリフィスを介して煙道に接続した。

ピストン冷却は入口、出口ともテレスコ管による油冷却方式をとつた。しかし、ピストン温度計測時には、クロスヘッド用ピストンにつけたCA線引出し用スイングアームによつて給油した。

シリンダ注油は電動機駆動の注油機によつて、各シリンダ、前後左右の4点注油を行なつた。

燃料カム、排気カム、カム軸は2サイクル用に改造し、各カムは、タイミング変更、カム取換が可能なように、2つ割れ挿入形とした。

(3) 給気供給装置

給気は下記の圧縮機によつて圧縮し、2個のチャージタンクおよび流量計測オリフィス管を経て掃気集合管に導入した。それらは、掃気圧力変動を小さくするため十分の容積をとつた。

形 式 たて形2 シリンダ往復式圧縮機

シリンダ径 $230\text{ mm}\phi$

ピストン行程 150 mm

最高吐出し圧力 7 atg

最高回転数 600 rpm

電動機 30 PS 、速度可変形

なお、試験機関の組立断面図を図5.1に、外観写真を図5.2に、給気供給装置の外観写真を図5.3に示す。また試験機関の燃焼室形状と噴射方向を図5.4に示す。

5.4 実験内容

5.2節で述べた調査によつて次に示す実験を行なつた。

5.4.1 燃料噴射系の経年変化

(1) 噴孔摩耗拡大: 3孔- $0.29\text{ mm}\phi$ (面積100%)、3孔- $0.32\text{ mm}\phi$ (122%)、3孔- $0.35\text{ mm}\phi$ (145%)

(2) 噴射率低下: 燃料ポンププランジャ径 $12\text{ mm}\phi$ (面積100%)、 $10\text{ mm}\phi$ (約70%)

(3) 燃料弁の作動不良

スピンドルのステイック: 正常作動、半開(リフト 0.07 mm)ステイック、全開(リフト 0.16 mm)ステップ

開弁圧の低下: 開弁圧 200 atg (標準)、 150 atg 、 100 atg

後噴射の増大: 燃料噴射管長さ増大(約2.4倍)

なお、スピンドルのステイックは図5.5に示すホルダを用いて運転中に任意に再現させた。

5.4.2 冷却系の経年変化

(1) シリンダライナ、カバー冷却水量減少: 流量減少によつて機関出口温度を 40 , 60 , $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

(2) ピストン冷却油量減少: 供給油圧を 2.9 , 2.0 , 1.1 atg に低下。

(3) ピストン冷却油温度上昇: クーラの冷却度をかえ油平均温度を 14 , $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 上げる。

(4) ライナ冷却面: スリーボンド塗布。

(5) ピストン冷却面: 油焼付き(焼付き温度変更によつて条件変更)。

なお、(4), (5)は実験手法に問題があるので45年度の冷却系変更実験とともに行なう。

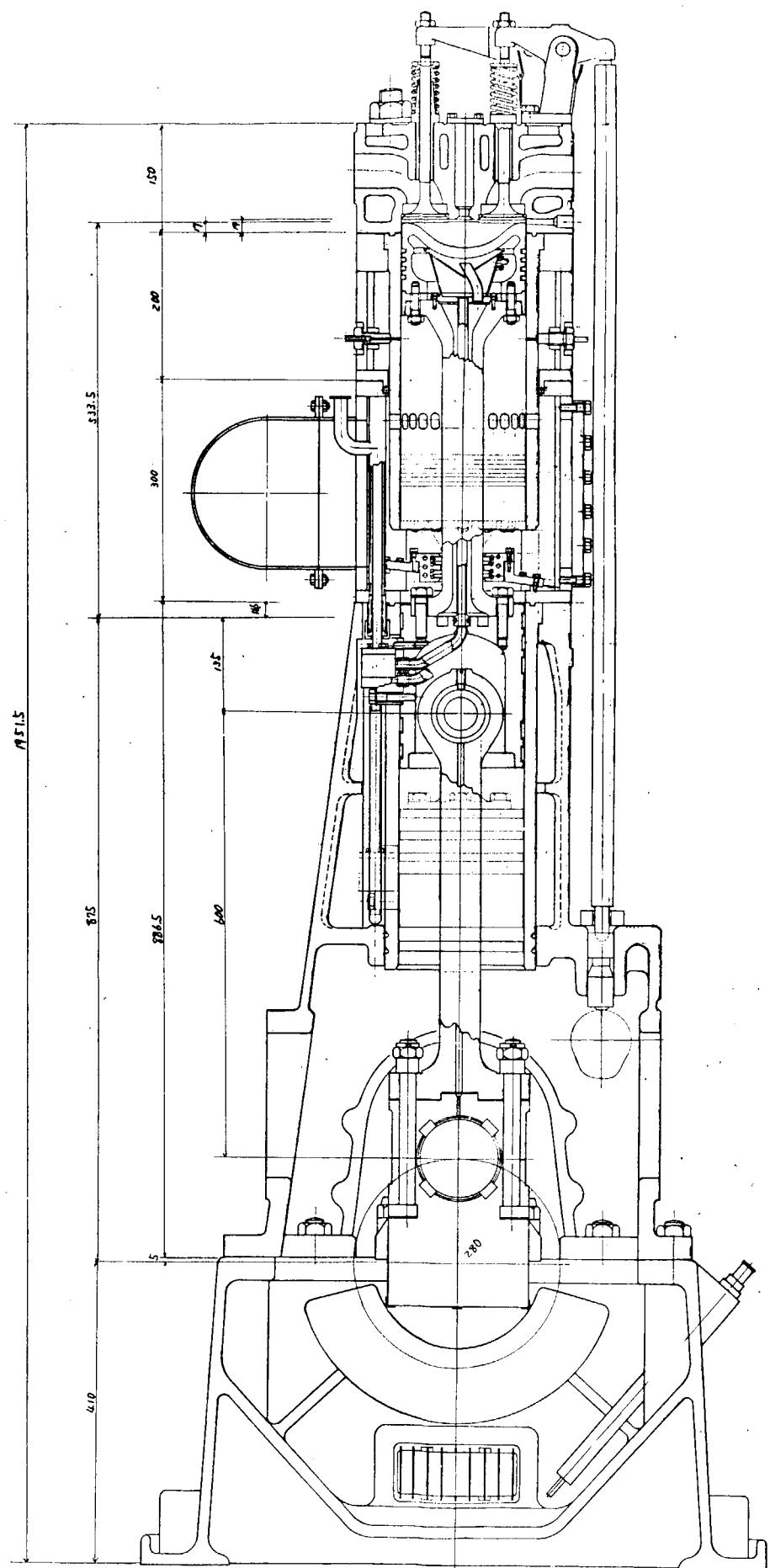


図5.1 試験機関の組立断面

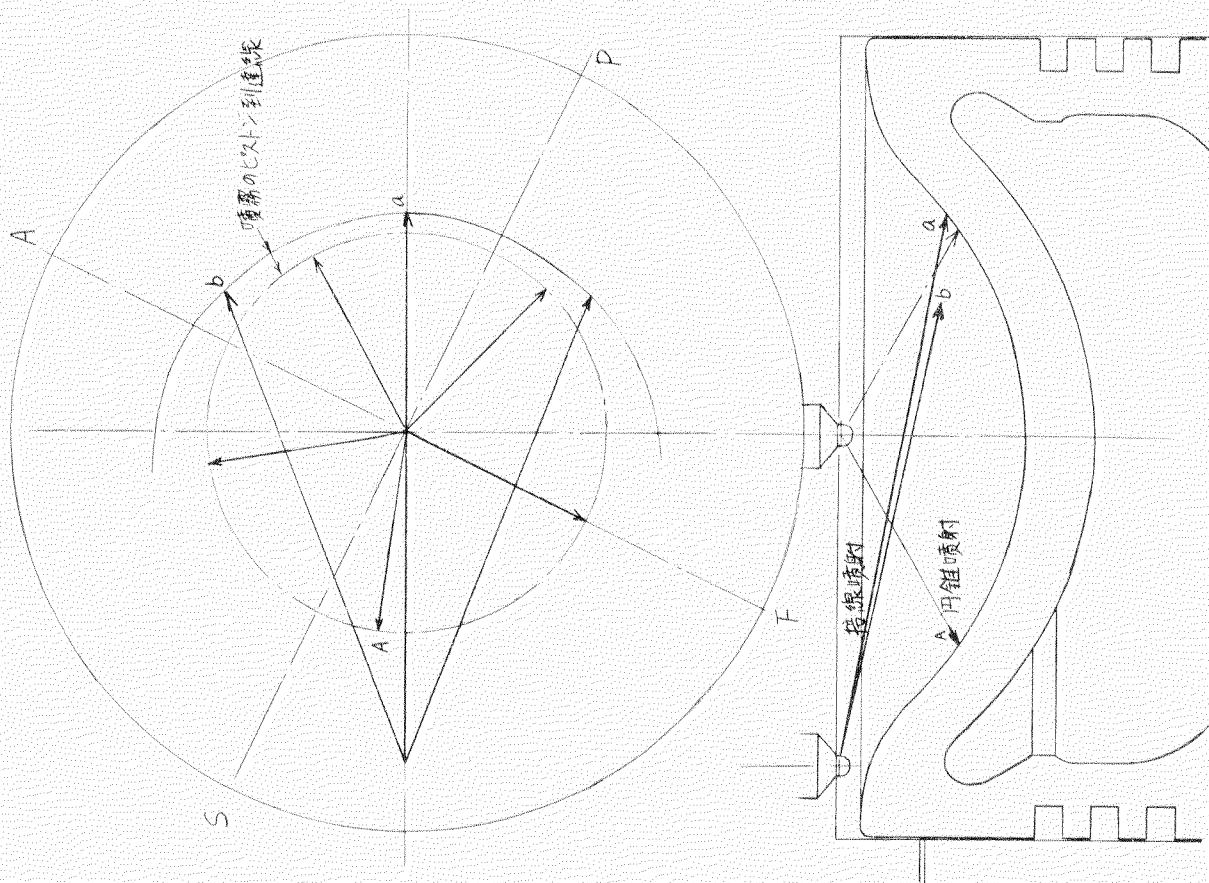


図 5.2 試験機関外観

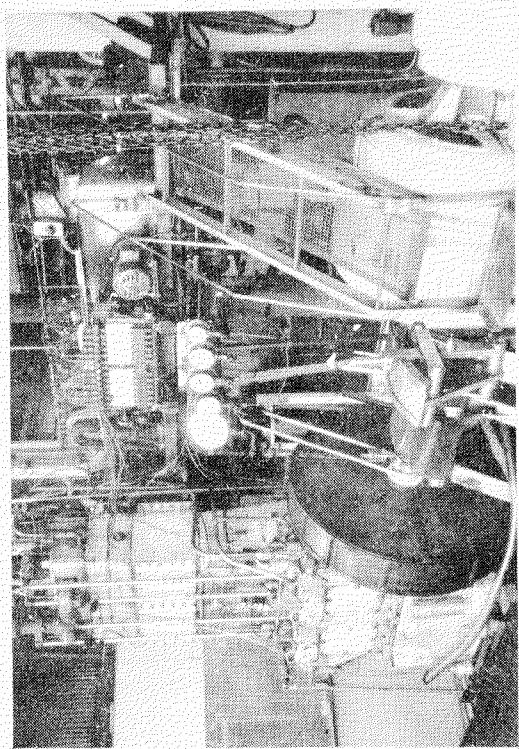


図 5.3 給気供給装置外観

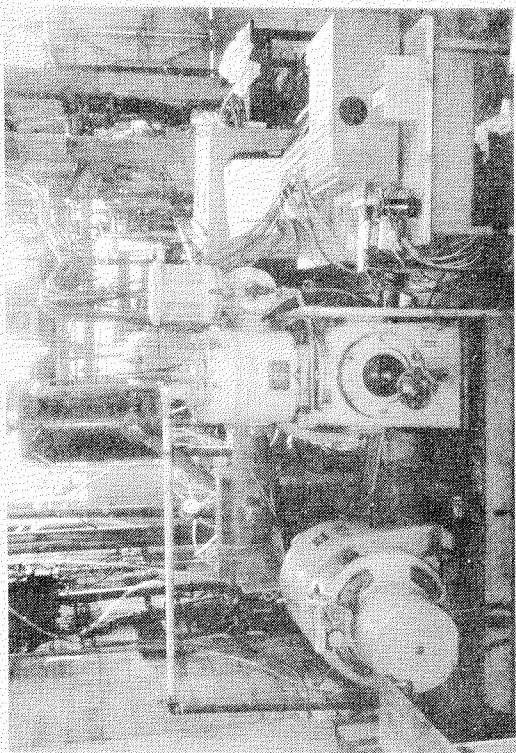


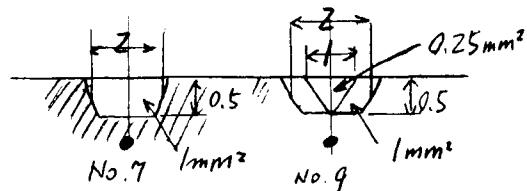
図 5.4 燃焼室形状と噴射方向

5.4.3 燃焼室構成部材の経年変化

(1) ピストンリング摩耗: M_1 リング切欠部をおのの20%，
4.0 mm切断

M_1 および $M_1 + M_2$ を除去

(2) 排気弁吹抜け: 弁座当り部の温度測定点上部に右図
の3種の切欠をもうけて試験した。



5.4.4 燃焼室壁面の経年変化

(1) シリンダ注油: 注油孔個数の減少（壁温測定部およびその他）

注油量の減少

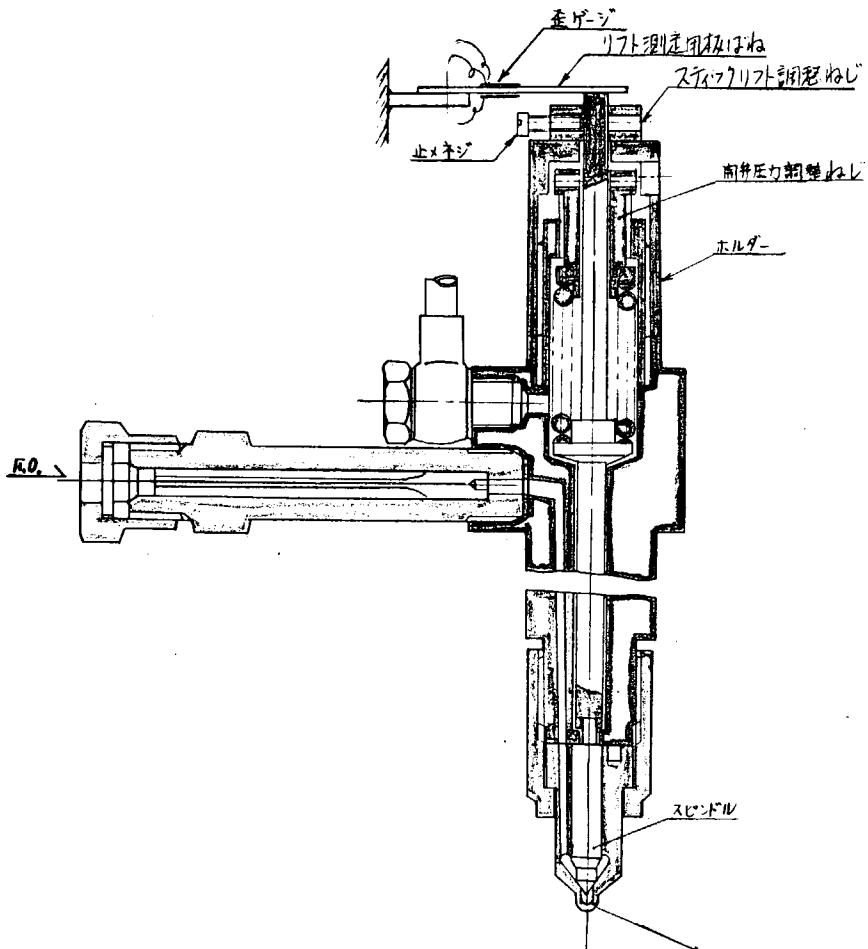


図 5.5 スピンドルステイク実験用燃料弁

5.5 計測内容および計測方法

計測内容は次のとおりである。

5.5.1 燃焼室壁温度

(1) ピストン

主断面をF側（将来、火炎観察用窓を設置）にとり、周方向、半径方向、軸方向、計29点の計測を行なつた。なお、第1リング上部では、リング切欠および注油量変更試験に備えて15mmおきに周方向に5点設置した。また、頂面では、F, A, P, S, FP中間, PA中間の6方向の温度変化および火炎観察窓直下の温度分布を知るために周方向に3点および3点設置した（図5.6参照）。

(2) ライナ

主断面をP側にとり、熱電対埋め込み孔からのクラックをさけるため、いくぶんばらして設置した。なお、ピストン第1リング上部と同じように、リング切欠きおよび注油量変更試験に備えて、ピストン上死点第1リング対応位置、掃気孔上部では周方向に15mmおきに5点、合計20点設置した(図5.7参照)。

(3) 排気弁

2個の排気弁のうち、A側の排気弁について燃焼室側中央点およびP、S側弁座当り部の計3点の計測を行なつた。なお、切欠試験に対しては図5.8に示す7点の計測を行なつた。

以上の温度計測用熱電対はすべて1mmφCAシース熱電対を用い、記録は、デジタル多点記録計によつた。なお、ピストン熱電対取り出しが図5.9、5.10に示すようにスイングアームによつた。また、排気弁熱電対取り出し部を図5.11、記録計を図5.12に示す。

5.5.2 インジケータ線図

インジケータ線図として、

掃気集合管内圧力	抵抗線式圧力検出器による
シリンド内低圧(注油孔にて計測)	"
掃 気 壓 力	"
シリンド内圧力	"
燃料噴射圧力	"
燃 料 弁 揚 程	板ばねひずみ計による
排 気 弁 揚 程	"
クランク角マーク	光電管による

を2m/s送りのオシログラフに導入して計測した(図5.12参照)。

5.5.3 その他

(1) 圧 力

掃気圧力、排気枝管内平均圧力を水銀マノメータで計測し、その他の圧力はブルドン管圧力計にて計測した。

(2) 温 度

シリンド出口排気温度を熱電温度計、冷却水、冷却油の機関入口、出口温度、掃気温度を0.2°C目盛水銀温度計にて計測した。

(3) 給 気 量

薄板標準オリフィス差圧によつて計測した。

(4) 冷却水、冷却油、燃料油量

メスシリンドにて測定。

(5) 出 力

負荷は発電機であるから、その出力電力から発電機効率(実測)によつて換算算出した。ただし、1シリンド運転の場合は機械効率が低下するからインジケータ線図から図示平均有効圧を算出し、図示出力によつて代用させた。

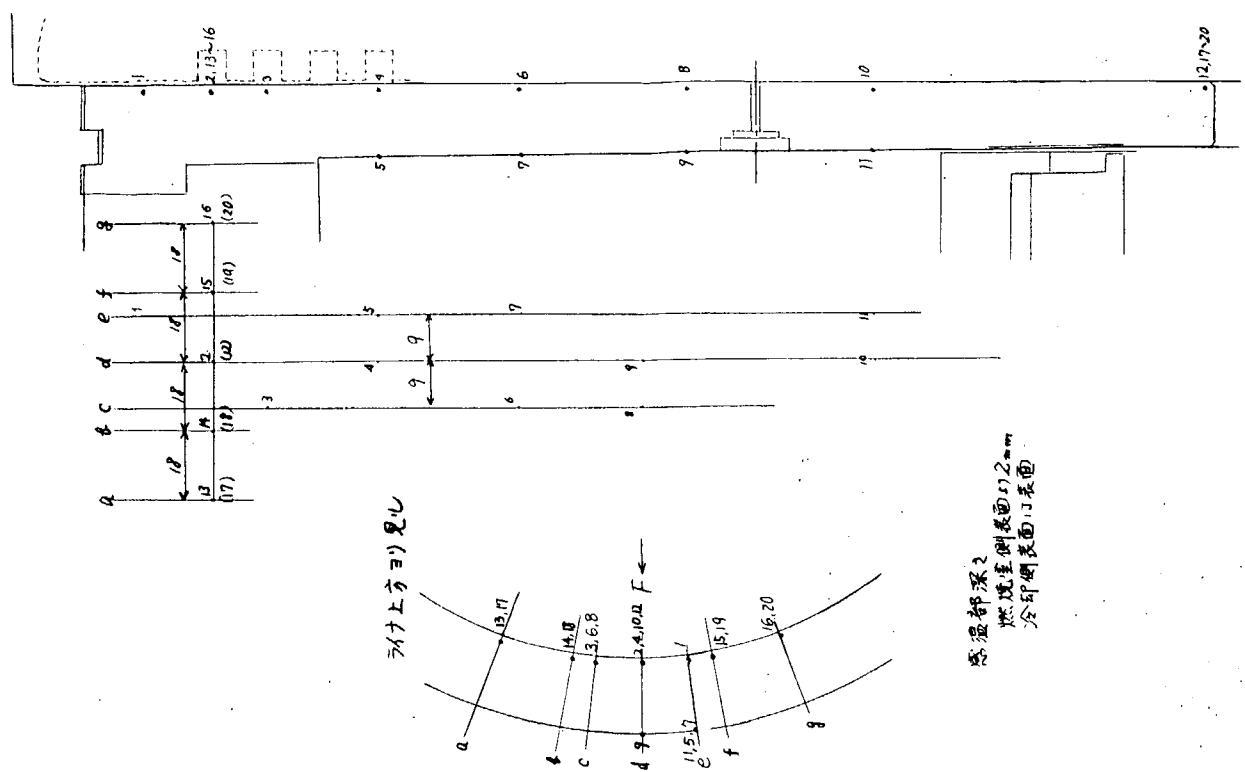


図 5.7 シリンダーライナ温度測定位置

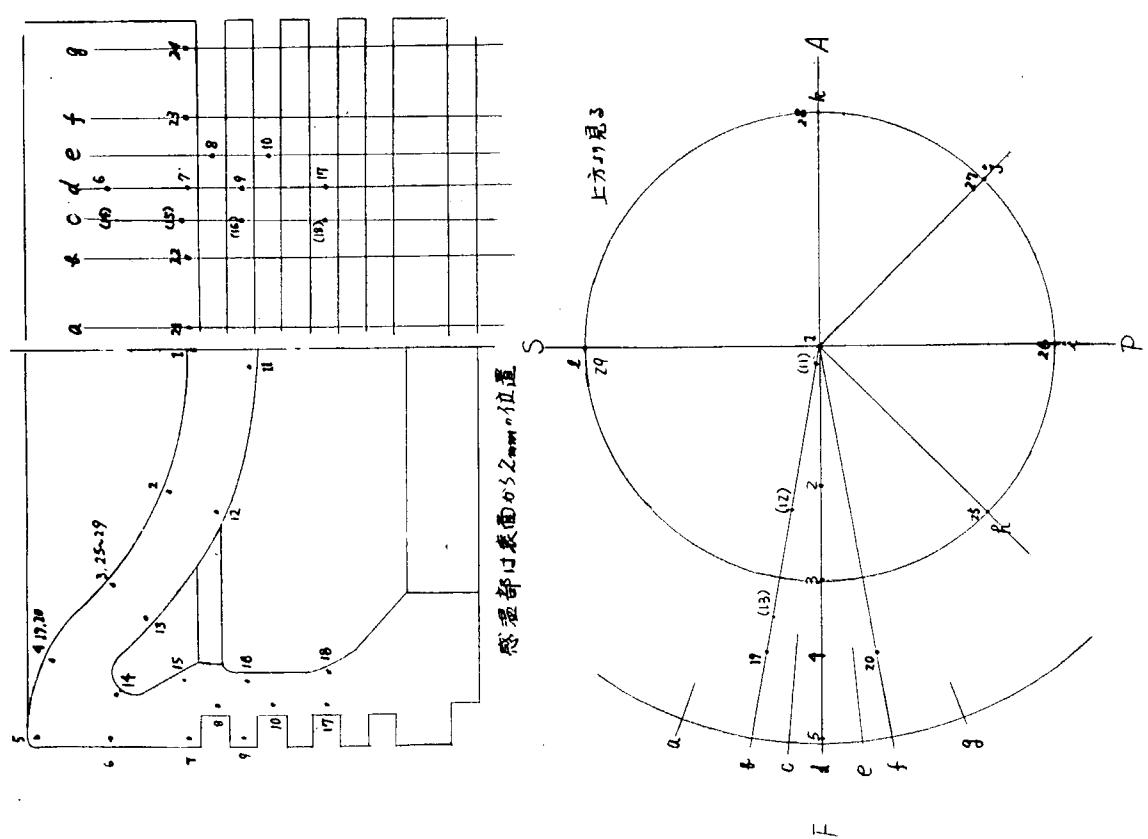


図 5.6 ピストン温度測定位置

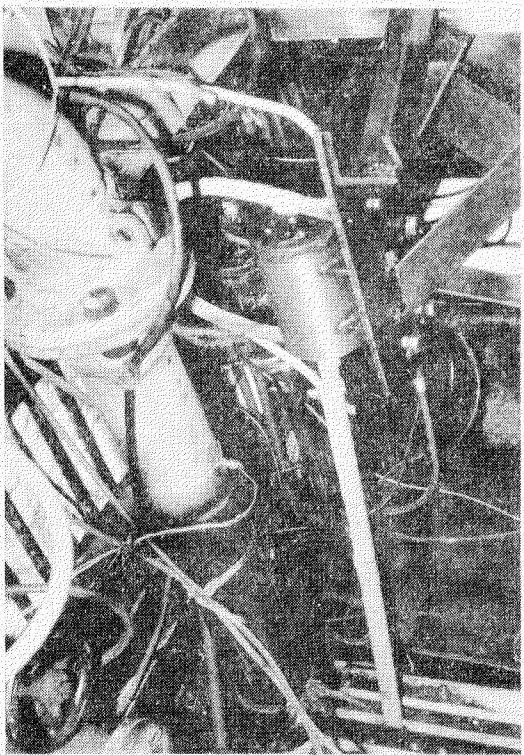


図 5.9 ピストン熱電対取出しスイングアーム

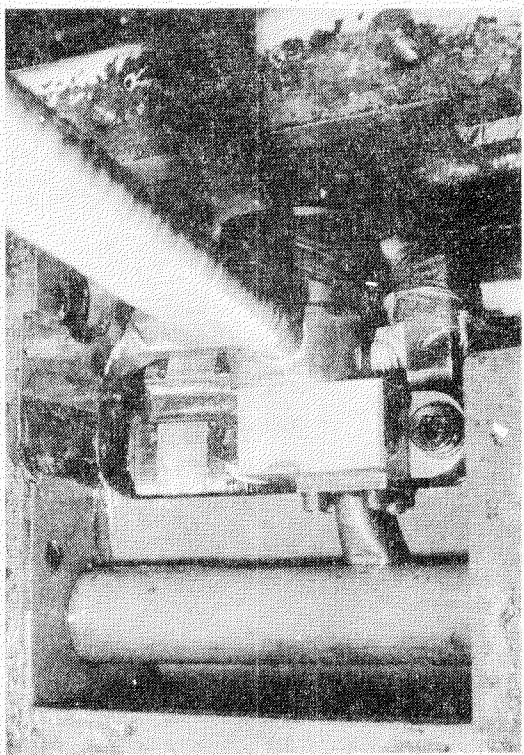


図 5.10 ピストン熱電対取出し部

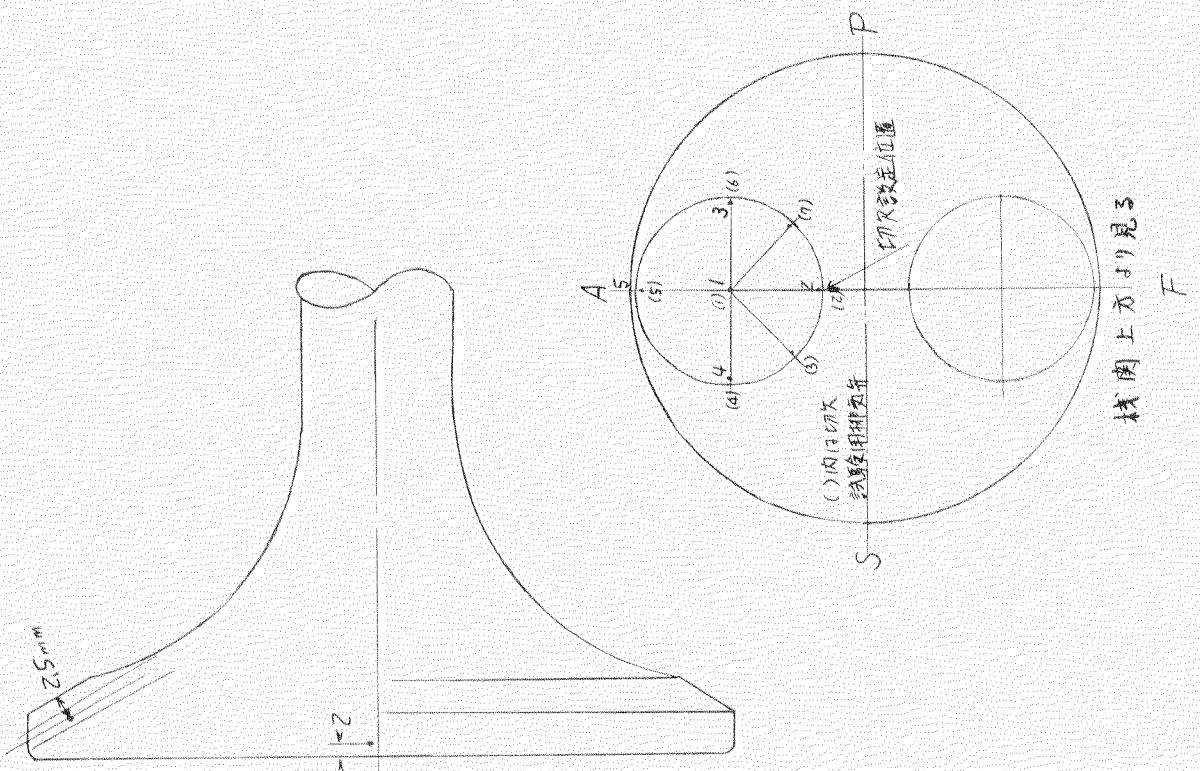


図 5.8 排気弁温度測定位置

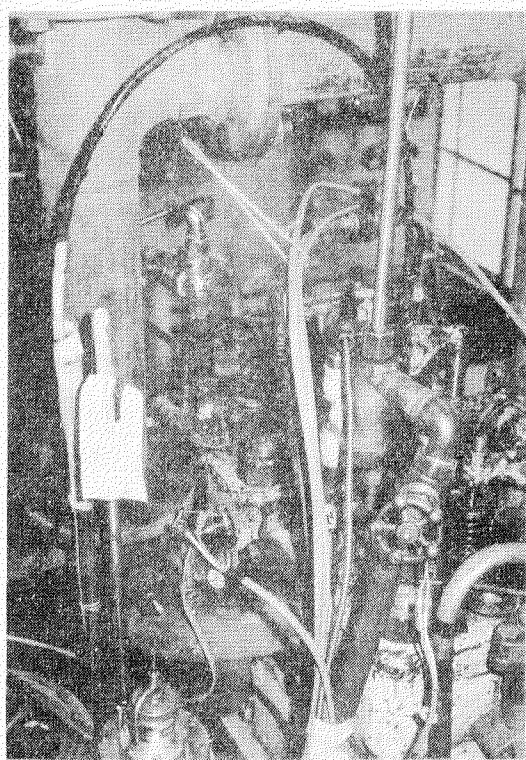


図 5.1.1 排気弁熱電対取出し部

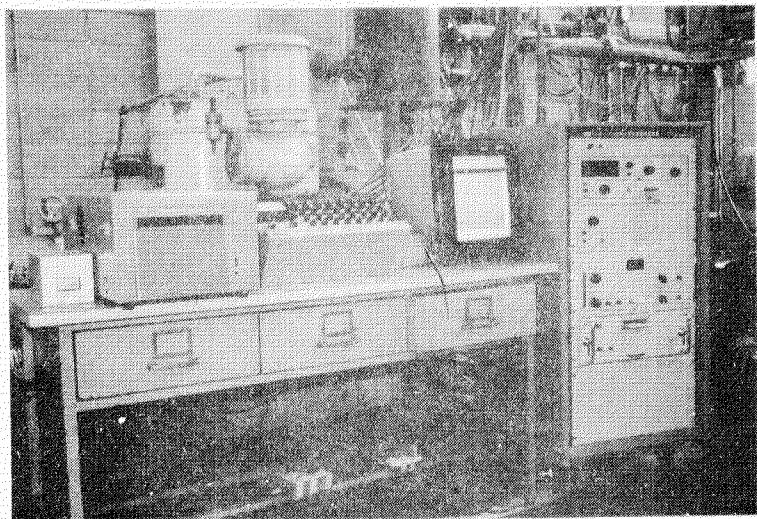


図 5.1.2 多点デジタル温度記録計およびオシログラフ

5.6 試験機関の特性試験

本実験を行なうに適当な試験機関の運転条件を得るために、次に示すような特性試験を行なつた。なお、給気圧縮機の圧縮空気量および負荷発電機容量が小さいため、1シリンダ運転を行なつた。したがつて、出力は図示出力を用いた。

5.6.1 初期仕様における負荷試験

(1) 試験条件

(a) 燃料噴射系

燃料噴射ポンプ：プランジャ径 $12 \text{ mm} \phi$ (カム揚程速度 0.188 mm/deg)

燃料噴射弁：本機関の燃焼室は B&W 形であるから接線噴射弁がマッチするが、ここでは、まず円錐形噴射弁で試験する。円錐角 120° , 噴孔 $5 \times 0.25 \text{ mm} \phi$
開弁圧 150 atm , 燃料吐出し始め $10^\circ\text{deg. B.T.D.C}$

(b) ガス流れ系

排気絞り オリフィスなし

掃気圧力 0.22 atm

(c) 負荷

機関回転数 514 rpm

(2) 試験結果とその検討

試験結果の性能値を図 5.1.3、燃焼室壁代表点の温度を図 5.1.4 に示し、出力 $p_i = 5.5 \text{ kg/cm}^2$ におけるガス流れインジケータ線図の一例を図 5.1.5 に示す。

排気絞り、オリフィスなしであるから、掃気圧力 1.25 atm であるが、圧縮始めの圧力はそれより約 0.12 atm 低く、 $p_i = 5.5 \text{ kg/cm}^2$ で、空気過剩率 λ は 2.1 になり、排気煙濃度、排気温度が高く燃料消費が悪くなる。壁温をみると排気弁温度が 480°C を越え、本排気弁材料(SUH3)では使用限界に近いので、この負荷を以後の実験負荷とする。

5.6.2 性能改良試験

(1) 試験条件

(a) 燃料噴射系

燃料噴射弁：円錐形噴射弁(前回)

燃料吐出し始め $10^\circ\text{deg. B.T.D.C}$

(b) ガス流れ系

排気絞り オリフィスなし

(c) 負荷

$p_i = 5.5 \text{ kg/cm}^2$ (発電機出力 12 KW)

機関回転数 514 rpm

(2) 試験結果とその検討

試験項目に対する性能値を図 5.1.6 に、壁温の断面温度分布と表面温度分布を図 5.1.7 ~ 5.2.0 に示す。

(a) 燃料噴射弁開弁圧の上昇

本機関はトランクピストン機関をクロスヘッド形に改造したものであるから、噴射管が長く 2段噴射の傾向がある。開弁圧を高くするとその傾向を減少することができる。開弁圧を 150 atm から 200 atm にすると、噴射最高圧力はあまり変らないが、燃焼最高圧力が上昇し、排気煙濃度、排気温度が低下し、壁温は全体的に下る。

(b) 掃気圧力の上昇

掃気圧力を 1.25 atm から 1.41 atm に上昇したが、本実験では排気しづりオリフィスなしであるから、圧縮始

めの圧力はあまり上昇せず、したがつて、圧力サイクルは大差ない。しかし、給気比は大巾に増加して吹抜け空気量が増加するため排気温度が下がり温度は全般的に下がる。ただしピストン中央部でかえつて上昇する。これは掃気流入速度の増大による残留ガスの加熱効果のためと思われる。

(c) 噴射管の短縮

2段噴射防止策の一つとして噴射管を180cmから最短の115cmに短縮した。噴射管を短くすると噴射最高圧力が上昇し、主噴射率が上昇して後噴射が少なくなる。したがつて、燃焼がよくなり、燃焼最高圧力が上昇する。そして、壁温をみると、排気弁温度、ピストン中央部の温度は上昇するが、ピストン外周部およびライナ温度は低下する。しかし、その変化は小さく7°C以下である。これは、噴射率の上昇によつて霧化がよくなり、噴射弁に近い所でよく燃えるためと思われる。

(d) 燃料噴射率の低下

上記のように本機関では2段噴射の傾向があるため、燃料ポンププランジヤ径を12mmφから10mmφに面積を30%減少させた。噴射率が小さくなると最高圧力が低下し後燃えが大きくなつて排気温度、排気煙濃度が高くなる。そして、排気弁温度は高くなるが、ピストン、ライナ温度は低下する。これは噴射圧力の低下によつて噴霧の貫徹力が減少するためと思われる。

以上の改良試験結果における $p_i = 5.5 \text{ kg/cm}^2$ のインジケータ線図を図5.2.1に示す。

5.6.3 燃料噴射時期変更試験

(1) 試験条件

(a) 燃料噴射系

5.6.2項の改良のもの

(b) ガス流れ系

排気しづりオリフィス：1個×20cm²（なしと大差なし）

掃気圧力 0.42 atm

(c) 負荷

燃料噴油量一定 PM=1.6 (0.185 g/cycle)

機関回転数 514 rpm

(2) 試験結果

試験結果を図5.2.2に示す。燃料吐出し時期を10deg. B.T.D.C.から13deg.まで進めたが、燃焼最高圧力が高くなり排気温度が低くなる。なお、壁温は最高圧力の上昇による最高温度、火炎挙動の増大によつて全般的に上昇する。

5.6.4 排気系変更試験

(1) 排気系の検討

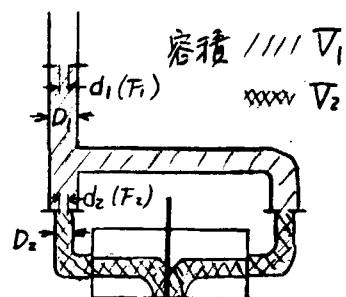
図5.1.5に示したように、排気絞りのない場合、シリンダ内圧力の排気吹出し降下は激しく、掃気孔開孔時前に大気圧以下に降下するし、実際の機関とはかなり異なる。いま、大型2サイクルディーゼル機関のターピンノズル面積とシリンダ面積の比φおよび排気弁からノズルまでの排気枝管容積とピストン行程容積V_{st}の比φをみると、

$$\phi = 0.09, \quad \varphi = 0.48 \sim 0.92$$

そこで、次のような排気系変更試験を試みた。

排気枝管容積 V₁ ($\varphi = 1.88$) および V₂ ($\varphi = 0.54$)

ただし、オリフィス面積 $F_1 = 20 \text{ cm}^2$ ($\phi = 0.09, m = 0.4$) および $F_2 = 2 \times 10 \text{ cm}^2$ (下記)



排気絞りオリフィス: $F_2 = 2 \times 10 \text{ cm}^2$	$\phi = 0.09$	$m = \frac{d_2^2}{D_2^2} = 0.30 / 0.51^*$	V ₂ [m/s]
2 × 7.5	0.068	0.23 / 0.38	
2 × 5	0.045	0.15 / 0.23	

(注) * 2本の本支管で異なる。

(2) 試験条件

排気系以外 前同

(3) 試験結果

試験結果の性能値を図5.23、壁温を図5.24、シリンダ内圧力を図5.25、排気枝管内圧力を図5.26に示す。

まず、排気枝管容積を小さくすると排気吹出し中のシリンダ内圧力の降下がゆるやかになり排気管内圧力が低くなり、排気弁閉弁時の圧力がやや低下するが、給気比が高くなり排気温度、壁温はいくぶん低下する。次に、排気絞りオリフィス面積を小さくすると排気管中の圧力が高くなり排気吹出し中のシリンダ内圧力の降下がゆるやかになり、面積を $2 \times 7.5 \text{ cm}^2$ 以上にすると掃気孔開孔時(S.O.)のシリンダ内圧力が掃気圧力以上になり、実際の2サイクルディーゼル機関にみられる程度の圧力傾向を示し、ピストンのM.1リングが掃気孔開孔する時期以降にピストンとライナの間隙から図5.25のハッキングで示す燃焼ガスの逆流現象が推定される。また、オリフィス面積が減少すると掃、排気のガス流れ抵抗が大きくなり、圧縮始めのシリンダ内圧力が高くなり、シリンダ内充てん空気量に対する空気過剰率が上り、排気煙濃度が低下するが、掃気圧力を一定に保つため給気比が減少し排気温度、壁温が上昇する。なお、圧縮圧力の上昇によって着火遅れが小さくなり爆発度が低下するため最高圧力は大きい変化を示さない。

以上の結果より、実際の機関の給気比、空気過剰率、排気吹出し中のシリンダ内圧力を考慮して、 $\varphi = V/V_{st} = 0.54$, $F = 2 \times 7.5 \text{ cm}^2$ を採用した。

5.6.5 接線噴射弁による燃焼試験

本機関の燃焼室は、本来接線噴射弁がマッチすることは図5.4に示すとおりである。それは図5.17～5.20にて示した壁温分布を見ても、ピストンの半径方向最高温度が、中心から35%のところにあり、また外周端でまた温度上昇を示し、大型機関のそれとかなり異なる。そこで、図5.4に示すような接線噴射弁を採用し噴射方向および噴孔数(面積一定)、噴孔拡り角の変更試験を行なつた。

(1) 試験条件

(a) 燃料噴射系

燃料吐出し始め: 13 B.T.D.C. (deg.) にて噴射弁変更

燃料ポンプ: プランジャー径 10 mm ϕ

(b) ガス流れ系

5.6.4項にて決定したもの、 掃気圧力: 前同

ただし、噴射方向変更試験は、 $\varphi = V/V_{st} = 1.88$, $F_1 = 20 \text{ cm}^2$

(c) 負荷

前同

(2) 試験結果

図5.27に燃料噴射方向と性能値、図5.28に噴孔拡り角、噴孔数および噴射方式(接線噴射と円錐噴射)に対する性能値、図5.29にそれらの変更試験時のピストン頂面の周方向温度分布、図5.30に噴射方向に対するピストン頂面温度分布、図5.31および5.32に噴孔数および噴孔拡り角とピストン、ライナの燃焼室側表面温度分布を示す。

(a) 噴射方向の影響

噴射方向を掃気うず流れに対しして順あるいは逆方向に噴射すると、いずれも燃焼が悪くなつて排気煙濃度が高

くなり、燃料消費が悪くなつて出力が低下する。しかし、排気温度は中央噴射が最も高い。これは順、あるいは逆方向にすると火炎が燃焼室壁によく接し冷却損失が増すためと思われる(図5.2.7)。

次にピストン頂面温度分布をみると(図5.2.9, 5.3.0)、中央方向に噴射すると噴霧火炎はうず流れ方向に流されて ℓ 方向が極大、 i 方向が極小になる。次に、10deg.逆方向に噴射するとその傾向が大きくなるとともに火炎が燃焼室中央に流れ中心部が高く、外周部が低くなる。反対に10deg.順方向に噴射するとうず流れによつてうず流れ方向に流され a 方向が極大、 $i \sim k$ 方向が極小になり、かつ半径方向にみると中心部が低く、外周部が高くなる。そして、極端に順方向あるいは逆方向に噴射させると、いずれの場合も10deg.順方向噴射の場合とほぼ同じ周方向温度分布を示す。以上の試験の結果、性能のよい中央噴射を採用する。

(b) 噴孔数の影響

中央噴射にて噴孔数を2孔から5孔にする(ただし、噴孔面積は5孔の7.8%以外9.8~10.2%の範囲内)にすると爆発度、燃焼最高圧力が低下し、排気温度、煙濃度が上昇し、出力が低下して燃料消費が悪くなる(図5.2.8)(5孔の場合噴孔面積が小さいので少し傾向が違うが、面積と同じにすれば傾向は合致すると思われる。図5.3.7-1参照)。

なお、ピストン頂面周方向温度分布は2孔の場合、掃気うず流れに流され d 方向で極大、 k 方向で極小であるが、噴孔数を3孔にするとうず流れの上流側の温度が上つて下流側の温度が下り、4孔になるとその傾向が強くなつて ℓ 方向で極大、 i 方向で極小になり、極大、極小の温度差が減少する。これは、噴孔数が多くなると噴孔径が小さくなり霧化がよく、貫徹力が減少することと全噴霧の拡がりが大きくなるためであろう。なお、5孔にするとその傾向とは逆に、2孔の場合と3孔の場合の中間の傾向を示すが、これには噴孔面積減少の影響も考えられる(図5.2.9)。次に、ピストン頂面半径方向温度分布とライナの温度分布をみると(図5.3.1)、噴孔数が多くなると燃焼室中心部の温度が下り、外周部の温度が上がる。これも噴霧の霧化がよく貫徹力が小さくなり、うず流れによつて噴霧が外周部に吹きとばされるためであろう。

(c) 噴孔拡り角の影響

3孔弁の中央噴射で噴孔の拡り角を15deg.から35deg.にすると燃焼圧力は大差ないが、排気温度が下がり出力が増し燃料消費がよくなる。そして排気煙濃度は20deg.がもつともよい(図5.2.8)。また、燃焼室側表面の温度分布をみると(図5.2.9, 5.3.2)、15deg.の場合 ℓ 方向で極大、 i 方向で極小であるが、拡り角を大きくすると極大点がうず流れの方向にずれるとともに燃焼室中心の温度が下がり、外周部の温度が上がる。

(d) 噴射方式の影響

図5.2.8に5孔0.25mmφ噴孔の円錐噴射弁における燃料吐出し始め10deg. B.T.D.C.の性能値を付記したが、それは、燃料吐出し始め13deg. B.T.D.C.の接線噴射弁よりよい燃焼性を示し(最もよい2孔噴射弁とは同じ)、このような燃焼室においても噴霧の霧化、分布のよい円錐噴射弁のほうがよいことがわかる。すなわち、接線噴射弁では、噴射弁が燃焼室外端にあるため、(a)~(c)にて示したように、噴霧の分布をよくするためには、どうしても貫徹力を大きくしなければならずそのためには噴孔数が減り、拡り角を大きくしても全噴霧の分布が悪くなるためで、やはり、この場合は噴射弁数を2個にすべきと考えられる。

本実験は燃焼室壁熱負荷に関する実験研究であるから、燃焼性能より壁温分布を考え、それが、もつとも大型機関に類似している噴射弁として、3孔×0.32mmφ噴孔で拡り角30deg.の接線噴射弁を標準弁とする。

5.6.6 負荷特性試験

以上で求めた燃料噴射系、ガス流れ系の標準条件にて最終的負荷特性試験を実施した。結果を性能値:図5.3.3、壁温:図5.3.4に示す。掃気圧力は0.42atg.一定としたのでシリンド充てん空気の空気過剰率 λ は負荷の増大とともに減少し、排気温度、煙濃度、燃料消費が増大し、壁温が上昇する。5.6.1項にも述べたように、本機関の排気弁は、S.U.H.3を用いているので、その使用濃度限界を5.0°Cとして以下の実験に対する負荷を $p_1 = 5.2$ とした。なお、その負荷における空気過剰率は約2.5であり、妥当である。

なお、 $p_1 = 5.2 \text{ kg/cm}^2$ におけるインジケータ線図を図5.3.5、P-V線図を図5.3.6に示す。

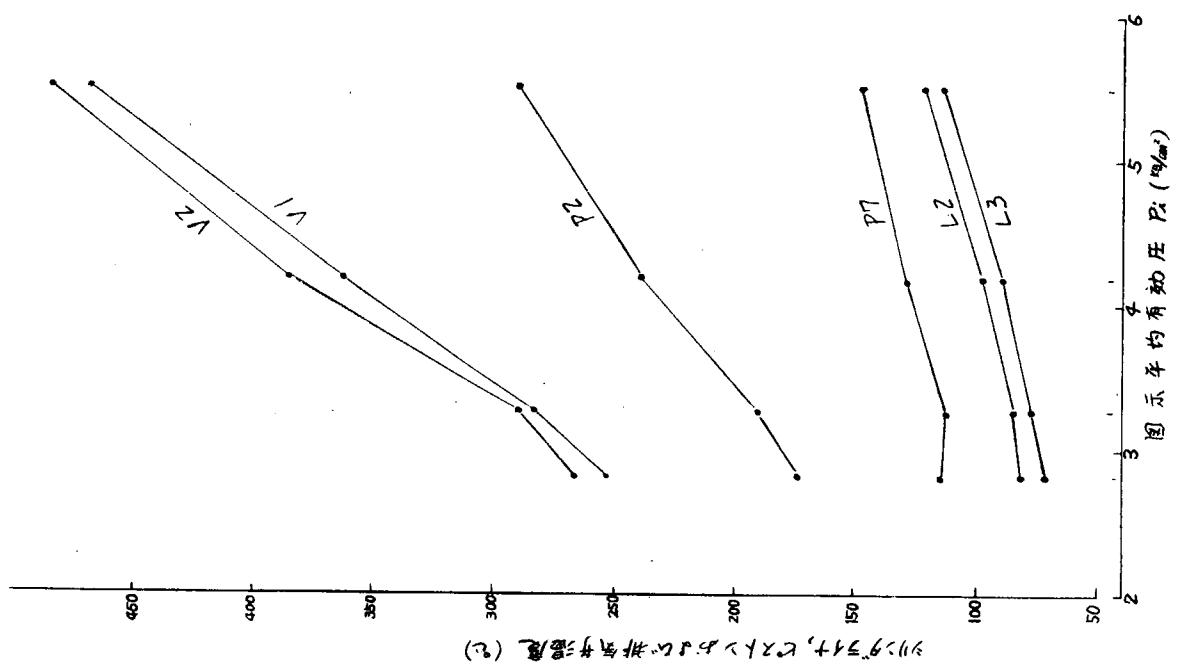


图 5.1.4 初期仕様における負荷特性(燃焼室壁温度)

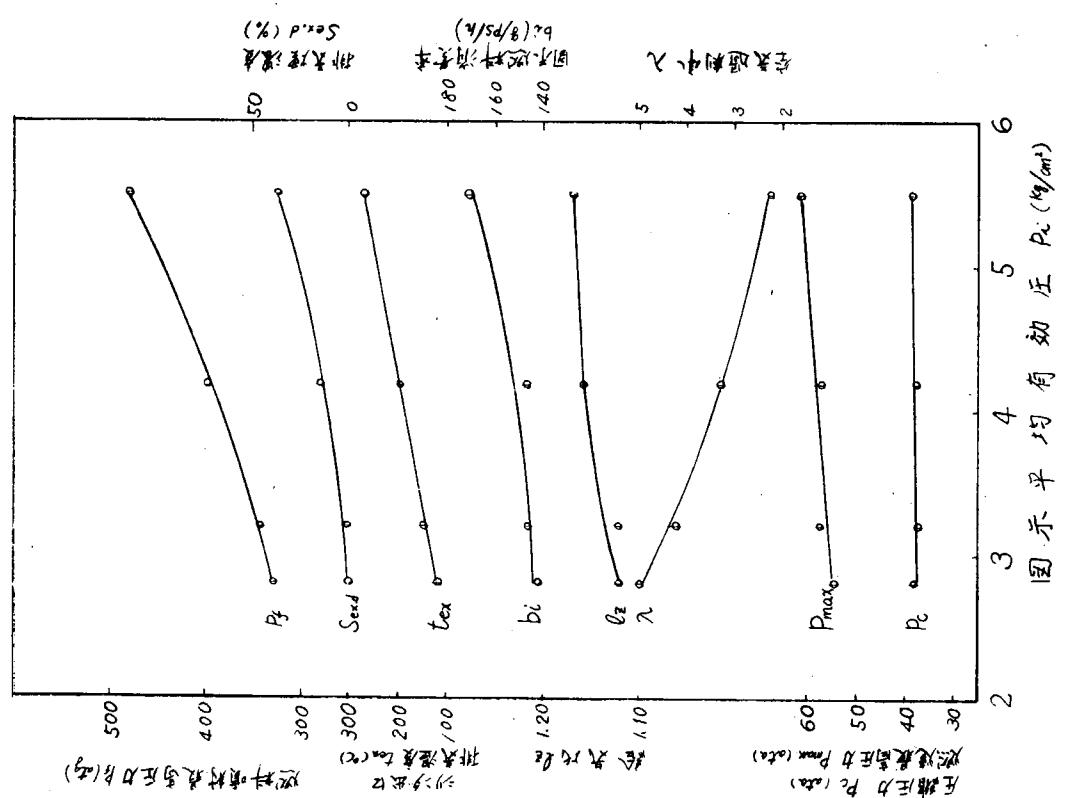


图 5.1.3 初期仕様における負荷特性(性能値)

図 5.1.6 性能改良試験結果(性能値)

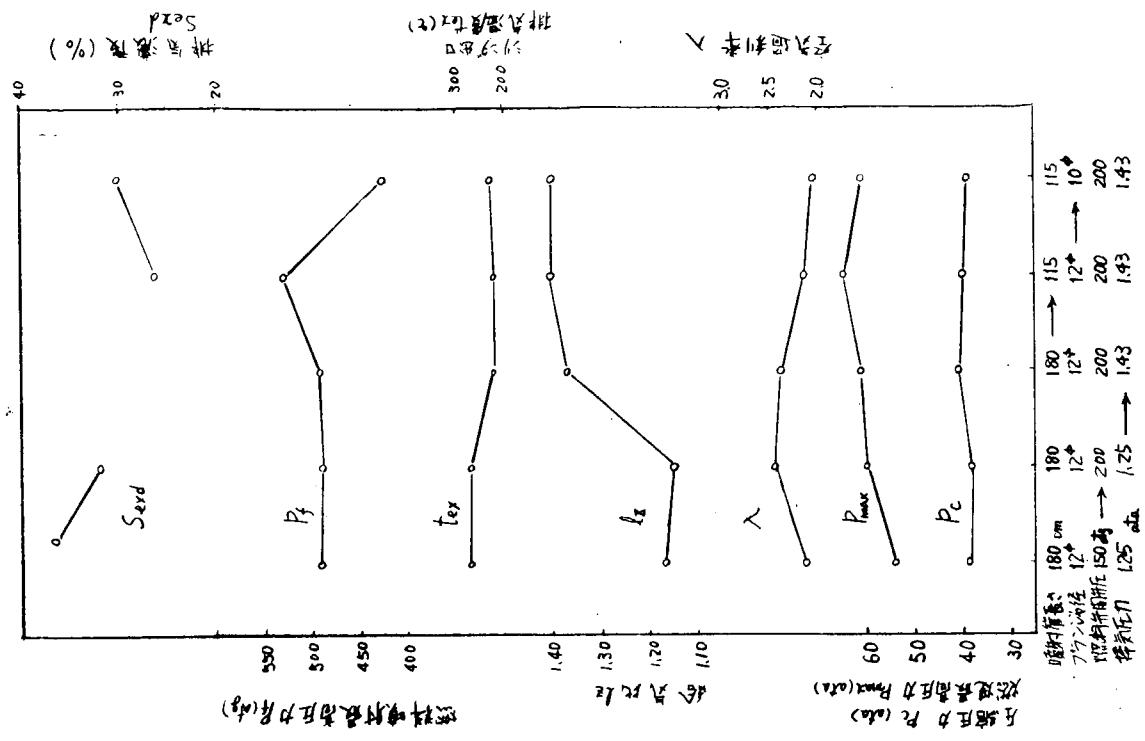


図 5.1.5 ガス流れインシケータ線図の 1 例

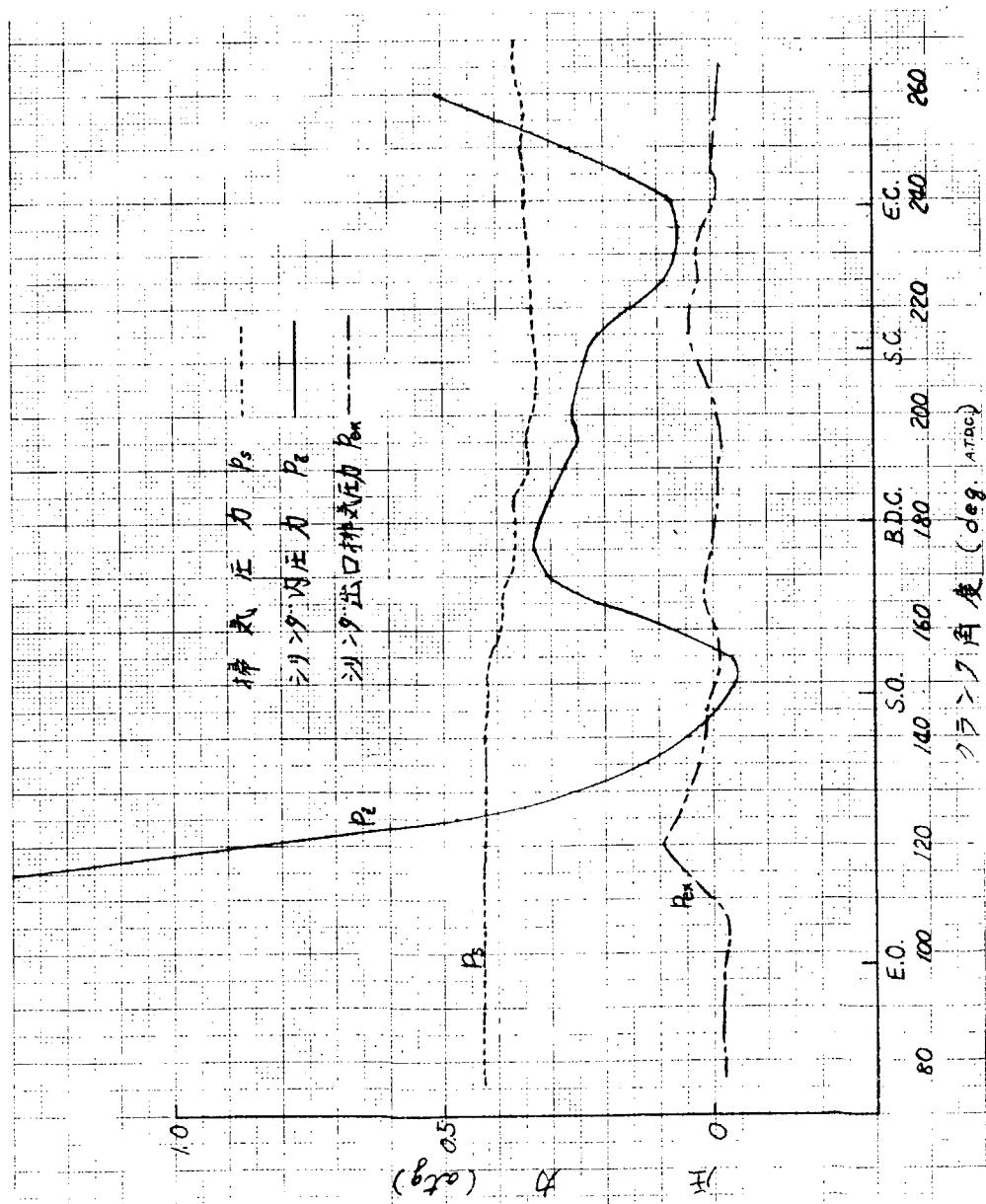


図 5.1.8 燃焼室側表面、断面温度分布(掃気圧力の上界)

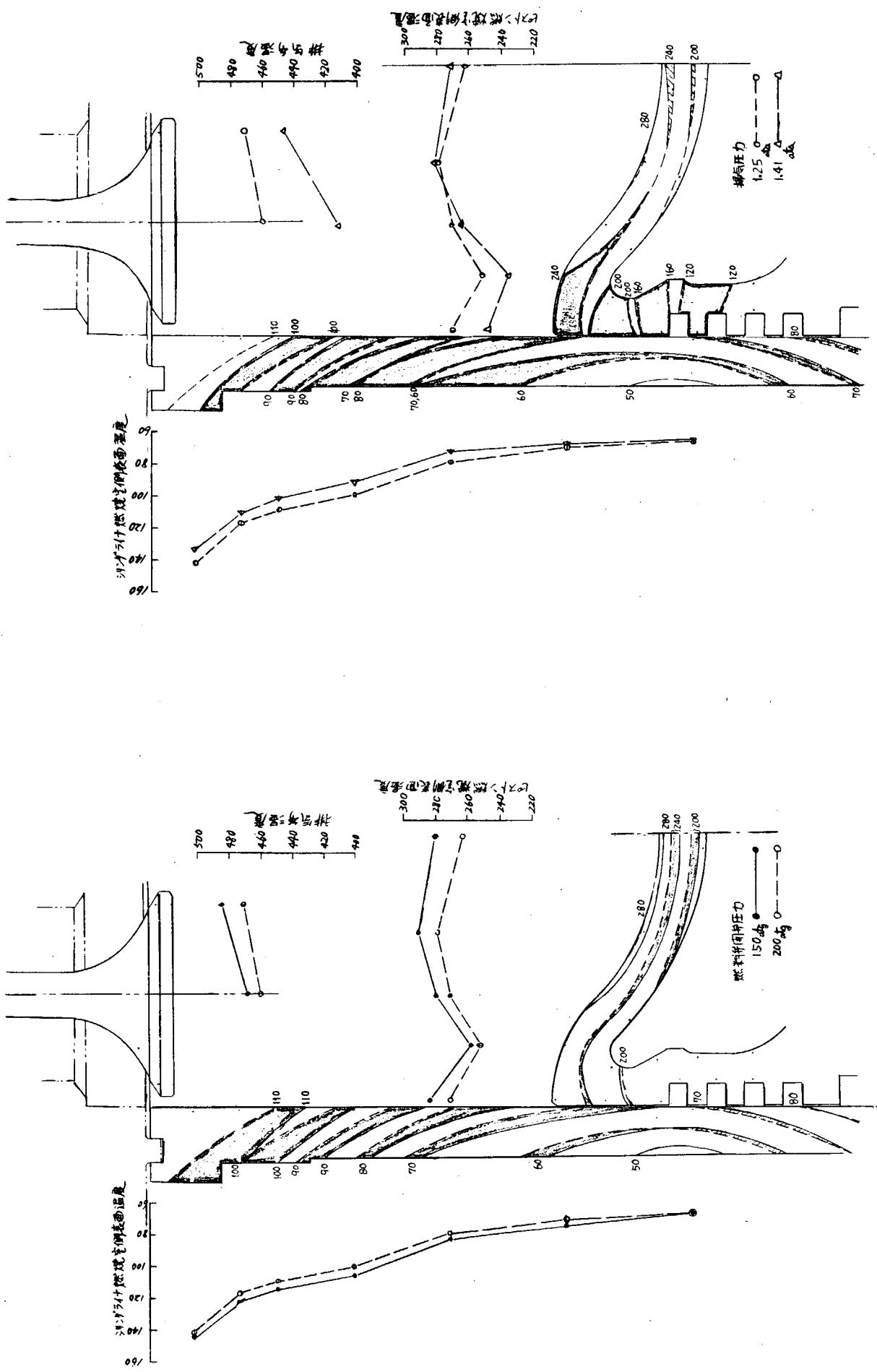


図 5.1.7 燃焼室側表面、断面温度分布(燃料弁開弁圧力の上界)

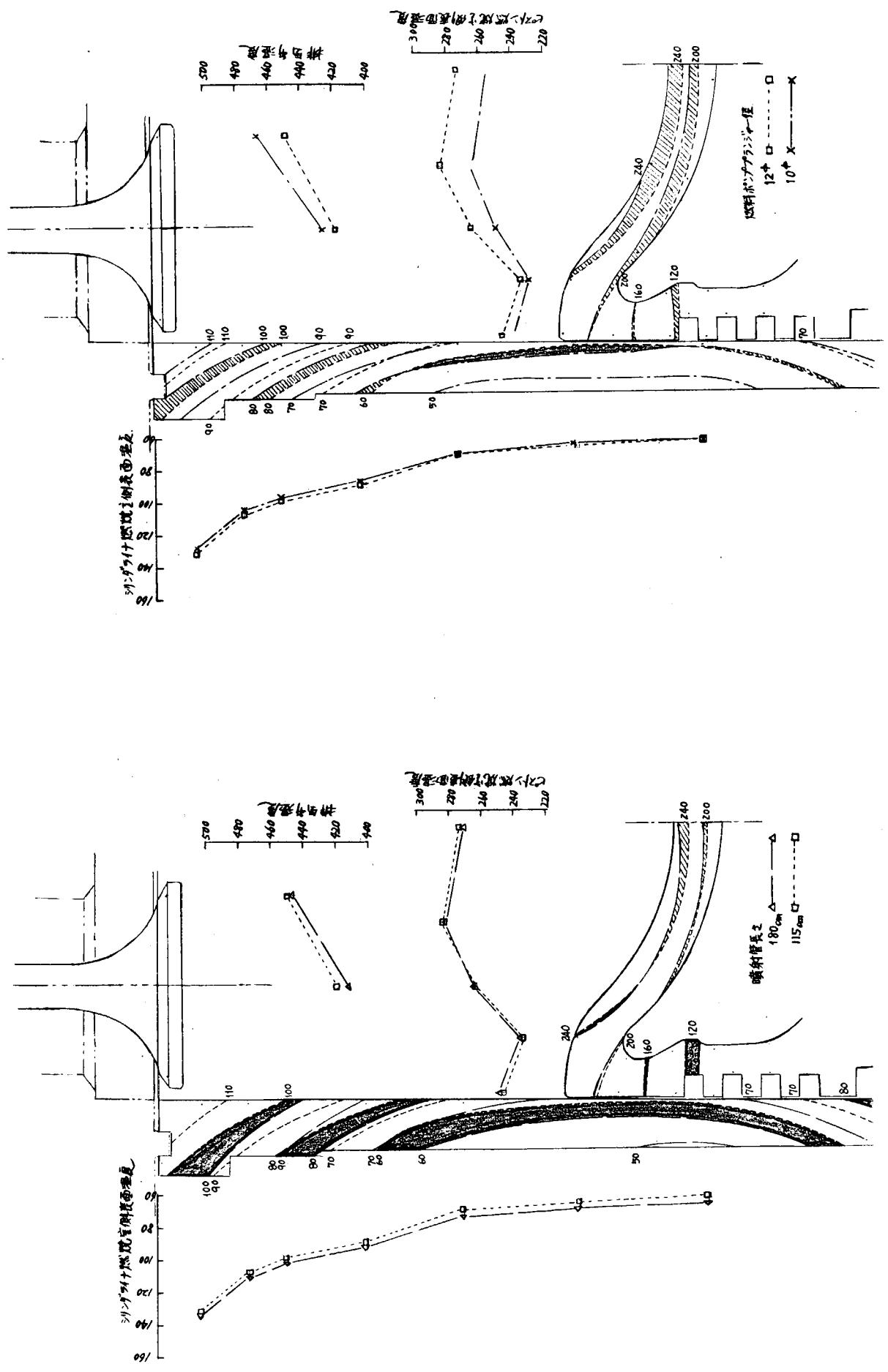


図 5.19 燃焼室側表面、断面温度分布(噴射管長さの短縮)

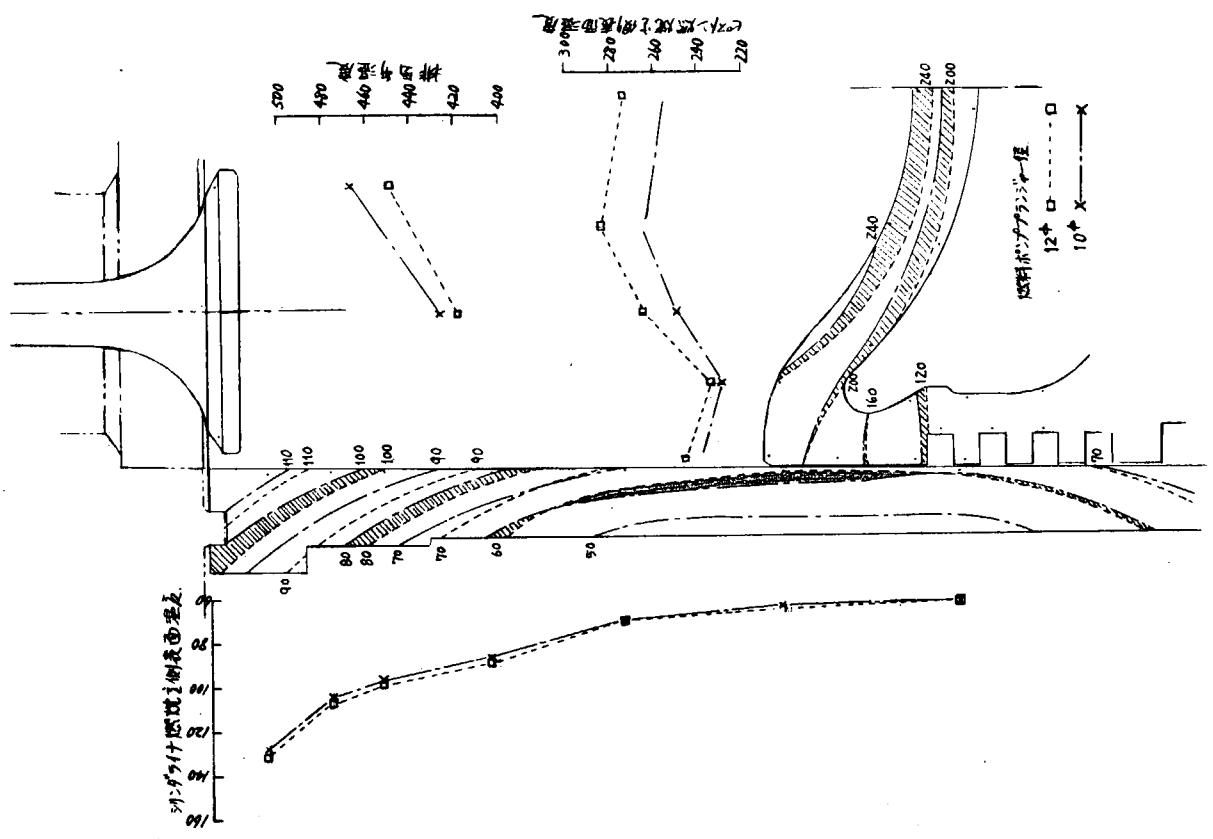


図 5.20 燃焼室側表面、断面温度分布(ポンププランジャ径の縮小)

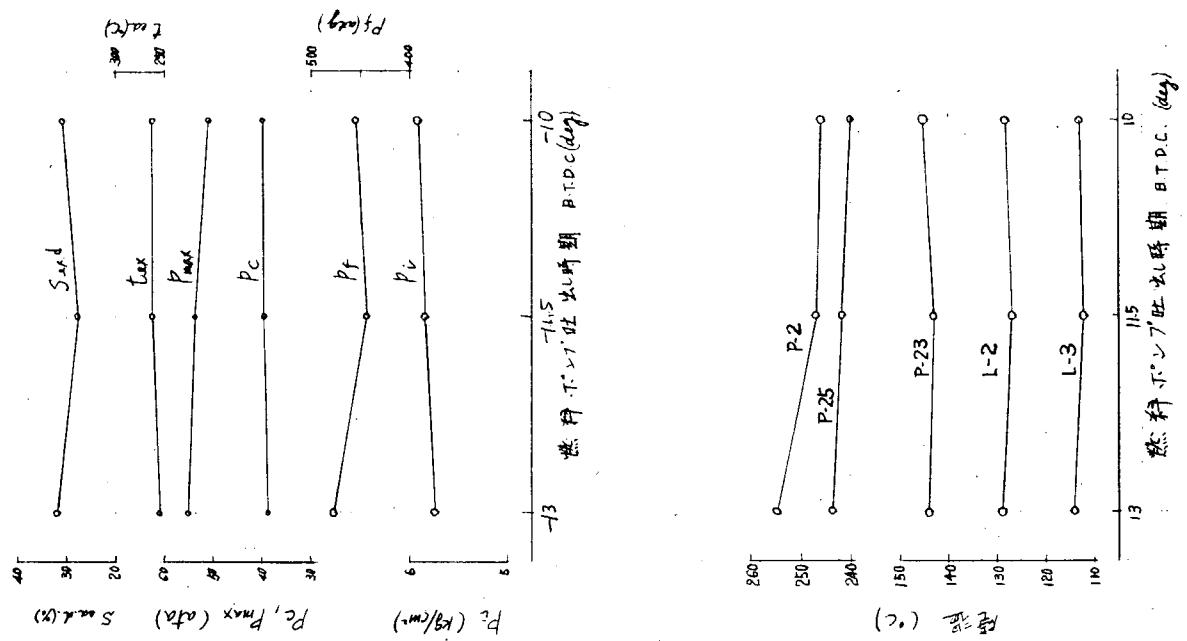


図 5.2.2 燃料噴射時期変更試験

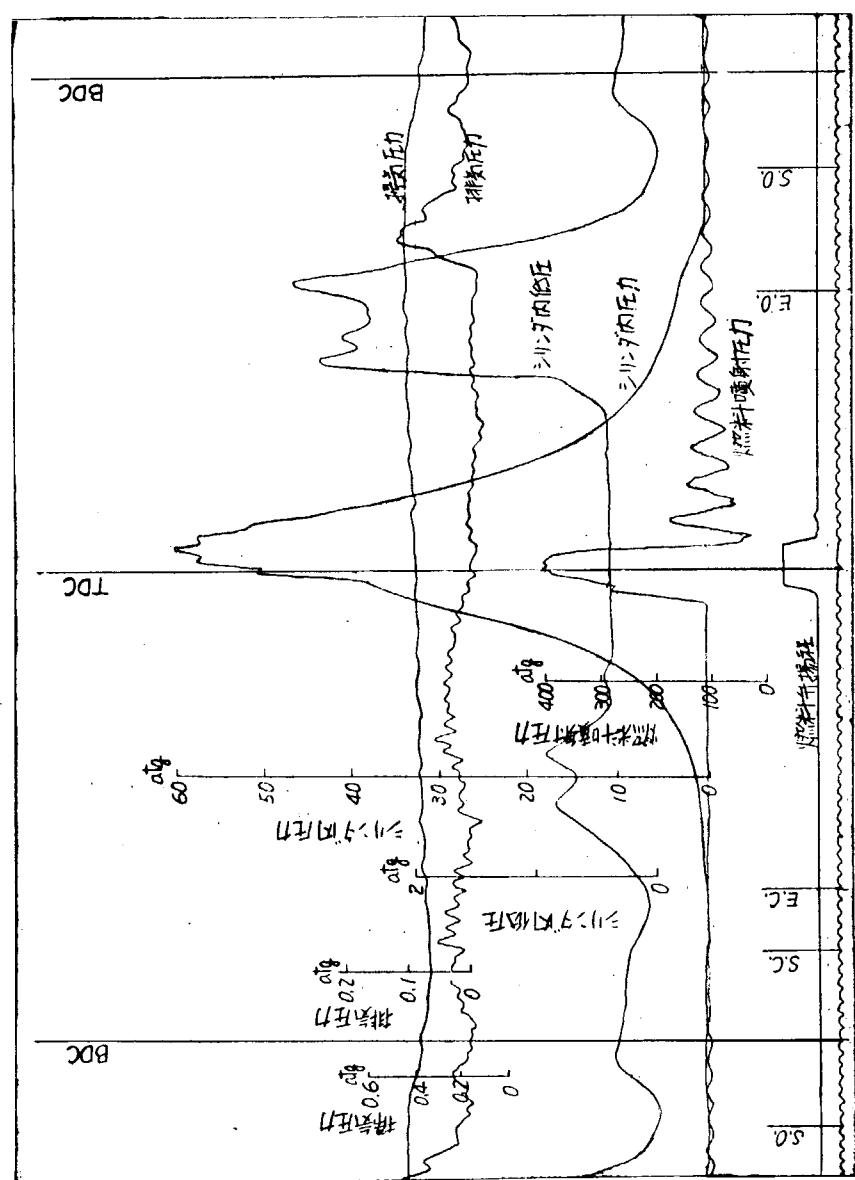


図 5.2.1 インジケータ線図の1例

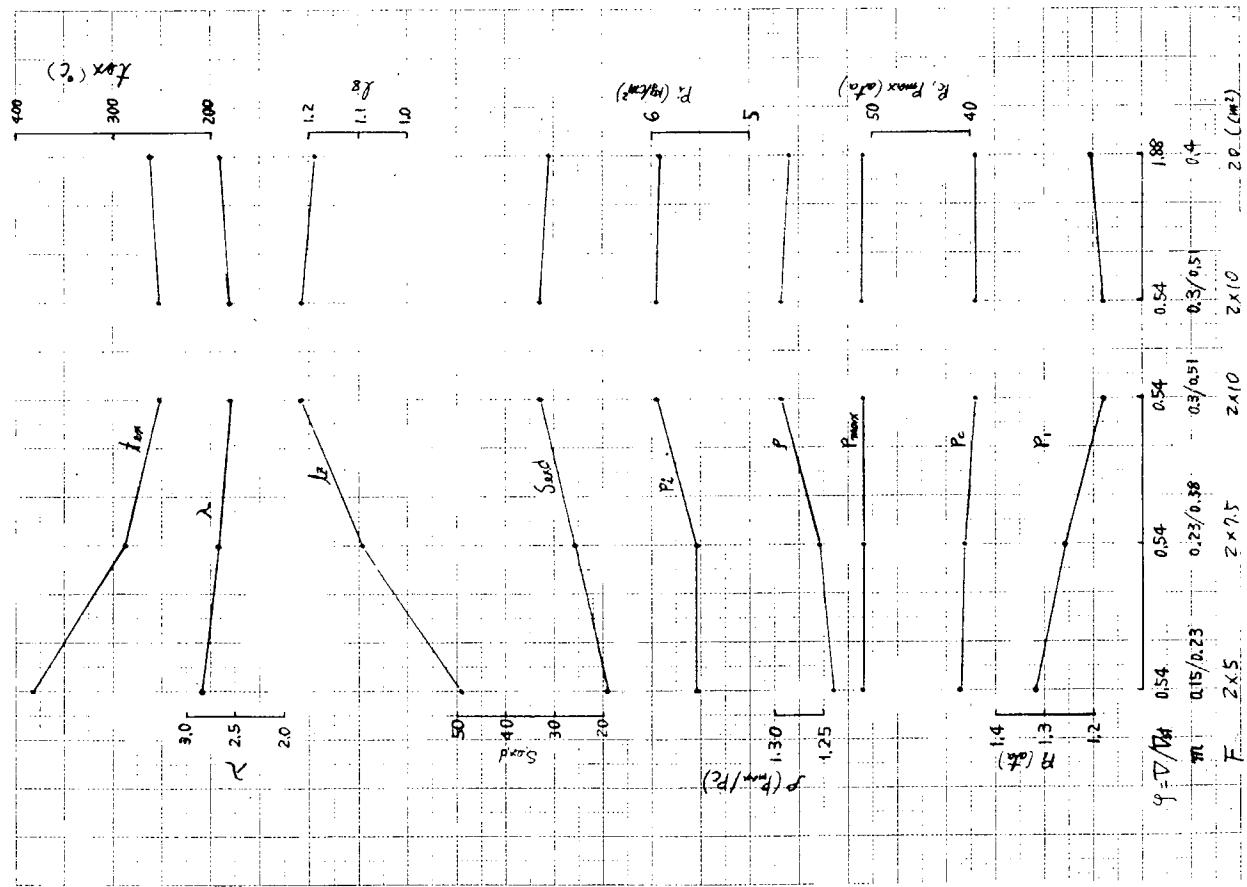
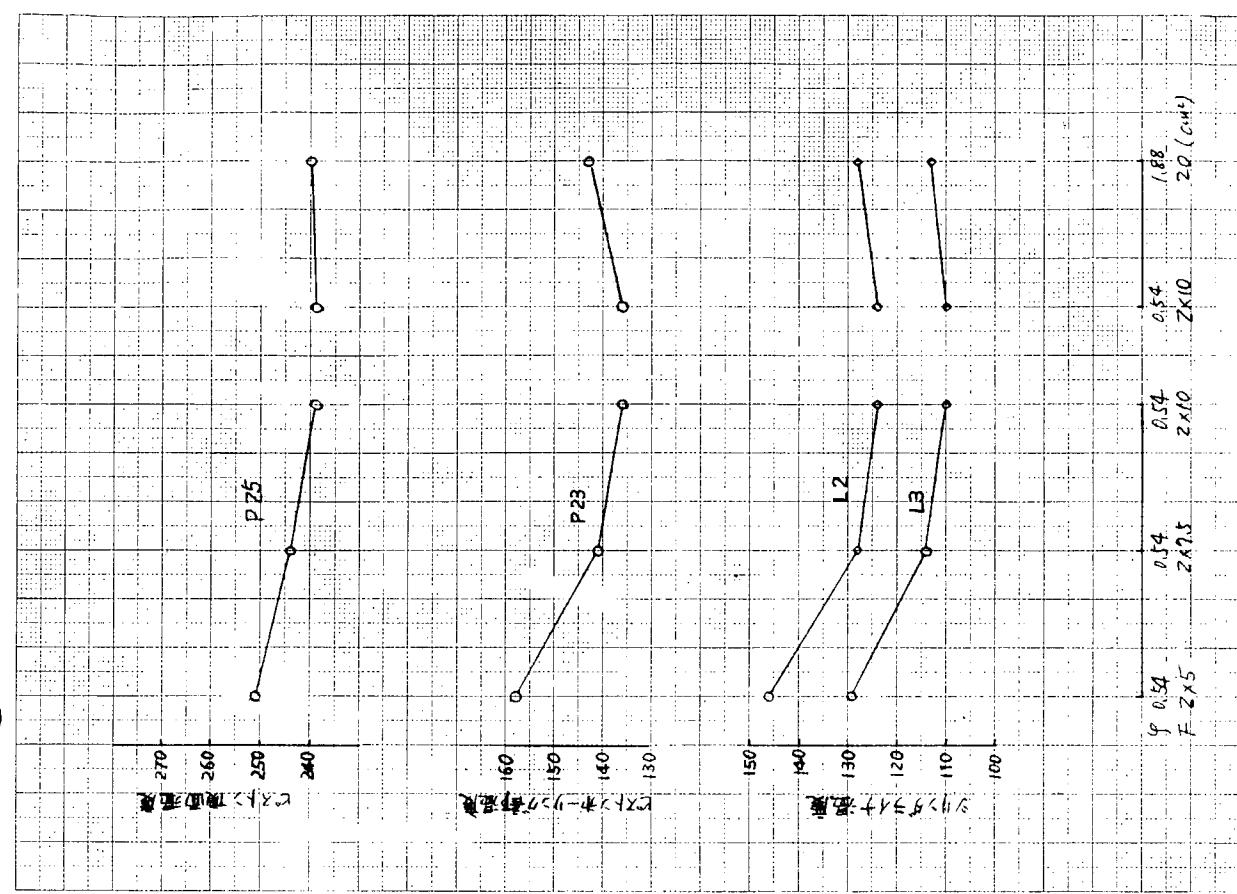


図 5.2.3 排気綾りオリフィス、排気校管容積変更試験結果(性能値)

図 5.2.4 排気綾りオリフィス、排気校管容積変更試験(壁温)

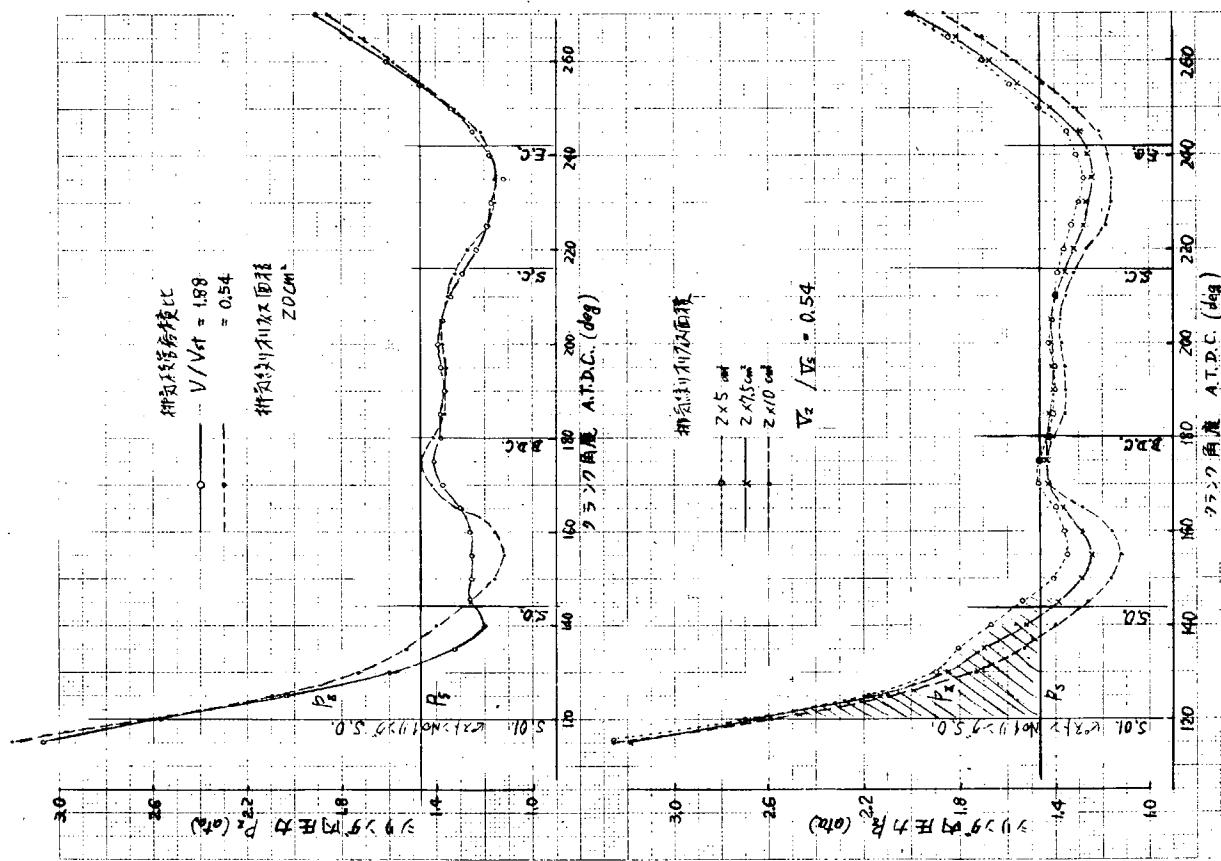


図 5.2.5 排気系変更時のシリンドラ内圧力

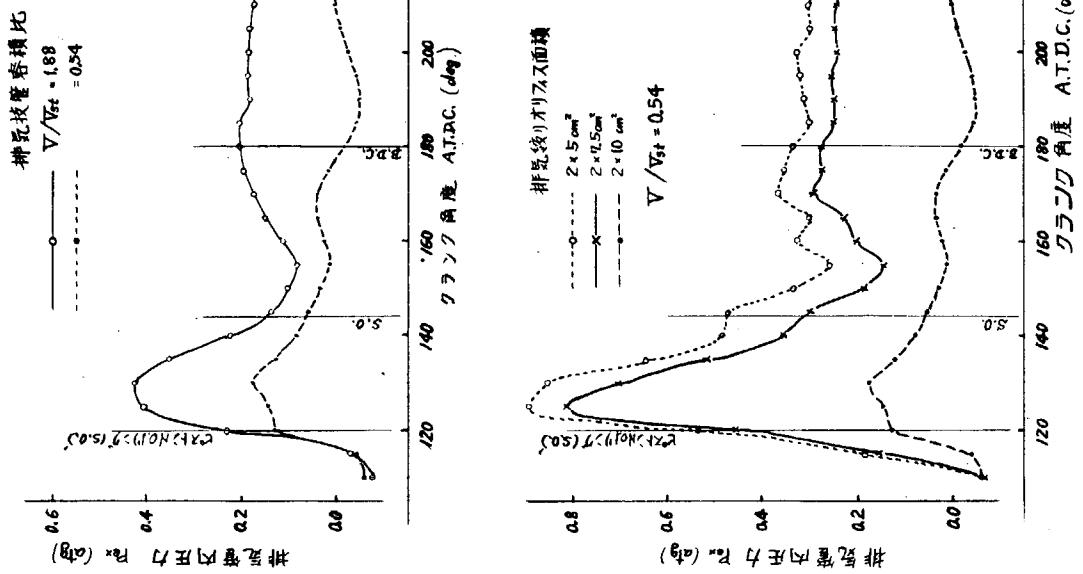


図 5.2.6 排気系変更時の排気管内圧力

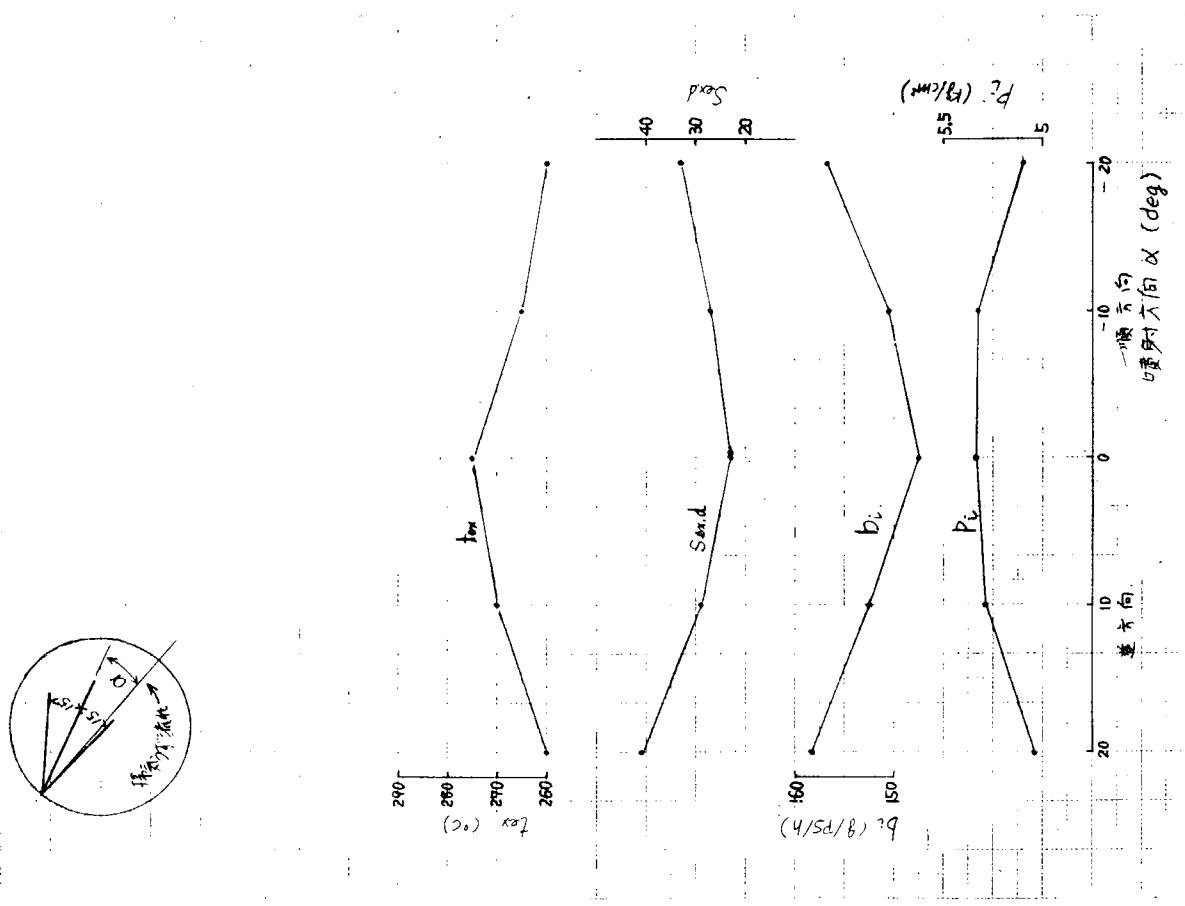


図 5.2.7 噴射方向と性能値

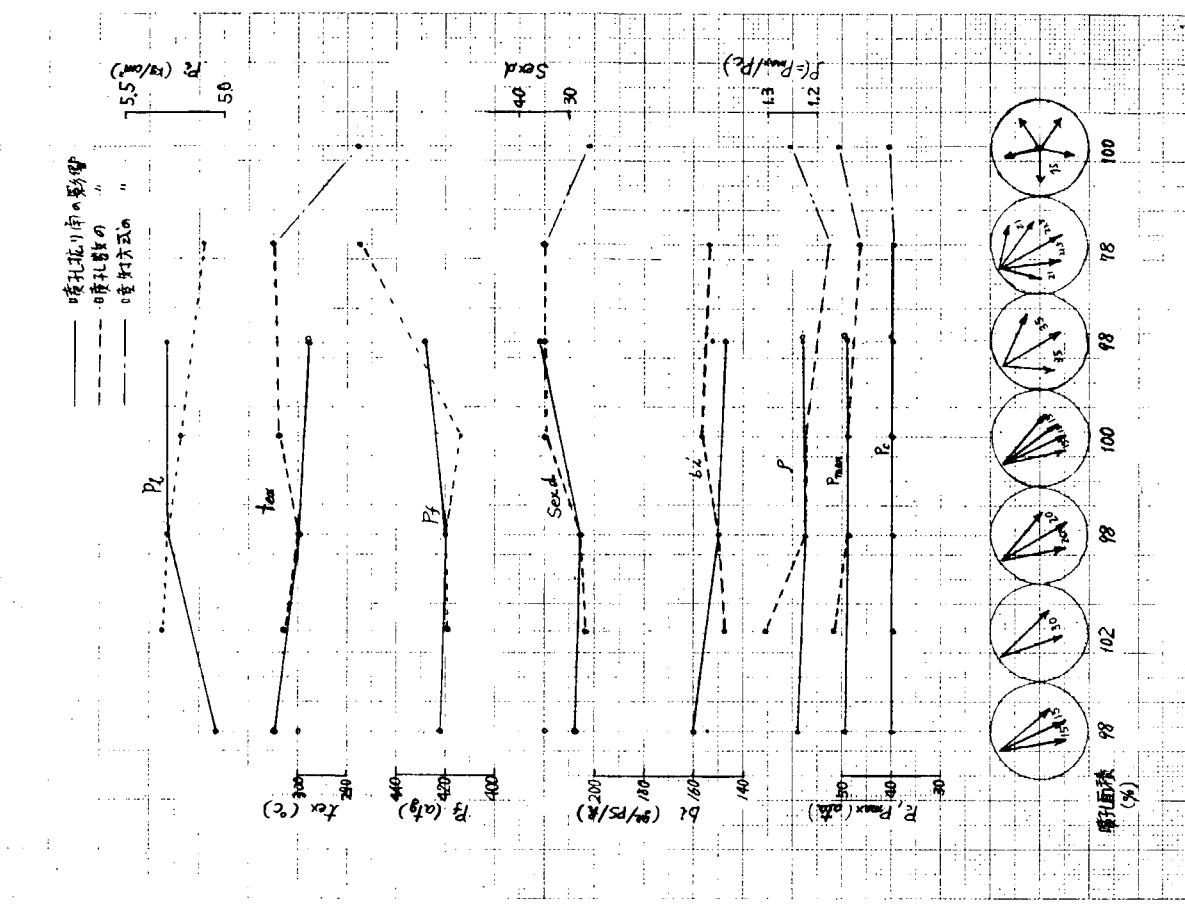


図 5.2.8 燃料噴射弁と性能値

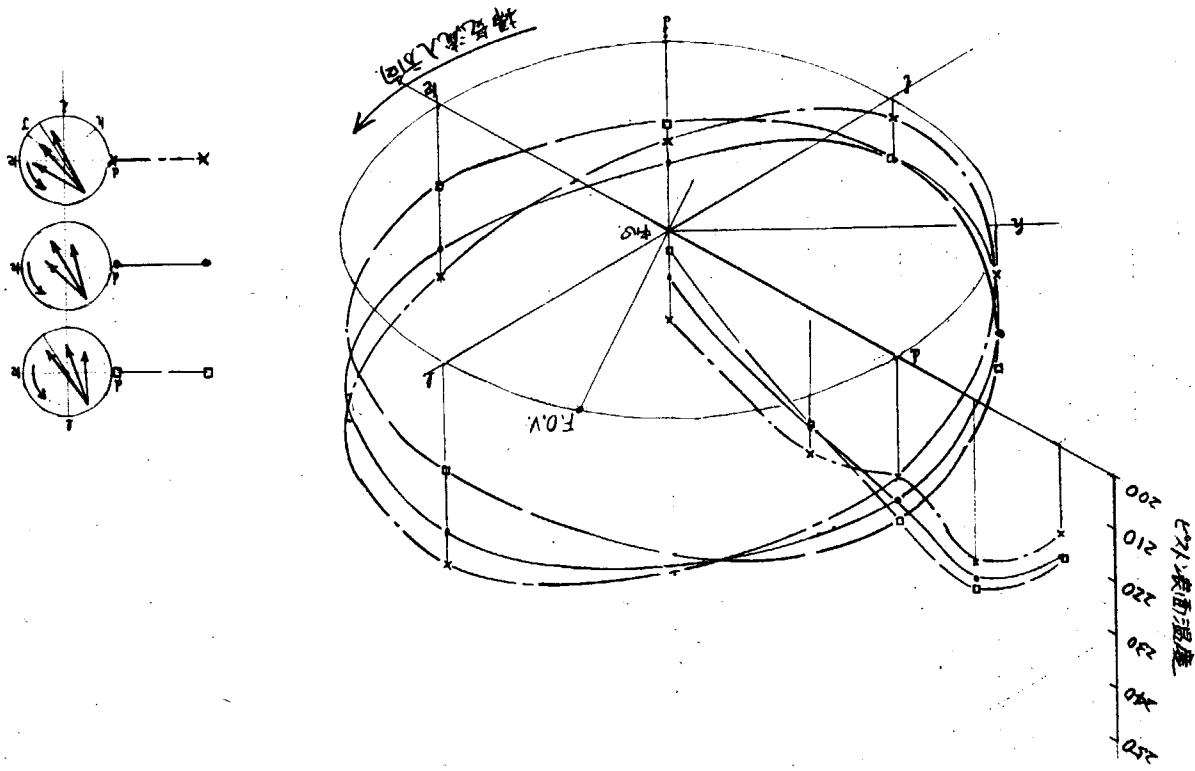


図 5.30 ピストン燃焼室側表面温度(噴射方向の影響)

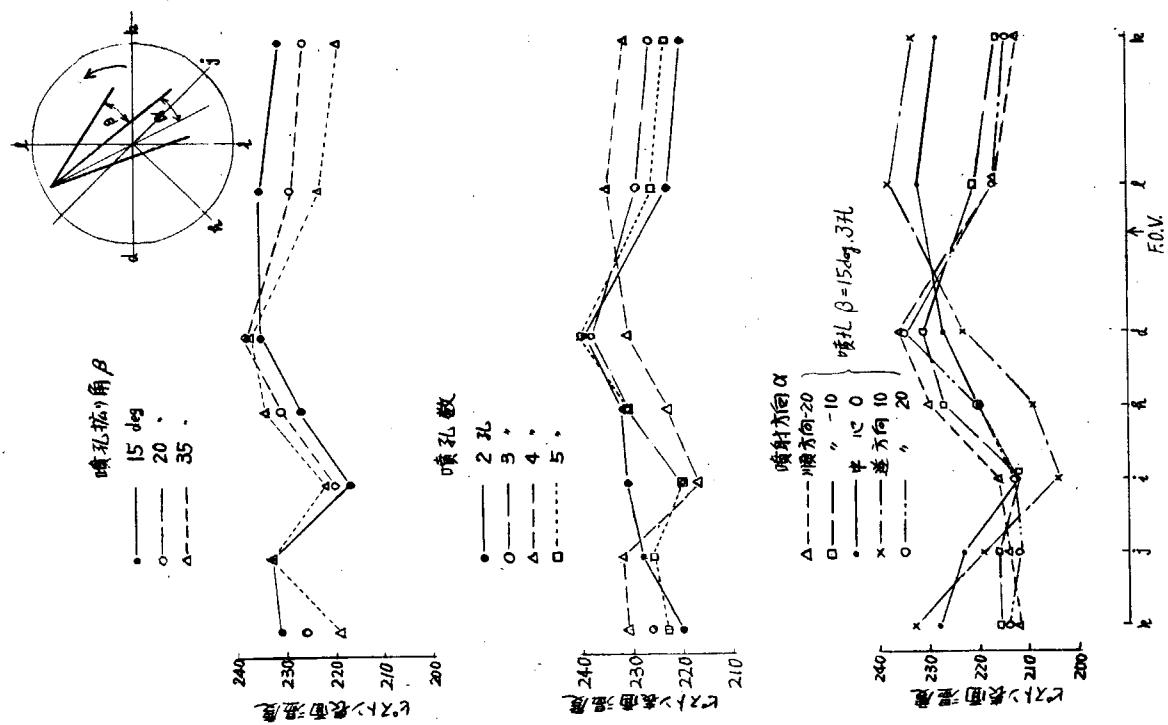
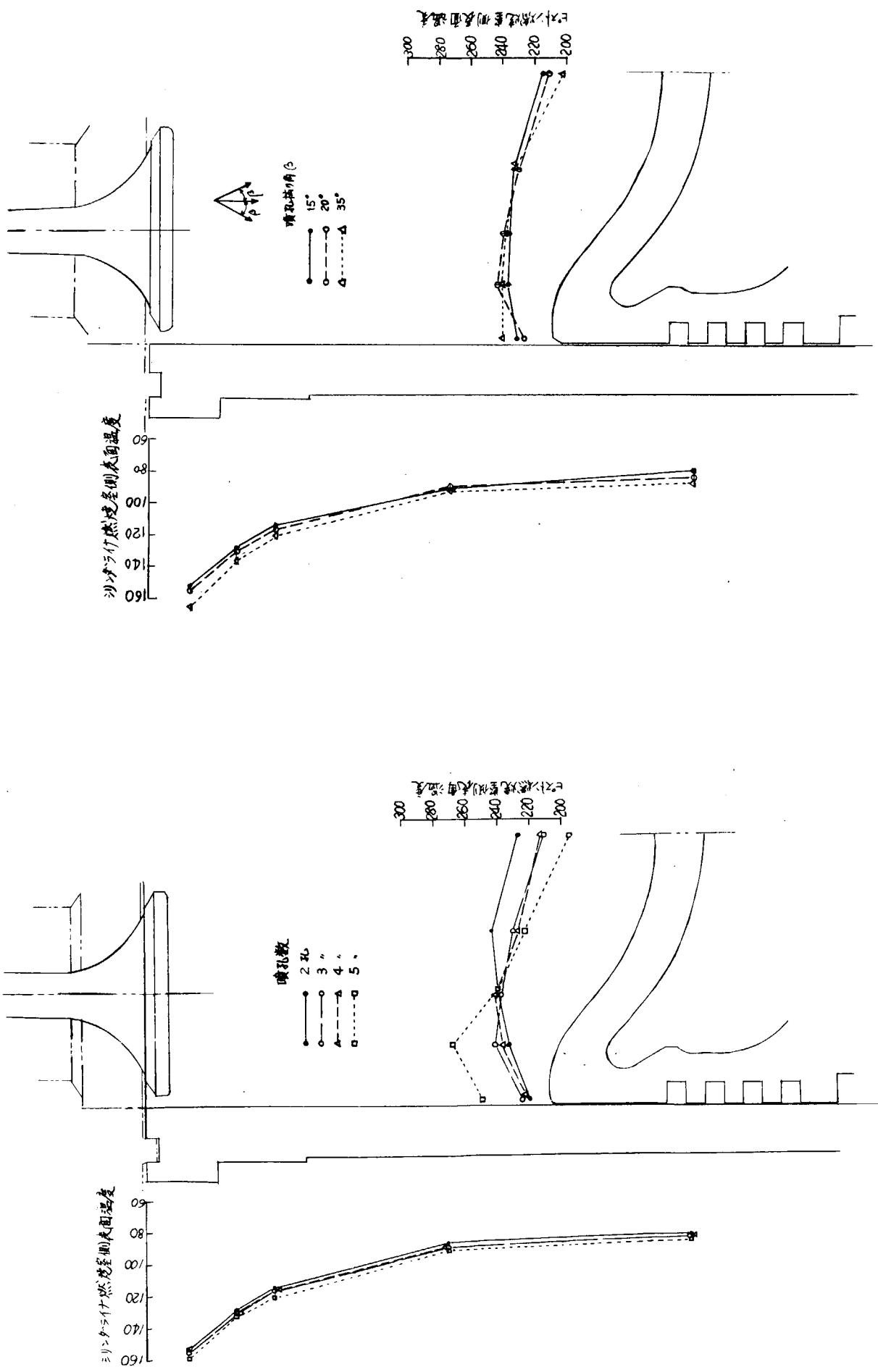


図 5.29 噴孔拡り角、噴孔数、噴射方向とピストン頂面周方向温度分布

図 5.3.2 燃焼室側表面温度分布(噴孔挿り角の影響)

図 5.3.1 燃焼室側表面温度分布(噴孔数の影響)



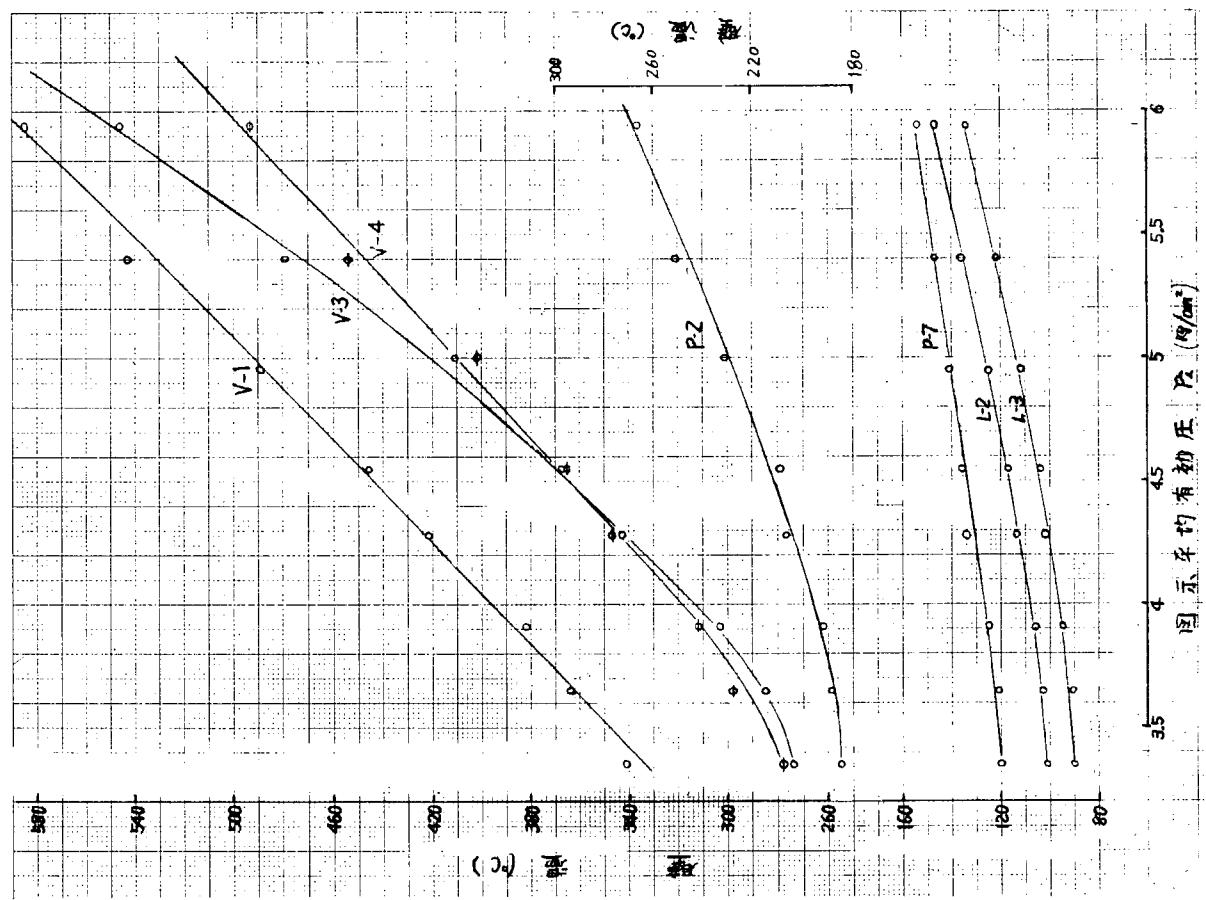


图 5.3.4 负荷特性試験結果(壁温)

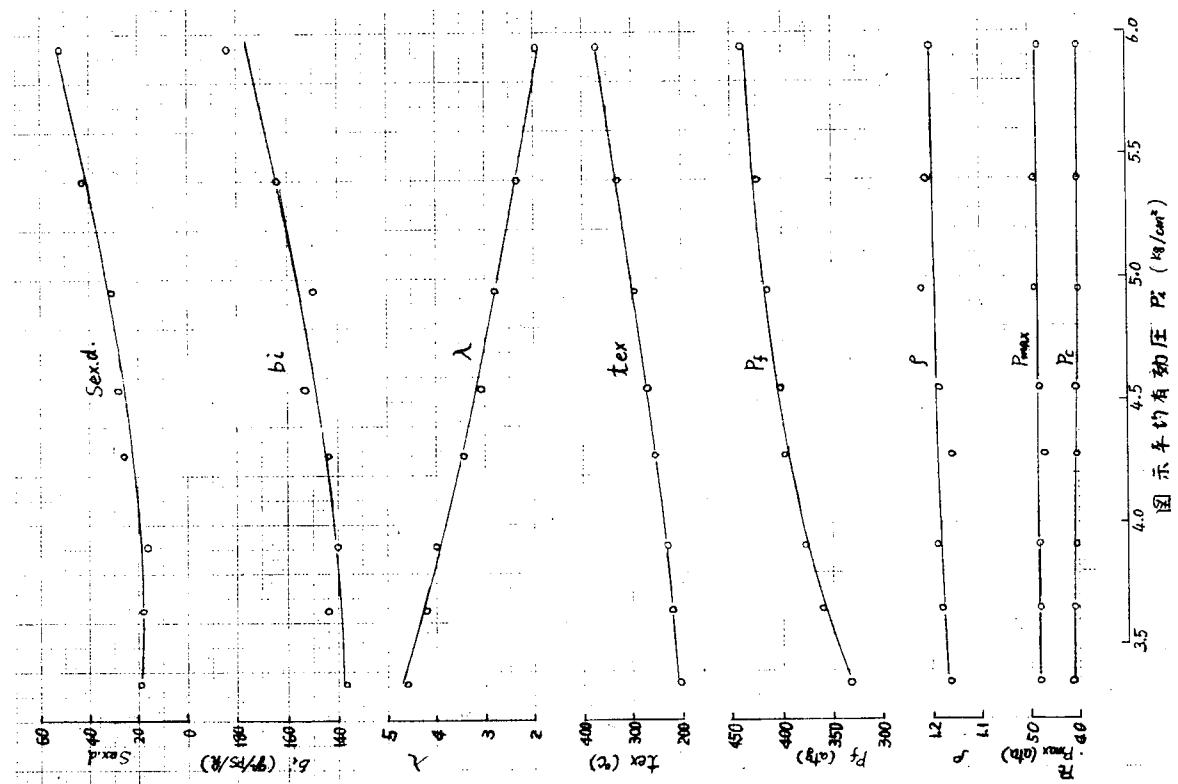


图 5.3.3 负荷特性試験結果(性能値)

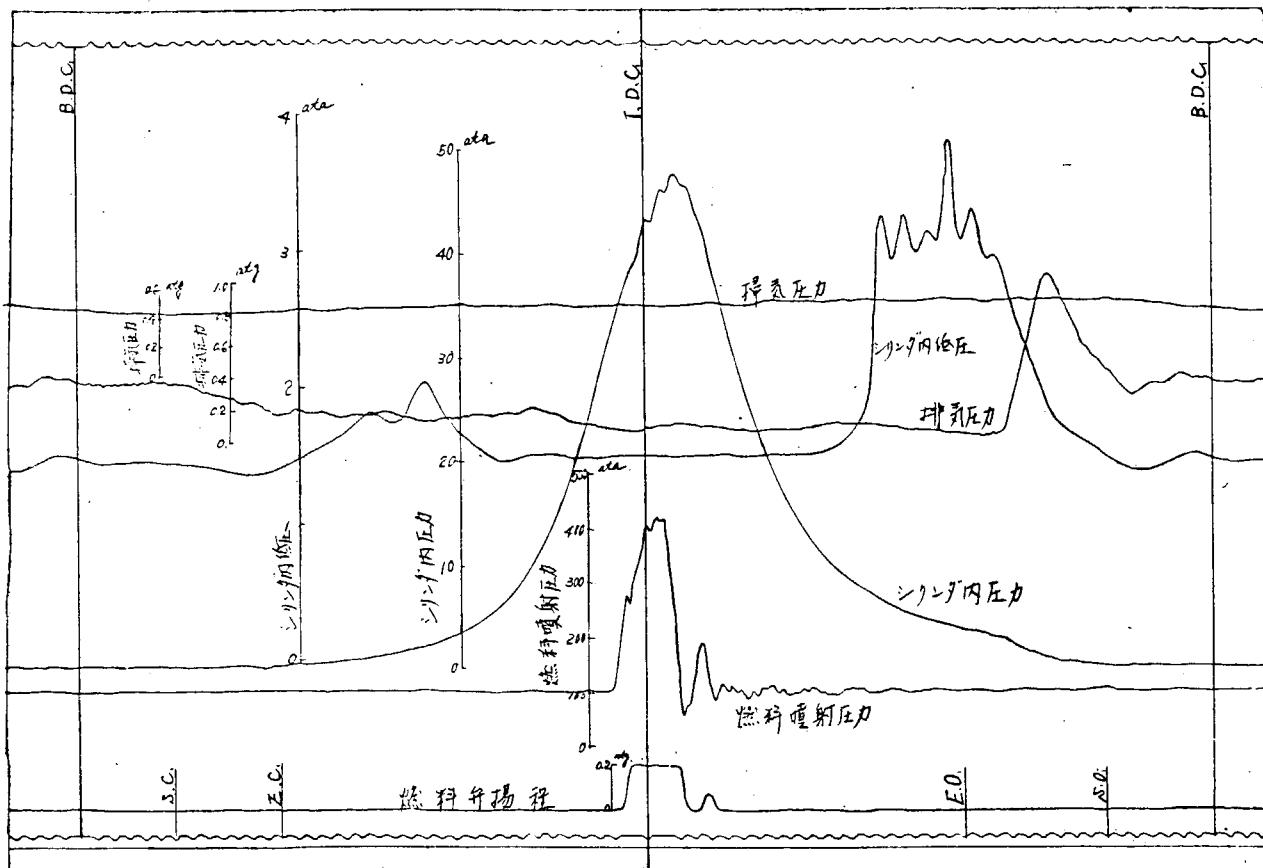


図 5.35 インジケータ線図の1例

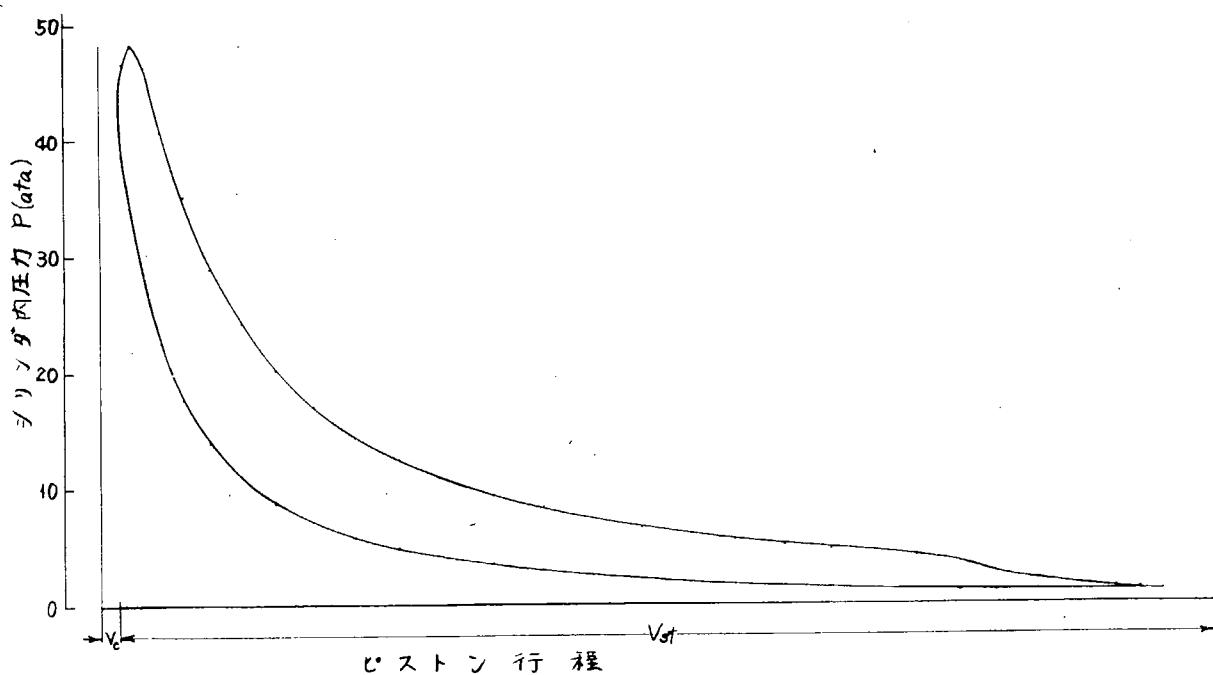


図 5.36 P-V線図の1例

5.7 実験結果とその検討

5.6節で求めた実験運転条件をあげると、

燃料噴射系

燃料ポンプ：プランジャ径 1.0 mm

燃料噴射弁：3孔 $\times 0.32 \text{ mm}$ 接線噴射弁 ($\beta = 20 \text{ deg.}$)

開弁圧力 200 atm , 中央噴射

燃料吐出し始め： 13 deg. B.T.D.C.

ガス流れ系

掃気圧力 0.42 atm , 掃気温度 50°C

排気枝管容積比 $\varphi = 0.54$, 排気絞りオリフィス面積 $2 \times 7.5 \text{ cm}^2$

負荷

燃料供給量 0.185 g/cycle ($P_M = 1.6$, $p_i = 5.2 \text{ kg/cm}^2$)

機関回転数 514 rpm

冷却系

冷却水機関入口／出口温度： $25 / 60^\circ\text{C}$

冷却油 " : $40 / 60^\circ\text{C}$

5.7.1 燃料噴射系の経年変化

試験結果の性能値を図5.37-1, -2、燃料噴射弁の揚程と燃料噴射圧力波形または燃焼系インジケータ線図を図5.38-1, -2, 5.39、燃焼室側表面温度分布を図5.40～図5.44に示す。

(1) 燃料噴射弁噴孔拡大

標準噴射弁でなく、噴孔拡り角 $\beta = 15 \text{ deg.}$ の3孔接線噴射弁にて、噴孔径を 0.29 mm (100%)、 0.32 mm (122% 、標準)、 0.35 mm (145%)に変えて実験した。噴孔面積が拡大すると、燃料噴射圧力が低下するので図5.38-1(1)に示すように2次噴射が減少し、燃焼最大圧力は大差ない。しかし、排気温度、煙濃度はいくぶん悪くなり出力も低下する(図5.37-1)。最高圧力が変化ないので、図5.40にみるよう壁温もほとんど変化ない。筆者らの大型機関における実験では⁵⁾噴孔面積の拡大によりカバー弁温度が低下し、ピストン温度が上昇したが、本実験では噴霧火炎が掃気うず流れに流されるため噴孔拡大による貫徹力増大が効かないためと思われる。

(2) 燃料噴射率低下

燃料ポンププランジャ摩耗、燃料カムの摩耗などによつて噴射率が低下し噴射圧力が低下する現象を想定して標準プランジャ径 1.0 mm のほかに 1.2 mm のプランジャにて実験し、標準プランジャのものを 70% 噴射率低下として検討した。噴射率が低下すると噴射圧力が低下するため図5.38-2(2)にみるよう2次噴射は減少するが、主噴射率の低下によつて燃焼圧力は大巾に低下し、煙濃度が上昇し出力が低下する(図5.37-1)。なお、図5.41に示すように最高圧力の低下によつて壁温は全般的に低下するが、ピストン中央部の低下が最も大きい。

(3) 燃料噴射遅れの増大

燃料ポンプ吐出弁の不良による噴射遅れ増大を想定して噴射管長さを 1.1 cm から 2.8 cm (240%)長くして実験した。噴射遅れが増大すると図5.38-2(3)に示すように噴射圧力が低下し噴射時期が遅くなるため最高圧力が大巾に低下し、排気温度、煙濃度が上昇し、出力が低下する(図5.37-1)。したがつて、図5.42に示すように排気弁弁座当り部は上昇し、その他は低下する。

(4) 燃料弁開弁圧の低下

燃料弁の開弁圧を 200 atm から 150 , 100 atm に低下させたが、図5.38-1(4)にみるよう噴射管残圧が低下して噴射圧力が下る。しかし開弁圧が低下しているため2次噴射は増大する。そのため、図5.37-2(4)に

みる最高圧力がわずかに低下し、排気温度、煙濃度が上昇する。しかし出力はほとんど変化しない。一方、壁温は図5.4.3にみるよう全般にわずかに上昇するにとどまる。

(5) 燃料弁スピンドルのステイック

図5.5に示した。スピンドルステイック実験用燃料弁によつてスピンドルのステイック試験を行なつた。正常運転中にスピックリフト調整ねじによつて全リフトの35%，80%開弁にてスピック状態を再現した。なお、装置の関係上、図5.3.9に示すように、それぞれの開度にてセットされるが燃料噴射時には全リフト開弁する。図5.3.9に示すようにスピックさせると噴射管内の圧力は噴射時以外はシリンダ内ガス圧力と等しくなり、燃料ポンプが作動して噴射管内圧力が上がると、ただちに噴射する。したがつて噴射圧力が下り噴射時間が長くなる。しかし、80%リフトスピックでは、噴射管内圧力伝ば特性から主噴射は短時間かつ圧力も高くなる（ただし、全噴射時間は長い）。そして、図5.3.7-2(5)にみるよう燃焼最高圧力が大巾に低下し、出力が低下する。しかも排気温度、煙濃度は大差ない。一方、図5.4.4の壁温をみると、最高圧力の低下によつて壁温は全般に大巾を低下を示す。

以上のように、燃料噴射系の経年変化においては噴射燃料量を一定とすれば（実際の機関ではシリンダ数が多いため、特定のシリンダの燃料弁に異常が生じても燃料供給量は変わないとみてよい）、最高圧力が低下し、出力が低下する。そして壁温は最高圧力に支配されて低下する。なお、排気温度の影響も排気弁温度にいくぶんみられる。

5.7.2 冷却系の経年変化

冷却系の経年変化については冷却水ポンプ不良による冷却水量減少、同じく冷却油（ピストン冷却油）ポンプ不良による冷却油供給油圧低下、および冷却油クーラ性能劣化による冷却油温度上昇について想定実験を行なつた。試験結果を図5.4.5、5.4.6に示す。

(1) 冷却水量減少

図5.4.5をみると冷却水量を約12%に減少し、冷却水機関出口温度を40°Cから80°Cに40°C上げたが、ライナ温度は全般に6~10°C上がり、排気弁もカバー温度の上昇に影響され10°C以下の上昇を示した。なお、ピストンも、ばらつきはあるが数度の上昇を示す。壁温上昇が比較的少ないので、ライナに影響する冷却水温は機関入口温度で変化しないこと、水量が減少するため壁面との熱伝達が悪くなることが考えられる。

(2) 冷却油量減少

図5.4.6をみると冷却油圧を2.9から1.15atg.に下げ流量を35%に減少して機関出口温度を57°Cから72°Cに15°C上げたが、ピストンの冷却面温度はシェーカ部の外周部は約10°C上がるが、中央部は反対に17°C低下する。この中央部は冷却油の出口油管流入部でもともと熱伝達率のよい所であるが、この場合、油温上昇による粘度上昇によつて熱伝達率がさらによくなつたためであろう。ピストン燃焼室側面、側面もばらつきはあるが同じ傾向を示す。なお、ライナの温度は大差なく、排気弁温度はいくぶんばらついている。

(3) 冷却油温度の上昇

図5.4.7をみると、油温を入口／出口で33/25°C上昇させると、注の粘度低下によつて流量が20%程度増す。したがつて、ピストン冷却面温度は、シェーカ部の外周部では約10°C上昇するが、中央部では熱伝達がよくなつて数度の上昇にとどまる。なお、燃焼室側面、側面も同じ傾向を示す。

5.7.3 燃焼室構成部材の経年変化

ピストンリング切損および排気弁吹抜け想定実験を行なつたが、その結果の性能値を図5.4.8に、ピストンリング切損時のインジケータ線図を図5.4.9に、表面温度分布を図5.5.0、5.5.1に、ピストンリング切損、除去時の周方向温度分布を図5.5.2、5.5.3に、排気弁温度を図5.5.4に示す。

(1) ピストンリング切損、除去

M.1リングの切欠部を両方におののの2.0mm、4.0mm切損し、次にM.1リングおよびM.1、2リングを除去して実験した。図5.4.8、5.4.9にみるよう圧縮圧力、最高圧力は大巾に低下し（M.1、2リング除去で $\Delta p_c = 6 \text{ at}/$

15% , $\Delta p_{max} = 9 \text{ at} / 15\%$)、出力が低下(15%)する。ただし排気温度は切損でわずかに低下し、除去でそれよりわずかに上昇する程度であり、煙濃度はばらつきが大きい。一方壁温は図5.5.0～5.5.3にみるように、ピストン中央部では最高圧力の低下によつてかなり低下(No.1, 2リング除去で約18°C低下)するが、ピストン外周部、側面、ライナ温度は燃焼ガスの吹抜けまたは侵入によつて大巾に上昇し、No.1, 2リング除去の場合、ライナ上部で25～30°C、ピストン側面で10～20°C上昇する。なお、ピストンではNo.1リングのみの除去のほうが温度上昇が大きい。また、掃気孔上部の温度上昇はきわめて小さく、掃気孔開孔前の燃焼ガスの逆流は比較的小さいことがわかる。

(2) 排気弁吹抜け

図5.5.4に示すように温度計測点No.2に 0.25 mm^2 , 1 mm^2 の切欠きをつくり、また、No.3計測点に 1 mm^2 の切欠を追設して試験した。この場合、圧縮圧力、最高圧力の低下は小さく、最大1atであり、出力の低下も小さい。しかし排気温度は 1 mm^2 の吹抜けによつて約10°C上昇する(図5.4.8)。また、排気弁温度は 1 mm^2 の吹抜けによつて約80°C上昇する。なお、そのような激しい温度上昇は吹抜け部に限定されるが、弁全体としても30～40%上昇する。

5.7.4 燃焼室壁面の経年変化

シリンダライナ注油量の変更試験を行ない、その結果を図5.5.5に示す。図にみるように、注油量の大巾を減少、または停止を行なつてもライナ、ピストン温度に及ぼす影響は小さい。大型機関では、相当変化するとされているが、再度検討したい。

5.8 結 言

以上、ディーゼル機関燃焼室壁熱負荷の経年変化について調査、検討し、試験機関による再現実験を実施したが、それらを要約すると、

- 1) 船用主機関の燃焼室壁部材熱負荷の経年変化を与える実機の機関条件および運転条件の経年変化について系統的に調査し、それらが、燃焼室壁熱負荷に及ぼす影響についての従来の研究解析の実績をも調査して必要な実験研究を整理した。
 - 2) 上記の調査の結果、実施すべき経年変化再現実験は従来のように実機の試運転時に実施することが困難であるので、手持ちのピストン径/行程: $170 \text{ mm} \phi / 280 \text{ mm}$ の2シリンダトランクピストン式4サイクル機関を実験可能なクロスヘッド式2サイクル機関に改造し、その特性試験を行なつて実験運転条件を得た。
 - 3) 上記試験機関によつて燃料噴射系、冷却系、燃焼室構成部材および燃焼室壁面の経年劣化再現実験を行なつたが、それらの変化に対する燃焼室壁熱負荷の変化は顕著に現われ、このような実験の有意性が明らかになるとともに、機関条件および運転条件に対する熱負荷計算方式確立のための資料が得られた。
- なお、45年度は、従来の実験データおよび本実験結果をもとにして熱負荷計算のためのフローチャートを求めるとともに、実験データの不足する冷却系変更実験を上記試験機関によつて行なう予定である。

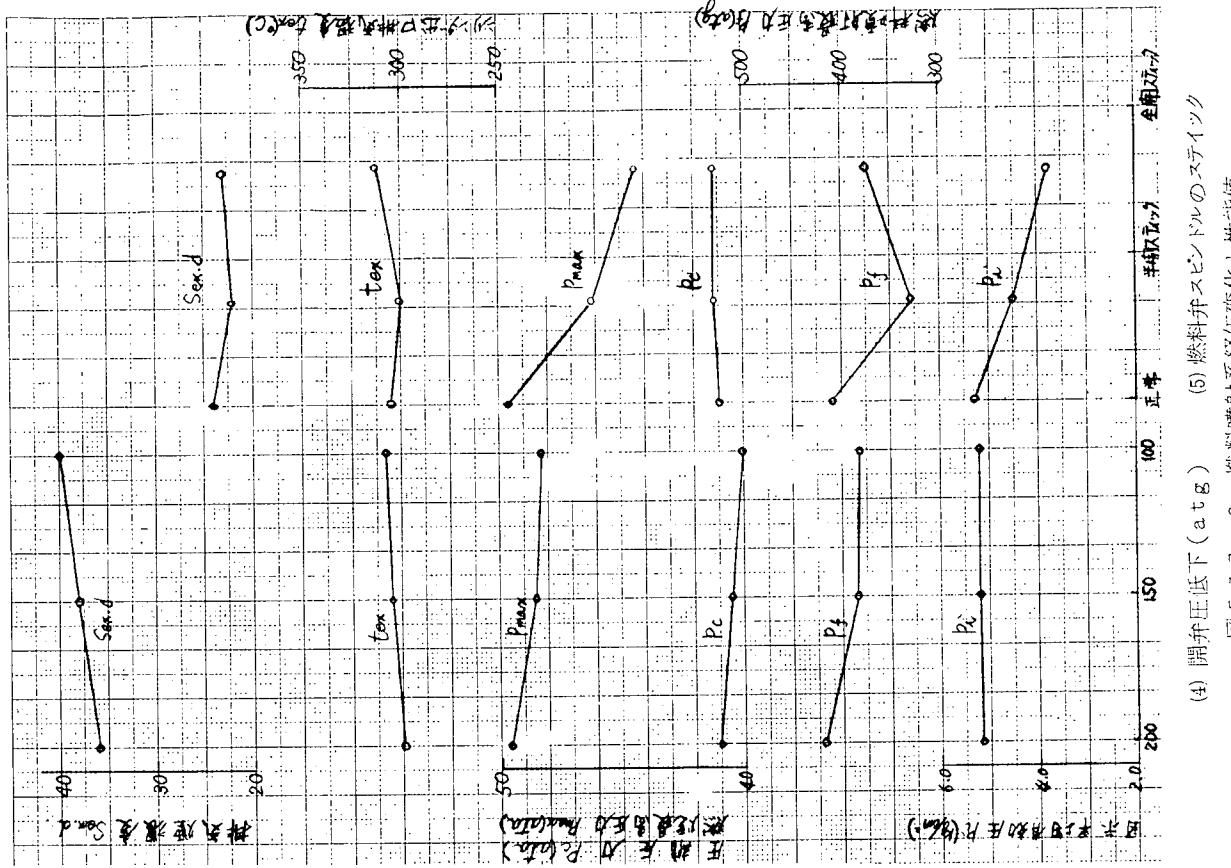
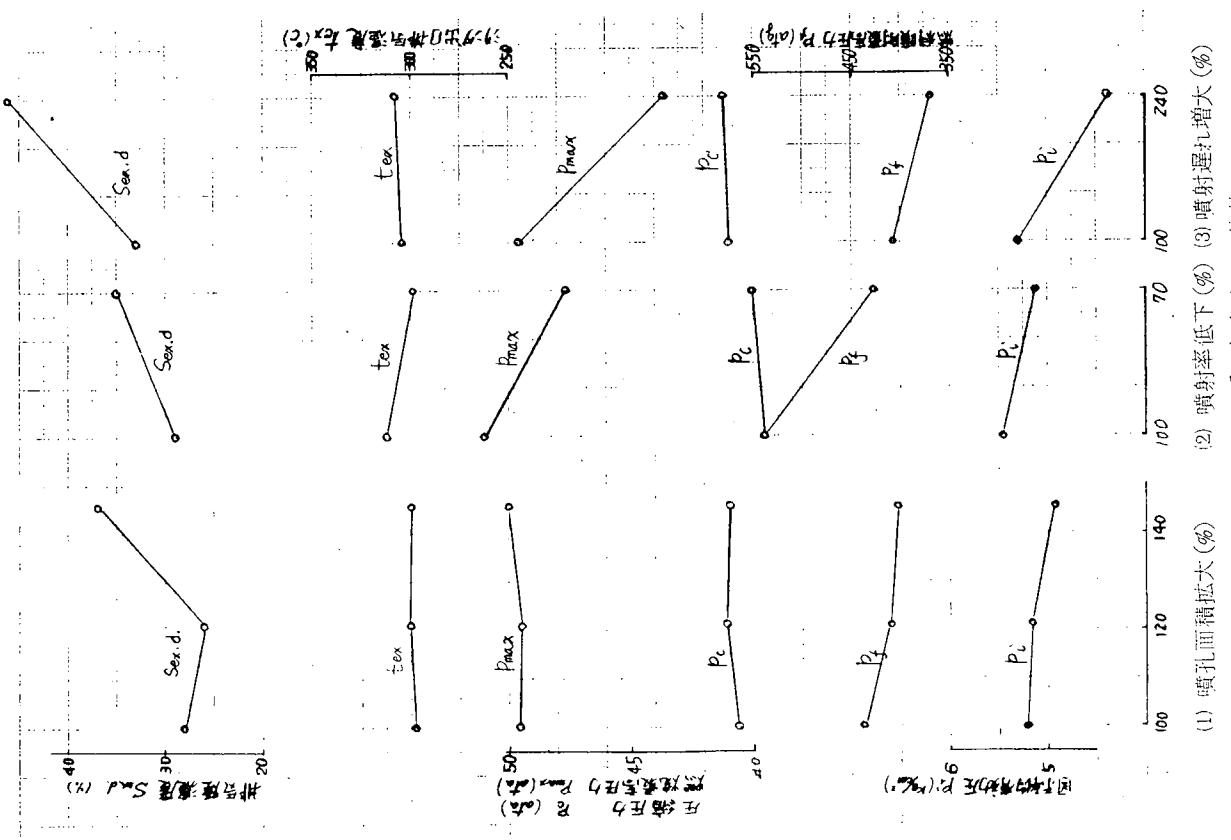
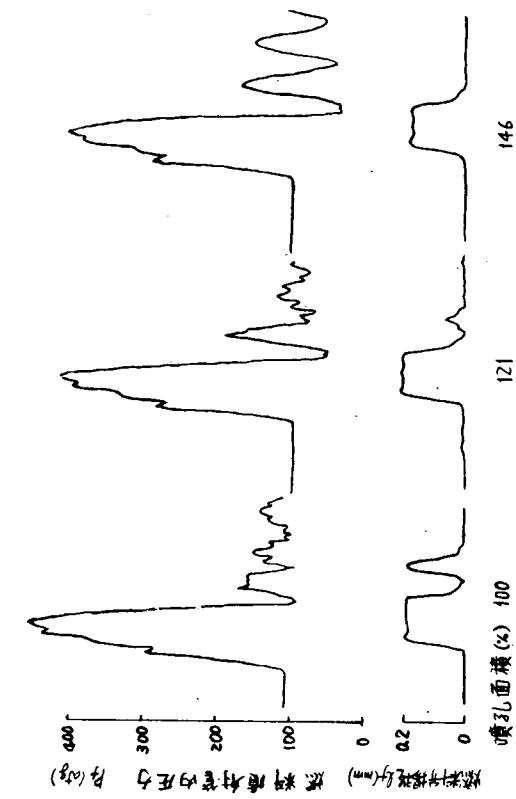
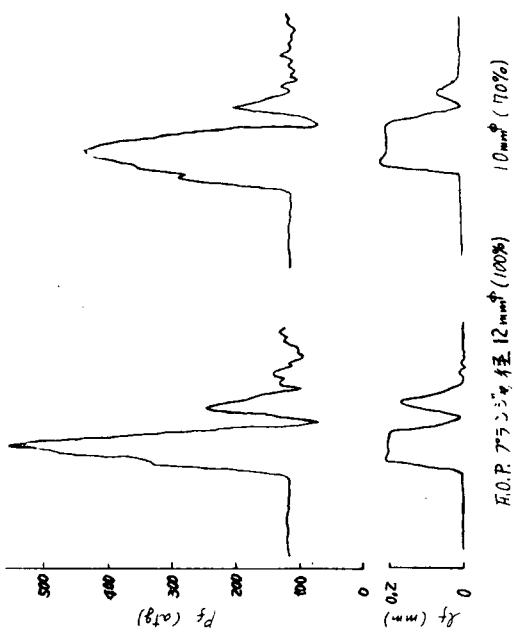


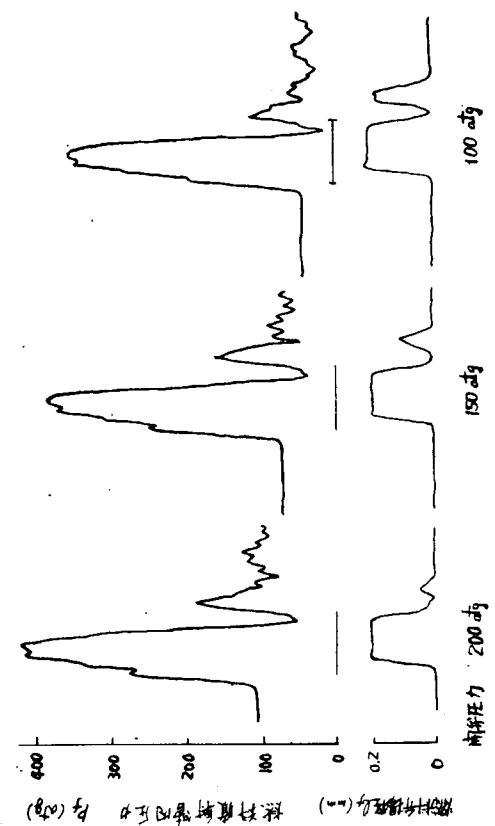
図 5.3.7-1 燃料噴射系経年変化と性能値
図 5.3.7-2 燃料噴射系経年変化と性能値



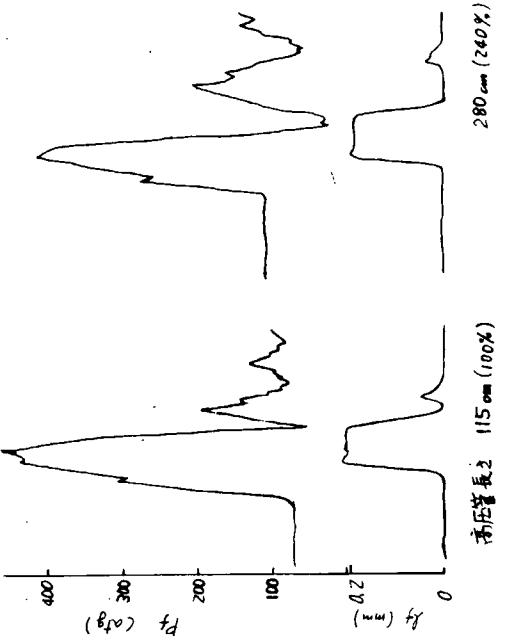
(1) 噴孔面積拡大の影響



(2) 噴射率低下の影響



(4) 開弁圧低下の影響



(3) 噴射距離の影響
図 5.3.8-1 燃料噴射管と燃料噴射管内圧力波形

図 5.4.0 燃焼室側表面温度分布(噴孔面横拡大の影響)

図 5.3.9 燃焼系インシケータ線図(燃料弁ステイクの影響)

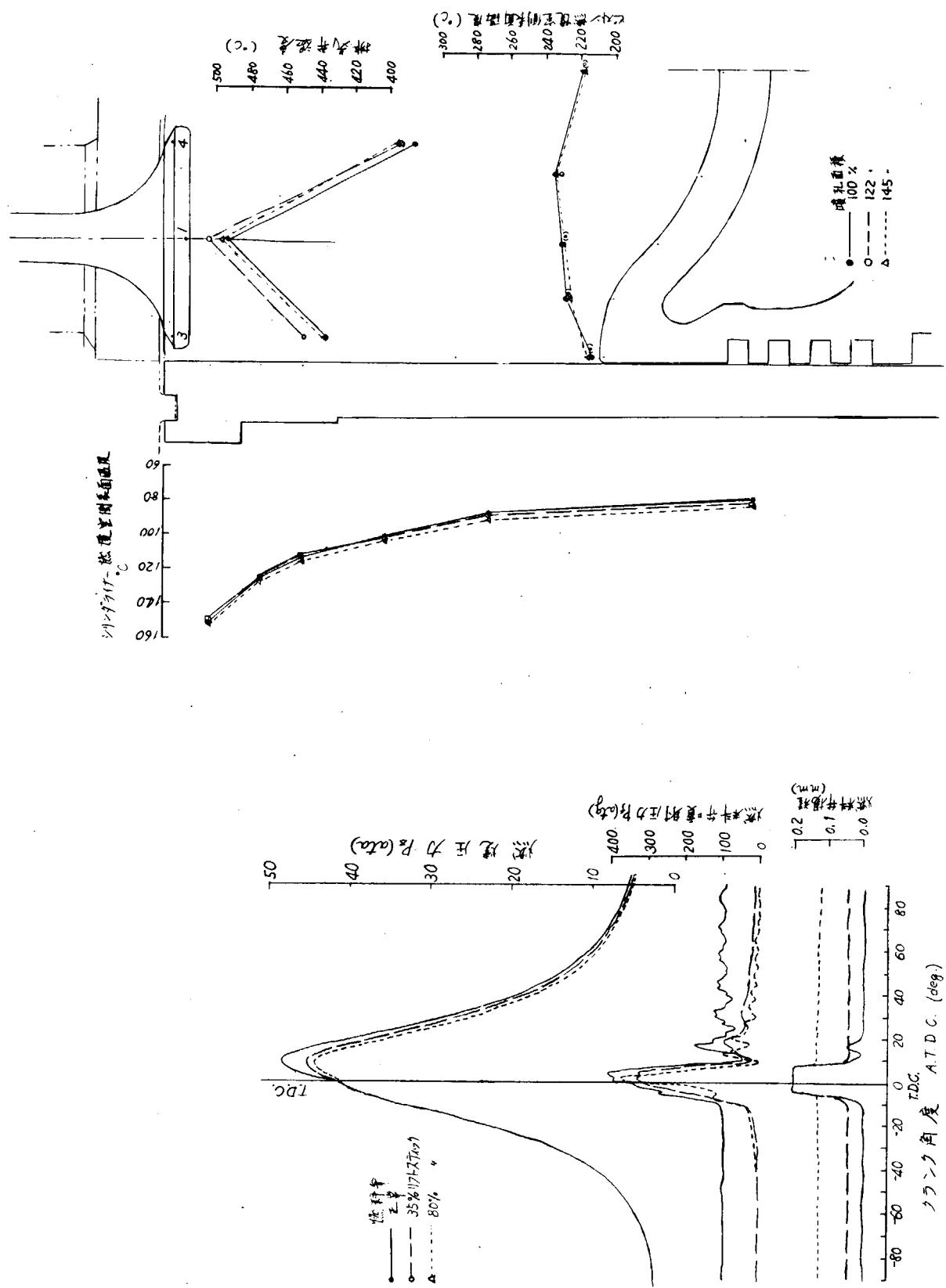
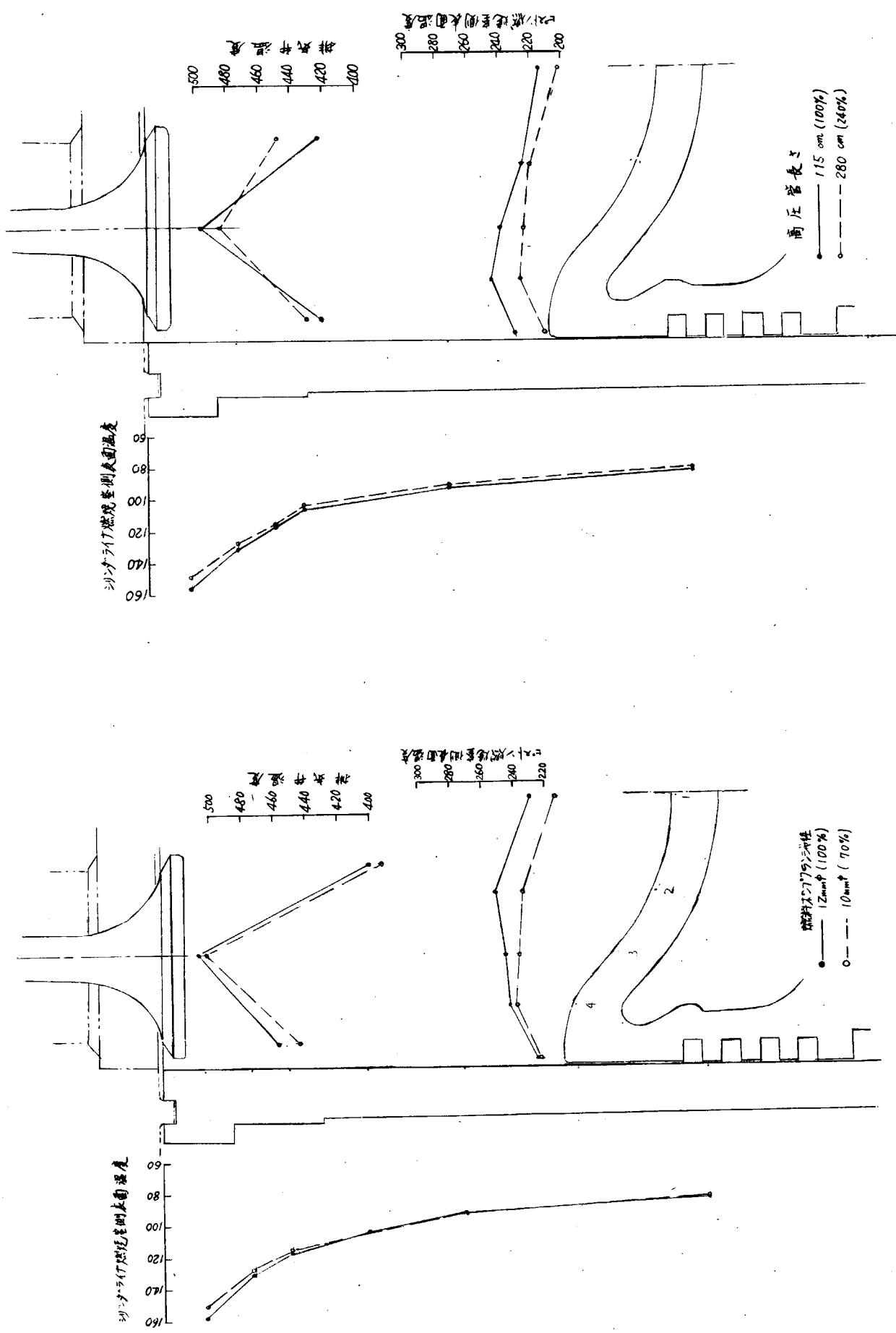


図 5.4.2 燃焼室側表面温度分布(噴射遅れの影響)

図 5.4.1 燃焼室側表面温度分布(燃料率低下の影響)



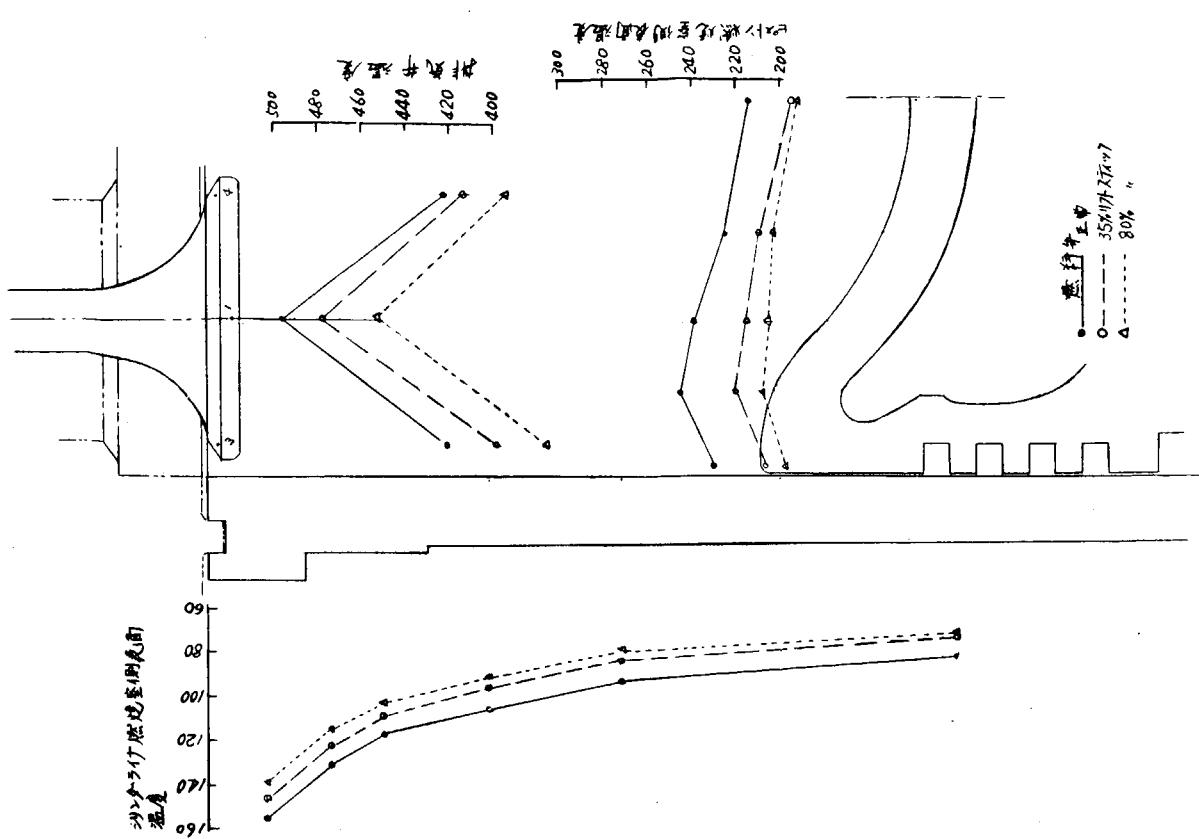


図 5.4.4 燃焼室側表面温度分布（燃料弁ステイツクの影響）

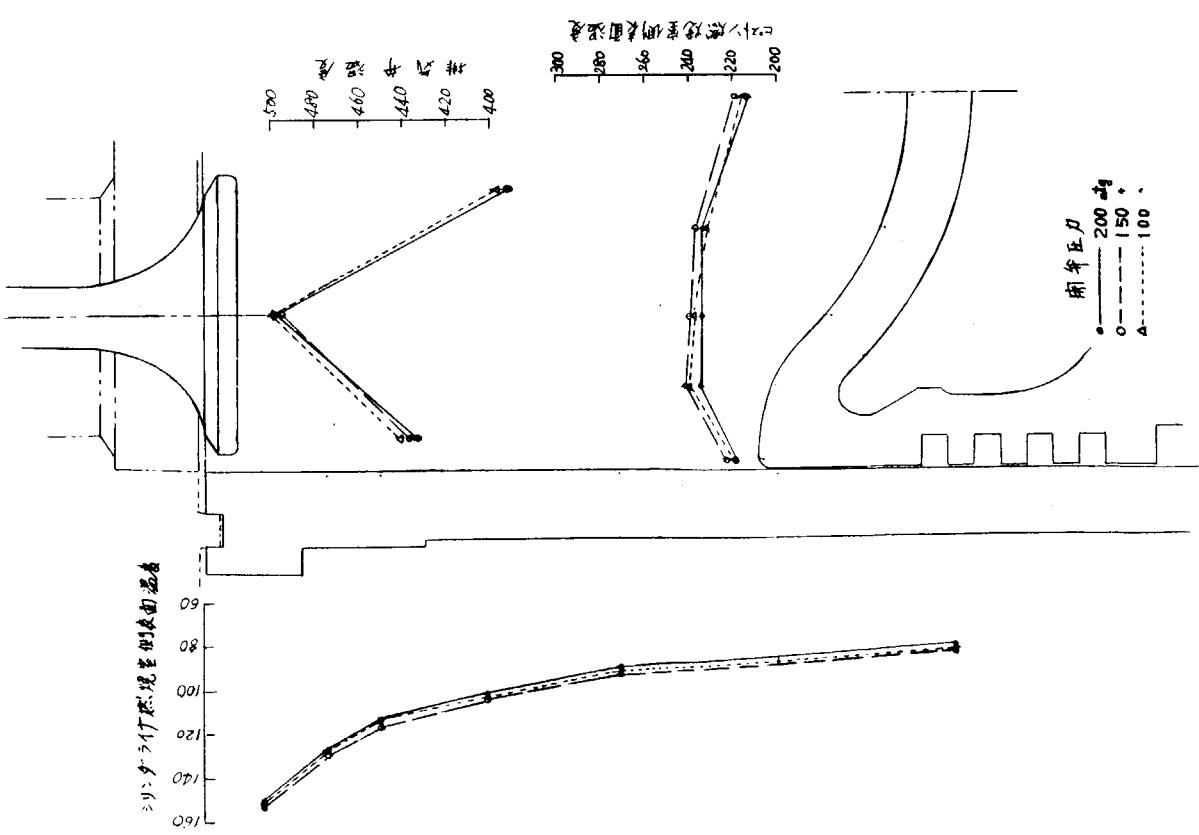


図5.4.3 燃焼室側表面温度分布(開弁圧力低下の影響)

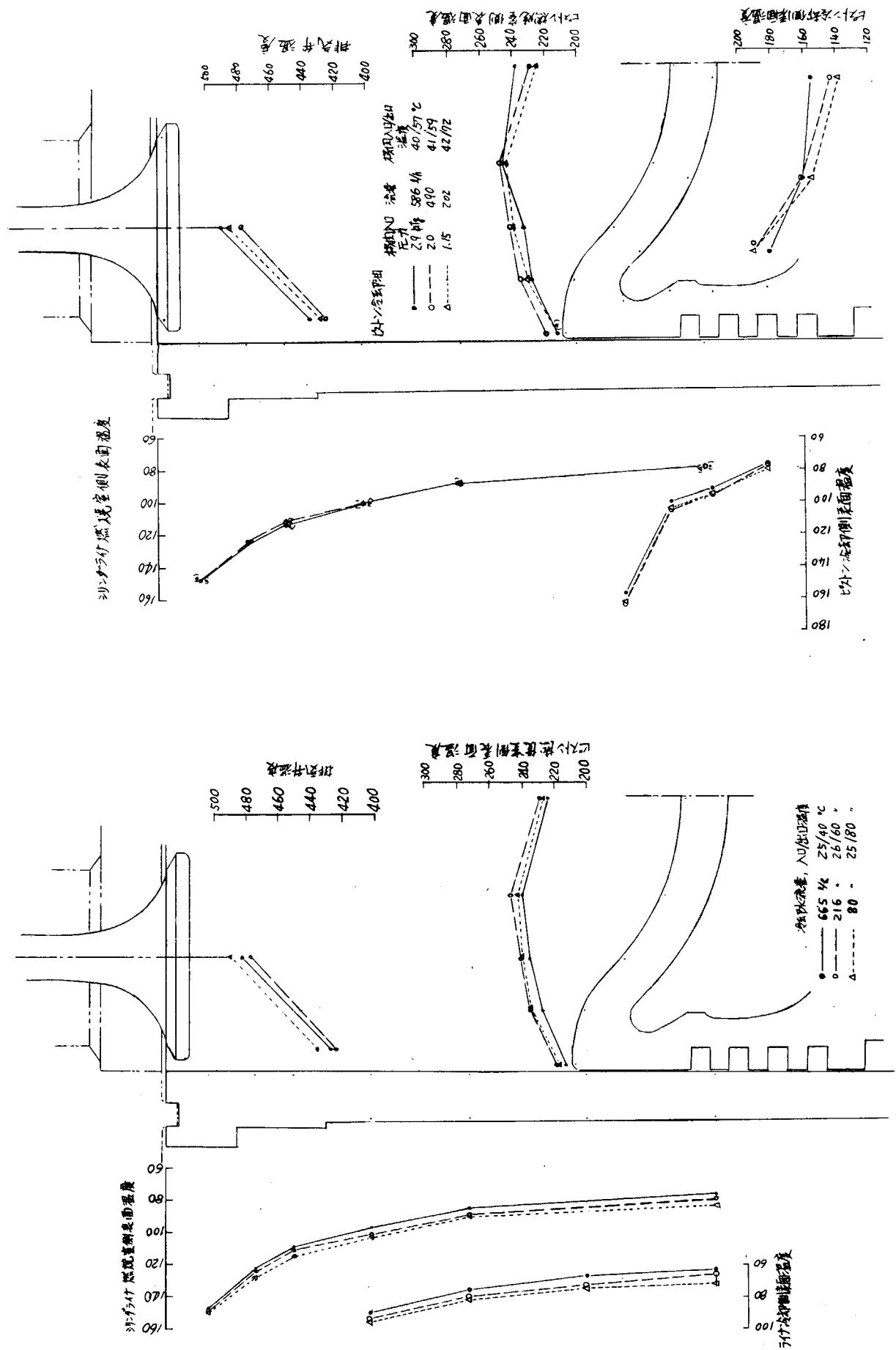


図 5.4.5 燃焼室側表面温度分布(冷却水量の影響)

図 5.4.6 燃焼室側表面温度分布(冷却油量減少の影響)

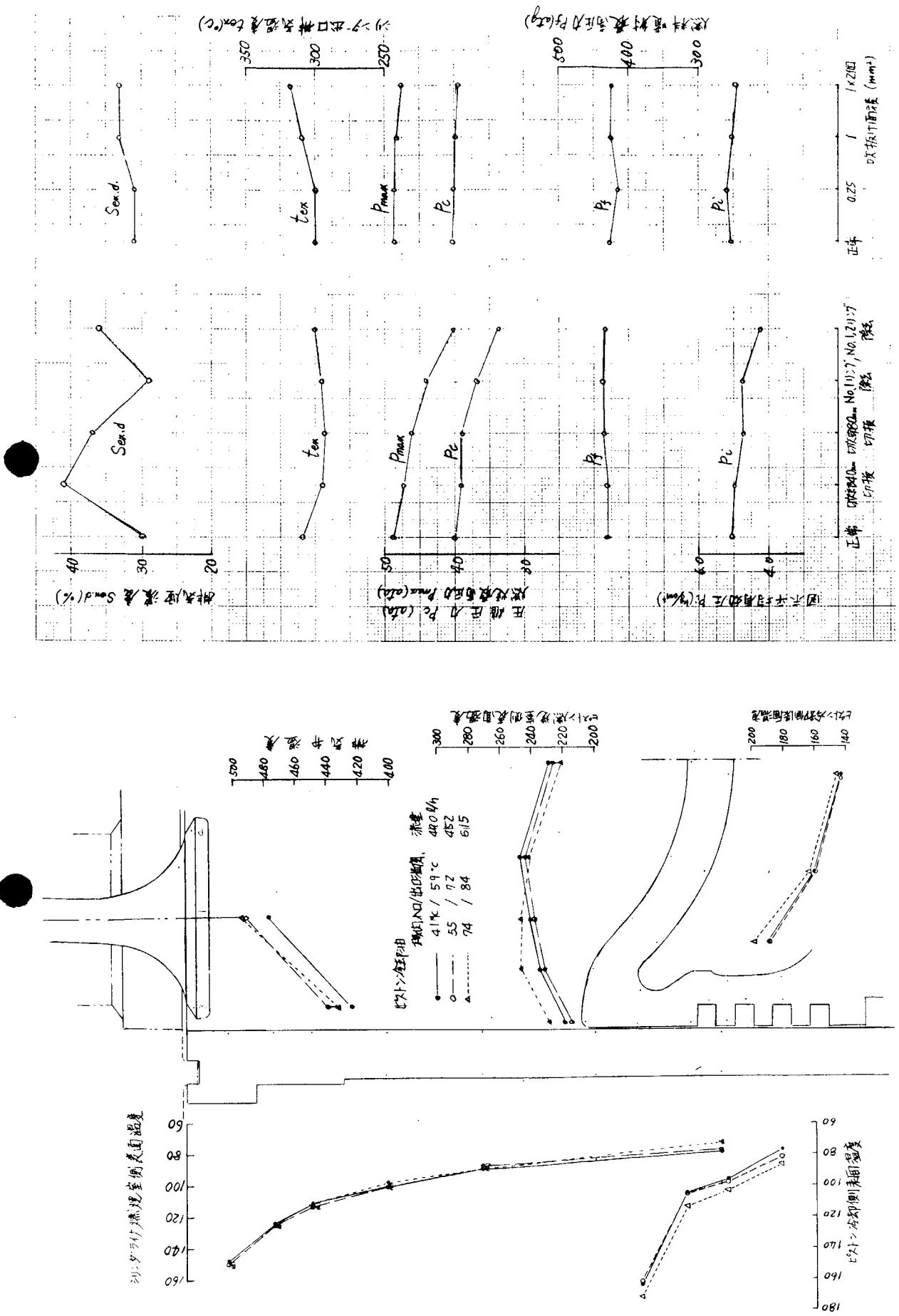


図 5.4-7 燃焼室側表面熱伝導率分布(冷却油温度上昇の影響)

(1) ピストンリング切損、除去
(2) 排気弁吹抜け

図 5.4-8 燃焼室構成部品経年変化と性能値

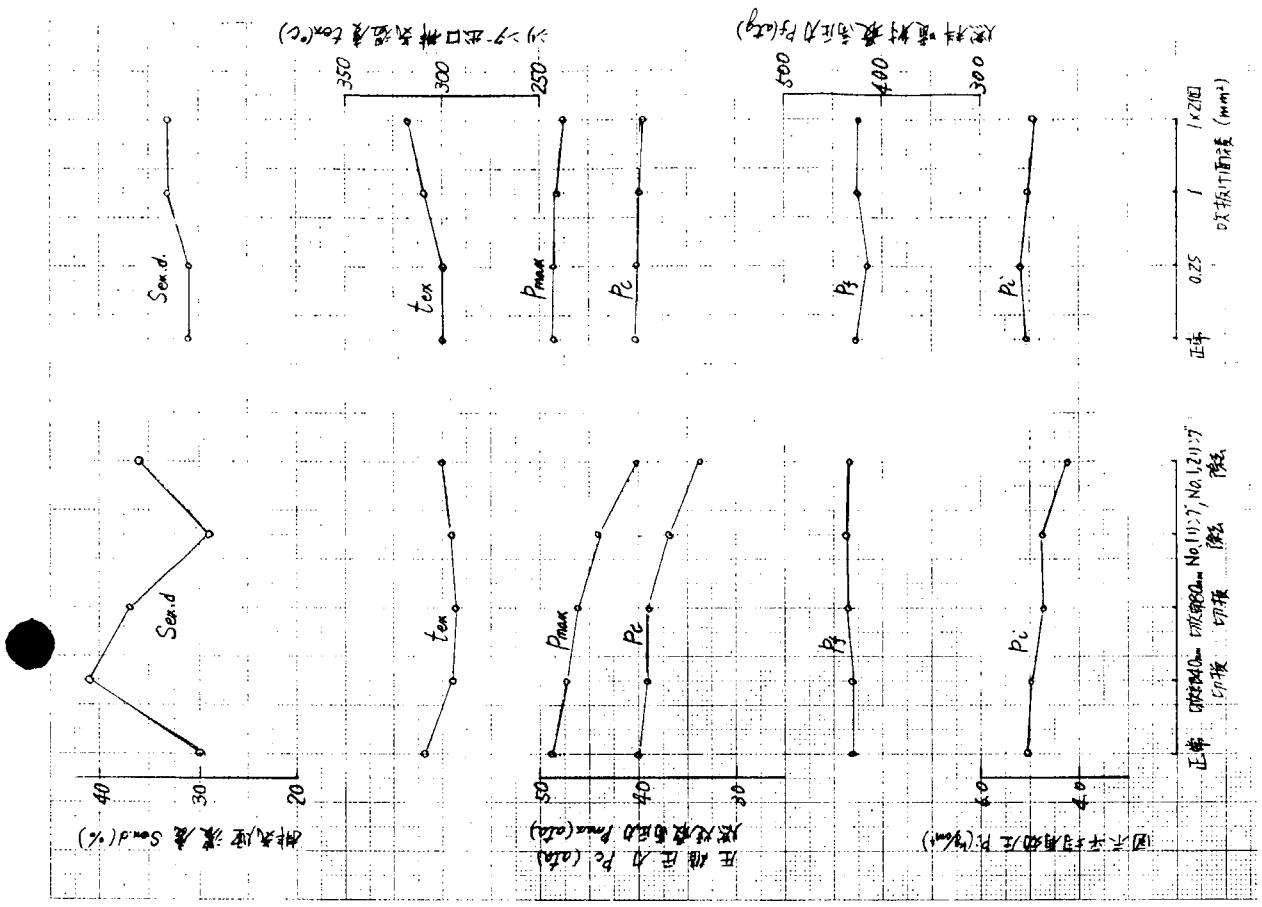


図 5.5.0 燃焼室側表面温度分布(ピストンリング切損の影響)

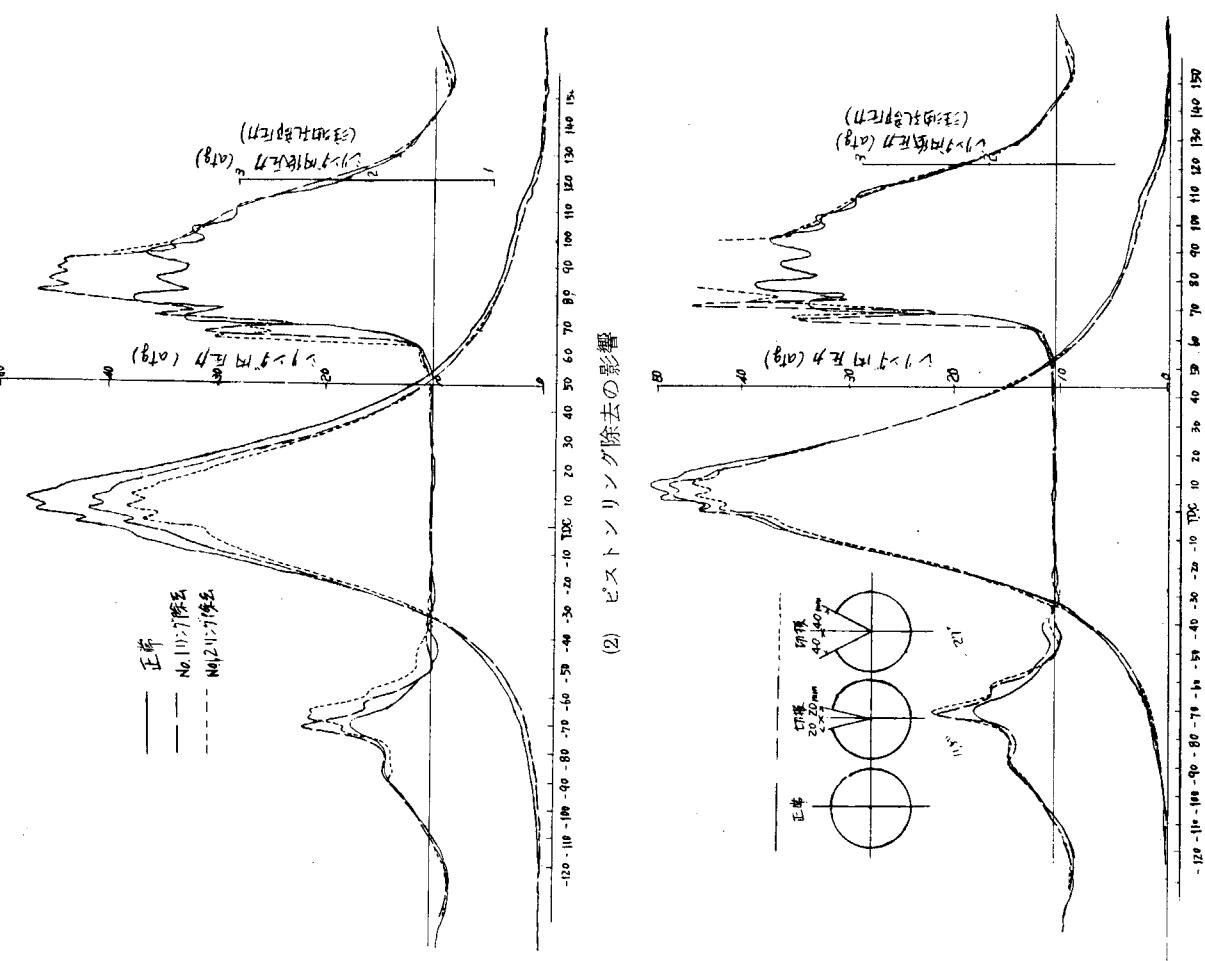


図 5.4.9 ピストンリング切損、除去におけるインシケータ線図

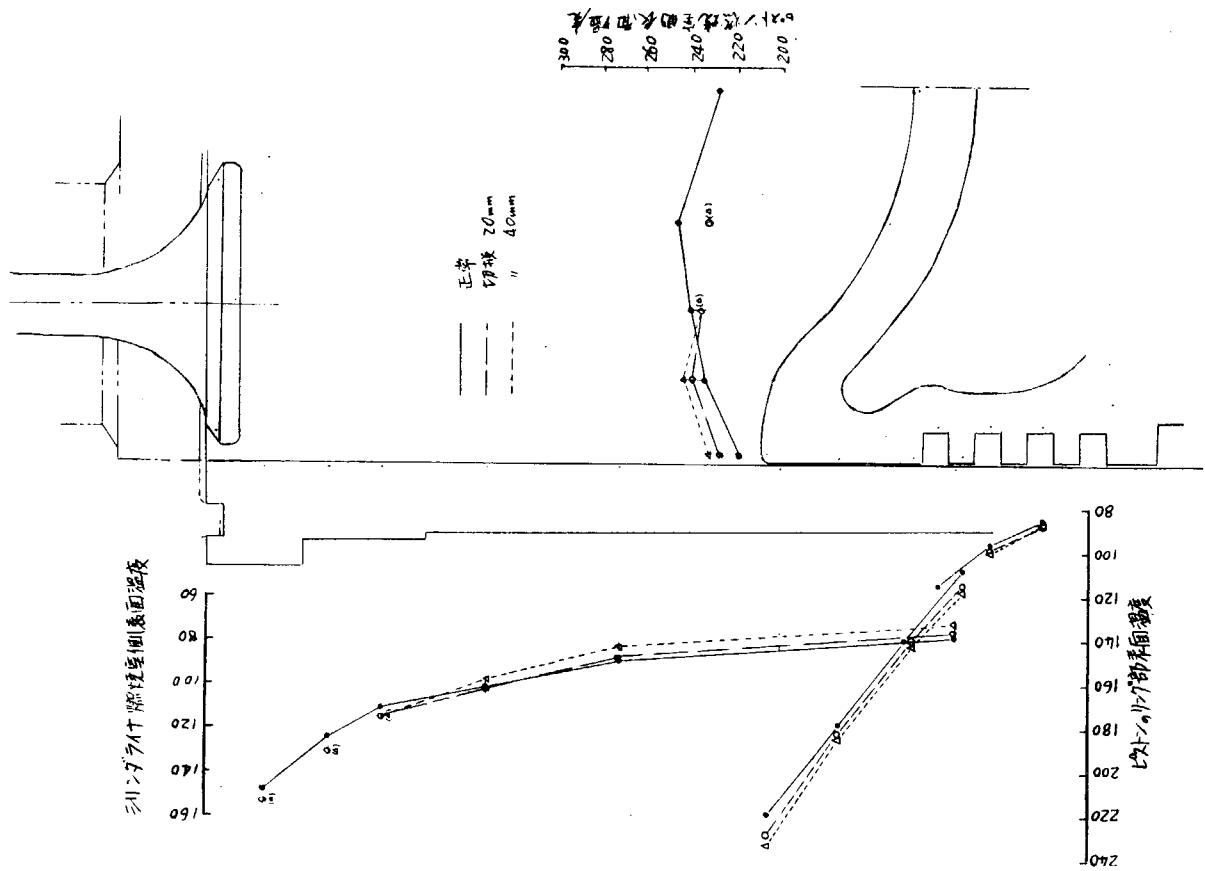


図 5.5.0 燃焼室側表面温度分布(ピストンリング切損の影響)

図 5.5.2 周方向温度分布(ピストンリング切損の影響)

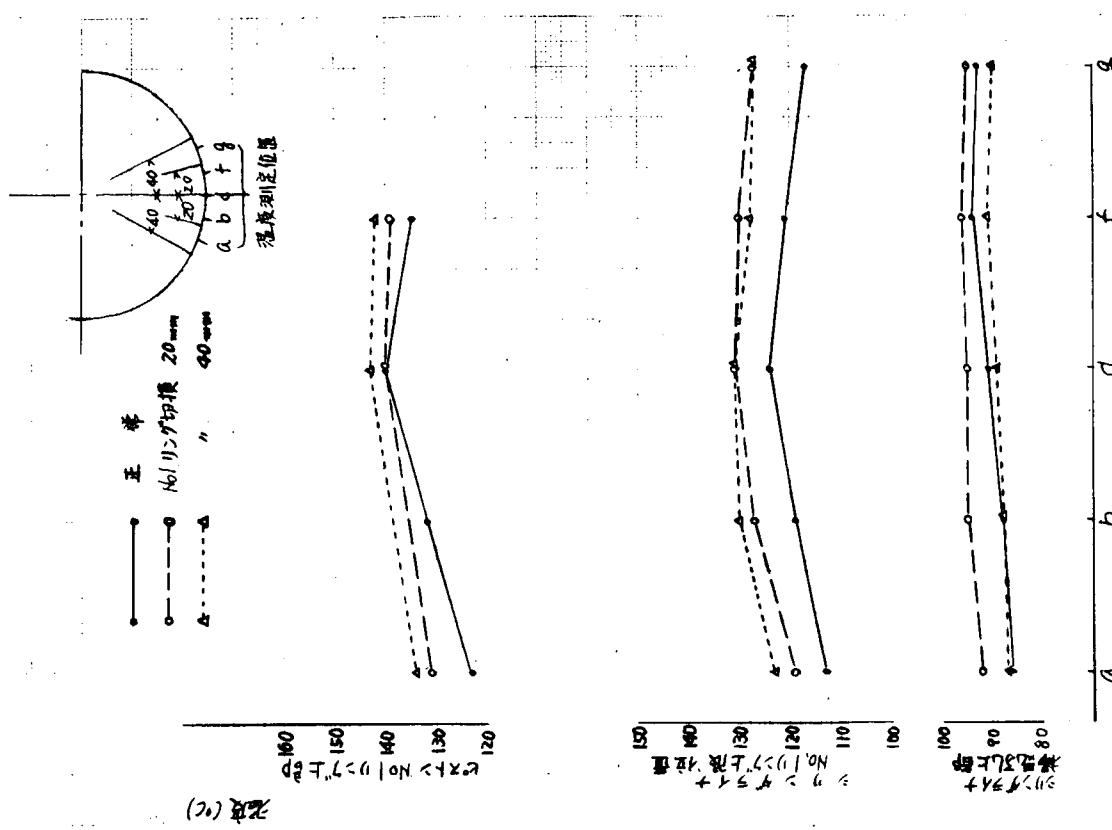
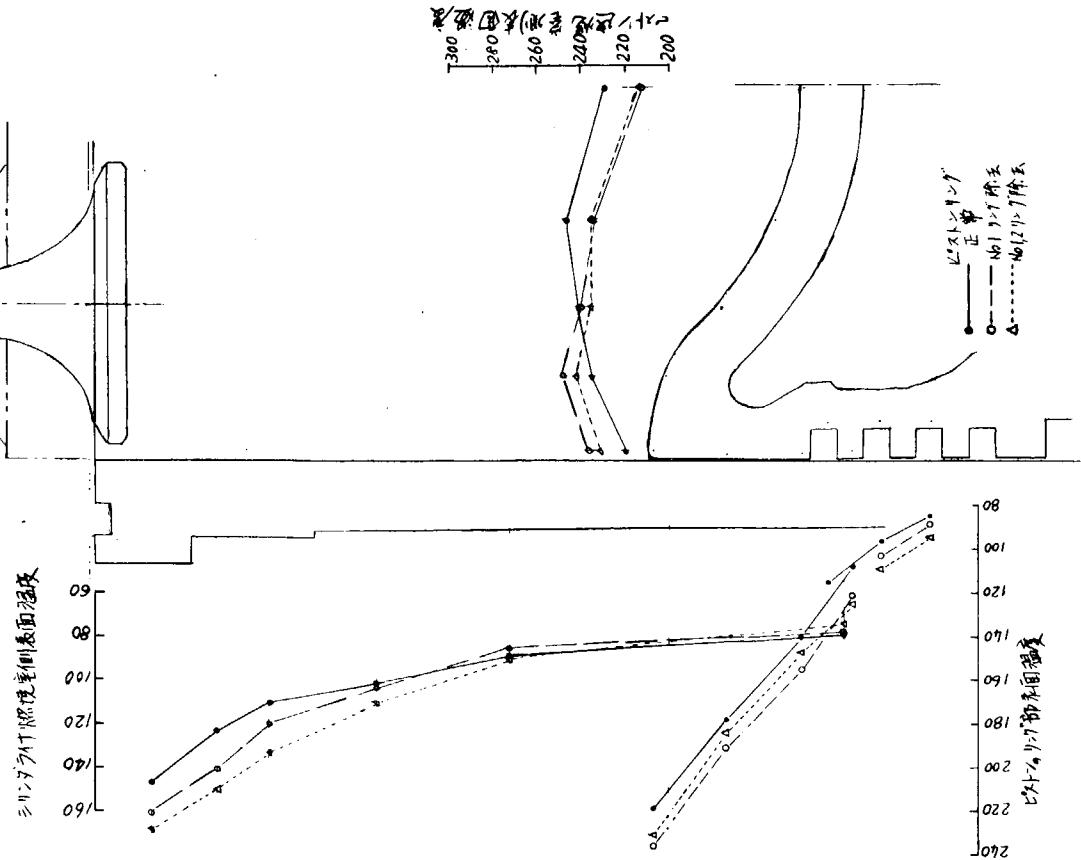


図 5.5.1 燃焼室側表面温度分布(ピストンリング除去の影響)



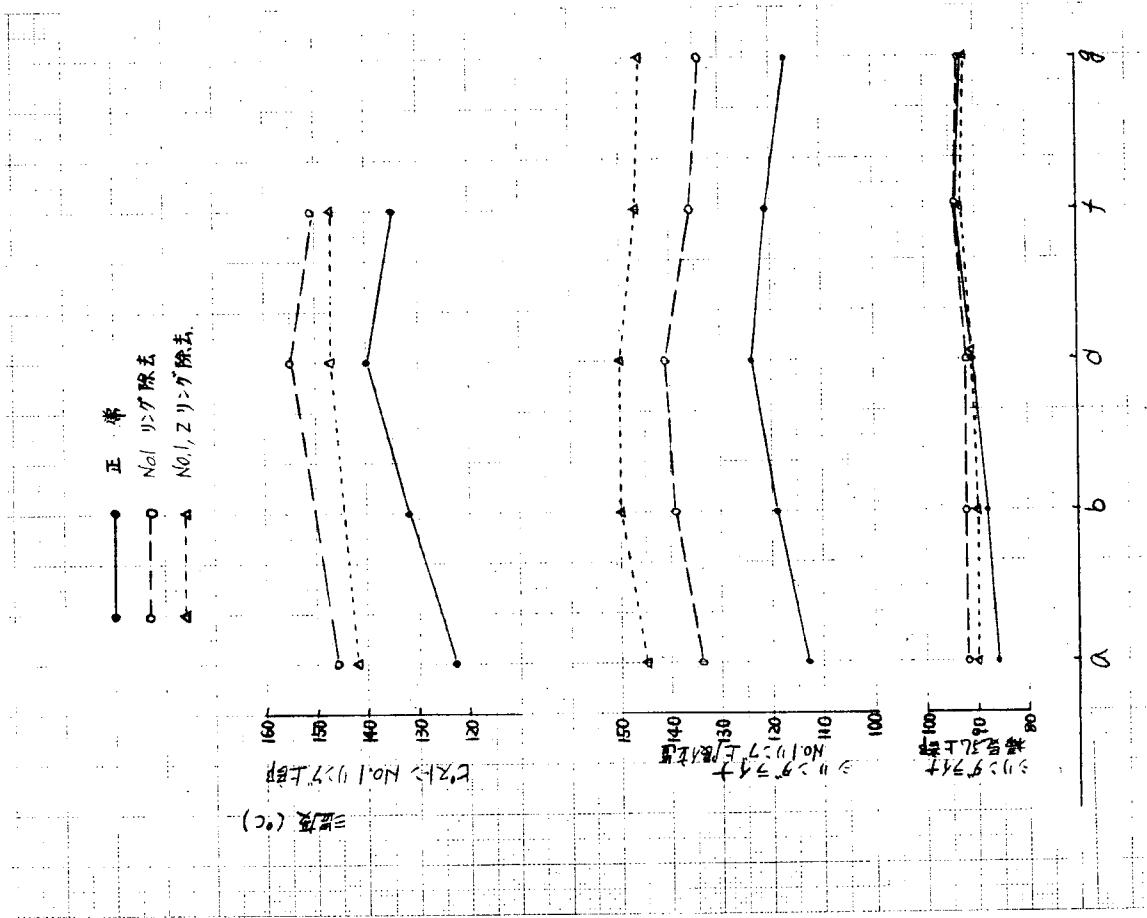


図 5.5.3 周方向温度分布(ビストンリング除去の影響)

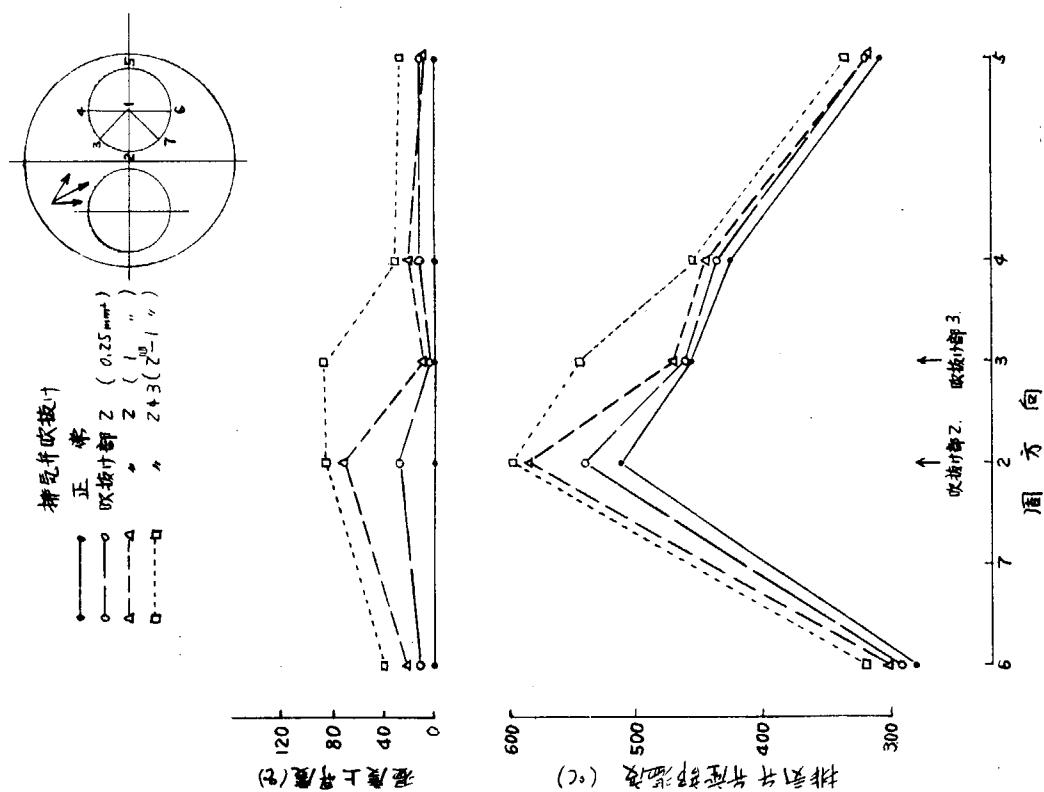


図 5.5.4 排気弁温度(吸抜けの影響)

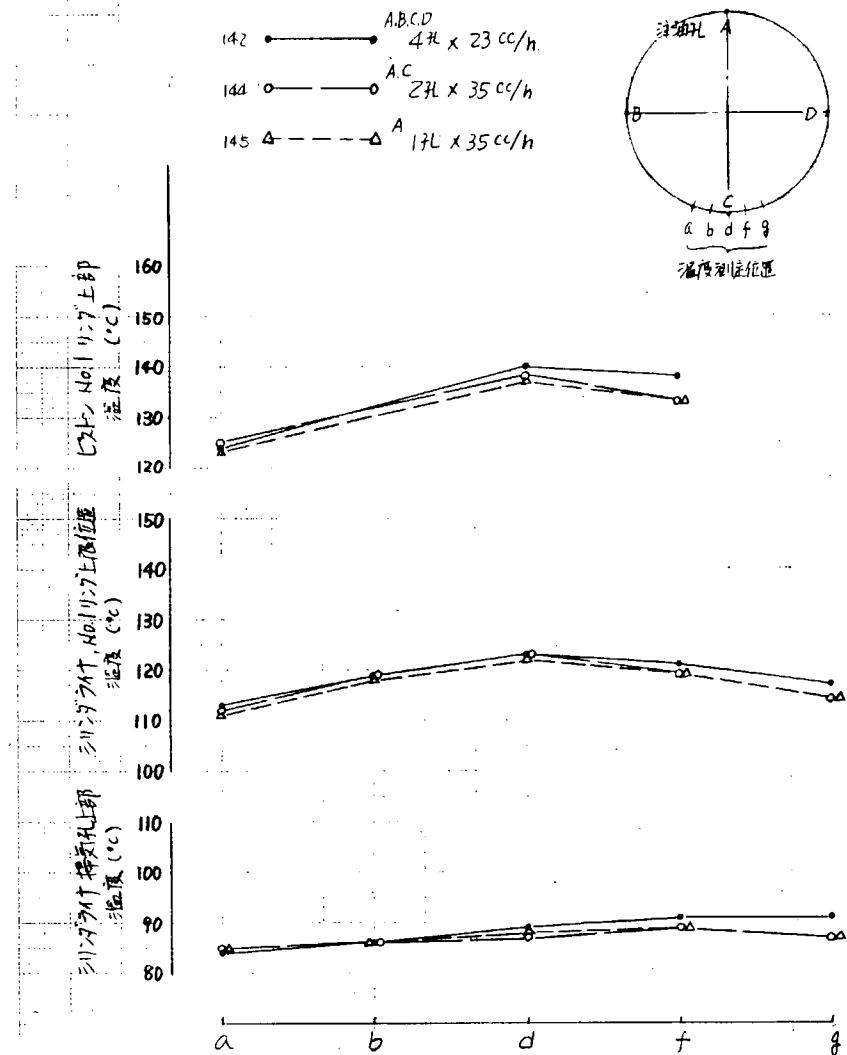


図 5.5.5 シリンダ注油量とシリンダライナ、ピストン温度

参考文献

- 永井、水島、鈴木：二サイクルディーゼル機関の回転数および平均有効圧に対する燃焼室壁熱負荷、日本船用機関学会、第6回講演会前刷（昭43.1.0）
- 日本造船研究協会：第100研究部会、巨大船用ディーゼル機関に関する基礎研究-3. 排気弁棒の熱および機械的強度に関する研究、研究資料No.7.7（昭43.3）
- 永井、平野、浅田ほか：二サイクルディーゼル機関の過給機マッチングに対するガス流れ、サイクル特性、舶用機関学会、第6回講演会前刷（昭43.1.0）
- 永井、平野、鈴木ほか：二サイクルディーゼル機関における供給空気量と燃焼室壁熱負荷、舶用機関学会、第7回講演会前刷（昭44.5）
- 永井、平野、鈴木ほか：大形ディーゼル機関における燃料噴射弁と燃焼室壁熱負荷、舶用機関学会、第5回講演会前刷（昭43.5）