

第 122 研究部会

船用ディーゼル機関用排気弁，
燃料弁の耐久性向上に関する研究

報 告 書

昭和 47 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46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122研究部会においてとりまとめたものである。

本研究の委員はつぎのとおりである。

第122研究部会委員名簿（敬称略、順不同）

部会長	藤田 秀雄（明治大学）	
委員	池上 詢（京都大学）	井ノ内 一雄（船舶技術研究所）
	今井 次郎（三菱重工業）	今橋 武（住友重機械工業）
	岩松 政治（大阪商船三井船舶）	岡本 連（日本船用工業会）
	大東 俊一（京都大学）	大町 進（佐世保重工業）
	孝橋 謙一（阪神内燃機工業）	小路 博（三菱重工業）
	酒井 宏（東京大学）	鈴木 勝利（函館ドック）
	武本 喜之（石川島播磨重工業）	津田 公一（東京大学）
	恒屋 礼二郎（三菱重工業）	鳥海 千尋（ジャパンライン）
	永井 将（日立造船）	中野 英明（川崎重工業）
	野村 寛（日立造船）	原野 二郎（三井造船）
	東園 安憲（大阪造船所）	平子 善夫（大阪府立大学）
	弘田 孝輔（日本郵船）	堀之北 克朗（運輸省）
	松永 秀臣（日本海事協会）	前田 宗雄（川崎汽船）
	村松 省吾（三保造船所）	松見 韶（日本鋼管）
	本吉 英一（ヤンマーディーゼル）	村上 和夫（日本鋼管）
	余郷 比呂志（山下新日本汽船）	本岡 隆雄（三菱重工業）

第122研究部会第1小委員会委員名簿（敬称略、順不同）

主査委員	小路 博（三菱重工業）	
	今井 次郎（三菱重工業）	今橋 武（住友重機械工業）
	大町 進（佐世保重工業）	岡本 連（日本船用工業会）
	孝橋 謙一（阪神内燃機工業）	酒井 宏（東京大学）
	武本 喜之（石川島播磨重工業）	津田 公一（東京大学）
	恒屋 礼二郎（三菱重工業）	鳥海 千尋（ジャパンライン）
	永井 将（日立造船）	中野 英明（川崎重工業）
	野村 寛（日立造船）	原野 二郎（三井造船）
	藤田 秀雄（明治大学）	前田 宗雄（川崎汽船）
	村上 和夫（日本鋼管）	水品 正昭（日本鋼管）
	本吉 英一（ヤンマーディーゼル）	本岡 隆雄（三菱重工業）
	余郷 比呂志（山下新日本汽船）	

第122研究部会第2小委員会委員名簿（敬称略、順不同）

主 査 委 員	野村 寛（日立造船）	今橋 武（住友重機械工業）
	井ノ内 一雄（船舶技術研究所）	岡本 連（日本船用工業会）
	大町 進（佐世保重工業）	小路 博（三菱重工業）
	孝橋 謙一（阪神内燃機工業）	恒屋 礼二郎（三菱重工業）
	武本 喜之（石川島播磨重工業）	永井 将（日立造船）
	中野 英明（川崎重工業）	平子 善夫（大阪府立大学）
	原野 二郎（三井造船）	前田 宗雄（川崎汽船）
	藤田 秀雄（明治大学）	松見 韶（日本鋼管）
	松永 秀臣（日本海事協会）	本岡 隆雄（三菱重工業）
	村上 和夫（日本鋼管）	

第122研究部会第3小委員会委員名簿（敬称略、順不同）

主 査 委 員	津田 公一（東京大学）	孝橋 謙一（阪神内燃機工業）
	今橋 武（住友重機械工業）	酒井 宏（東京大学）
	小路 博（三菱重工業）	中野 英明（川崎重工業）
	武本 喜之（石川島播磨重工業）	野村 寛（日立造船）
	永井 将（日立造船）	藤田 秀雄（明治大学）
	原野 二郎（三井造船）	松見 韶（日本鋼管）
	前田 宗雄（川崎汽船）	本吉 英一（ヤンマーディーゼル）
	村上 和夫（日本鋼管）	

第122研究部会第4小委員会委員名簿（敬称略、順不同）

主 査 委 員	平子 善夫（大阪府立大学）	井ノ内 一雄（船舶技術研究所）
	池上 詢（京都大学）	大東 俊一（京都大学）
	今橋 武（住友重機械工業）	小路 博（三菱重工業）
	孝橋 謙一（阪神内燃機工業）	中野 英明（川崎重工業）
	武本 喜之（石川島播磨重工業）	原野 二郎（三井造船）
	永井 将（日立造船）	松見 韶（日本鋼管）
	藤田 秀雄（明治大学）	
	村上 和夫（日本鋼管）	

目 次

1. 排気弁の耐久力向上の研究	1
1.1 はじめに	1
1.2 実験準備	1
1.2.1 実験装置の整備	1
1.2.2 運転条件の設定	2
1.2.3 排気弁および弁座	4
1.3 実験	4
1.3.1 実験内容	4
1.3.2 実験結果	7
1.3.3 実験結果の考察	16
1.4 おわりに	22
2. 燃料弁の耐久性向上試験	23
2.1 緒言	23
2.2 試験方法	23
2.2.1 改良形弁の種類	23
2.2.2 実船試験要領	24
2.3 試験結果	37
2.3.1 実船試験結果	37
3. 動弁機構の耐久性向上の研究	47
3.1 実機運転による弁系振動の測定	47
3.1.1 測定要目	48
3.1.2 運転条件	49
3.1.3 測定結果の検討	50
3.2 弁系挙動の算定法の研究	62
3.2.1 カム軸の一樣な回転を仮定した弁系挙動の算定法	62
3.2.2 カム軸のねじり振動を考慮した弁系挙動の算定法	64
3.2.3 結論	66
4. 燃料噴射系の性能改善および耐久性向上の研究	72
4.1 はじめに	72
4.2 燃料噴射系の主要諸元	72
4.3 計算結果と実験結果の比較	74
4.3.1 吐出弁減衰係数の計算結果に及ぼす影響	74
4.3.2 開弁圧、有効ストローク、カムプロファイルを変えた場合の比較	77
4.4 おわりに	81

1. 排気弁の耐久力向上の研究

1.1 はじめに

ディーゼル機関用排気弁の耐久力を向上させるには、まだいくつかの問題がある。なかでも弁棒および弁座シート面の焼損対策は重要であるが、焼損現象には不明な点が多いためか、十分な効果を発揮できる対策はまだないようである。

昭和44年度にSR113研究部会で行なつた排気弁の実態調査結果によると、焼損の形態および原因は次のように分類される。

(1) 形態別分類

- (a) シートの変形に起因する焼損
- (b) シートの摩耗に起因する焼損
- (c) シートの高温・低温腐食に起因する焼損
- (d) シートに堆積した燃焼生成物の剥離に起因する焼損
- (e) シートに発生した凹み疵に起因する焼損

(2) 原因別分類

- (a) 燃料油、シリンダ油、燃焼条件、温度など、機関の運転条件に起因する焼損
- (b) 弁まわりの構造、剛性、材料など、設計に起因する焼損

上記のそれぞれの焼損形態と諸原因との結び付きについては明らかでない点が多いが、シートの変形による場合を除けば、焼損現象に対して、燃焼室まわりに付着した燃焼生成物が重要な役割を果していることはほぼ確かである。したがつて、船用中大形ディーゼル機関用排気弁の焼損現象を調査するには、それに近い燃焼生成物の得られる実験機関が望ましい。予備実験の結果によればそのためには、少なくともボア190mm程度の機関が必要である。

昭和45年度には、この結論に基づきNDT19/300形単筒実験機関を製作し、これが所期の機関特性を持つことを確認した。

今年度の研究の目的は、本実験機関を利用して、排気弁の焼損が発生するかどうかを確認するとともに排気弁の経時変化や耐久力に及ぼす燃料油、シリンダ油および弁座冷却の影響度を調べることである。

1.2 実験準備

ここでは、排気弁の連続耐久力試験に備えて実施した実験装置の整備拡充、運転条件の設定、および弁棒弁座温度の計測結果について述べる。

1.2.1 実験装置の整備

(1) 危急停止装置

運転を無人化するために危急停止装置を設置した。危急停止装置の異常検出から機関および補機が全面停止に至る系統図を図1.2.1に、設置状況を図1.2.2に示す。なお、危急停止装置には機関および補機が停止後も異常箇所が分るように警報ランプが取付けられていると共に、パネル組込の3台の打点式記録計では、補機全体が停止するまで表1.2.1の値を記録するようになっている。

表 1.2.1 打点式自動記録計の記録内容

No.	1	2	3
1	主軸受脩側温度	排気脩側温度	冷却清水入口温度
2	主軸受脩側温度	排気脩側温度	冷却清水出口温度
3	ライナ温度	掃気温度	燃料油温度
4	空気源潤滑油温度	潤滑油入口温度	流量計前掃気温度
5	機関回転数	潤滑油出口温度	
6	燃料ポンプ・ラック		

(2) 消音器

本実験機関設置場所の近くには、病院などの騒音を嫌う建物が多い。しかるに、本機関製作直後の排気騒音は可成り大きく、実験上の大きな障害になった。そこで、今次の連続運転に際し、消音器の改造・追加等、再度の対策によつてAスケール80dbまでは低減したが、まだ、長崎市騒音条例の定める70dbには程遠く、抜本的な対策の必要に迫られている。

(3) 空気源駆動装置

掃気圧縮機の駆動には、従来自動車用機関を使用していたが、今回、信頼性が高く、危急停止の容易な電動機と交換した。この電動機は1700RPM一定であり、圧縮機1台の吐出空気量は約0.23kg/sである。

1.2.2 運転条件の設定

本研究用NDT19/300形単筒実験機関の計画出力は113PS×600RPMであり、昭和45年度SR122研究会報告書にも述べたとおり、ほぼ初期の機関性能が達成された。しかし単筒機関であるために機械効率が低いなど、多気筒実用機関とは異なる面があることも明らかにされた。ここではこれらの点を考慮するとともに、補機の容量、環境など昼夜連続運転上の諸問題を勘案して運転条件を決定する。

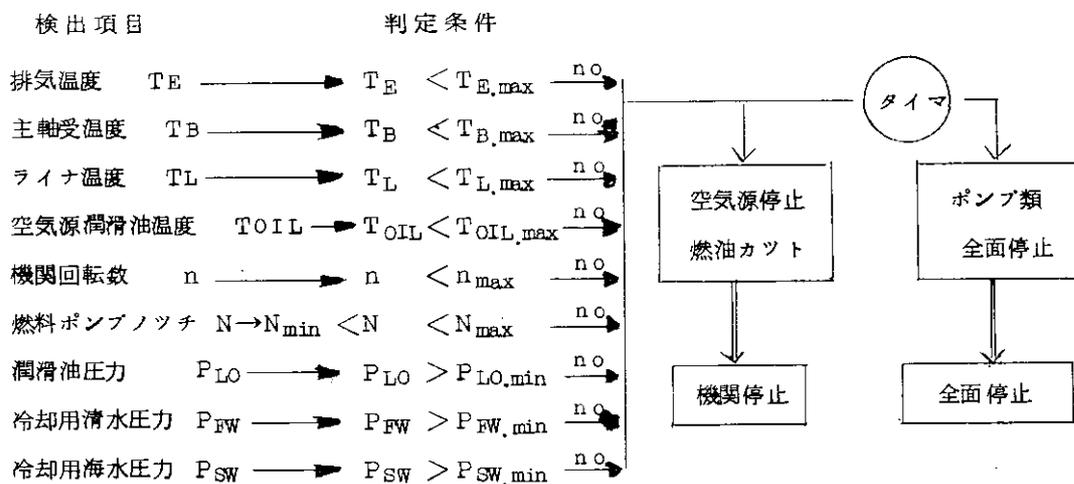


図 1.2.1 危急停止装置系統図

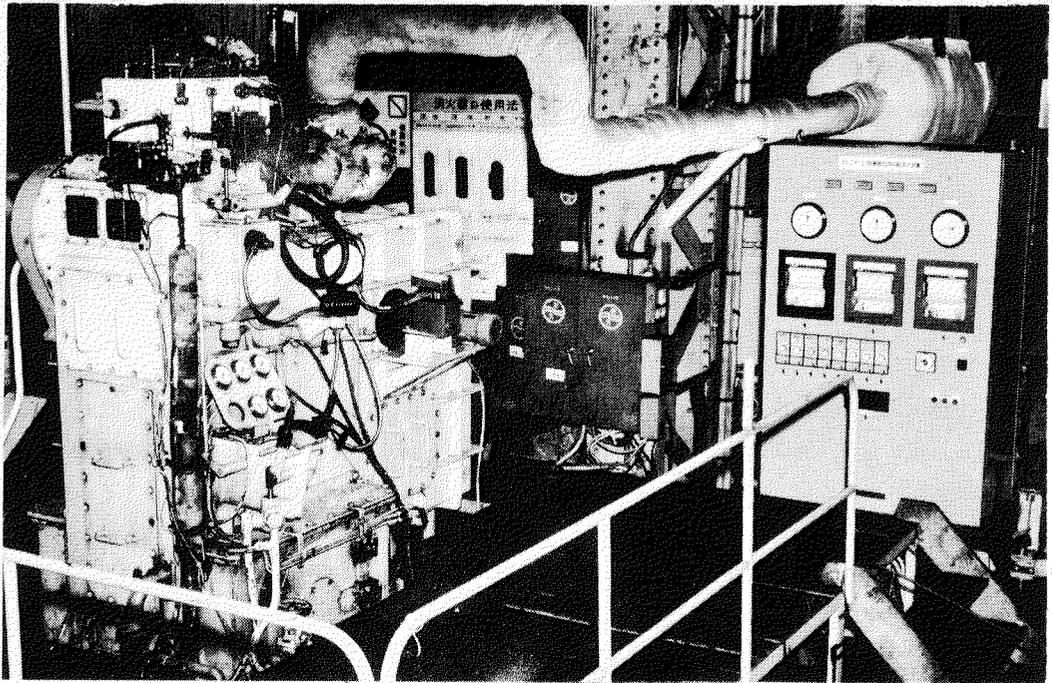


図1.2.2 危急停止装置設置状況

(1) 機関回転数

NDT 19/300形実験機関はバランスを内蔵しているが、設置場所が軟弱であるため、計画回転数600RPM近傍で、それ程大きくはないが建家との共振が認められた。そこで以後の耐久力試験は建家の振動が少ない機関回転数550RPMで運転することにした。

(2) 機関出力

最近の船用中大形2サイクルディーゼル機関は正味平均有効圧力が 1.0 kg/cm^2 程度で使用されているものが多く、その機械効率を90%に仮定すると、図示平均有効圧力は $1.1.1 \text{ kg/cm}^2$ になる。一方、実験機関は単筒であるために機械効率が低く、ファンボロ形指圧図から求めた機関回転数550RPMのときの機械効率は81%であった。排気弁の耐久力に関しては、排気弁の熱的および機械的な負荷が重要な役割りを果しており、図示平均有効圧力はその尺度を示していると考えられる。そこで、排気弁の試験は、図示平均有効圧力がほぼ実機並みになる機関負荷で行なうことにした。このときの実験機関の運転条件は、正味平均有効圧力 9 kg/cm^2 、機関出力 $9.3.5 \text{ PS} \times 550 \text{ RPM}$ になる。

(3) 掃排気条件

実用機関の掃排気条件を参考に、機関出力が $9.3.5 \text{ PS} \times 550 \text{ RPM}$ のときのシリンダカバ出口の排気温度および掃気圧力が、それぞれ 400°C および 700 mmHg 程度になるように排気絞りを調整した。このときの排気管の絞り面積はピストン断面積の5.5%であり、掃気流量は $0.2.3 \text{ kg/s}$ になった。以上の結果をまとめて、表1.2.2に示す。

表1.2.2 運 転 条 件

項 目	標 準 値
ボア × ストローク	$190 \text{ mm} \times 300 \text{ mm}$
出力 × 回転数	$9.3.5 \text{ PS} \times 550 \text{ RPM}$
正味平均有効圧力	9.0 kg/cm^2
図示平均有効圧力	$1.1.1 \text{ kg/cm}^2$
掃気圧力	700 mmHg
掃気流量	$0.2.3 \text{ kg/s}$
カバ出口排気温度	400°C

1.2.3 排気弁および弁座

(1) 寸法および材質

排気弁および弁座の寸法を図1.2.3に示す。図には水冷弁座のみを示したが無冷却形弁座も外形寸法は全く同じである。なお、水冷形弁座の冷却水路は弁箱冷却水路と並列に結んである。

排気弁および弁座の材質は表1.2.3のとおりである。弁棒は実用中大形ディーゼル機関並みに、耐熱鋼SUH31のシート面にステライトNO6を盛金したものであるが、弁座には、実験時間の短縮化を計るため、比較的吹抜け易いと考えられる炭素鋼S20CのシートにタセットRNY45を盛金したものを選んだ。

(2) 作動温度

弁棒および弁座の作動温度を知るために、図1.2.3に●印で示す点の温度を計測した。計測結果を図1.2.4、図1.2.5、および図1.2.6に示す。図1.2.4のとおり、弁温度は弁傘おもて中央部で最も高く、全負荷時に665℃を示した。また、弁傘の温度はシリンダ外周側が中心側よりも高く、その差は負荷とともに大きくなっていて、全負荷では外周側が620℃、中心側が575℃を示している。この温度の計測位置を考慮するとこの付近ではシート側に向つて温度急勾配で低下するから、シート面の温度は、この値よりも可成り低くなると推察される。一方、弁座温度は部分負荷時には外周側が高いが、負荷が増すにつれてその差は小さくなり、全負荷では共に410℃を示した。

図1.2.5は冷却弁座を使用したときの温度である。図示するとおり、弁座を水冷却したための温度の低下は、全負荷時に弁座で約150℃、弁傘はその半分の75℃程度であり、弁座の水冷却は弁傘の作動温度を低下させるための有力な手段であることが分る。

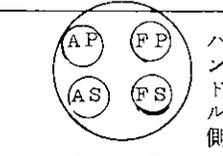
図1.2.6は以上のような弁棒・弁座の温度とカバ出口の排気温度との関係を示したものである。実験領域が狭いのでさらに検討すべきではあるが、実験機関の弁傘温度は、弁座の冷却、無冷却に関係なく、ほぼ排気温度と1対1に対応して変化しており、排気温度は弁の作動温度を示す重要な尺度であることが分る。

1.3 実 験

1.3.1 実験内容

本報告では表1.3.1の実験結果について述べる。

表1.3.1 研究内容

試験順序 (TEST NO)	燃料油	シリンダ油 アルカリ価	弁 座 ○; 水冷 ×; 無冷				弁位置の呼称 カバ上面から見る
			FS	FP	AS	AP	
1	〇重油	40	×	×	×	×	
2	(A951クラス)	60	○	×	×	○	
3	軽油	0	○	×	×	○	

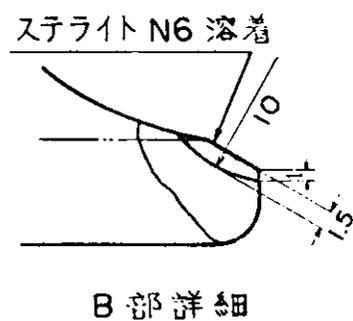
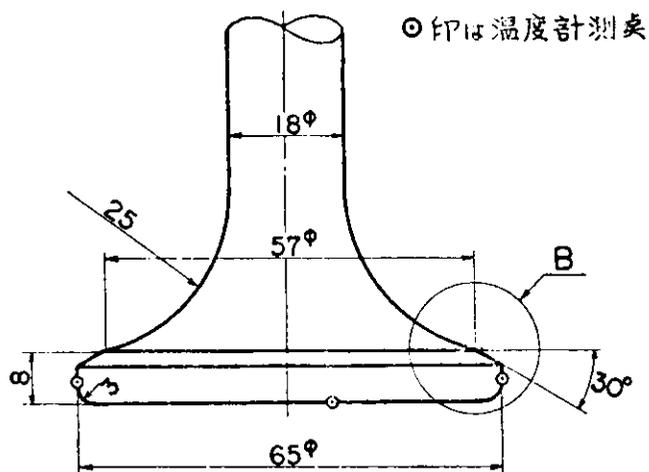
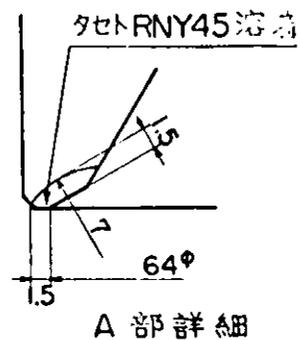
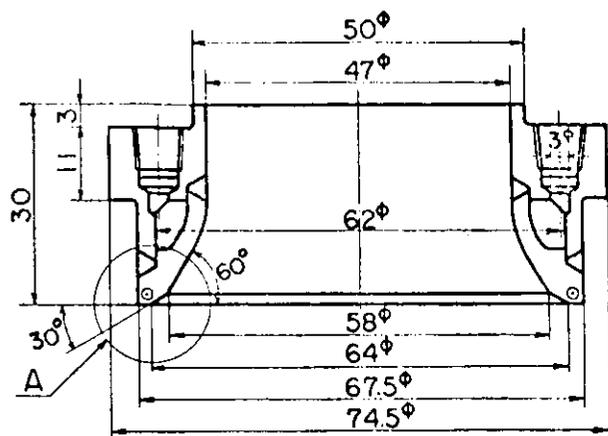


図1.2.3 井および井座

表1.2.3 試験用井および井座材

用途	材料	硬度	組成 (%)								
		(常温) Hv	Co	Cr	C	W	Ni	Si	Fe	Mn	
井	母材	S U H 3 1	250		14-16	0.35-0.45	2-3	13-15	1.5-2.5	Bal	<0.6
	盛金	ステライト#6	440	Bal	28	1.0	4			<3	
井座	母材	S 2 0 C	120-150			0.20-0.25			0.15-0.35	Bal	0.3-0.6
	盛金	タセトRNY45	200		<25	<0.08		>20	0.75	Bal	<2.5

無冷却弁座の場合
 水冷却弁座の場合

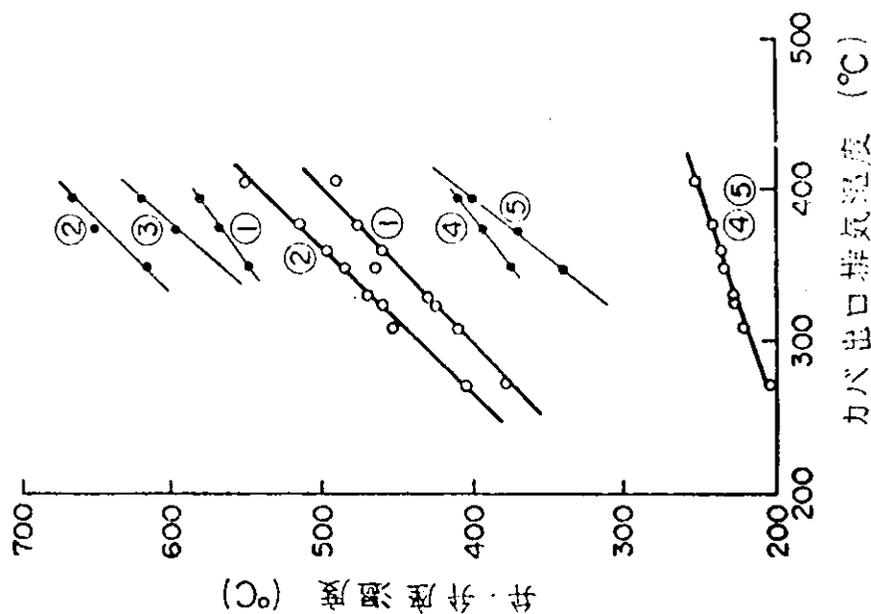


図 1.2.6 カバ出口排気温度と弁座温度との関係

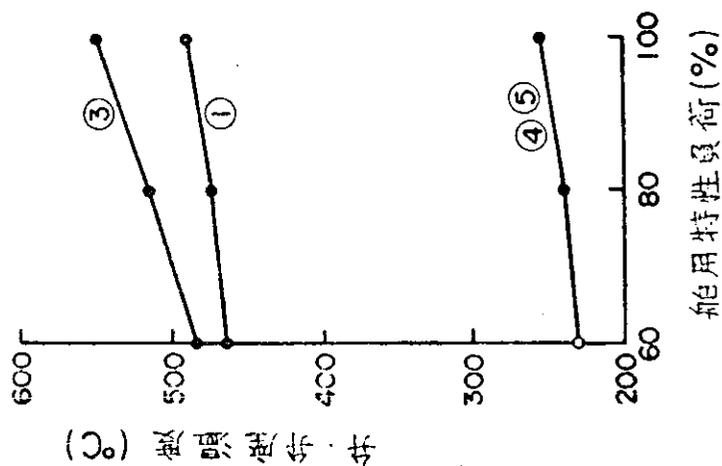
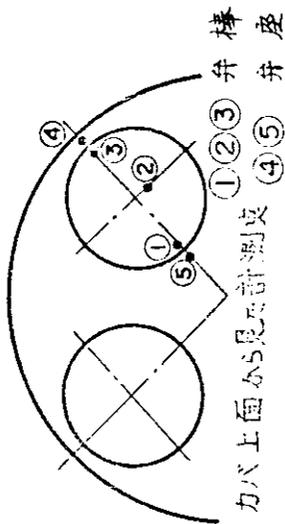


図 1.2.5 水冷形弁座使用時の弁座温度

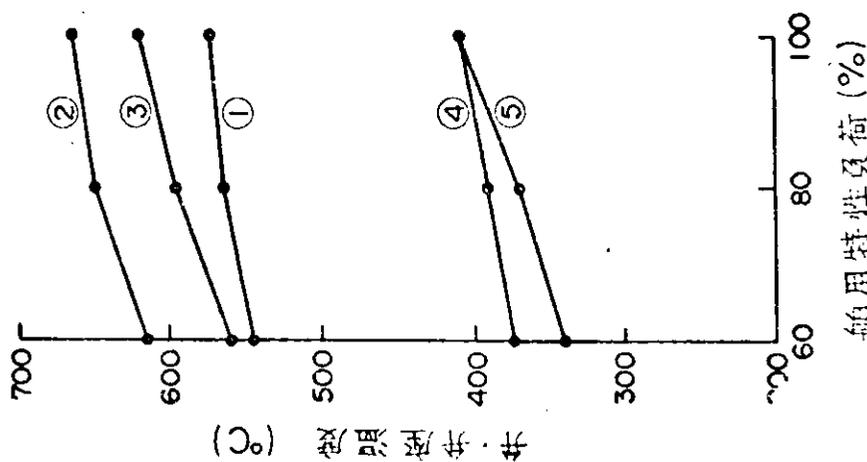


図 1.2.4 無冷形弁座使用時の弁座温度

TEST NO1 ; 中形船用ディーゼル機関で広く使用されているA951クラスの燃料油とアルカリ価40のシリンダ油を用いる。本実験の主目的は今後、本実験機関によつて船用中大形ディーゼル機関の排気弁を対象にした焼損対策のための研究ができるかどうかをみることであり、

- (a) 排気弁の経時変化
- (b) 排気弁が焼損するまでの所要運転時間
- (c) 4組の排気弁の個性差

等について検討する。その結果、本実験機関で所期の研究のできる見通しが得られれば、以下の実験を行なう。

TEST NO2およびNO3 ; それぞれ燃料油およびシリンダ油のアルカリ価を変えたとともに、4個の弁座のうち2個に水冷却弁座を用いて、それぞれの因子が排気弁の損傷に及ぼす影響度について検討する。

なお、実験に使用する燃料油(0重油)およびシリンダ油の性状は表1.3.2および1.3.3のとおりである。注油量はシリンダ油の影響度を強調するために実機よりはやや多くとり1.5 gr/PS, Hr一定とする。

表1.3.2 0重油の性状

比重	15℃	0.944~0.950
引火点	℃	100~110
粘度	50℃ RW1	280~450
	80℃ RW1	95~120
残留炭素分	%	8.7~8.9
硫黄	%	2.5~2.8
バナジウム	P,P,M	10~50

表1.3.3 シリンダ油の性状

アルカリ価	KOH (MB/B)	0	40	60
比重	15℃	0.889	0.940	0.945
引火点	℃	220	232	228
流動点	℃	-12.5	-20	-22.5
粘度	37.8℃ 0.8t	222.9	203	258
	98.9℃ 0.8t	17.93	14.4	16.9
粘度指数	-	95	68	70

1.3.2 実験結果

(1) TEST NO1 (0重油×アルカリ価40のシリンダ油)

本実験の第1の目的は実験機関用排気弁の耐久力がどの程度かを実験的に確認することである。そこで、A・B2ケのシリンダカバを交互に組込み、随時開放点検を繰返す過程で、250 Hr 毎に予じめ定められた順番に従つて排気弁を抽出・新替し、その経時変化を調べるとともに、より短時間に吹抜けを起させる方法を検討しながら、1000 Hr 程度の運転を見込んでいた。

しかし、実験の結果は予想よりもはるかに早く、排気弁には既に100 Hr 程度で吹抜けの光が認められた。そして、200 Hr 程度で実用機関の排気弁にみられるのと全く類似の焼損を発生させることに成功した。すなわち、本実験機関によれば、比較的短時間に排気弁の焼損に及ぼす諸因子の影響を調べることができ、予定どおり、実験が遂行できる見通しを得た。

なお排気弁焼損の経過はカバ出口の排気温度にかなり明瞭に表われるようである。本実験の結果を以下に詳述する。

実験機関用カバの排気通路は、表1.3.1に示したそれぞれ排気弁F PとF BおよびA PとA Bがカバ内でまとめられてハンドル側(F側)と動力計側(A側)の2ヶ所から出ている。排気温度はA側およびF側のカバ出口で計測した。

運転開始後の排気温度はA側・F側とも380~390℃を示したが、100 Hr を越える頃から徐々に高くなり、200 Hr では400~410℃に達した。その後、排気温度が危急停止装置の上限設定温度500℃に達して機関が停止するまでの温度変化を図1.3.1に示す。230 Hr 頃からA側の温度が高くなり始め、238 Hr を過ぎるとA側の温度上昇は一層顕著になり、それにつれてF側の温度も高くな

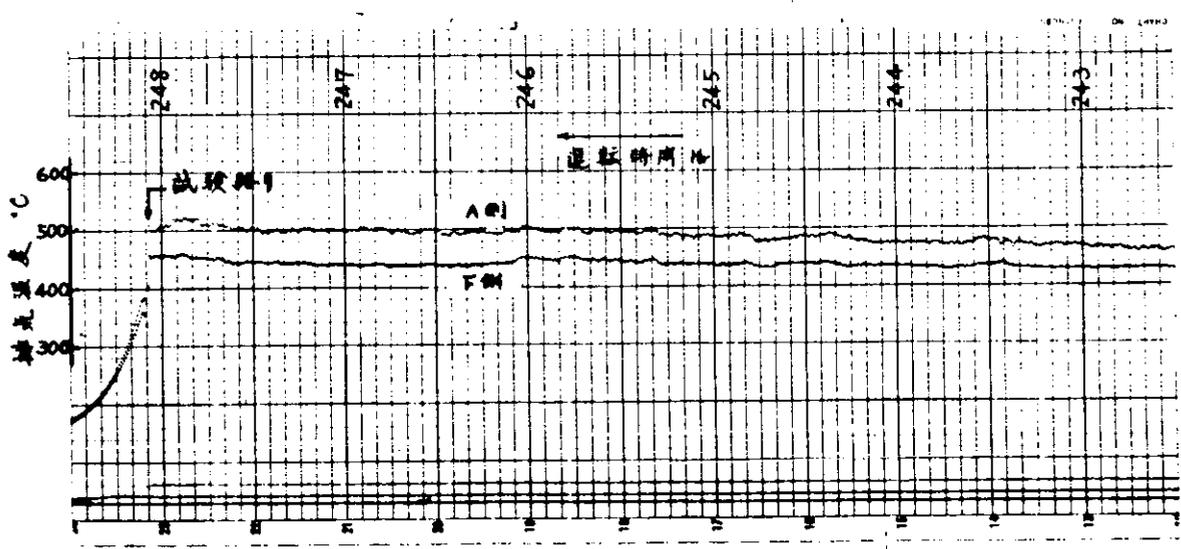
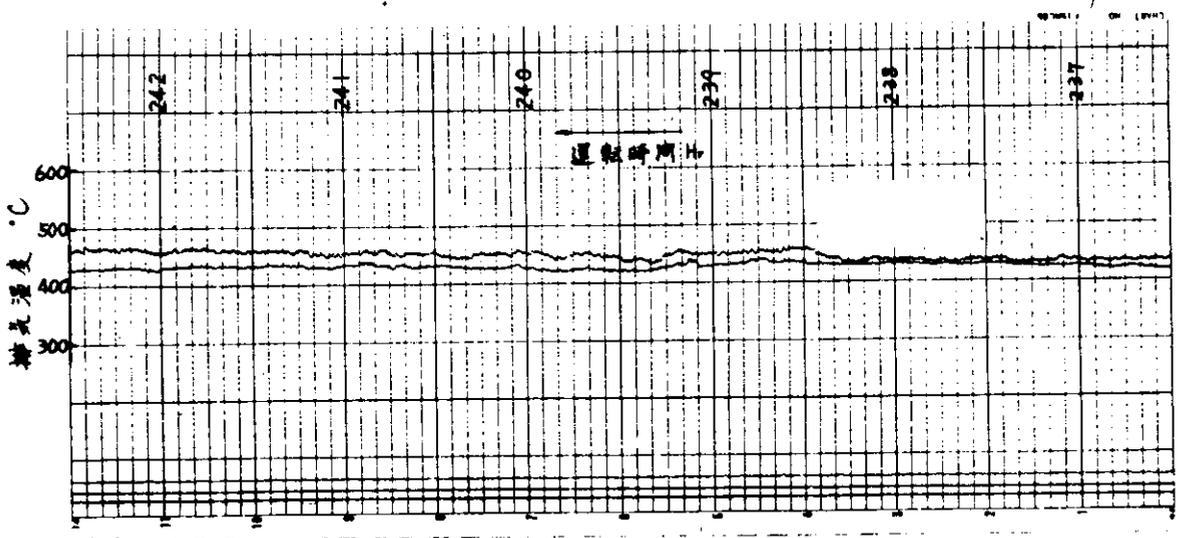
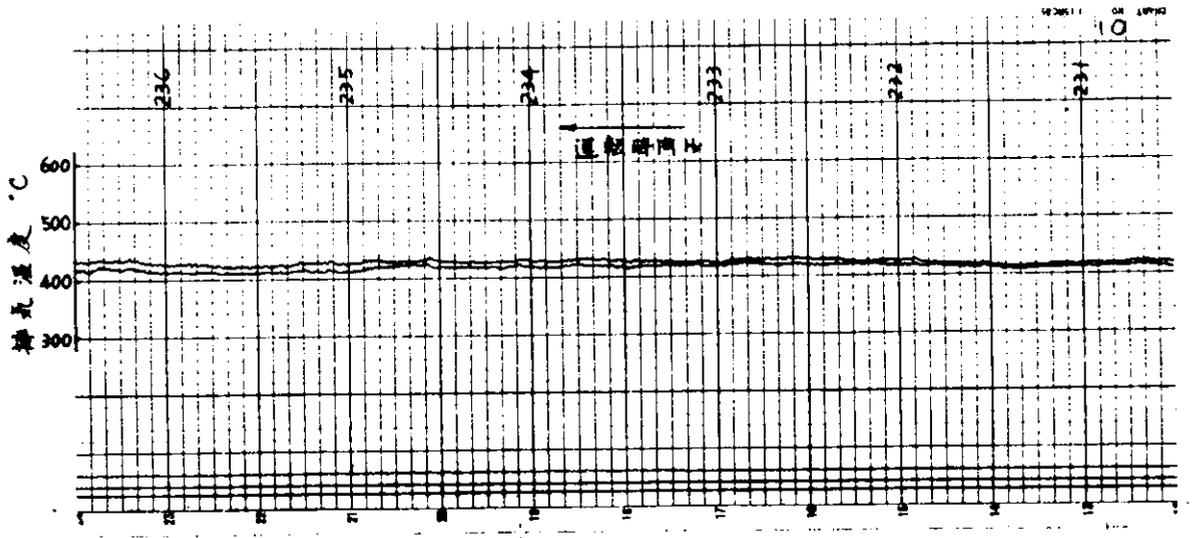


図 1. 3. 1 排気弁の吹抜け過程における排気温度の変化 (Bカバ)

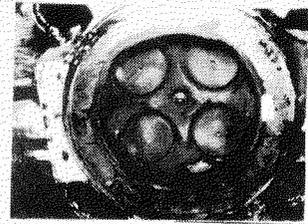
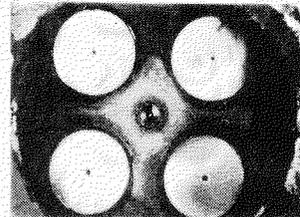
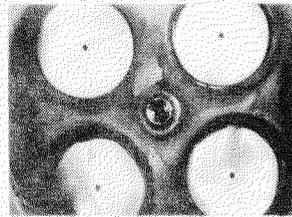


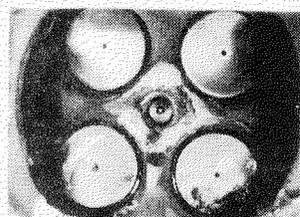
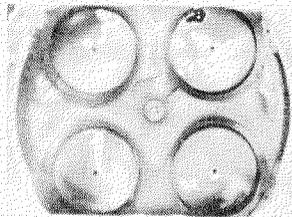
図1.3.2 カバ内面の汚損状況 (Test No.1)

115 Hr



161 Hr

227 Hr



250 Hr

248 Hr

Aカバ

Bカバ

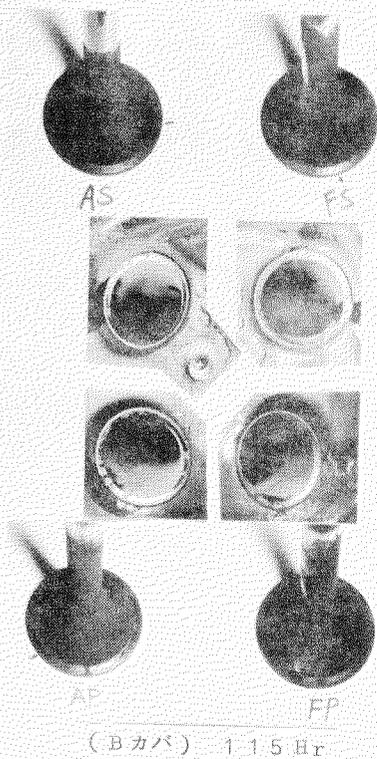


図1.3.3 弁、弁座の開放状況 (Test No.1)

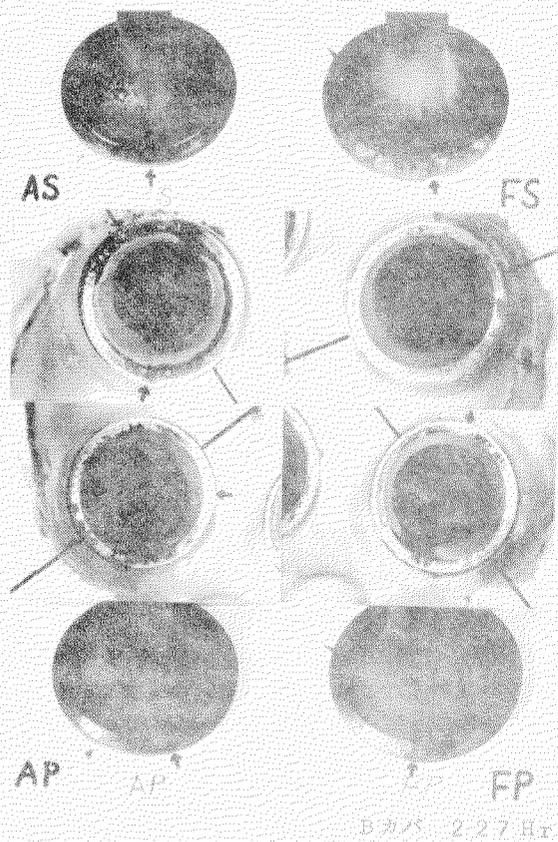


図1.3.4 弁、弁座の開放状況 (Test No1)

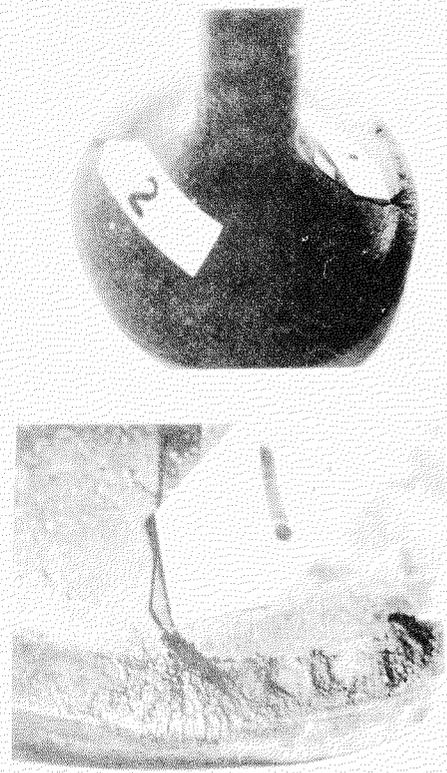


図1.3.5 排気弁の焼損状況
(Test No1 248 Hr)



図1.3.6 弁座の焼損状況 (Test No1 248 Hr)

っている。そして、ついに248 HrではA側の温度が500℃に達して機関が停止した。A側に激しい焼損が生じているものと思われる。

排気温度がこうに変化する過程での排気弁および弁座の損傷状況を図1.3.2, 図1.3.3, および図1.3.4に示す。

図1.3.2には、実験した2組のカバのそれぞれ図示の時間におけるカバの開放状況を示す。燃焼残渣の付着物は燃料弁周りおよびカバ周辺に多く、すでに100 Hr程度で厚いところは5mm程度に達し、部分的に剝離している。一方、弁棒傘おもての付着物は160 Hrまで一面に付着しているが、200 Hrを越す頃から部分的に剝離が認められる。これらの付着物は150~200 Hrで定常状態に達し、それ以降は付着→成長→剝離脱落の過程を繰返すようである。なお、カバの付着物は灰色がかつた茶白色のものであるが、ピストンクラウンの付着物はさらに黒味をおびている。

図1.3.3には、Bカバで115 Hr運転後の弁棒および弁座の状況を示す。すでに、各弁棒および弁座のシート面には吹抜けの兆があり、APおよびFSには明瞭にガスが通過した形跡がある。なお、弁座のシート面には凹みが点在している。

図1.3.4は、図1.2.3の弁棒および弁座をそのまま組込んで運転したときの、227 Hrでの開放状況である。弁座シート面には凹み疵がほぼ全面に発生し、各弁とも完全に焼損している。ことにASおよびFSの焼損が激しいようである。

図1.3.1のようにA側の排気温度が上昇し機関が停止した時の排気弁は、図1.3.4に比べてASの焼損のみが進行しており、他の弁棒にはそれほど大きな変化は認められなかった。ASの弁棒および弁座の焼損状況を図1.3.5および図1.3.6に示す。弁棒のシートはかなり深くえぐられており、相手側の弁座のシート面にも亀甲状の熱割れが生じている。このような弁座の熱割れは、弁棒の焼損が軽微な間は認められない。

以上のことから図1.3.3程度の吹抜けでは排気温度に及ぼす排気弁吹抜けの影響は全くないが、図1.3.4程度になると35℃~45℃高くなり、それ以上では焼損が加速度的に進行し、排気温度にも明瞭に表われることが分る。

Aカバの場合もほぼ同じ状況であり、250 HrでAPの弁棒の数ヶ所に焼損が生じたため新弁と交換して運転を続けたが、265 HrでA側およびF側の排気温度がそれぞれ430℃および460℃に達したため運転を中止した。

実験終了後の弁棒および弁座のシート面を詳細に照合したところ、弁座の凹み疵と弁棒焼損の位置が完全に一致することが確認された。

上述のとおり、本実験機関によれば、船用中大形ディーゼル機関用排気弁に近い焼損現象を起すことができ、比較的短時間で排気弁の焼損に及ぼす諸因子の影響度を実験できることが分つたので、さらに実験を進めることにした。

(2) TEST NO2 (C重油×アルカリ価60のシリンダ油)

弁位置APおよびFSの弁座を冷却した効果をみるとともに、TEST NO1の結果と比較してシリンダ油のアルカリ価の影響度を検討する。

排気弁の開放結果を図1.3.7, 図1.3.8, 図1.3.9, 図1.3.10および図1.3.11に示す。

図1.3.7は、それぞれ図示の時間におけるシリンダ・カバおよびピストンクラウンの汚損状況を示したもので、シリンダ油のアルカリ価が40のときの図1.3.2に比べると、明らかに燃焼残渣の付着量が多い。付着物は運転開始後急速に成長し、100 Hr程度で定常状態になる。付着物は燃料弁周りに多く、最大厚さは5mm程度に達するが、その状況は開放時期によつて異なる。この他、排気弁近くのカバ側面にもか

なり付着している。ピストン・クラウンの肩部にも認められるが量的には少ない。

図1.3.8は104 Hrで開放したときの状況を示す。弁座には多数の凹み疵が発生し、各弁棒のシート面には吹抜けの兆、および焼損の形跡が認められる。無冷却弁座を使用したASの弁棒シート面は完全に焼損しており、幅が広いのが特徴である。しかし、同じ無冷却弁座使用のFPは水冷却弁座のAPおよびFSと大差なく、まだ、弁座を水冷却した効果は明らかでない。なお、弁棒付着物は、TEST NO1に比べると全体的に黄味がかかっており、弁棒および弁座のシート面にもかなり固着している。この状態でカバ出口の排気温度は430℃に達しており、このまま長時間の運転を続けることは難かしいと判断して、APのみを新品と交換した。その結果排気温度は390℃程度まで低下した。

図1.3.9は213 Hrでの開放状況である。ただし、ASのみは109 Hrである。104 Hrでの開放結果に比べると、弁座シート面の凹み疵および軽微な吹抜けの数が増している。弁棒FPには明らかに燃焼ガスが吹抜けた跡が認められる。黄褐色の燃焼残渣は弁棒および弁座シートのほぼ全面に付着しており、打ち叩かれて金属的な光沢を示している部分もある。そして燃焼残渣が付着していない部分から吹抜けたと判断される燃焼ガス通過の形跡もいくつか認められる。開放前の排気温度は390℃程度であり高くはない。

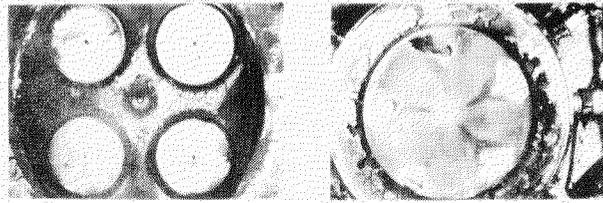
図1.3.10最終開放時の状況で、運転時間は272 Hrである。ただし、ASのみは168 Hrである。燃焼室周りの汚れの程度は213 Hrのときと大差ないが、弁傘首部の付着物は幾分増加しているようで、図に示すとおり鱗状になっている。表層部が付着しては剥離しながら生長しているようで、厚いところは2mmほどもある。この弁傘附近の付着物の外観はASおよびFSが黄褐色であるのに対して、APおよびFP側は黒色を呈している。213 Hrで開放したときには、4弁とも黄褐色であったことを考慮すると、燃焼に何等かの異常が起つたのではないかと判断される。試みに堆積物の表層を削り取ったときの色はASおよびFS側の色と全く同じであった。弁座シートの付着物の色もほぼ弁傘首部と同じであるが、付着量は明らかに黒色のAPおよびFP側が少ない。弁棒シートの状況も同様で、黄褐色のASは完全に吹抜けて焼損の初期症状を示しており、FSもかなり痛んでいる。反面、黒色のAPおよびFP側は比較的的良好である。そして興味あることには、FPの吹抜けの程度が今回の272 Hrで開放したときよりも前回の213 Hrのときが激しかったことである。弁作動条件に何等かの変化が起り付着物が黒化するに伴い、弁および弁座シート面の付着物が減少して気密性がよくなったように思われる。以上のような経緯をみると、まだ、APおよびFSの弁座を水冷却した効果は明らかでない。しかし、付着物が同じ黒色化したAPとFPおよび黄褐色のASとFS同志を比較すると、損傷の程度は明らかに水冷却弁座を使用した方が小さい。なかでもAPの弁棒および弁座のシート面はTEST NO1およびTEST NO2を通して最良で、図1.3.11に示すとおりである。FSの吹抜けが213 Hr以降272 Hrになってもほとんど進展していないのは、或いは水冷却弁座の影響かも知れない。

(3) TEST NO3 (軽油×ストレート・シリンダ油)

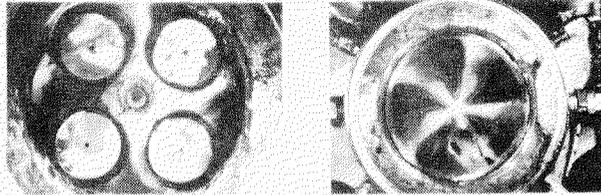
船用中大形機関用排気弁の耐久力不足が低質燃料油の使用とそれに伴う高アルカリ・シリンダ油の使用に起因することは経験的に知られている。しかし、その主原因が燃料油なのかシリンダ油なのかは明確でない。本実験はこの点に関する一連の研究の基礎資料を得るために、不純物の少ない軽油とストレートシリンダ油の組合せによる排気弁の作動実態を把握するのが目的である。

シリンダ・カバの115 Hr運転後の開放状況を図1.3.12に示す。TEST NO1(図1.3.2)およびTEST NO2(図1.3.7)と同じ時間の場合を比較すると、燃焼室壁の付着物は非常に少ないことがわかる。しかも、付着物の色は、前二者と異なり傘おもてのものは赤銅色、カバ内面の厚い部分は幾分白色化し、ピストンクラウン面は黒色である。

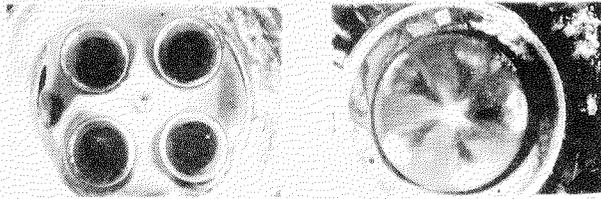
図1.3.13には同じ115 Hr運転後の弁棒および弁座のシート面を示す。弁座のシート面には凹み疵



104 Hr



213 Hr



(シリンダ・カバ) 272 Hr (ピストン・クラウン)

図1.3.7 カバ内面の汚損状況 (Test No.2)

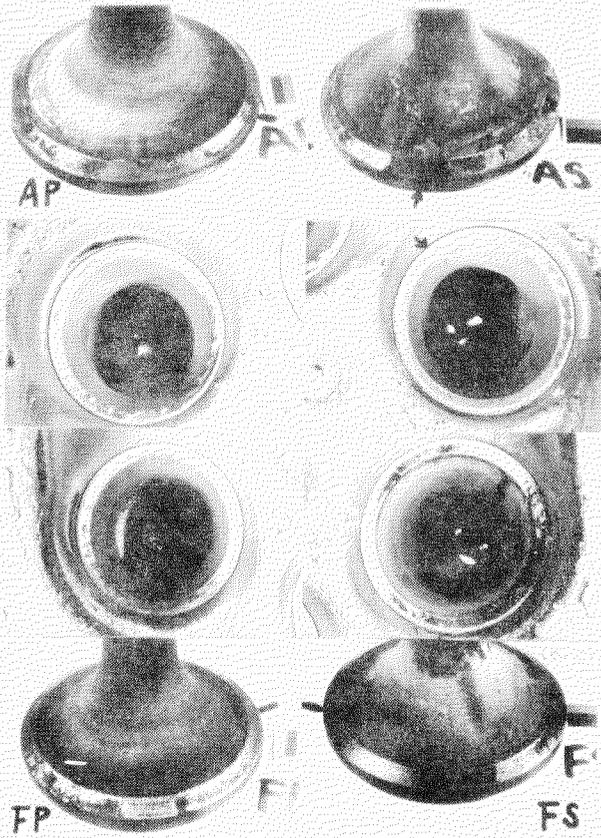


図1.3.8 弁、弁座の開放状況 (Test No.2 104 Hr)

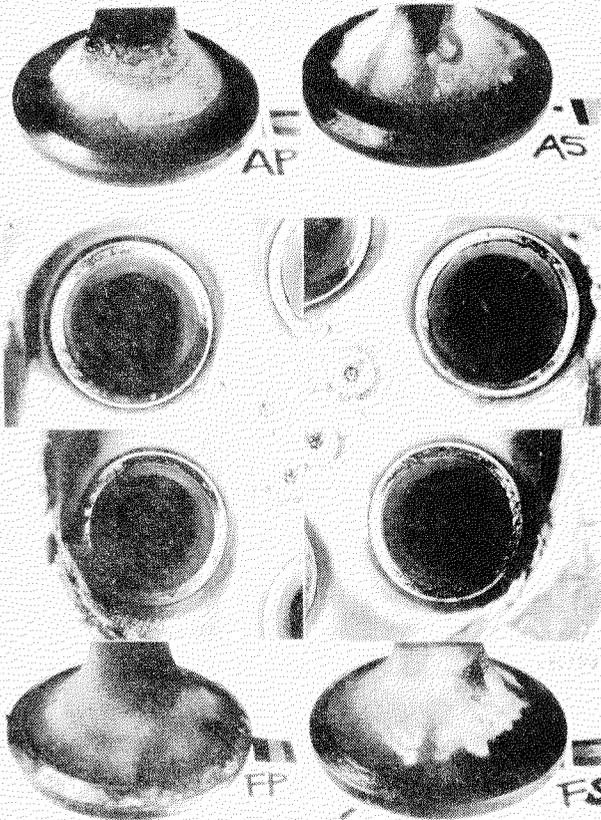


図1.3.9 弁、弁座の開放状況 (Test No.2 213 Hr)

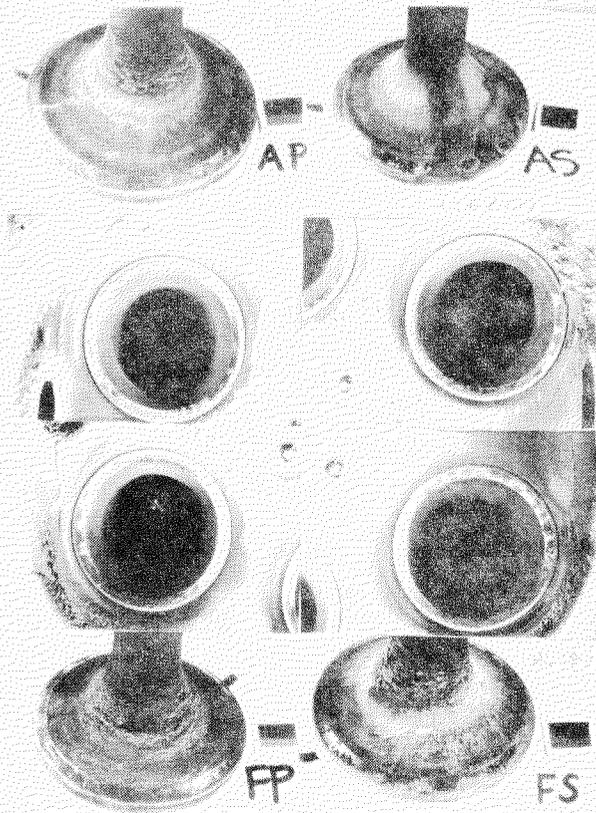
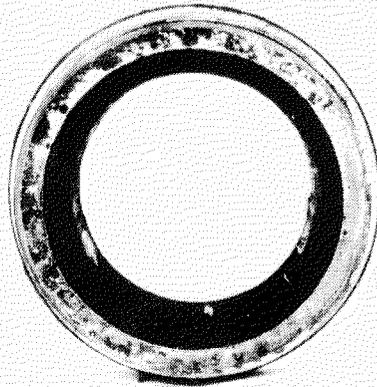


図1.3.10 弁、弁座の開放状況 (Test No.2 272 Hr)



弁 棒



弁 座

図 1.3.1.1 水冷却弁座使用時の弁棒・弁座
(Test No.2 272Hr)

が認められるが、今までの実験結果に比べれば、明らかに疵の大きさが小さく、数も少ないようである。弁棒および弁座のシート面には燃焼室周りに付着しているのと同じような赤銅色の燃焼残渣が付着している。しかし付着層は薄いため、両シート面は良好で、吹抜けた形跡は全くない。弁座を水冷却した効果は明確でないが、弁座シート面の疵は水冷却したAPおよびFSの方がやや軽微と判断された。

170 Hr 運転後の開放状況もほぼ同じであつた。さらに実験を継続する予定であるが、この結果から、排気弁の耐久力にとって燃料油およびシリンダ油の不純物が悪影響を及ぼしていることは明らかである。よつてその原因が燃料油に含まれる不純物なのか、シリンダ油の添加剤なのか、あるいはその相乗効果なのかを明らかにすることは今後の排気弁の焼損対策にとって重要である。この見地から、今後、軽油と高アルカリシリンダ油および低質燃料油とストレート・シリンダ油等を組合せた実験を行ない、それぞれの影響度を明らかにして今年度の研究を完了する予定である。

1.3.3 実験結果の考察

(1) 実験機関用排気弁の焼損

本研究に着手する際の最大の課題は、実験機関によつて、如何にして船用中大形ディーゼル機関用排気弁なみの焼損現象を再現するか、また、再現できたとしても相当長時間の耐久力試験が必要で研究が進まないのではないかということであつた。そのため、排気弁周りの構造、作動条件などを実用機関に近づけるなど、いろいろを考慮をほらつた。その結果は200 Hr 程度の運転で、船用中大形ディーゼル機関に発生すると類似の排気弁の焼損を再現することに成功し、本実験機関を使用すれば比較的短時間の運転で排気弁の焼損に及ぼす諸因子の影響度を知り得ることが分つた。

(2) 4弁相互間の比較

無冷却弁座を使用した試験結果(図1.3.3, 図1.3.4, 図1.3.5参照)はよくみると4弁でそれぞれ損傷の程度が異なつている。

しかし、弁棒および弁座の損傷が軽微な間は特定位置の弁が激しく損傷するようなことはなく、全体としてみると4弁間の差は少ないようである。

各弁の損傷が進んで燃焼ガスの通路が適当に大きくなると或る弁の焼損が急速に進展し、損傷状況に差が出てくる。しかし、各弁に生じた軽微な吹抜けのうちのどれが最初に大きな焼損に進展するかは確率的なものであり、4弁の作動条件の本質的な差を示すものではないと考える。とはいえ、図1.3.10のように、弁棒および弁座の付着物の色ならびにシートの状況がP側とS側で明瞭に異なる例もあつたが、その前に開放したときの図1.3.9にはかかる相違はなかつたことからして、これが本質的なものであるとは思われず、燃焼状況が何かに何等かの異常があつたのではないかと思われる。

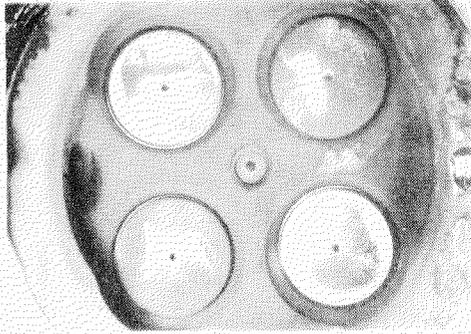
以上のことから、4弁相互の作動条件には本質的な差はないと考えるが、まだ、結論するには尙早であり、さらに実験結果を見守ることとした。

(3) 燃焼残渣

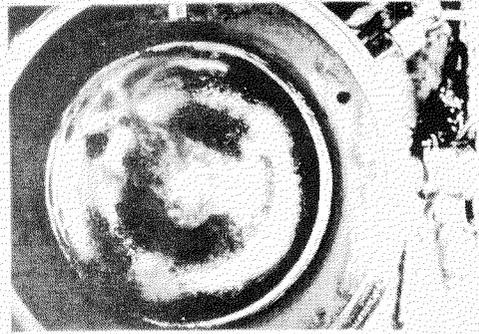
実験機関を低質燃料油で、運転したときの排気弁周りに付着した燃料残渣を分析して、表1.3.4に示す。空欄は付着量が少なくて分析できなかつたものである。成分組成は付着物の採取位置によつて異なるが、主成分は、未燃カーボン、CaO およびSO₃ である。カルシウム分Caはシリンダ油の添加剤に、硫黄分Sは燃油に含まれているもので、このうちの大半はCaSO₄ の形で存在するものと思われる。

弁座付着物③に未燃カーボンが多いのは資料の大部分が排気通路側から採取したためで、同じ弁座でもシートから燃焼室に面した部分に掛けての付着物はカバ④またはピストンクラウン⑤に近いようである。また、シリンダ油のアルカリ価が60のときの弁座付着物③に多量に含まれているFe₂O₃は弁座材S20Cの酸化物ではないかと考える。

V₂O₅ およびNa₂O の含有量は比較的少ないが、高温腐食を支配する重要な成分である。ただ、



シリンダ・カバ



ピストン・クラウン

図 1.3.12 カバ内面の汚損状況
(Test No3 1.15Hr)

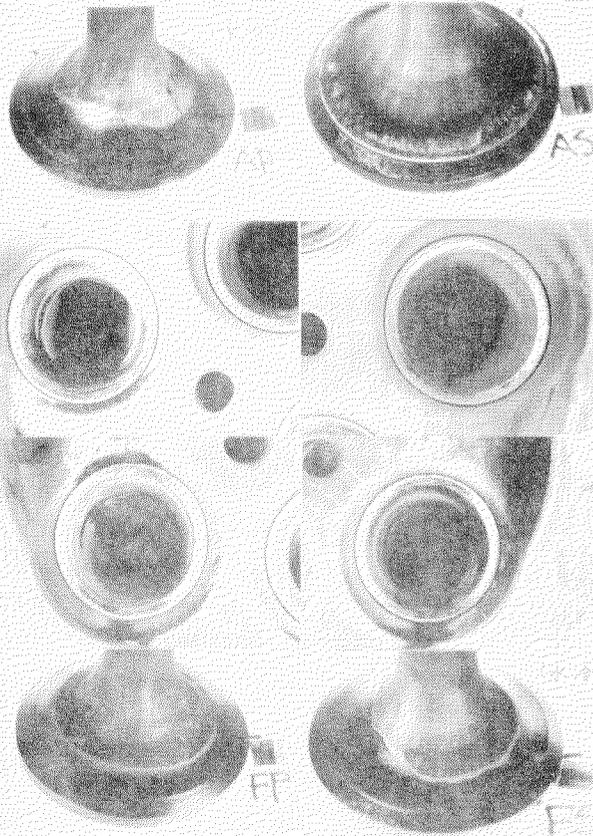
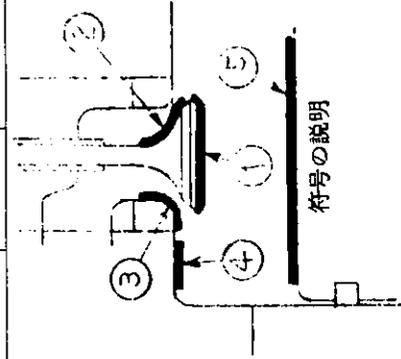


図 1.3.13 弁・弁坐の開放状況
(Test No3 1.15Hr)

表 1. 3. 4 付着物の分析結果

TEST NO,	燃料油		シリンダ油	弁座形式	符 号	分 析 結 果 (重量百分率 %)					
	粘度RW1 50°C	S分(%)				TBN(10g KOH) g	V ₂ O ₅	Na ₂ O	Fe ₂ O ₃	CaO	SO ₃
1	280 ~450	2.5 ~2.8	40	無 冷	①②	4.1	—	2.3	21.0	44.9	—
					③	0.6	—	2.3	1.6	8.4	—
					④	1.1	0.7	1.7	22.5	36.5	35.8
					⑤	1.1	1.3	2.1	25.8	38.0	31.2
					①	2.2	0.8	0.9	42.7	51.7	1.7
2	280 ~450	2.5 ~2.8	60	水 冷	②	5.7	2.9	2.9	37.1	46.5	2.0
					③	2.4	—	1.39	3.9	5.4	75.3
					①	3.9	—	4.0	37.9	42.9	5.9
					②	5.8	2.2	1.1	35.3	46.2	1.8
					③	1.4	0.6	1.6.6	3.0	4.3	73.0
				水 冷	④	4.0	0.9	0.5	31.6	35.8	12.0
					⑤	11.2	3.0	0.7	30.0	38.2	11.5



シリンダ油のアルカリ価が60のときのピストンクラウン面⑤に1.2%の V_2O_5 が検出されているが、その原因および影響は明らかでない。

(a) シリンダ油のアルカリ価の影響

シリンダ油のアルカリ価がTBN40のときと60のときでは付着物の色はかなり違っていた。この色相の違う原因は分らないが、シリンダ油中の添加剤Caが燃焼室周りの付着物の量および性質に及ぼす影響は大きく後述するように排気弁の耐久力にも少なからず影響するようである。まず、分析結果についてみると、両者の相違は CaO の割合に表われている。TBN40と60のときの燃焼室壁付着物①②④⑤に含まれる CaO の割合を無冷却弁座の場合について比較すると、それぞれの平均値は23.1%および32.4%である。この比は $23.1:32.4 \cong 2:3$ であり、シリンダ油のTBNの比 $40:60 = 2:3$ とほぼ等しい。シリンダ油中のカルシウム分が増すにつれて付着物に占める CaO の割合も増加するとみてよいであろう。燃料油中の硫黄分Sは変わらないのであるから、 $CaSO_4$ の方は同一で硬い CaO が増したことになる。したがって不必要にTBNを増すことは排気弁の耐久力のもとより、リングライナの摩耗面からも好ましくない。

(b) 弁座水冷却の影響

弁座を水冷却したときの温度は、無冷却弁座の場合に比べて、弁座シート面で約 $150^{\circ}C$ 、弁棒シート面で約 $75^{\circ}C$ 低下した。しかし、燃焼残渣の付着状況には外観的には何等の差もなかつた。分析の結果も同様で、TBN60のときの分析値が示すとおり弁棒および弁座の付着物は良く一致している。この結果からみる限り、燃焼残渣の成分ならびに付着に及ぼす水冷却の影響は少ないとみてよい。ただし、燃焼残渣が付着する過程は多分に化学的な因子に左右されると考えられるので、さらに冷却を効かし弁棒および弁座の作動温度を低下させる等の手段をとれば、付着物に何等かの変化が表われることも予想される。さらに検討を続けることにしたい。

(4) 排気弁および弁座の焼損

排気弁シート焼損部の断面を拡大して図1.3.1.4に示す。何等かの理由で弁と弁座のシートが気密不良になり、高温高圧の燃焼ガスが吹き抜けて侵食された跡である。従来、排気弁および弁座がこのような焼損に至る経路についてはいろいろ考えられているが、本実験の結果によると、低質燃料油を使用する機関では燃焼残渣の挙動に関連した次の2つの経路が重要なようである。

(a) 燃焼残渣付着物の咬込疵による焼損

先述のとおり、本実験では実験の都合上弁座シート面に硬度の低い材料を盛金した。運転の結果は比較的早い時期から弁座シート面に凹み疵が発生している。類似の凹みは船用中大形ディーゼル機関の弁棒および弁座のシート面にも見られる現象で、本実験用弁座シートの凹み疵については高温または低温腐食、ピッチングおよび咬込疵などの諸説がある。そこで、弁座シートの凹みの原因を明らかにするために凹み部を切断して図1.3.1.5に示す。凹み疵の底面は滑らかであり、この疵が腐食やピッチングによる疵でないことは明らかである。よつて、これらの凹み疵は異物の咬込による圧痕であると考えられる。異物としては、燃焼室壁に付着後脱落した燃焼残渣が有力である。凹み疵が付着物の咬込によるとすると、硬度の低い弁座シート面のみに凹みが生じ相手の弁棒シート面には発生しなかつたこともよく説明できる。逆に、弁座シート面の硬度が相対的に高ければ弁棒のシート面が凹む筈である。

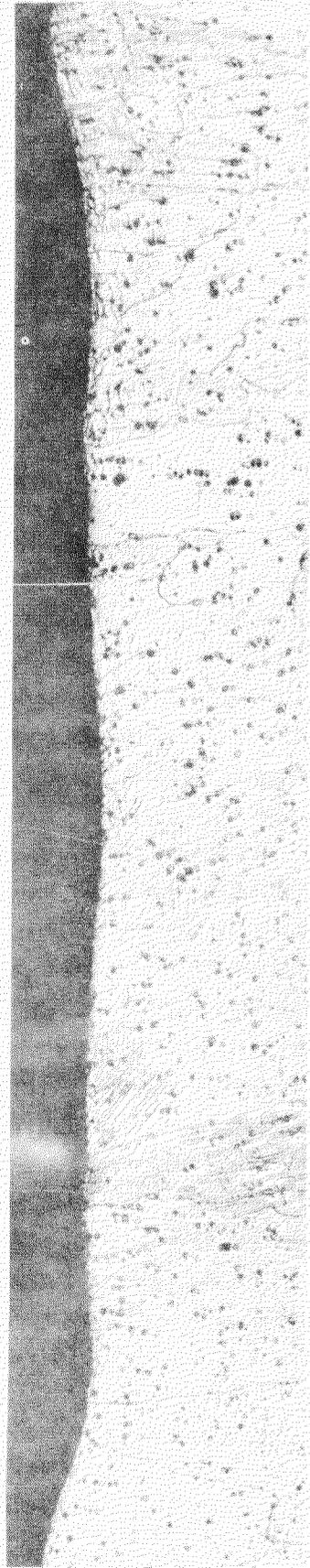
開放後の弁棒および弁座をみると、このような弁座シートの咬込疵がシートを横切つたところから燃焼ガスの吹抜けている様子が弁傘首部の付着物の模様からよく分る。しかし、燃焼ガスが吹抜けているところがすべて焼損するわけではない。或る限界があり、それを越すと高温ガス流が増加して咬込疵に相対する側の弁棒シート面が焼損を始める。実験機関の場合には排気弁が運転中に全く回転しないために排気弁側が過熱されて焼損を起し易い条件にあるものと判断される。しかし、弁の焼損がある程度以



× 100 倍

× 5 倍

図 1.3.14 弁座シート焼損部の断面
(Test No.1 248Hr)



× 100 倍

図 1.3.15 弁座シート凹み部の断面
(Test No.1 248Hr)



×300倍

図1.3.16 弁棒シートの付着物厚さ
(Test No2 272Hr)



×300倍

図1.3.17 弁座シートの付着物厚さ
(Test No2 272Hr)

上に大きくなると図 1.3.6 のとおり弁座も温度が高くなり焼損が始まる。

(b) 燃焼残渣の付着による焼損

○重油使用のシリンダ油のアルカリ価が40のときのシート面には、一面にごく薄いカーボンが付着する程度であつた。しかし、アルカリ価が60のときには、図1.3.8および図1.3.9にみられるとおり、弁棒および弁座のシート面には黄白色の燃焼残渣がほぼ全面に亘つて付着している。

この付着物が咬込によるものか燃焼ガスから直接付着したものであるかは明らかでないが、弁座シート面に咬込疵のないところでも、シート面の付着物が剝離したところ、または付着が少なかったと思われるようなところから吹抜けが起つている。弁棒および弁座シート面の付着物厚さの計測例をそれぞれ図1.3.16および図1.3.17に示す。肉眼ではかなり厚いように見えるが、厚いところでも2/100mm程度である。

シリンダ油のアルカリ価が60の場合の焼損の原因は、シートの咬込疵よりは、むしろこの付着物にあるようであつた。そして、排気弁が吹抜けに至る時間は咬込疵による場合よりも付着による場合の方が短いようである。今実験ではシリンダ油によつてかかる形態の異なる焼損が発生した、今実験ではシリンダ油の注油量を多くとつたことが、このようなシート面の多量の付着物の原因であるとも考えられるが、同様な現象は燃焼不良によつても起るであろう。排気弁の耐久力向上の第1歩は、まず燃焼残渣のシート面に対する付着防止から始めるべきであると考ええる。

燃料に軽油を用い、シリンダ油にストレート油を使用したときの弁棒弁座の状況が図1.3.13のとおり比較的的良好なものも燃焼室壁およびシート面の付着物が少ないからである。

(4) 弁座の水冷却

排気弁の焼損に及ぼす弁座の水冷却の効果は、まだ明らかでない。本実験に関する限り、燃焼残渣の付着についての効果は認められなかつた。

しかし、弁座を水冷却することにより、弁棒および弁座の作動温度がかなり低下することは確認できたので、少なくとも、シート面の高温による硬度低下を阻止し、咬込疵を軽減する効果はあるとみてよい。また、シート面に軽微な吹抜けが生じて、冷却が十分効いていればシート面が焼損を始める温度には達し難いであろう。本実験で、アルカリ価60のときの、水冷却弁座使用のFSがすでに図1.3.9の213Hrで明らかに吹抜けしているのに図1.3.10の272Hrになつてもあまり進展していないのは、或いはこの効果を裏付けているのかも知れない。

1.4 おわりに

排気弁の焼損には多くの因子が絡んでいるため、その対策を行なうには、まず、それぞれの因子の影響度を明らかにすることが必要である。そのため、従来、実機を対象にいろいろな研究が行なわれてきたが、各試験に要する時間が長く、系統的な研究は實際上不可能に近かつた。このような状況にあつて、本実験機関で、比較的短時間の運転で排気弁に関する諸因子の影響試験ができる見通しを得たことは成功であると考ええる。そのせいもあつて、今年度の研究によつて、排気弁の焼損と燃料油、シリンダ油および弁棒・弁座作動温度との関係も分り始めてきた。しかし、本研究は緒についたばかりであり、排気弁の焼損現象については、まだ重要な課題が山積している。今後は本実験機関を使用して、排気弁の焼損と主要因子との結びつきを明らかにし、より効果のある焼損対策を確立するための研究を行なう所存である。

2. 燃料弁の耐久性向上試験

2.1 結 言

昭和45年度の実船試験の結果、燃料弁の寿命、開放間隔を決定する大きな要素はアトマイザチップの焼損、冷却油室側面の腐蝕および主としてフラット形弁のスピンドル弁座部のへたりであり、噴口径、開弁圧力、スピンドルリフトの変化、アトマイザチップへのカーボン付着などは噴霧性能、機関性能に与える影響も少なく前者3点を解決することにより燃料弁の長期無開放化が可能であることがわかった。

しかし、いまひとつの長期無開放化に必要な点は燃料弁の抜き出し困難対策である。

前年度の試験でも2度経験したが、この点も弁自体の寿命延長と平行して考慮せねばならない。

そこで昭和46年度はアトマイザの焼損、腐蝕、スピンドル弁座部のへたり、弁の抜き出し困難対策を施した改良形弁を設計し、2隻の供試船により実船試験を行った。

2.2 試験方法

2.2.1 改良形弁の種類

昭和45年度においてはフラット形、2ピースコニカル形および1ピースコニカル形の3形式の弁で試験を行ったが1ピースコニカル形弁は冷却効果が悪く約2400時間でアトマイザチップが使用不能となつたため今回は前述の2種、すなわち図2.2.1に示すフラット形および2ピースコニカル形を使用した。

アトマイザチップの焼損およびアトマイザキャップ冷却油室側面の腐蝕に対する改良点は表2.2.1に示す通りである。

この中でFMG、2CMGCR、2CMGNICRおよび2CMGOKLAXはアトマイザチップの材質を昭和45年度に使用したSKD11よりボーレルMG鋼(不収縮鋼、表2.2.2)に変更した。この材質選択の理由は耐焼損性および穴明加工容易からの経済性が優れていることである。

またFSAOMはアトマイザチップの材質をBAOM1に変更したもので窒化層の耐焼損性、耐摩耗性の効果を求めた。

FSKDおよび2CSKDのアトマイザチップの材質は従来のSKD11であるがアトマイザチップ先端内の穴形状を従来の円錐状から円柱状に変更し燃料油による冷却効果を増した。なおこの形状変更は今回の試験弁すべてに採用した。

2CMSKDは2CSKDよりアトマイザキャップ冷却油室内形状を改良したものである。アトマイザキャップの腐蝕発生部分の肉厚を大きくし、表面の温度上昇を阻うとともにアトマイザチップの冷却効果を大きくするような形状変更を行なった。

2CMGCRはアトマイザチップ材質、先端内穴形状の変更の他、アトマイザチップ先端外面、アトマイザキャップ冷却油室外面にクロームメッキ(0.2 μ m)を施した。

また、2CMGNICRはクローム+ニッケルメッキを、2CMGOKLAXは耐熱耐蝕樹脂(OKLAX TD150)の焼着をそれぞれ施したものである。

このうちクロームメッキはサージエント浴にて施工した硬度1000VHN程度のごく普通のクロームメッキ層である。また、ニッケルメッキはニッケルメッキの中では耐蝕性が優れている不溶解ニッケル法で施工した。硬度は300VHN程度である。

OKLAX TD150は大倉工業KK製のシルバー色、ペイント状の油性樹脂で耐熱度常時約1000 $^{\circ}$ C、

耐蝕性にも優れた塗料でスプレーで2回塗り、塗付後45分間自然放置、その後600℃の電気炉で1時間加熱乾燥した。

つぎにフラット形弁のスピンドル弁座部のへたりに対する対策としてアトマイザチップの材質を従来のBKD11よりポーレルMG鋼およびSAOM1に変更し、材質、表面処理の相違と弁座部寿命の関係を求めた。

この試験は独立して行なわずアトマイザチップ焼損対策と平行して行ないPSKDを従来形、FMG、PSAOMを改良形とした。

また2ピースコニカル形との比較において弁座形式と弁座部の寿命の関係も求めた。

最後に燃料弁の抜き出し困難に対する対策としては、外周に $\frac{1}{10}$ のテーパを付け、下側を細くしたユニオンナットを使用した燃料弁(18個)をシリンダカバーに組み込み時弁本体に塗る塗料としてモリコートを使用したものと、テーパ無しユニオンナットを使用した燃料弁に図2.2.2に示すニチモリPGペーストおよびボロンスプレーを塗付したものの3種類を用意した。

ニチモリPGペーストは日本モリブデンKK製、ボロンスプレーは電気化学工業KK製でいずれも400℃の高温に耐える潤滑剤として優れているものである。

これらを塗付し、もしガスもれが生じて燃料弁とシリンダカバー間にカーボンや錆がたつても塗料が中間にあるため弁が簡単に抜けるようにした。

図2.2.3にボロンスプレー塗付の状態を示す。

また、今回は燃料弁の開弁圧力調整用パネを3個用意し、約6000時間後のへたりの状態などを調査した。

2.2.2 実船試験要領

供試船は表2.2.3に示すものであるが、その選定にあたってはつぎの条件を満足するものとした。

- 1) 安定した負荷、しかも高負荷で運航されていること。
- 2) 毎航必ず日本に帰港すること。
- 3) 燃料弁が装着可能な燃料弁本体を有した船であること。
- 4) この試験に支障となるような事故を過去に経験していないこと。

燃料弁の供試船への組み込みの要領は図2.2.4に示す通りである。3組づつ組み込み3航海毎に矢印のシリンダの弁を取替え全12航海の間にそれぞれの種類の弁の3、6、9、12航海使用のものを試料を得た。なお1航海は約500時間であり、最長使用時間は約6000時間となる。

抜き出し困難防止対策として両船の1～3シリンダにテーパ付ユニオンナットとモリコート塗付、H丸の4～8シリンダにボロンスプレー、W丸の4～8シリンダにニチモリPGペーストをそれぞれ塗付した。

また、試験用のパネはH丸の第8シリンダに組込んだ。

(1) 船上調査

訪船調査は2～3航海ごとに行なつたが、昭和45年度のように訪船ごとに燃料弁の抜き出し調査は行なわず図2.2.4の計画通りに抜き出した弁についてだけ前年度と同様の各種調査を行ない、その他については排気弁を開放しシリンダの内側から主としてアトマイザチップの焼損、カーボン付着の状態などを調査するだけにとどめ良好なものは試験を続行した。

また、訪船のうちには弁の抜き出しを行なわない時もあるがその時も全シリンダの排気弁を開放しアトマイザチップの状態を観察するだけにとどめた。

この方法は船主側には多少の抵抗があつたが、抜き出し困難防止対策に対し毎航燃料弁を抜き出しては意味がないことになるのと、N丸における4845時間使用の実績により船主にも了承を得ることが出来た。

N丸のフラット形弁および2ピースコニカル形弁はそれぞれ4055時間および4845時間使用したが

船上調査の結果は表 2.2.4 のチェックリストに示す通りその一部がアトマイザチップ焼損大で使用不能になった他は噴射テスト、一般計測データの結果も良好であった。

陸上におけるモータ駆動の噴射試験の結果も表 2.2.5, 2.2.6 および図 2.2.5, 2.2.6 に示す通り新しい弁⁽¹⁾での噴射圧力はフラット形(NF)で 699 kg/cm^2 , 2ピースコニカル形(NC2)で 697 kg/cm^2 であるのに対し、長時間使用弁はフラット形で約 50 kg/cm^2 , 2ピースコニカル形で約 70 kg/cm^2 低下するが噴射状態には大差が見られなかった。

また、図 2.2.7, 2.2.8 および 2.2.9 に切断調査の結果を示すがアトマイザチップ先端の焼損以外は新弁⁽²⁾に比べても大差のないものであった。

これらの結果より毎航海ごとに弁を抜き調査する必要がないことがわかった。

(2) 陸上調査

昭和 45 年度と同様に抽出した弁について陸上にてアトマイザチップの焼損、アトマイザキャップの腐蝕、噴口径(線ゲージ、精度 $\frac{1}{100}$ mm による)、スピンドルリフト、スピンドルとスピンドルガイドの間隙、スピンドル弁座部の状態などを詳細に調査した。また、図 2.2.10 に示す装置により抽出した弁の噴霧状態を把握するため、実機と同じ回転数、噴射量、開弁圧力で噴射させ、噴霧状況を高速写真撮影によりとらえる他、オシログラフにより噴射圧力、弁リフトを計測した。

その他抽出弁の噴口、弁座形状の変化、焼損、腐蝕などを詳細に調査するため、弁を切断し断面の観察、硬度計測を行なった。

また、航海に使用した燃料油、燃料弁冷却油の成分、比重、粘度、引火点および発熱量を分析調査した。

表 2.2.1 改良形弁の種類

弁の番号	弁形式	数量	改良点																				
FMG	フラット	12	<ol style="list-style-type: none"> 1. 弁材質変更 不-LVMG鋼 (不銹鋼) 2. 弁先端円形状改正 (図.a) 																				
FSKD	"	12	<ol style="list-style-type: none"> 1. 弁先端円形状改正 (図.a) 																				
FSACM	"	12	<ol style="list-style-type: none"> 1. 弁材質変更 SACM1 2. 弁先端円形状改正 (図.a) 																				
ZCSKD	ZC-27-DIV	12	<ol style="list-style-type: none"> 1. 弁先端円形状改正 (図.a) 																				
ZCMSKD	"	12	<ol style="list-style-type: none"> 1. 弁先端円形状改正 (図.a) 2. 弁先端冷却油室形状改正 (図.b) 																				
ZCMGCR	"	4	<ol style="list-style-type: none"> 1. 弁材質変更 不-LVMG鋼 2. 弁先端円形状改正 (図.c) 3. 弁先端円形状改正 (図.a) 																				
ZCMGNICR	"	4	<ol style="list-style-type: none"> 1. 弁材質変更 不-LVMG鋼 2. 弁先端円形状改正 (図.a) 3. 弁先端円形状改正 (図.d, 表 a) <table border="1" style="margin: 10px auto;"> <caption>表 a. 各寸法部厚 (mm)</caption> <thead> <tr> <th>No.</th> <th>弁先端円形状</th> <th>弁先端円形状</th> <th>弁先端円形状</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>25</td> <td>50</td> <td>20</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>40</td> <td>70</td> <td>50</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>25</td> <td>50</td> <td>40</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>50</td> <td>100</td> <td>20</td> </tr> </tbody> </table>	No.	弁先端円形状	弁先端円形状	弁先端円形状	1	25	50	20	2	40	70	50	3	25	50	40	4	50	100	20
No.	弁先端円形状	弁先端円形状	弁先端円形状																				
1	25	50	20																				
2	40	70	50																				
3	25	50	40																				
4	50	100	20																				
ZCMGOKLAX	"	4	<ol style="list-style-type: none"> 1. 弁材質変更 不-LVMG鋼 2. 弁先端円形状改正 (図.a) 3. 弁先端円形状改正 (OK-LAX TD-150) 焼着 (図.e) 																				

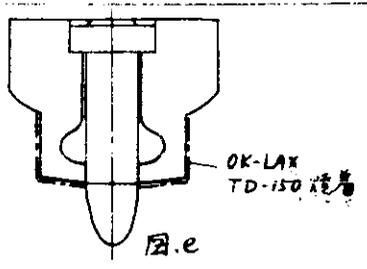
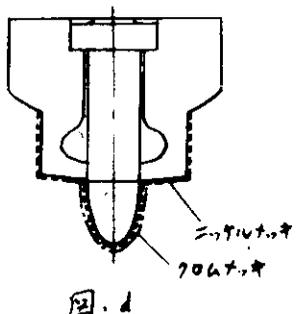
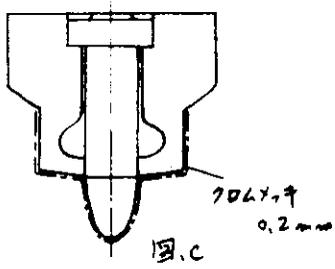
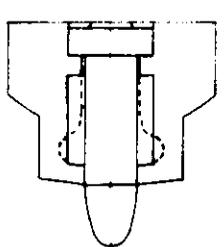
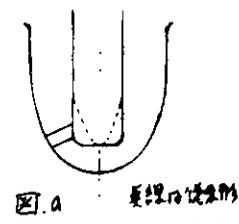


表2.2.2 水-VNMG鋼の性質

化学成分

C	Si	Mn	Cr
1.0	0.2	1.0	0.5

機械的性質

鍛造温度	1050~850°C
焼鈍温度	690~710°C
硬度	HB 205
焼入温度	780~810°C
焼入媒合物	油
焼入硬度	HRC 63~65
焼入深さ	中
焼入対象	徹
焼戻温度	100~300°C
焼戻硬度	HRC 58~62

表2.2.3 供試船諸元

諸元	H丸	W丸
船種	鉱石船	鉱石船
載貨重量	112800 t	76200 t
航路	日本-オーストラリア	日本-オーストラリア
航海日程	20~25日	20~25日
主機	日立B/W 9K84EF	日立B/W 884-VT2BF-180
・ 船幅	840 mm	840 mm
・ ストローク	1800 mm	1800 mm
・ シリンド数	9	8
・ 指示馬力(M.I.P.)	25200 PS	20200 PS
・ 正時馬力(・)	23200 PS	18400 PS
・ 回転数(・)	114 rpm	114 rpm
・ 指示馬力/重量比(・)	11.1 kg/cm ²	10.0 kg/cm ²

表 2.2.4

SR122 燃料弁チェックリスト No.6

船名: (12K84EF)

場所: 水島港

日時: 昭和46年6月15日

今般で6航海を終了し、本般での受船テストを終了した。
 テスト弁は全て持ち帰った(先般沖縄港で補充した11F,12Fも
 同時に持ち帰った)

燃費測定結果表

注)一般計測データは6月13日に計測したものであり、
 ()内は平均値を示す

シリンダ No.	弁取付位置	弁取付番号	検出時間	検出時間 (分)	外見調査				噴射テスト				一般計測項目調査				弁取付位置	弁取付番号			
					燃料供給	燃料供給	燃料供給	燃料供給	噴射テスト	噴射テスト	噴射テスト	噴射テスト	燃費測定	燃費測定	燃費測定	燃費測定					
1	F	15F	10	10	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
	P	15F	10	10	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
	A	15F	10	10	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
2	F	15C	10	10	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
	P	15C	10	10	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
	A	15C	10	10	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
3	F				テスト終了済																
	P				テスト終了済																
	A				テスト終了済																
4	F	17F	10	10	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
	P	17F	10	10	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
	A	17F	10	10	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
5	F	18C	10	10	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
	P	18C	10	10	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
	A	18C	10	10	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
6	F																				
	P																				
	A																				
7	F				テスト終了済																
	P				テスト終了済																
	A				テスト終了済																
8	F																				
	P																				
	A																				
9	F																				
	P																				
	A																				
10	F																				
	P																				
	A																				
11	F	10C	10	10	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
	P	10C	10	10	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
	A	10C	10	10	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
12	F				テスト終了済																
	P				テスト終了済																
	A				テスト終了済																

表 2.2.5 噴射試驗計測結果

	弁 No	弁使用時間 (hr)	1000rpm 平均出力 (kg/cm ²)	弁ノズル (mm)	F.O 噴射出力 (kg/cm ²)	平均 F.O 噴射出力 (kg/cm ²)	F.O 供給温度 (°C)
1	13C1	2385	250	0.936	610	36	4
	14C1	2385	250	0.947	604	.	.
2	16C1	1560	250	0.916	605	.	.
	17C1	1560	250	0.861	607	.	.
	18C1	1560	250	0.856	604	.	.
3	11F	4055	210	0.667	647	.	10
	12F	4055	210	0.774	643	.	.
4	13F	4055	230	0.853	648	.	11
	14F	4055	240	0.706	647	.	12
	15F	4055	240	0.739	647	.	.
5	16F	3230	240	0.699	656	.	.
	17F	3230	250	0.780	656	.	.
	18F	3230	230	0.671	653	.	12.5
6	10C2	4845	230	1.011	638	.	13
	11C2	4845	230	0.844	628	.	14
	12C2	4845	225	1.029	624	.	.
7	13C2	4055	250	0.857	649	.	14.5
	14C2	4055	230	1.035	651	.	15
	15C2	4055	230	0.828	649	.	.
8	16C2	3230	245	0.943	638	.	.
	17C2	3230	240	0.932	635	.	.
	18C2	3230	230	0.932	637	.	.

表 2.2.6 噴射試驗使用油分析

成 分	殘留炭素 %	0.15
	灰 分 %	0.007
	硫 量 %	1.06
	水 分 %	Trace
比 重 (15/4°C)		0.8433
粘 度	C.S R.W at 50°C	2.54
	C.S R.W at 100°C	1.67
引 火 点 °C		80
高位発熱量 kcal/kg		10741
低位発熱量 kcal/kg		10022

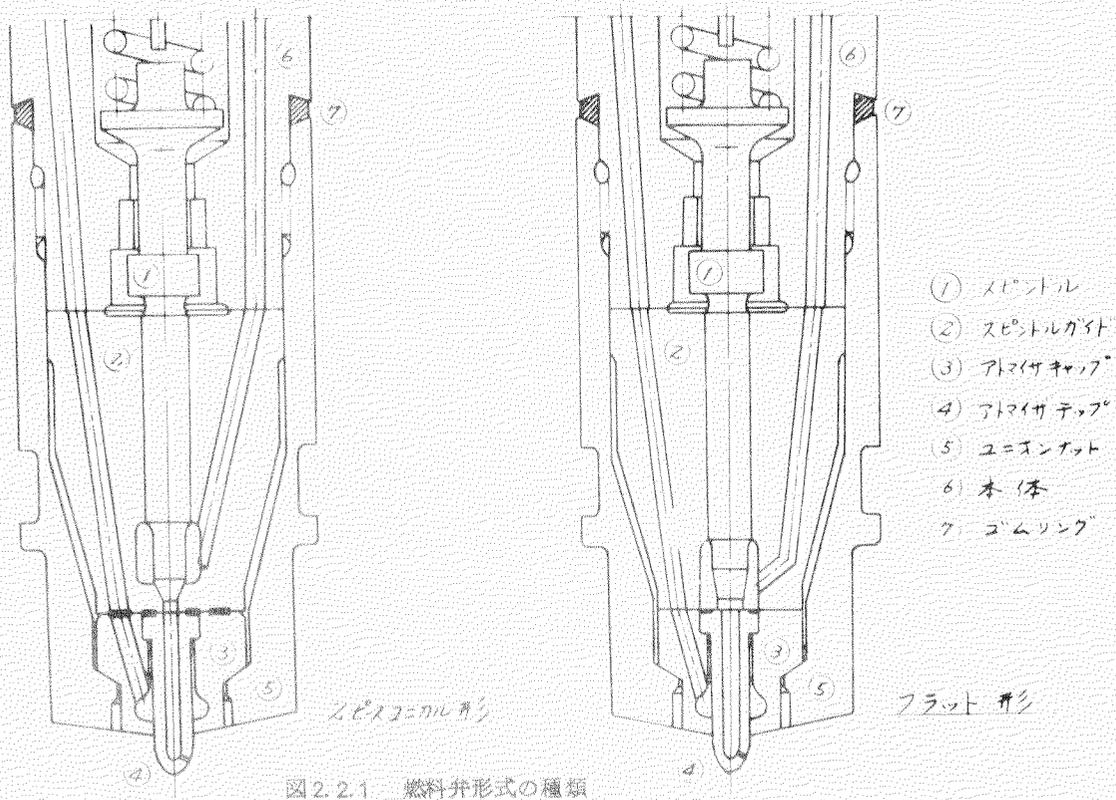


図 2.2.2 燃料弁抜き出し困難防止用塗付剤



図 2.2.3 ボロンスプレー塗付状態 (日丸)

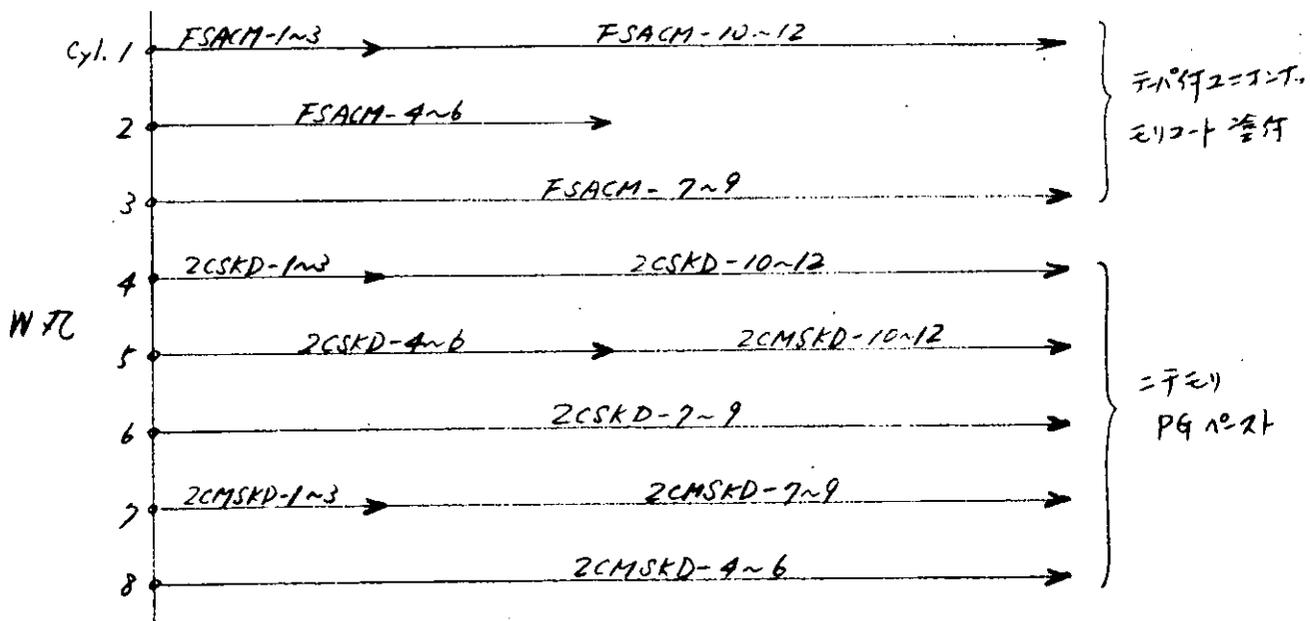
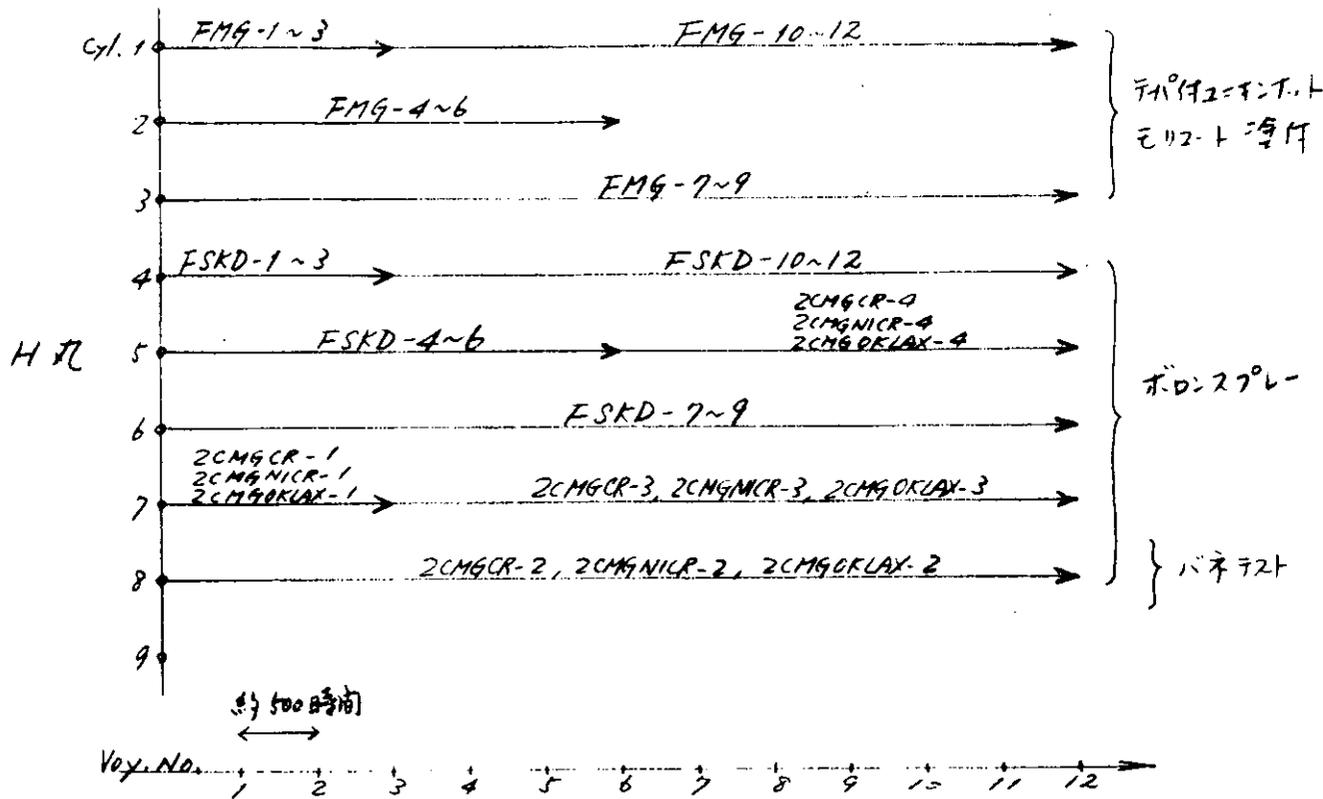


図2.2.4 試料井の組込要領

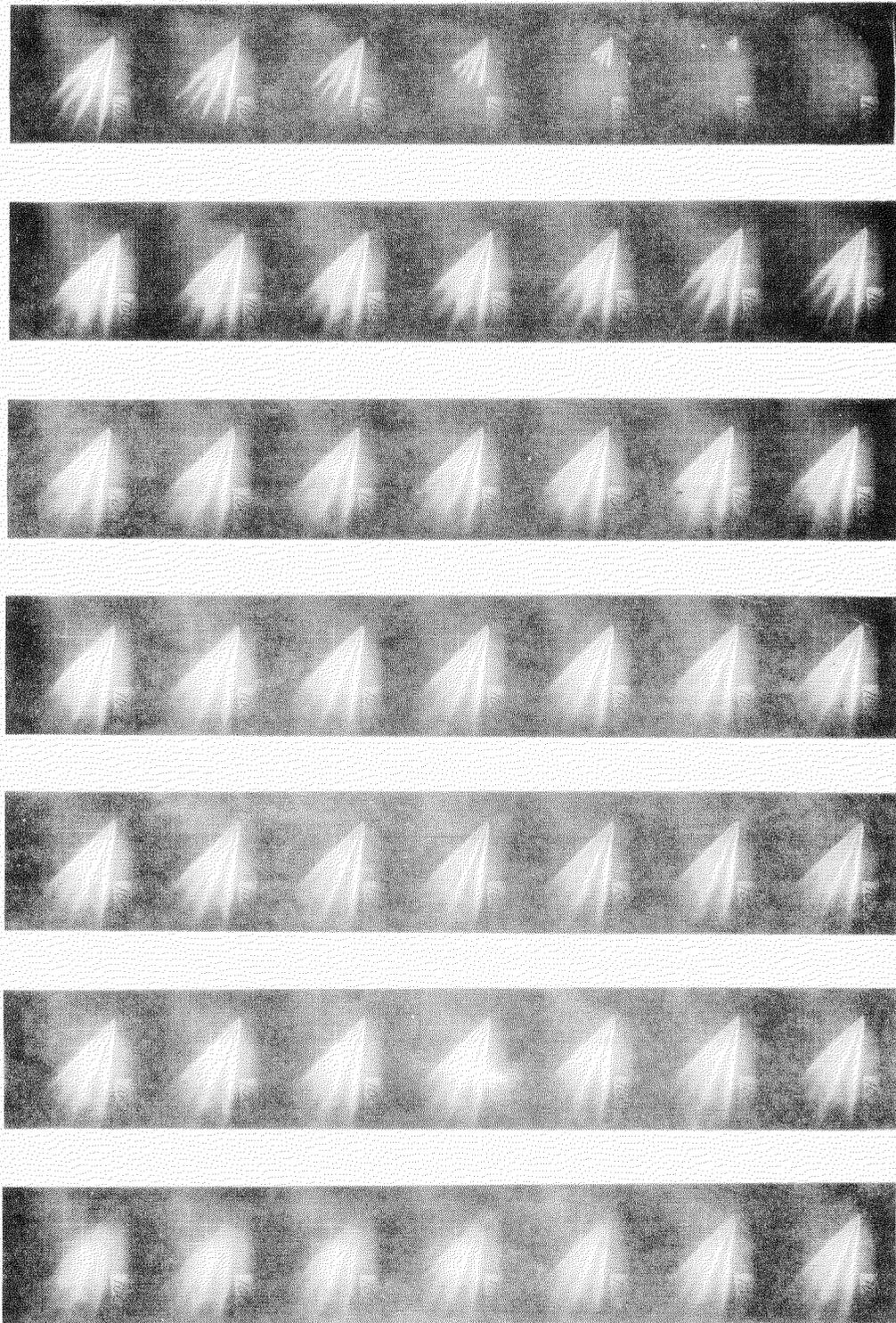
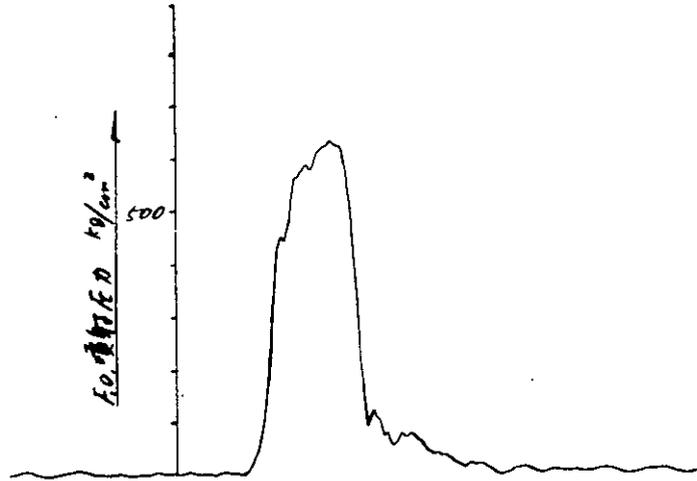
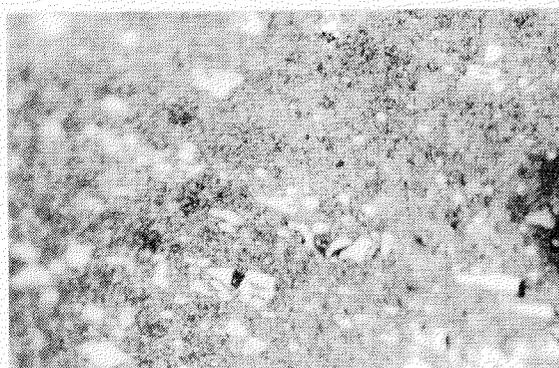
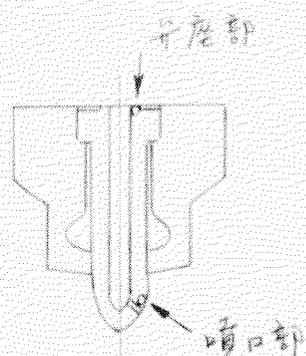
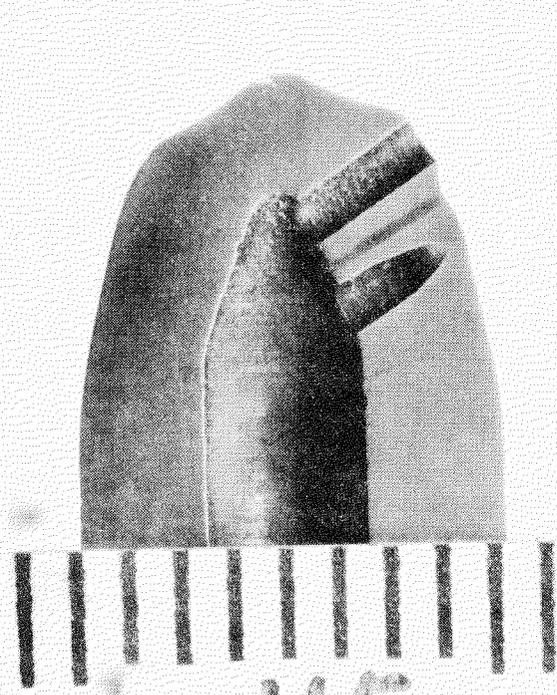


図2.2.5 噴射状況高速写真
 2ピースコニカル形弁(48.45時間使用)
 弁リフト 1.011mm, P_0 噴射圧力 6.38kg/cm², 開弁圧力 2.30kg/cm²
 (1/200sec/1コマ)

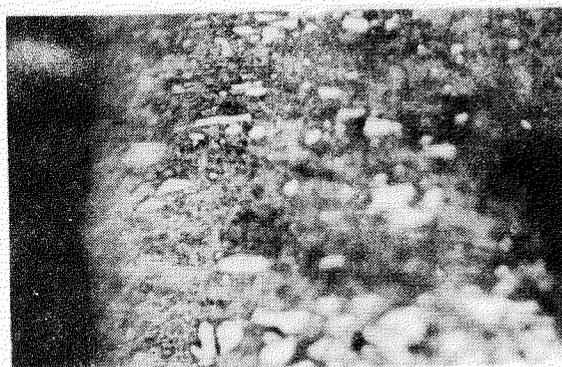
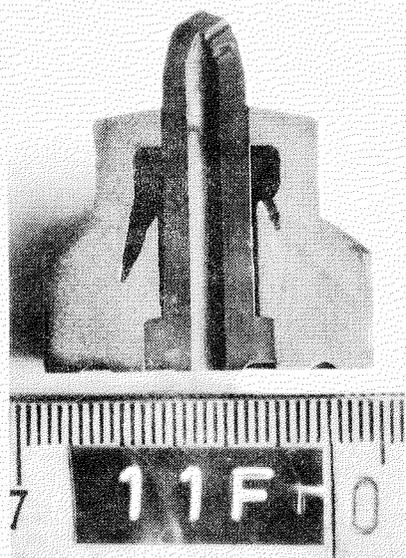


弁No. 10C2 (4805 hr 使用)

図 2.2.6 弁リフトおよび F.O. 圧力波形

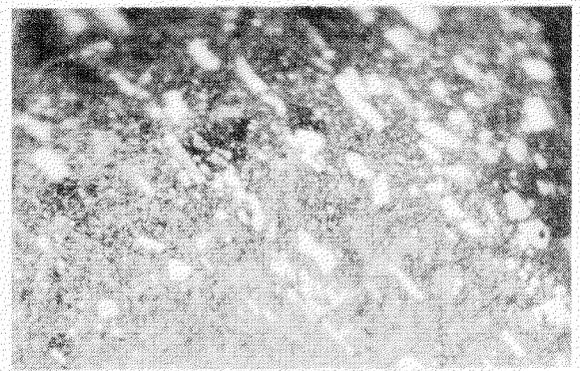
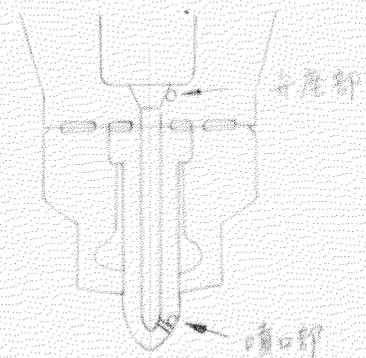
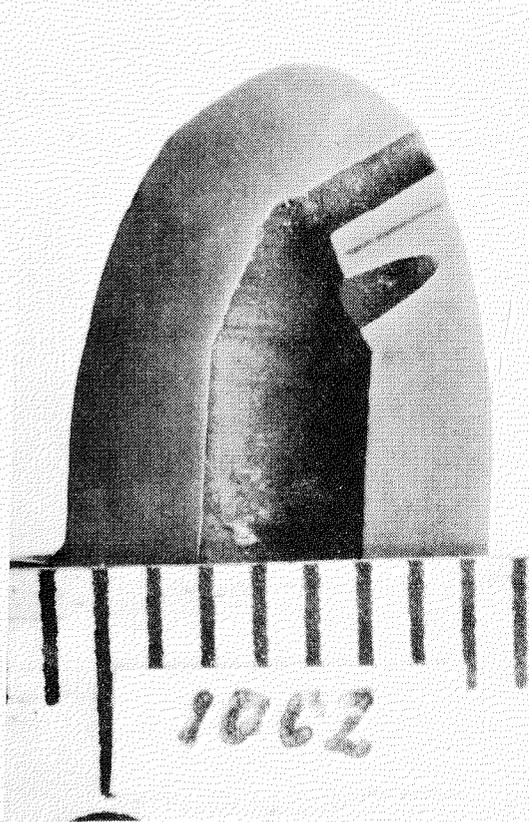


噴口部 ×400

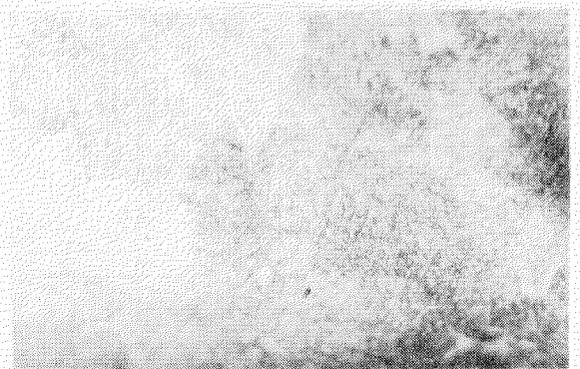
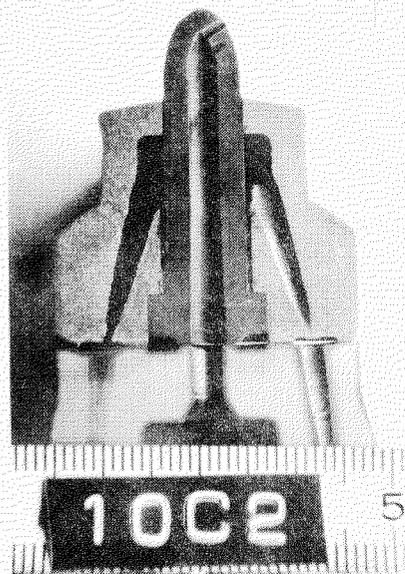


弁座部 ×400

図 2.2.7 フラット形弁の切断写真
(4055時間使用)



噴口部 x400



弁座部 x400

図2.2.8 2ピースコニカル形弁の切断写真
(4845時間使用)

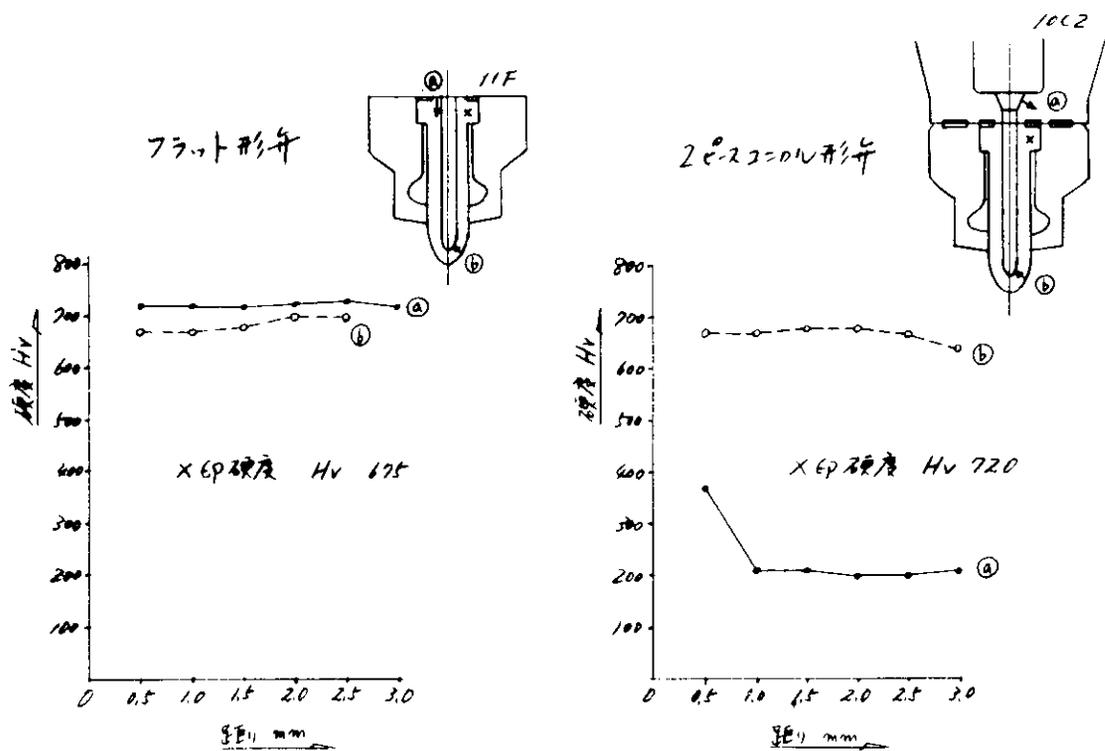


図2.2.9 硬度分布測定結果

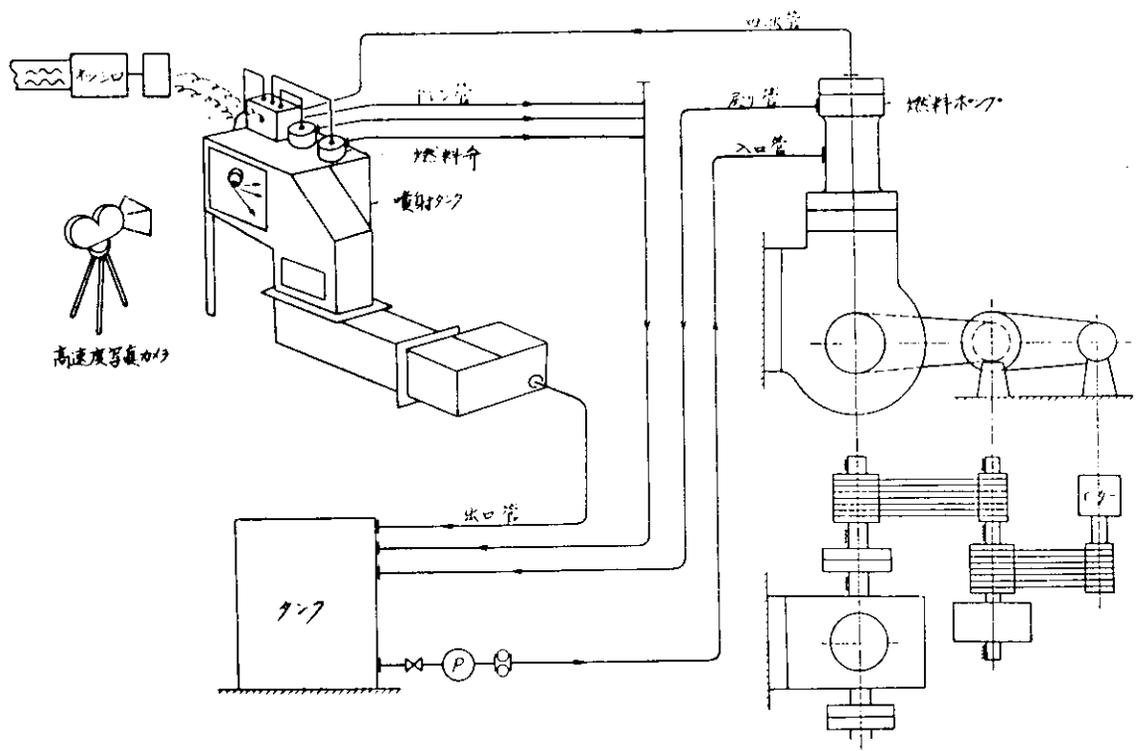


図2.2.1.0 噴射テスト装置略図

2.3 試験結果

2.3.1 実船試験結果

試験結果の1例として両船の1～3航海(約1450時間)までの試験における燃料油、燃料弁冷却油分析結果を表2.3.1, 2.3.2に, H丸のチェックリストを表2.3.3, 2.3.4に, W丸のチェックリストを表2.3.5, 2.3.6に示す。

チェックリストに一般計測項目調査結果を記入したが, これは昭和45年度と同様に燃料弁の試験続行不可の最終判断として試験弁によると思われる燃焼不良原因があるかどうかを調査するもので, ハンドポンプによる噴射テスト結果が悪くてもこの調査項目に異常がなければ試験を続行した。

調査項目は主として燃焼管理に用いる値の排気温度と爆発度である。個々のデータと比較するものは全シリンダ平均値および供試船の過去約1年の航海データである。

昭和45年度においてはハンドポンプによる噴射テストによつて開弁圧力の低下, 噴霧音の不良, カーボン付着, スピンドル弁座部の不良など噴霧不良, 燃焼不良の原因と思われるものが全致に多かれ少なかれ見られたが機関性能諸数値には殆んど影響が見られなかつた。

本年度も同じ要領で調査を行なつたが, 昨年度と同様機関性能には異常が認められず, 抜かない弁についても全致試験続行可能と判断した。

3航海終了においてH丸は計画通り3シリンダ分の燃料弁を拔出し各種調査を行ない, 他はシリンダ内よりアトマイザチップの状態を観察した。

しかし, W丸は拔出し計画シリンダの弁に拔出し困難が発生(9本のうち7本が拔出し困難)し, 他シリンダの状態が心配であつたため全シリンダの弁(24本)を拔出した。その中で油圧ラムなどを使用して抜きさねばならなかつた弁(図2.3.1)は合計12本であつた。

このようにW丸に多数の拔出し困難弁を出したのは, W丸が就航後5年たち, シリンダカバーの燃料弁挿入穴先端の弁との当り面がかなりコーン状に変形しており, 試験開始時の摺合わせが完全でなかつたためと推定される。

こうしてW丸は3航海にして全致を拔出したが, 3航海使用の試料弁として抽出する9本の弁以外は一応ハンドポンプによる噴射テストをし, シリンダカバーの気密面の摺合わせを再度行なつて再使用した。

つぎに他の諸調査の結果を要約して述べる。

(1) アトマイザチップのカーボン付着

図2.3.2はW丸の970時間使用後のカーボン付着状況をシリンダ内より撮影したものである。弁の番号は20BED-2であるが, 他のものも同程度のカーボンが付着していた。機関性能への影響はない。

(2) ハンドポンプによる噴射テスト結果

図2.3.3はハンドポンプによる噴射の例であるが, テストを行なつたH丸の8本のうち3本, W丸の24本のうち10本はユニオンナットがゆるんでいたため圧力が上がらずテストが出来なかつたが, ユニオンナットを再締めしたあとはシユナル音も良好であつた。

実際に機関に装着した時は燃料弁取付のボルトで強く押えるため, ユニオンナットゆるみの害はないものと考えらる。

ユニオンナットのゆるみの原因は本体との結合ネジ部のへたりと, ユニオンナットと弁本体間の油密用ゴムリングのへたりにある。

図2.3.1.6はゴムリングの使用前後の状態を示す。

(3) 開弁圧力低下の状況

約1450時間使用で10～20kg/cm²の低下があつたが, N丸での状態と同程度で機関性能には影響

は見られなかった。

(4) 燃料弁抜き後の抜き困難防止剤の状態

図2.3.4, 2.3.5にH丸のボロンスプレー, モリコート(1431時間使用後の状態を示すが, H丸はシリンダカバーとの気密面の状態が良好であつたためガスもれがなく, 弁の抜きも全数簡単に抜き困難の状態は見られず, 本体の錆付もなく, 塗付剤も完全に残つていた。

W丸の場合は抜き困難の弁は本体が真赤に錆び, モリコート(テーパ付ユニオンナット), ニチモリPGペーストも図2.3.6, 2.3.7に示すように焼ただれた状態であつた。

抜き困難の弁は油圧ラムを使用して抜いたが, ニチモリPGペーストを塗つた弁の方が幾分軽く抜けたようであるが, モリコート(テーパ付ユニオンナット)と大差はない。

簡単に抜けた弁についてはH丸同様に良好な状態であつた。

(5) スピンドル弁座部の状態

観察の結果は全て異常なかつたがH丸のフラット形(FMG, FBKD)のものは全数(5本)200~230 kg/cm²で油もれが発生し, 噴口より油滴が落ちたが, W丸のフラット形(FSAM)は異常なかつた。この点から言えばアトマイザの材質がBKD11, ポーレルMG鋼よりもSAM1の方が弁座の寿命は長いと言える。

しかし, このような高圧での油もれが機関性能に与える影響は少なく, 再使用可能である。

低圧(5~10 kg/cm²)でもれれば起動時の爆発の危険があるが, これについては全数良好であつた。

(6) アトマイザチップの焼損, アトマイザキャップの腐蝕

図2.3.8~2.3.11はH丸の1431時間使用后, 図2.3.12~2.3.14はW丸の1456時間使用後の各種弁の状態を示すが全く異常は認められなかつた。

他の弁についてもシリンダ内より観察した結果では焼損は見られなかつた。

(7) アトマイザとスピンドルガイドの合わせ面の高圧油穴から冷却油穴への油もれ

H丸では15ℓ/日, W丸では30ℓ/日を記録した。

また図2.3.15に合わせ面(スピンドルガイド側)の油もれの痕跡を示す。

この油もれが多いと冷却油(A重油)の流れが悪く, 冷却効果が下り, また, 冷却油穴のつまりなどが発生しアトマイザチップの焼損をきたす。

現状の値では従来経験から問題ないと考えられる。

参 考 文 献

- (1) 第122研究部会 船用ディーゼル機関排気弁, 燃料弁の耐久性向上に関する研究 報告書
第2章 図16, 17
- (2) 第122研究部会 船用ディーゼル機関排気弁, 燃料弁の耐久性向上に関する研究 報告書
第2章 図18, 23

表 2.3.1 燃料油分析結果

名 稱		H 元	W 元
成 分	殘留炭素 %	9.49	7.15
	灰 分 %	0.023	0.033
	硫 量 %	2.65	2.4
	水 分 %	Trace	0.01
比 重 (15/4 °C)		1.0007	0.9437
粘 度	C.S	148.3	118.15
	R.W No.1 at 50°C	605.1"	481
	C.S	45.03	36.35
	R.W No.1 at 75°C	124'	151
引 火 點 °C		120	128
高位發熱量 kcal/kg		10243	10432
低位發熱量 kcal/kg		9678	9811

表 2.3.2 燃料并冷却油分析結果

名 稱		H 元	W 元
成 分	殘留炭素	0.62	9.23
	灰 分	0.003	0.02
	硫 量	1.32	2.03
	水 分	Trace	Trace
比 重 (15/4 °C)		1.0012	0.8935
粘 度	C.S	4.44	13.17
	R.W No.1 at 50°C	37.05"	62.10"
	C.S	2.70	7.07
	R.W No.1 at 75°C	32.90"	44.3"
引 火 點 °C		99.5	88.5
高位發熱量 kcal/kg		10576	10626
低位發熱量 kcal/kg		9891	9902

表 2.3.5

SR122 燃料弁チェックリスト No. 1

船名: W 丸 (884-VI28F-180)

場所: 国島ト.7

日時: 昭和47年1月19日

：航海(900時間)を終了

Cyl.1~3.6は50%の潤滑油(加圧)を供給(加圧)した結果、Cyl.4,5,7,8は潤滑油を供給し、Cyl.1,2,4,5,7,8は潤滑油を供給せず。

潤滑油は20%の潤滑油と80%の重油を混合して供給し、混合油の量は約30g/dm³

燃焼不良原因詳細

注：一般計測データの取得は、計測時に行われ、計測時の値を示す。

シリンダ No.	弁取付位置	シリンダ番号	弁取付時間	潤滑油供給	燃料供給	噴射ノズル				一般計測項目調査				燃焼不良原因	備考	
						1	2	3	4	噴射圧力	噴射角度	噴射距離	噴射速度			噴射流量
1	F	220														
	P	220														
	A	220														
2	F	220														
	P	220														
	A	220														
3	F	220														
	P	220														
	A	220														
4	F	220														
	P	220														
	A	220														
5	F	220														
	P	220														
	A	220														
6	F	220														
	P	220														
	A	220														
7	F	220														
	P	220														
	A	220														
8	F	220														
	P	220														
	A	220														
9	F															
	P															
	A															
10	F															
	P															
	A															
11	F															
	P															
	A															
12	F															
	P															
	A															



図2.3.1 拔出し困難弁を拔出
す要具の使用例
W丸1.45.6時間使用后 FSAOM-1

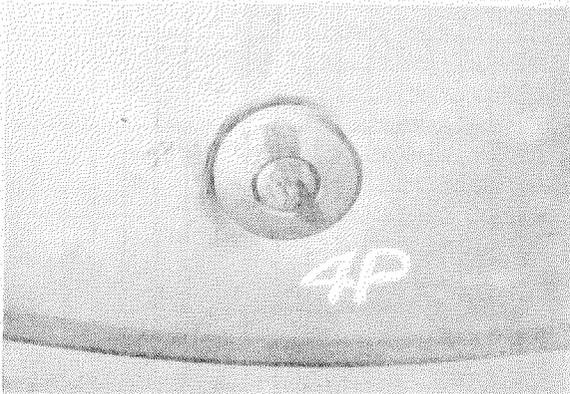


図2.3.2 カーボンフラワー付着例(268KD-2,
W丸9.7.0時間)

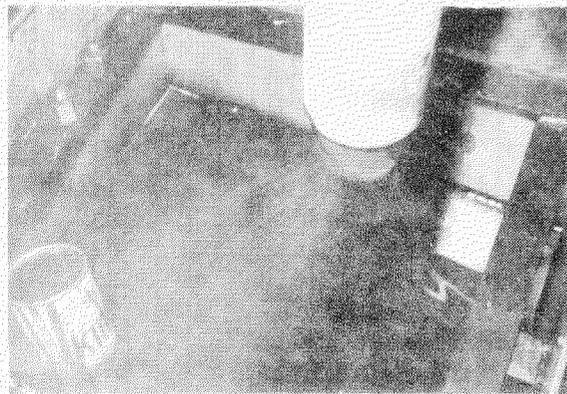


図2.3.3 ハンドポンプによる噴霧テスト例(日丸)

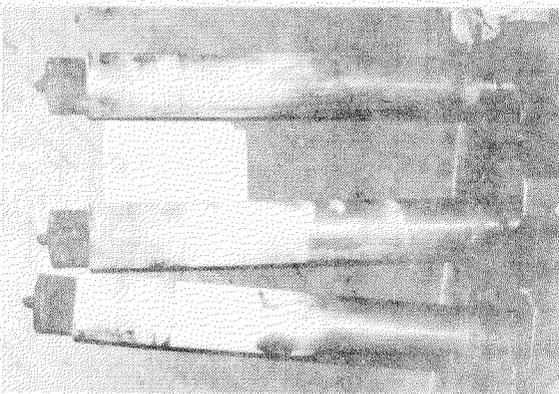


図2.3.4 1.4.3.1時間使用後のボロンスプレー
(日丸)

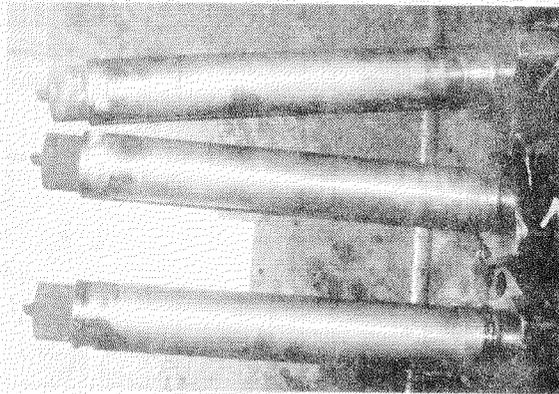


図2.3.5 1.4.3.1時間使用後のモリコート(日丸)

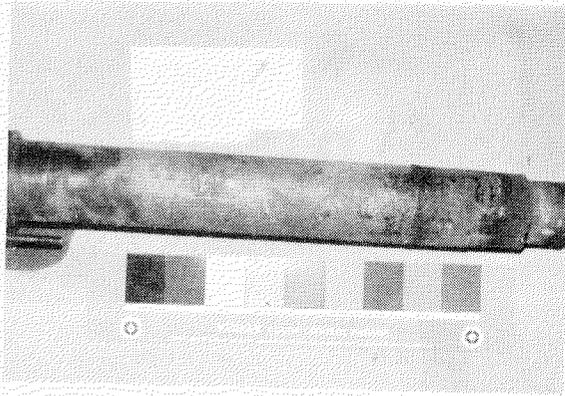


図2.3.6 拔出し困難弁の拔出し後の状態
弁No. FSAOM-1, テーパー付ユニオンナット,
モリコート塗付 W丸 1456時間

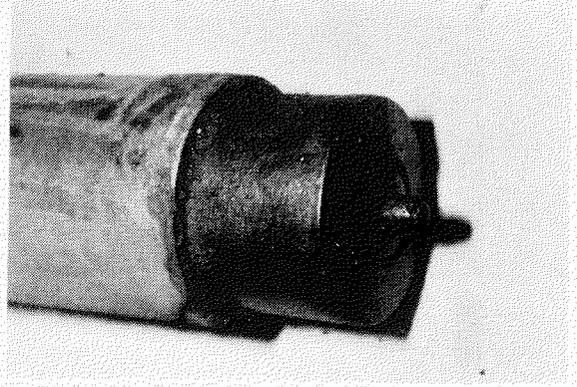


図2.3.7 拔出し困難弁の拔出し後の状態
弁No. 2OSKD-1, ニチモリPGペースト塗付
W丸 1456時間

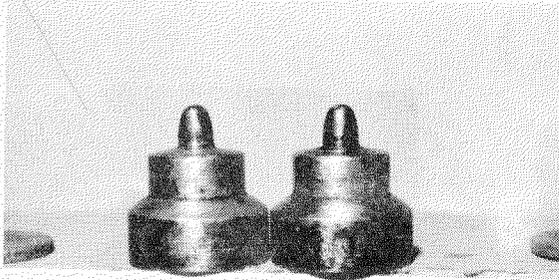


図2.3.8 H丸 1431時間使用后
弁No. FMG-7~8

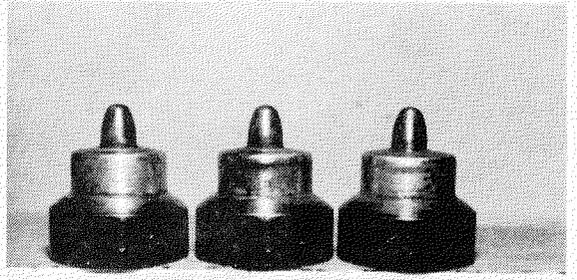


図2.3.9 H丸 1431時間使用后
弁No. FSKD-1~3

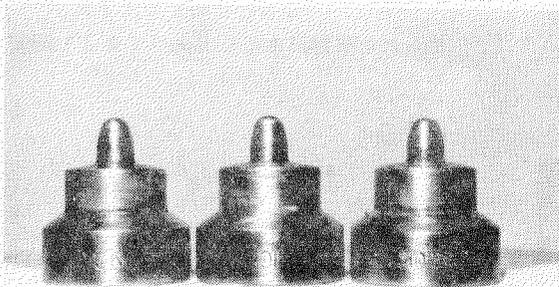


図2.3.10 H丸 1431時間使用后
弁No. 2CMGOR-1, 2CMGNICR-1,
2CMGOKLAX-1

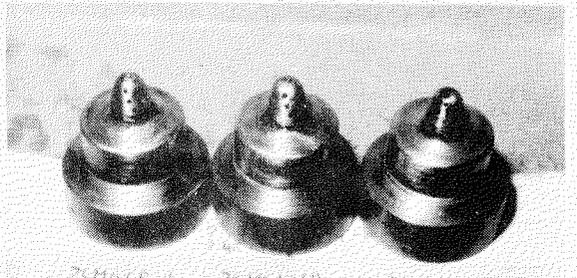
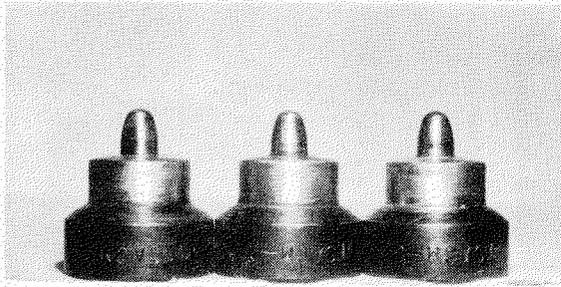
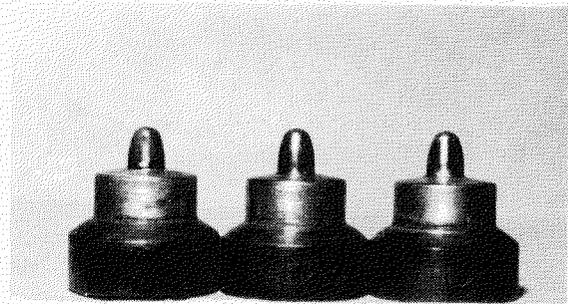


図2.3.11 噴口部の状態 (H丸 1431時間)



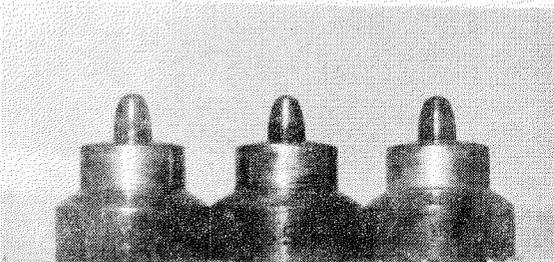
FSAOM-1 FSAOM-2 FSAOM-3
1456時間使用

図2.3.1.2 W丸 1456時間使用后
弁No. FSAOM-1~3



2CSKD-1 2CSKD-2 2CSKD-3
1456時間使用

図2.3.1.3 W丸 1456時間使用后
弁No. 2CSKD-1~3



2CMSKD-1 2CMSKD-2 2CMSKD-3
1456時間使用

図2.3.1.4 W丸 1456時間使用后
弁No. 2CMSKD-1~3

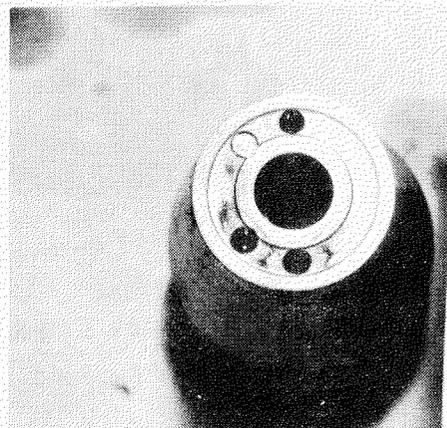


図2.3.1.5 アトマイザとスピンドルガイド
の合わせ面(ガイド側)
油もれの痕跡がある(丸 1431時間)



使用后

使用前

図2.3.1.6 弁本体とユニオンナット間のゴムリング
丸 1431時間使用後の変形状態

3. 動弁機構の耐久性向上の研究

3.1 実機運転による弁系振動の測定

本年度は特にカム軸のねじり振動と弁系の挙動との関連を定量的に把握するために、1 2 シリンダの B & W 1 2 K 8 4 E F 型機関の、カム軸駆動チェーン(第6, 7 シリンダ間にある)から最も離れたシリンダである第1 シリンダについて、弁系の挙動を詳しく測定すると共に、カム軸の振動およびチェーンの振動をとらえるため、第1 シリンダ側カム軸端に動電型ねじり振動計を、第1, 2 シリンダ間および第5, 6 シリンダ間に回転変動をとらえる電子式 P U をそれぞれ1 個取付けその出力を記録する一方、チェーンのテンシヨナ支持板に貼ったストレンゲージの出力も同時に記録した。

3.1.1 測定要目

表3.1.1 に測定要目を、図3.1.1 ~ 図3.1.6 の測定例オシログラムの番号に対応させて示す。第1 オシログラムは、主として弁レバー、つき棒系統の挙動、第2 オシログラムは、カム軸 - つき棒系統、第3 オシログラムは、弁ばねおよびガス圧(燃焼室圧力と排気管入口圧力)の記録を行う一方、同時計測マークおよびカム軸回転角パルスをそれぞれに入れて、3 個のオシログラムに、図のように対比できるように配慮した。

これらの測定のほとんど全部が、昨4 5 年度に行つた測定と同じであるが、カム軸のねじり振動を測定するための電子式 P U が新しい。これは、円盤の内周上に正確に等間隔スリットを刻み、これにより時間隔一定のパルスを発生させ積分するものである。軸端に取付けたねじり振動計はねじり角変位を与えるが、これは角速度に比例した出力を与える。第1, 第2 シリンダ間に取付けた P U から得られた波形は、軸端の動電型ねじり振動計の出力波形とよく似ており、その動作は確實なものと思われる。

3.1.2 運転条件

表3.1.2 に本年度に行つた実機計測に取上げた機関の運転条件の一覧を示す。第1 グループのプロペラ特性線上の負荷 - 回転数の組合せは、機関の標準運転条件を見たものであり、第2 グループの回転数一定、負荷変更の測定は、負荷変動によるガス圧等の弁系の挙動への寄与を見たものである。また、第3 グループの無負荷、回転数変更は、第2 グループと逆に専ら、回転数の効果を見たものである。

表 3. 1. 1 測 定 項 目

オシログラフ番号	測定番号	測定項目
1	1	弁棒応力
	2	レバー応力
	3	つき棒圧縮応力 (F A 方向)
	4	レバー角速度
	5	レバー角加速度
	6	弁リフト
	2 2	第 1 シリンダトップマーク
	2 3	カム軸回転マーク
2 4	同時計測マーク	
2	7	カム軸端ねじり振動
	8	カム軸回転変動 (1 - 2 シリンダ間)
	9	" (5 - 6 ")
	1 0	チェーン振動
	1 1	オイルクツション油圧
	1 2	つき棒圧縮応力 (P S 方向)
	1 3	オイルクツション相対変位
	2 2	第 1 シリンダトップマーク
	2 3	カム軸回転マーク
	2 4	同時計測マーク
3	1 4	弁ばね応力 (外ばね下部)
	1 5	" (" 中央)
	1 6	" (" 上部)
	1 7	" (内ばね下部)
	1 8	" (" 中央)
	1 9	" (" 上部)
	2 0	排気管入口圧力
	2 1	燃焼室圧力
	2 2	第 1 シリンダトップマーク
	2 3	カム軸回転マーク
	2 4	同時計測マーク

表 3. 1. 2 側定時の運転条件

回転数 — 負荷特性	弁系仕様	計測番号	回転数 rpm	負荷 %
プロペラ特性	標準	A 1	114	100
		2	118	110
		3	108	85
		4	104	75
		5	91	50
		6	72	25
		7	114	100
		8	110	90
回転数114rpm一定, 負荷変更	標準	B 1	114	25
		2	"	50
		3	"	75
		4	"	85
		5	"	100
負荷ゼロ, 回転数変更	標 試	C 1	72	—
		2	91	—
		3	104	—
		4	108	—
		5	114	—
		6	118	—
プロペラ特性	カム軸フライ ホイール 除去	E 1	72	25
		2	91	50
		3	104	75
		4	108	85
		5	114	100
		6	114	100
		7	118	110
プロペラ特性	カム軸フライ ホイール除去, 弁ばね取付長 20mm増加	F 1	72	25
		2	91	50
		3	104	75
		4	108	85
		5	114	100
		6	118	110

以上の3グループは、45年度の計測にも行っており、結果を直接対比することができるように、負荷の値、回転数を選んである。

第4グループの、カム軸のフライホールを取り除いた測定は、常用回転数において、カム軸のねじり振動を強調する意図であり、その弁系の挙動への寄与を見ようとするものである。

第5グループは、第4グループの条件に加えて、弁ばね受を20mm薄くして、その取付荷重を約400kg減らして、弁を積極的におどらせる意図を持っている。

3.1.3 測定結果の検討

(1) 概観

まず弁の動きについて、全般的に言えることは、昨年データに比して、減衰がよく効いていることである。多くの測定データにおいて、弁閉期には、弁系の固有振動は消滅していることがわかる。それに対し、カム軸の振動は、昨年度の計測に供した同型の12K84BF機関のその2~3倍程度振幅が大きくなっている。この原因は現在のところ不明である。

カム軸の振動は、2個所の回転変動出力によると、第1シリンダのカムと第6シリンダのカムがほぼ同位相でゆれていることを示している。その振幅比はほぼ2~3倍であるが、フライホールを取りはずすと、その比は小さくなる。

回転数114rpmを一定に保ち、負荷を変えたオシログラムを見ると、つき棒の圧縮力波形が大きく変化している。これは昨年度と同様な113rpmにおける計測で、開弁初期のガス圧による部分以後は、負荷によつてあまり波形が変らなかつたのと対照的である。これは、カム軸の振動振幅が大きいため、ガス圧によるカム軸ねじり振動強制トルクが変るため、弁系の挙動も変るものと解される。なお、カム軸ねじり振動がきれいな共振波形を示す負荷では、弁ばねの振動振幅も大きい。これを図3.1.7に示す。

フライホールを取りはずした結果、カム軸系の固有振動数が高まつたが、118rpmにおいても、振動振幅は、今回の計測中最大とはならず、むしろ標準仕様のままで104rpm、75%負荷の状態において、強い共振状態を示し、今回の計測中最大振幅を示した。これを図3.1.8に示す。

弁ばねの取付荷重を減らした計測において、114rpmで明らかに弁のおどりが観測された。図3.1.6がそれであるが、弁閉期において、小さなバウンスを起していることが、弁変位、弁加速度波形および、オイルクッション油圧波形から確かめられる。

(2) カム軸振動の効果

本年度の測定では、カム軸のねじり振動が最も重要であり、各データの詳細を検討するのに先立ち、カム軸の振動の弁系挙動への寄与を定性的に知っておく必要があるため、その基本的な考え方を以下に述べる。

船用機関において、カム軸のねじり振動が弁の動きに影響することは、経験的に知られている。カムが等速回転しなければ、つき棒はカムのリフト計画とは異なる変位を与えられるから、実質的に歪んだカムリフトによつて駆動されることになるわけで、当然弁の動きに影響する。

ところで、このカム軸をゆさぶる力は、実は他ならぬつき棒からの反力なのであるから、問題を正しく解くには、カム軸の振動と、各シリンダの弁系の挙動を一括にした系を扱うのが本筋である。これは、弁ばねのサージングを、弁の動きと切り離して考えられないと同様である。さらに厳密には、カム軸駆動チェーン系、クランク軸系まで考える必要が生じるかも知れない。

しかし、ここでは、弁系とカム軸の相互作用を無視し、カム軸がゆれる場合のカムプロフィールの実効的変化量を見ることにする。

カム角を θ 、カム軸の回転角速度を ω とし、 θ の変動分を $\Delta\theta \sin\omega't$ とおくと、

$$\theta = \omega t + \Delta\theta \sin\omega't \quad (3.1.1)$$

であるから、カムリフトを $H(\theta)$ と書くと、カムの加速度は、

$$\frac{d^2 H}{dt^2} = \frac{d^2 H}{d\theta^2} \cdot \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 + \frac{dH}{d\theta} \cdot \frac{d^2 \theta}{dt^2} \quad (3.1.2)$$

であり、

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega + \omega' \Delta\theta \cos \omega' t$$

$$\frac{d^2 \theta}{dt^2} = -\omega'^2 \Delta\theta \sin \omega' t$$

だから、(3.1.2) 式の右辺の第一項は、 $\Delta\theta = 0$ の場合に比して、

$$\left(1 + \frac{\omega'}{\omega} \Delta\theta\right)^2$$

倍だけ $\Delta\theta$ の影響があらわれ、同じく第二項には、 ω に無関係に、

$$\frac{dH}{d\theta} \cdot \omega'^2 \Delta\theta$$

の振幅の変動があらわれる。実際、この第二項がよく効くのであるが、カム速度の絶対値の大きいところで効果が大きいこと、カム速度の符号によつて、カム角のすゝみ、おくれに対するカム加速度の正、負の位相関係が逆転することに注目すべきである。この関係は、カム軸振動の著しい図 3.1.8 の実測に明瞭に表われている。

(3) 各データの検討

(a) 標準プロペラ特性上データ (計測番号 A1 ~ A8)

カム軸振動 — 弁振動 — 弁ばね振動の相関が非常に強いことが指摘できる。図 3.1.1 のように、カム軸のおとなしい条件では、弁系の振動は穏やかである。それに比して、図 3.1.8 のようにカム軸の振動が著しいと、弁ばねの振動も著しく、これがまた弁の動きに大きく作用していることがわかる。それは、弁の最大リフトの付近では、(3.1.2) 式右辺の第 2 項が効かないのかかわらず、弁ばね振動と同周期の波形が、つき棒圧縮力波形に明瞭にあらわれているからである。この 104 rpm において、カム軸が 18 次の共振を示しているから、カム軸のねじり振動の固有振動数は 31 Hz 程度と考えられる。一方、弁ばねのサージング振動数 (最低次) は、外側のばねが 34 Hz 程度、内側のそれが 38 Hz 程度で、このカム軸の固有振動数に近い値であることが、上記の相関を強くしている最大の理由と考えられる。

カム軸の 16 ~ 20 次振動は、上記の固有振動数が現れたものであるが、回転数 91 rpm、負荷 50% のデータのように、6 次の強制振動が顕著な場合もある。

(b) 回転数 114 rpm 一定データ (計測番号 B1 ~ B5)

すでに指摘したように、負荷を変えると、カム軸の振動が変わり、弁 — 弁ばね系の動きも変化する。図 3.1.9 に 75% 負荷時のカム軸振動波形と、つき棒圧縮力波形を示す。このカム軸ねじり振動波形 (軸端で動電型ねじり振動計により実測したもの) を調和解析した結果を、表 3.1.3 に示す。

表 3.1.3 カム軸ねじり振動波形(114rpm 負荷75%)
の調和解析(×0.05deg)

次数	cos成分	sin成分	次数	cos成分	sin成分
1	-1.25	+2.10	11	+0.70	-0.60
2	-0.80	-0.69	12	+0.78	-0.64
3	+0.87	-1.52	13	-0.04	+0.13
4	+0.03	-1.26	14	+0.06	-0.14
5	-0.06	-0.12	15	-1.25	+0.36
6	+1.01	+1.36	16	-2.60	-0.60
7	+0.12	+0.10	17	+0.25	-0.43
8	-0.03	+0.67	18	+2.85	-1.37
9	-0.20	-0.63	19	-0.32	-0.09
10	+0.32	-0.23	20	+0.21	-0.31

(c) 無負荷運転データ(計測番号C1~C6)

無負荷運転では、カム軸の振動は比較的小さく、弁系の振動には影響も小さい。これは、弁開時のガス圧が小さいため、つき棒を介してカム軸をゆさぶる力が小さいことを意味する。そのため、114rpmより低い回転数では、専ら6次の振動がカム軸において優勢である。その例は図3.1.3にも示されている。

(d) カム軸フライホイールを除いたデータ(計測番号E1~E7)

機関の標準仕様で、カム軸に取付けられているフライホイールは、カム軸の固有振動数を下げて、常用回転数において18次共振が強くなるように配慮したものと考えられるが、これを取りはずすと、共振点は118rpm附近に上がるらしく、約35Hzとなる。ところが、これは外側の弁ばねの振動数と重なり、機調回転数に関係なく、弁ばねが共振する危険性が伴う。果して、実測の結果は72rpmから118rpmに到るまで、弁ばねに同程度の共振が認められる。118rpmに至ると、かなり強い共振となるが、フライホイールが取付けられているときの104rpmにおける共振程鋭い共振にはならない。(図3.1.5はその一つの例である。)

(e) 弁ばね取付荷重減少データ(計測番号F1~F6)

弁ばねの取付長を長くしたことにより、2種の弁ばねの振動数は、いずれも標準状態のそれより低くなり、特に内側ばねの共振も各回転数ではつきりしてくる。すでに指摘したように、このグループでは114rpmで明らかにおどりが認められた。

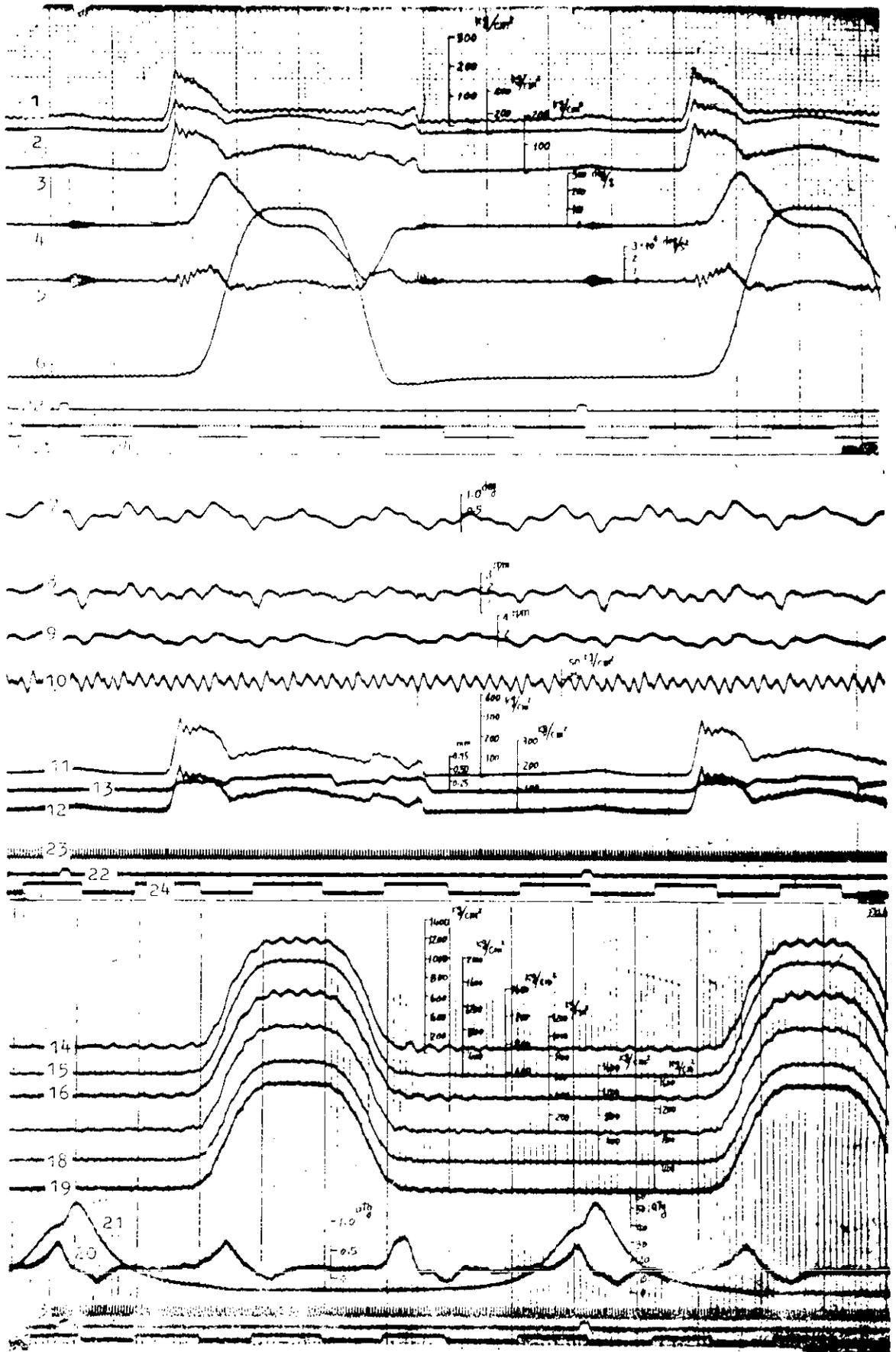


図3.11 プロペラ特性曲線上運転時(72 rpm, 25%LOAD, 機関標準状態) A-6

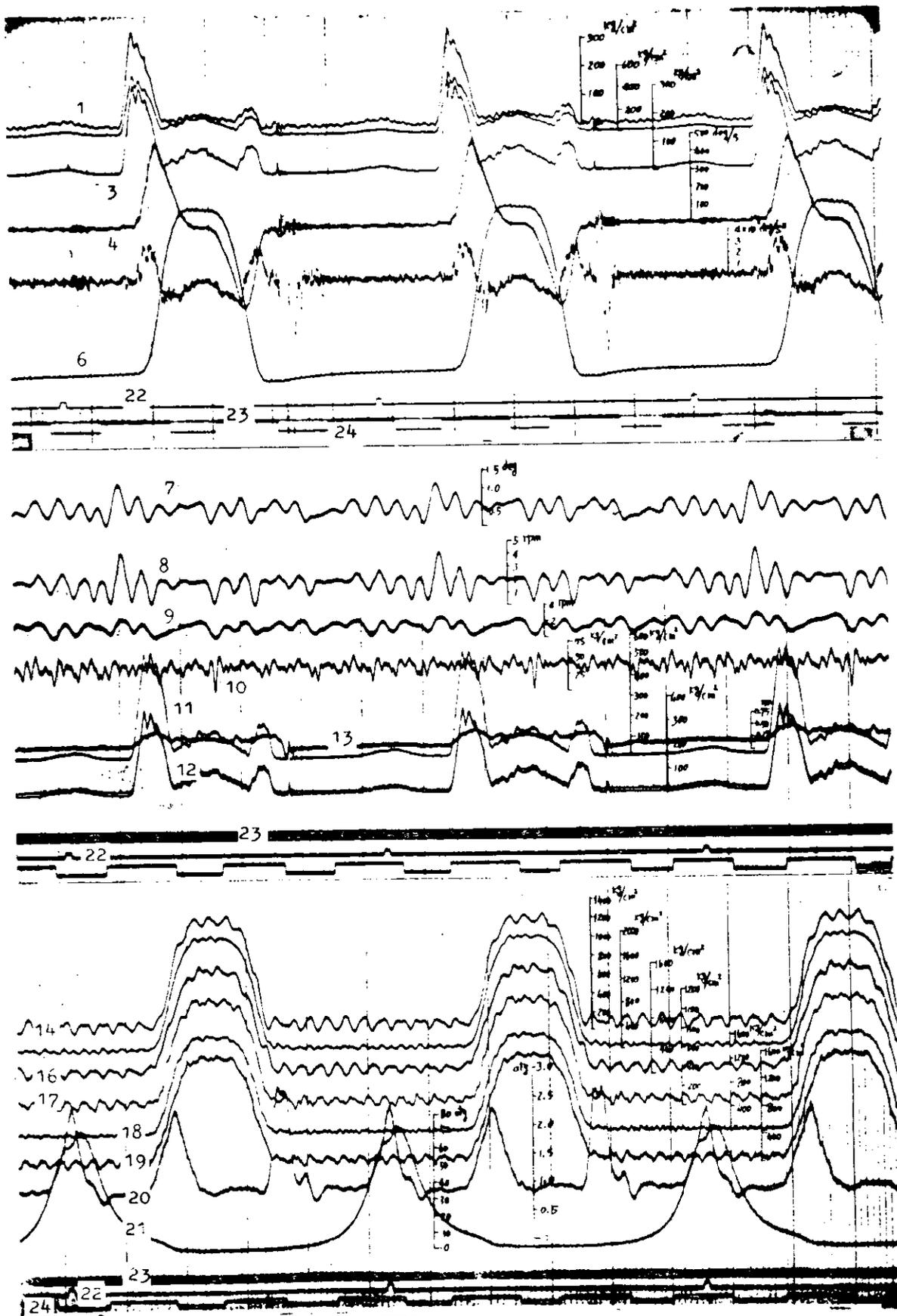


図 3.1 2 プロベラ特性曲線上運転時 (114 rpm, 100% LOAD, 機関標準状態) B-5

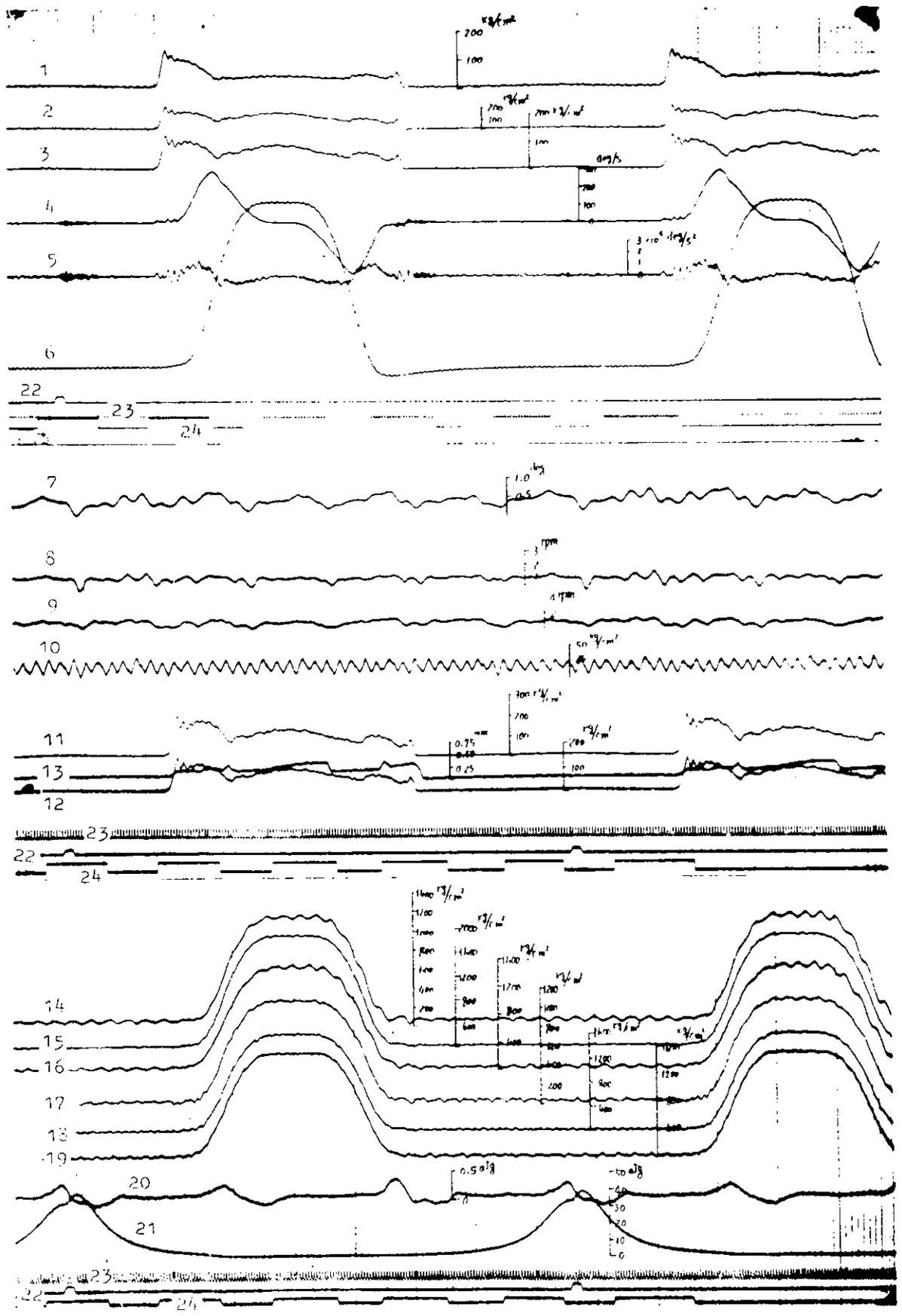


図 3.1.3 無負荷運転時 (72 rpm, $P_e = 0$, 機関標準状態) C-1

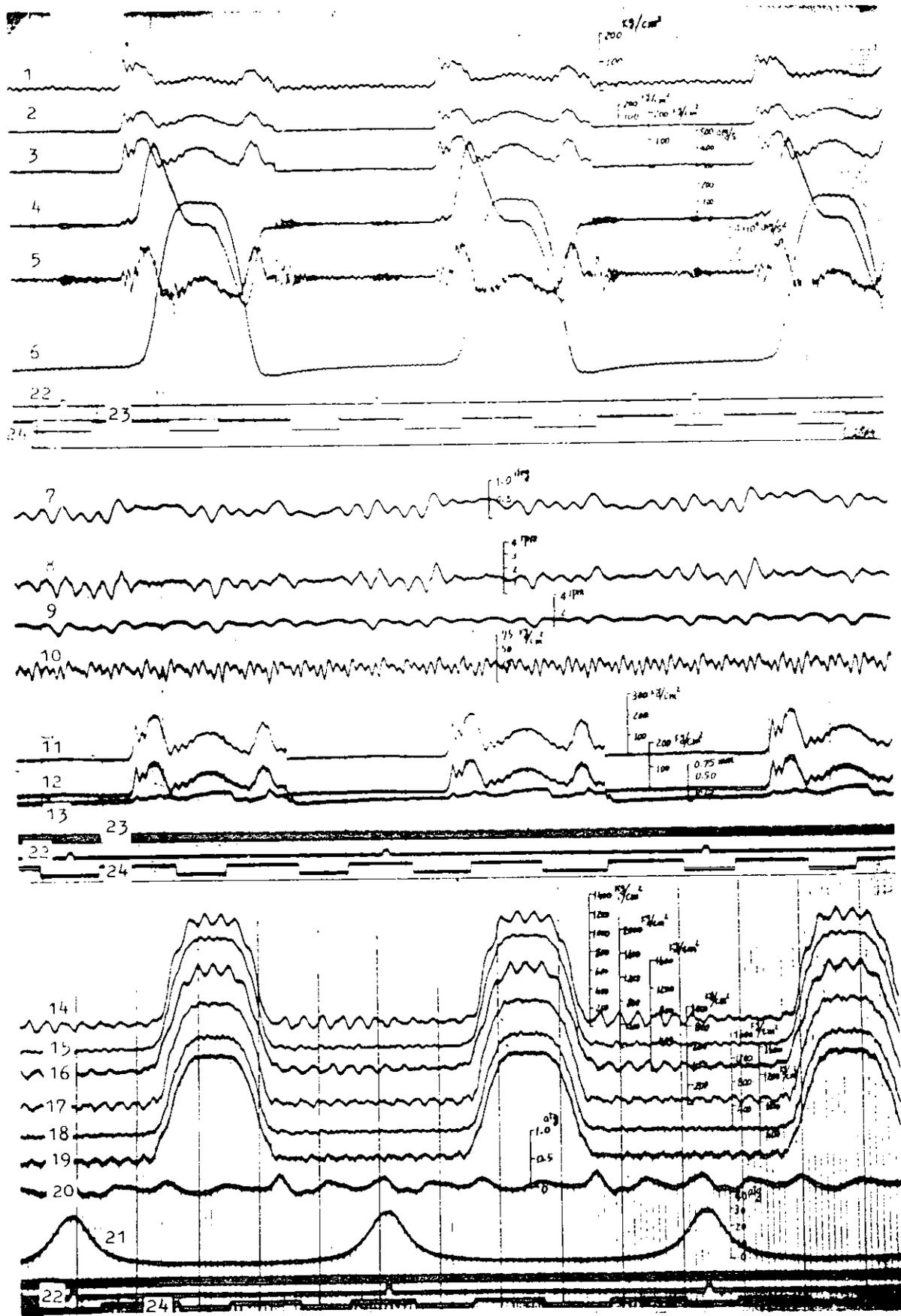


图 3.1.4 无负荷运转时 (114 rpm, $P_e = 0$, 机关标准状态) 0-5

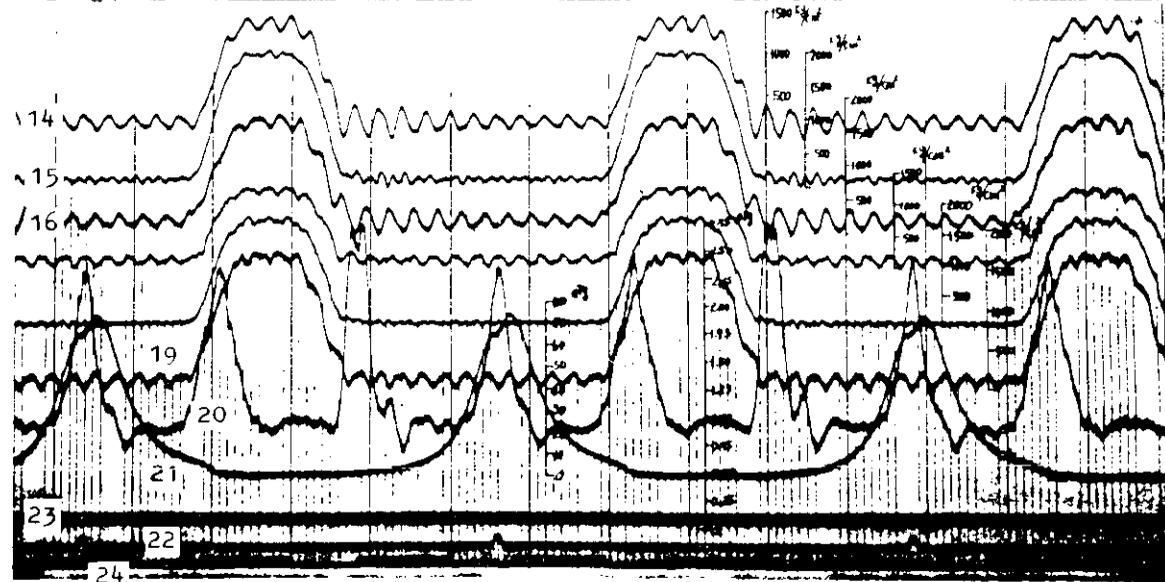
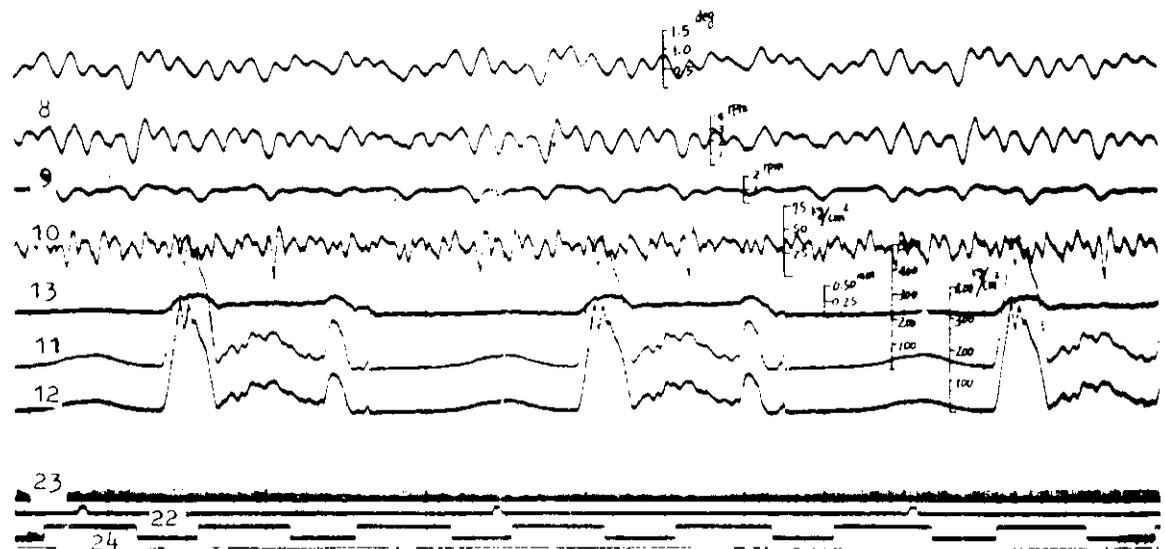
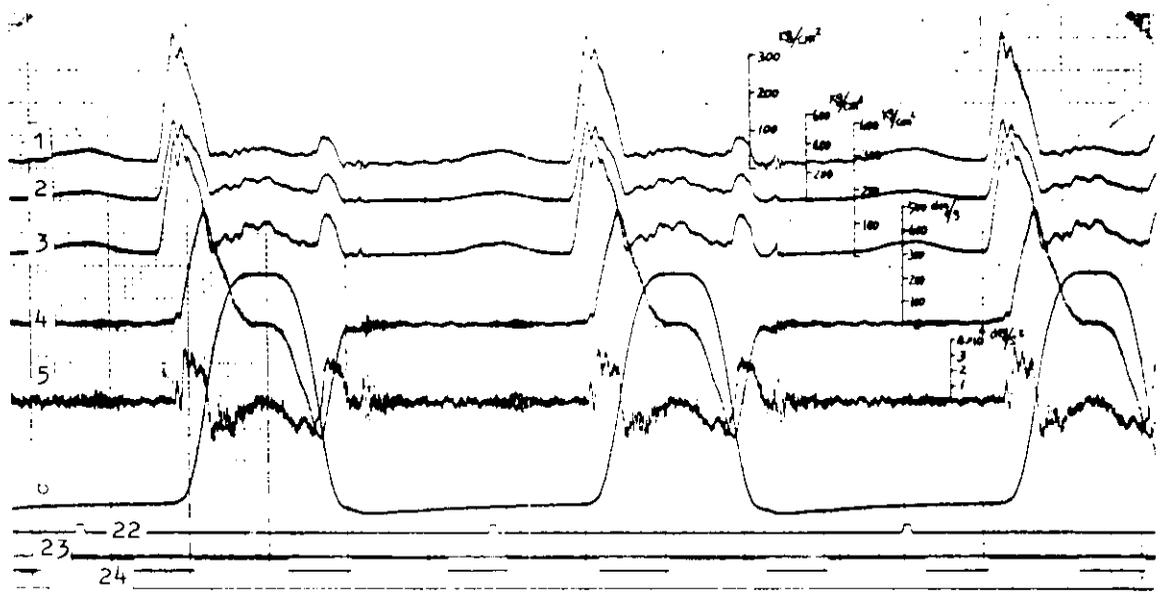


図3.15 プロペラ特性曲線上運転時(114rpm, 100%LOAD, カム軸フライホイール除去) E-6

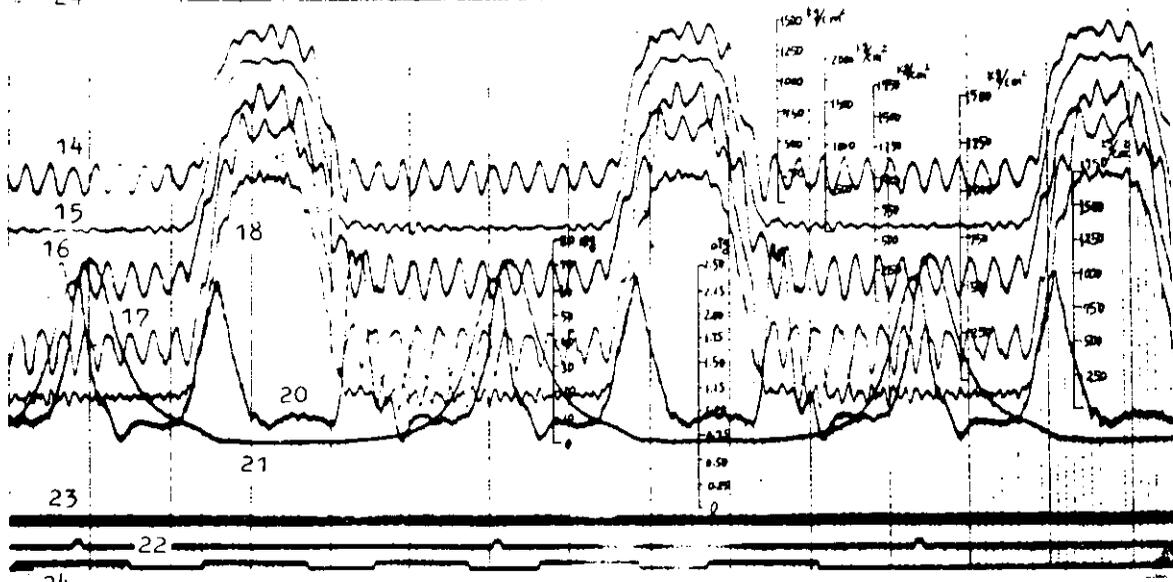
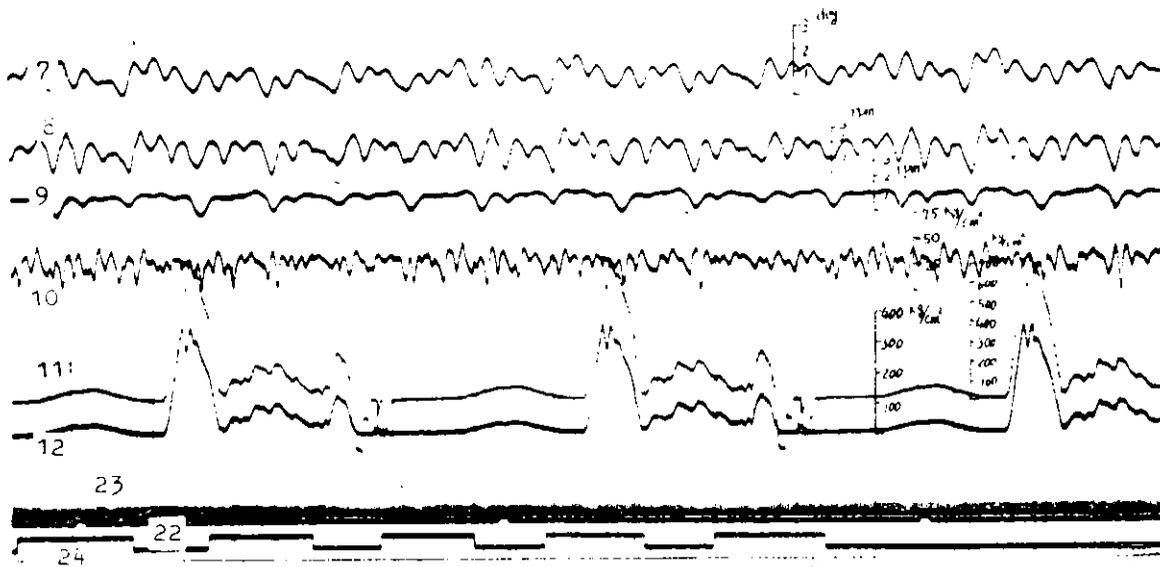
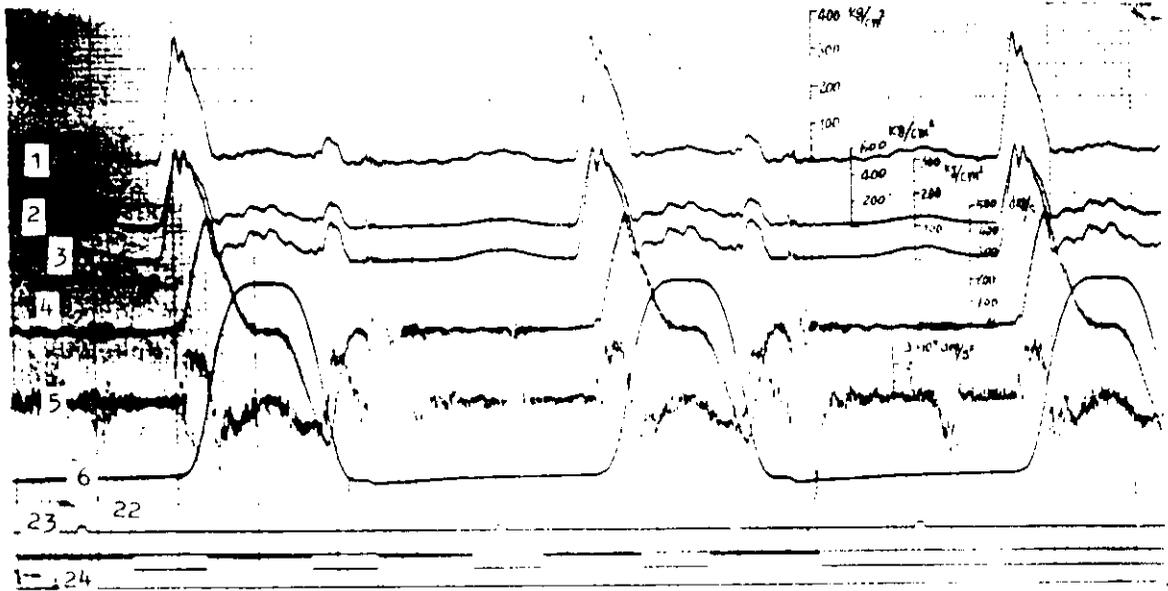


図 3.1.6 プロペラ特性曲線上運転時(114rpm, 100%LOAD, カム軸フライホイール除去 弁ばね受け-20mm) F-5



图3.17 测定记录 114 rpm, 50%负荷

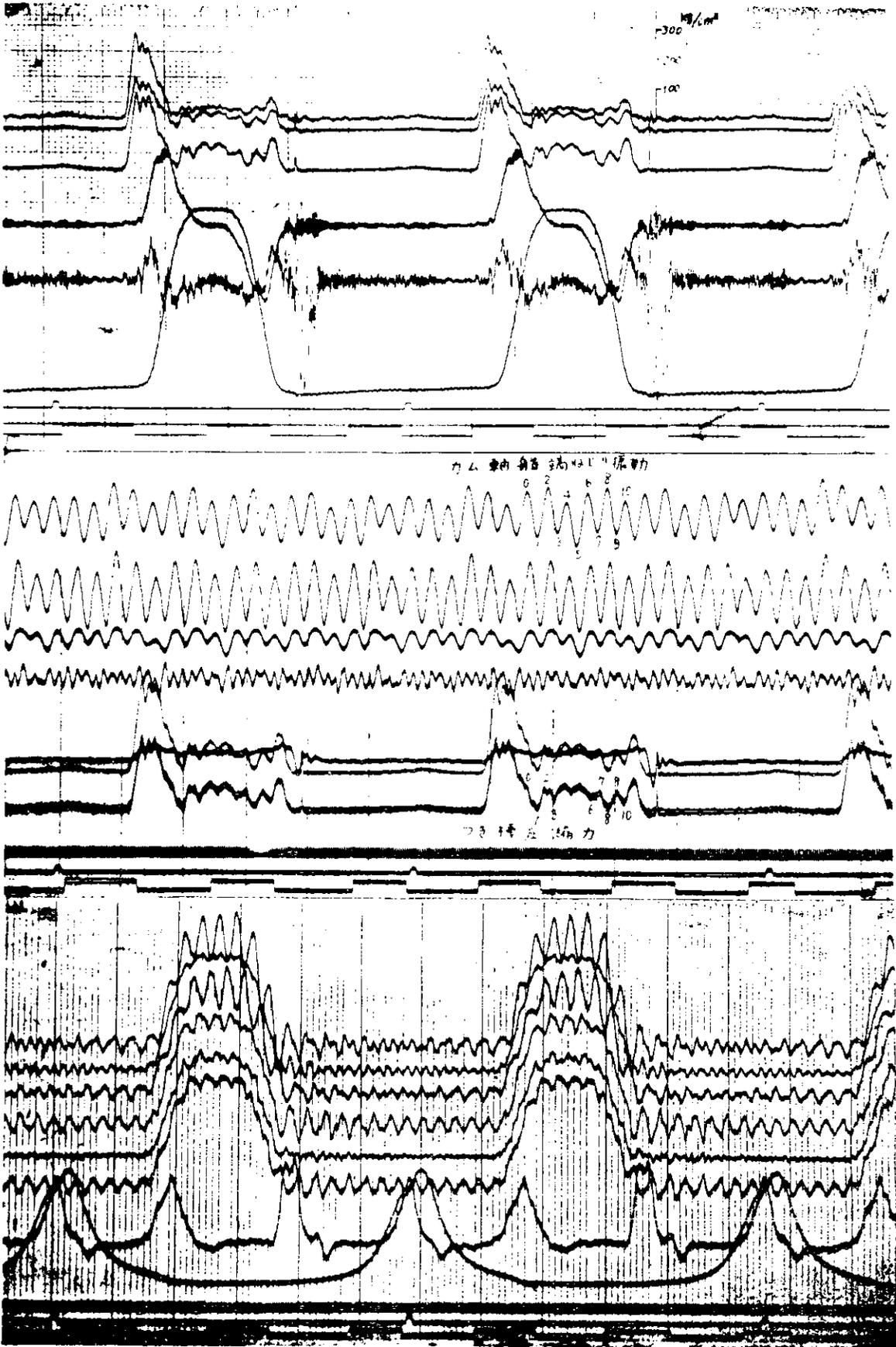


図3.18 測定記録 104 rpm, 75%負荷

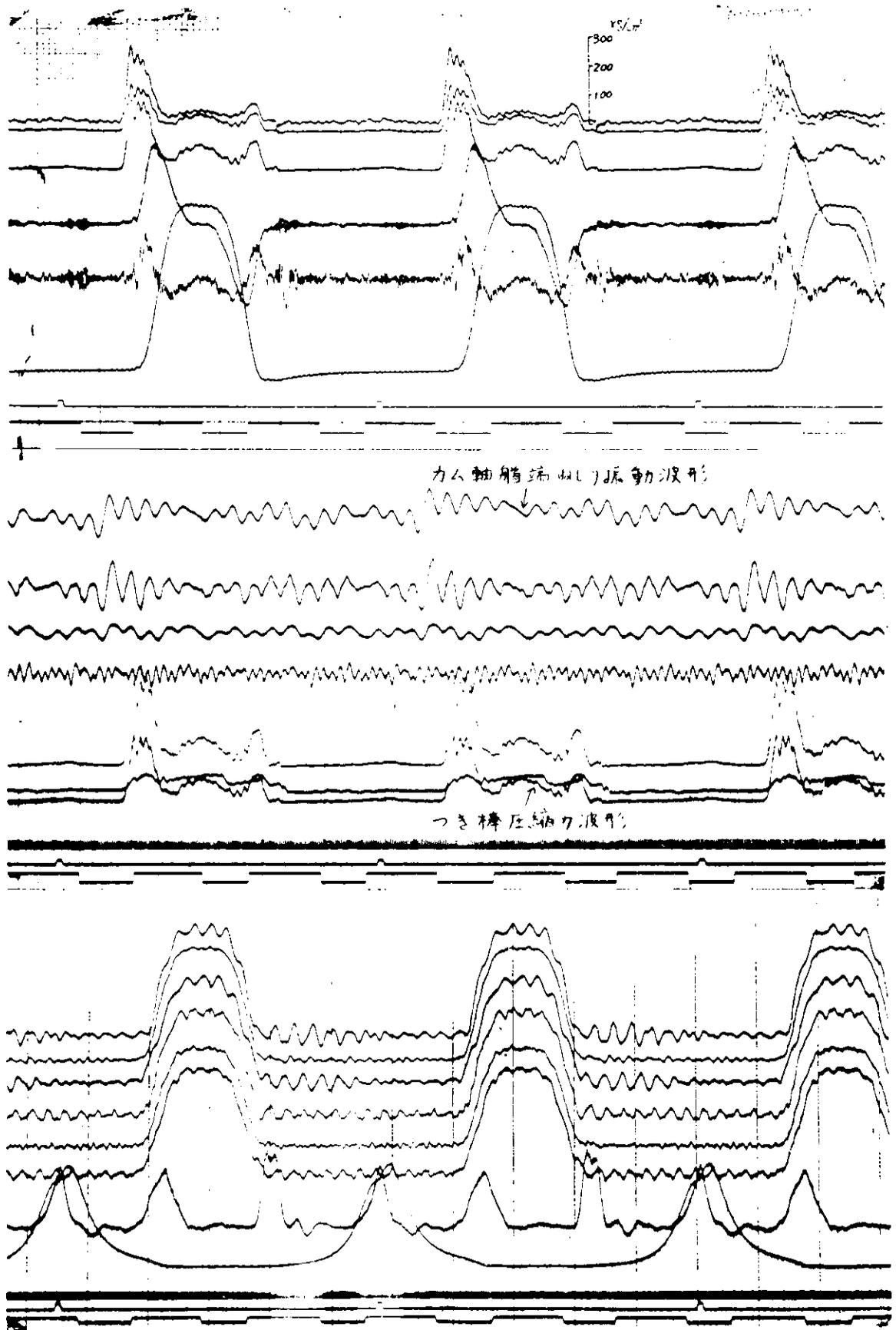


図3.19 測定記録 114 rpm, 75%負荷

3.2 弁系挙動の算定法の研究

カム軸のねじり振動を忠実にとり入れて、弁系挙動を算定する手法を確立するのが、本年度の本研究の最大の課題である。前節に記した実機計測は、もちろん詳しい実測によつてカム軸振動の弁系挙動への寄与を定量的に把えるためであつたが、それはまた以下行つた算定法の適否を判断するための充分な資料を用意するためでもあつた。

こゝでは、昨年度に引続いて行つた算定法の研究、すなわちカム軸が一様な回転をすると仮定した場合の弁系挙動の算定法の研究をはじめに述べ、次いで行つたカム軸のねじり振動をとり入れた弁系挙動の算定法の研究成果について、前節の実測結果を引用しつつ述べることにする。

3.2.1 カム軸の一様な回転を仮定した弁系挙動の算定法

(1) 1質点系による方法

(a) 1質点系の設定

図3.2.1にB & W K 8 4型機関の弁機構を示す。このカムから弁に至る弁機構の挙動を扱うのに最も簡潔な系は、図3.2.2の1質点系である。

(i) 弁等価質量

実系を1質点系におきかえるのに先立ち、図3.2.3のような3質点系を設定する。この3質点系の固有値の最小を図3.2.1の系の固有値に等しいとおき、弁等価質量を決定する。図3.2.1のK 8 4型機関において図3.2.3の各パラメタの値を算出したところ、

$$\begin{aligned} m_1 &= 0.0270 \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-1} \text{ sec}^2 & k_P &= 31.3 \text{ t} \cdot \text{mm}^{-1} \text{ (実測)} \\ m_2 &= 0.00456 \text{ " } & k_S &= 160 \text{ " (")} \\ m_3 &= 0.0388 \text{ " } & k_R &= 30.3 \text{ " } \end{aligned}$$

を得た。ただし k_R の値は、弁系のこわさを静的に実測した値 $11.1 \text{ t} \cdot \text{mm}^{-1}$ より逆算して求めた。また、これから計算された3個の固有値は、

$$99.6 \text{ Hz}, \quad 352 \text{ Hz}, \quad 648 \text{ Hz}$$

であつた。この第1の99.6 Hzと先の弁系のこわさ $11.1 \text{ t} \cdot \text{mm}^{-1}$ を組合せて、弁等価質量は、

$$0.0284 \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-1} \text{ sec}^2$$

となり、弁側質量 m_1 より約5%大きな値となつている。

(ii) 等価つき棒こわさ

図3.2.2における等価つき棒こわさとしては、45年度に行つた静的な実測値にできるだけ忠実に、非直線性とヒステリシス特性を解析的な形で表現して計算を行う。図3.2.7に示す計算例での荷重ちぢみ概図を図3.2.4に示す。

(iii) 減衰の取扱い

(ii)項のヒステリシスによる減衰は無視できないが、他の減衰を無根拠に設定することは避けたい。図3.2.4のヒステリシスを無視し、等価つき棒を単なる直線ばね、曲線ばね(いずれも無減衰)として計算したところ、系に発生する過渡振動の振幅は実測値に比して極めて大きく、このヒステリシスの役割の大きさを実証した。

他に考えられる減衰のうち、弁に働くものとして、弁桿案内部のまさつ、弁ばねの減衰、中間ばね受に働く減衰などが考えられる。しかし、少なくとも1質点系を扱う限り、こうした減衰を考える必要は少いであろう。

(iv) ガス圧の取扱い

弁開初期においては、シリンダ内の圧力はかなり高く、これが弁をカム側に押しつける力は極めて大きい

ことが、実測によつて明きらかになつた。特に平均有効圧が大きくなるにつれ、この効果が大きい。図3.2.8に昨年度113rpmで平均有効圧(あるいは負荷)を変えたときのつき棒圧縮力波形が示してあるが、各負荷における違いは、ガス圧の高いカム角区間のみ強くあらわれ、それ以後弁閉までの弁の動きには、ガス圧の影響は少かつた。これは、昨年度に計測した機関が、今年度のものに比して、カム軸のねじり振動が少く、しかも計測が、第6シリンダについて行われたという二つの理由によるのである。

計算に際しては、図3.2.5のような、カム角に対して直線的に変化する圧力変化を仮定した。実測による指圧線図では、この部分は必ずしも直線ではないが、図3.2.7の計算例は、この直線近似が十分満足すべきものであることを示していると言えよう。

(V) オイルクツションの取扱い

45年度の計測によつて、オイルクツションは作動中、極めてかたいばね要素として働いていると考えて、ほゞ誤りのないことが示された。そこで、オイルクツションに関しては、それが弁すきまを常に零に保持している効果のみを取上げ、オイルクツション内の油圧による力、オイルクツション内ばね圧縮力によつて、カムとつき棒が常時押し合う状態を想定した。

(VI) その他

弁座としては、つき棒のこわさより一桁こわいばね要素と仮定して、計算上の便宜とした。カムプロフィールは、調和解析の手法により、解析的表現におきかえて、計算実行が容易になるようにした。

(b) 計算結果と実測値との対比

弁系の挙動に関する計算値と実測値と対応を調べるのに、最も適当と考えられるのは、つき棒の圧縮力波形の計算値と実測値を対比することである。図3.2.7にその計算例を、図3.2.8にそれに対応する実測値を示した。図3.2.7の計算に仮定したガス圧は、 $P_0 = 6 \text{ kg/cm}^2$ 程度の大きさであることが、図3.2.8の異なる P_0 の値に対するつき棒荷重波形から推定される。

図3.2.5のようなガス圧の模擬は適当であるらしく、カムによる弁のつき上げ初期における等価つき棒荷重波形は、つき棒荷重の実測値のそれによく似ている。図3.2.6に計算の上で、ガス圧の大きさを変えた3個の例を示す。

実測値と比較し、このカム位相において、計算値の方が実測より減衰がやゝ小さいことを示している。それ以後のカム角区間においても、実測値の方が、総じて減衰がよく効いているが、両者の最大の食い違いは、実測波形が、かなり歪んだ波形を呈するのに対し、計算波形は比較的すなおな減衰状態を示していることである。また系の固有振動数は、計算値の方がみかけ上やゝ低い。

(2) 中間ばね受の挙動をとり入れること

(a) 中間ばね受の動きを扱う系

B & W K型機関では、弁ばねが中間ばね受を介して、2組上下に配置されている点の一つの特色となつてゐる。弁ばねの振動が、弁の動きに、どのように影響しているかを考えるのに先立ち、2組の弁ばねの間に存在する中間ばね受の動きを扱う必要があることは明白であろう。何故なら、弁に直結している上部弁ばねを下で支えているのが中間ばね受であり、その動きが弁ばねの振動を左右するからである。

中間ばね受は、図3.2.1のようにレバーの一点を支点としており、これを中心として回転可能である。この支点はレバーの揺動軸中心とレバーの弁への接点のほゞ中間に位するから、この中間ばね受は、弁変位の約 $\frac{1}{2}$ の大きさをほゞ直線運動する。この $\frac{1}{2}$ の変位からはずれると、中間ばね受は上記の支点まわりに回転することになり、この時弁ばね力ばかりでなく、弁ばねの横剛性、ロッドの剛性(主として両端のブッシュ部の剛性)が抵抗となつて、中間ばね受の運動を拘束する。従つて中間ばね受の運動は2次元的であるが、拘束運動なので、その弁棒軸方向の成分をとり出して、弁変位と連立した運動方程式を書くことができる。

このように設定した図3.2.9の如き2質点系の固有値の大きい方の一つと、(1)の1質点系の固有値を等置

してこの系での弁部質量が決定される。

(b) 計算結果と実測値の対比

図3.2.8の実測値に対比すべく、(1)と同様な条件で、2質点系の計算を行つたところ、等価つき棒の圧縮力波形は、1質点系によるものと、ごく1部を除いては殆んど変らなかつた。従つて、少くともこの回転数では、中間ばね受の弁運動への寄与は僅少である。他に110 rpm, 118 rpm の計算も行つたが同様な結果を得た。なお、この計算では、中間ばね受に働く減衰を無視している。

(3) 弁ばねの振動をとり入れること

(a) 弁ばね系の取扱い

弁ばねの振動を、計算にとり入れるには、弁ばねを図3.2.10のような、質点とばね要素の直列系におきかえるのが最も簡便で実用的な手法である。実測によると、外側の弁ばねの1次の振動が顕著であるので、これのみを取入れるべく、上下の弁ばねを図3.2.10のような最簡単系におきかえた。またサージングに及ぼす減衰として図3.2.10に示す粘性減衰 c を仮定した。その大きさは臨界減衰比が約0.15程度で、この種のばねに対する値として、さほど見当違いではない大きさと思われる。なお図3.2.10の k は弁ばねのこわさであり、 $\sqrt{4k/m}$ がサージング振動数(約34 Hz)に一致するように m を決定する。

(b) 計算結果と実測値の対比

図3.2.7に破線で示したつき棒荷重が、中間ばね受および弁ばねの振動を上記の手法でとり入れた計算値である。弁ばねの振動の影響が少しあらわれており、前2回の計算より、やゝ実測に近いように見える。特にカムの下り坂の部分で振動の減衰している様子は実測値にふさわしいが、他の部分では、かえつて異つてゐる個所があり、確言できぬところである。

3.2.2 カム軸のねじり振動を考慮した弁系挙動の算定法

すでに3.1.3で述べたように、カム軸の振動と弁系の挙動を正しく扱うには、各シリンダの弁系の挙動とカム軸全体の挙動を一緒にした系を取扱わねばならない。しかし、単一シリンダの弁系の挙動とカムの挙動の対応が明確にされていない現段階では、実測されたカムのゆれを入力として、弁系の挙動を算定し、そのカム軸振動の効果を知ると共に、算定の適否を論ずることが、先決問題と考えられる。こうした見地より、こゝでは、カム角のゆれによつて歪んだカムリフトを3.2.1の力学系にあてはめる。

(1) カム軸のゆれの取扱い

本年度に実測されたカム軸振動は、船端部角変位、第1—2および第5—6シリンダ間での角速度の3データである。このうち第1シリンダのカムのゆれを与えるものは、前2者であるが、カム角のゆれを計算するのには第1の角変位データが好都合なので、これをそのまま用いる。

(3.1.1)式の右辺の第2項 $\Delta\theta \sin \omega' t$ に相当する部分に、実波形を導入する。しかし実波形は単一周波数成分のみではないから、3.1.3にすでに紹介した調和解析の手法により、必要な程度の次数までハーモニックスを求め、それを用いて、計算を行うのである。図3.2.8の実測値(オシログラム)を一周期分読みとつて調和解析したところ、表3.2.1のような結果を得た。

表 3. 2. 1

カム軸ねじり振動波形の調和解析 ($\times 0.01 \text{ deg}$) 113 rpm, 75% 負荷

次数	cos成分	sin成分	次数	cos成分	sin成分
1	-0.46	-4.91	11	-1.00	+0.85
2	-5.35	+1.21	12	-1.73	-0.91
3	+0.87	+2.48	13	-0.55	-0.67
4	+6.48	-2.75	14	+0.76	+0.73
5	-2.96	+0.53	15	-1.80	-1.40
6	-0.03	-3.98	16	-0.57	+3.90
7	-1.08	-0.70	17	-2.72	-1.03
8	-1.43	+2.18	18	-3.93	-7.67
9	+2.13	-0.45	19	+0.12	-1.57
10	+0.19	+0.10	20	+0.10	+1.26

これによると、1次、2次、4次、6次、16次、18次、が強勢であることがわかる。計算に際しては、むやみに高次のハーモニクスを取入れることはオシログラムの読みとりの精度の点からも無意味なことであろう。そこで計算では20次までを取入れている。

(2) 計算結果と実測値との対比

(a) カム軸ねじり振動の小さい場合

3.2.1に取り上げた実測例に対応させるべく、表3.2.1のカム軸ゆれを考慮して計算を行ったのが図3.2.7の一点鎖線である。カム速度が最大値となるカム位相において、固有振動が大きくなっているのは、明きらかにカム軸のゆれの効果であり、実測にふさわしい。しかし弁閉期のカムの正加速度区間では必ずしも実測とよく合うとは言えない。従つて、カム軸の振動がこの程度小さければ、計算によつても、弁の挙動に対する寄与は小さいと言える。なお、この計算は、弁ばねの振動、中間ばね受の挙動は考慮しない。1質点系によるものである。

(b) カム軸ねじり振動の大きい場合

図3.1.8の実測例は、カム軸のねじり振動が特に著しい場合である。この実測例に対応すべく、(a)と同様な計算を行ったのが、図3.2.11であり、詳細を比較するため、実測波形を図3.2.12に拡大してある。計算値にも、ねじり振動の影響は強くあらわれ、つき棒圧縮力波形の極小点のカム位相は、実測によく合っているが、弁系の固有振動に対する減衰は、実系ほど効いていない。従つて細部まで対応はうまくいっていない。特に弁最大リフト附近でずれが大きいのは弁ばねの振動を無視したためであることが、図3.1.8より明らかである。

すでに3.1.3でふれたように、この測定条件下では、カム軸がほぼ共振状態にあり、その振動数31 Hzが、弁ばねのサージング固有振動数35 Hz、38 Hzに極めて近いため、内ばね、外ばねの両者の共振が著しい。特に外ばねの共振により、弁ばねの取付荷重変動は、数百kg p-pに達していると推定されるので、カムの頂上および、下り坂部における計算値と実測値の食い違いは、弁ばね振動を取入れることにより解決されよう。

3.2.3 結 論

弁系の挙動を、1質点系ならびに、中間ばね受、さらには弁ばねの振動をとり入れた系により解析し、詳しい実測値と対比した結果、次のようなことが明らかになった。

カム軸のねじり振動が小さい場合には、カムが等速回転しているとして計算してよく、1質点系による計算では満足すべき結果を得る。弁ばねの振動が大きい場合には、中間ばね受および弁ばねのサージングを取入れた計算をすべきであるが、ここで扱ったK84EF型機関の場合には、カム軸が大きくゆれない時には、弁ばねの振動も小さく、サージングを取入れた計算を行う必要は少い。

カム軸のねじり振動が大きく、カムのゆれが大きいと、その振動を取入れなければ弁系の挙動は正しく算定できない。ここで扱ったB&WK84EF型機関では、カム軸のねじり振動の固有値が、弁ばねのサージングのそれに隣接しており、カム軸の振動振幅の大きさと弁ばねの振動振幅の大きさとの相関が極めて強く、カム軸が大きくゆれる場合には、弁ばねの振動を取入れなければ、弁系の挙動は正しく算定できない。

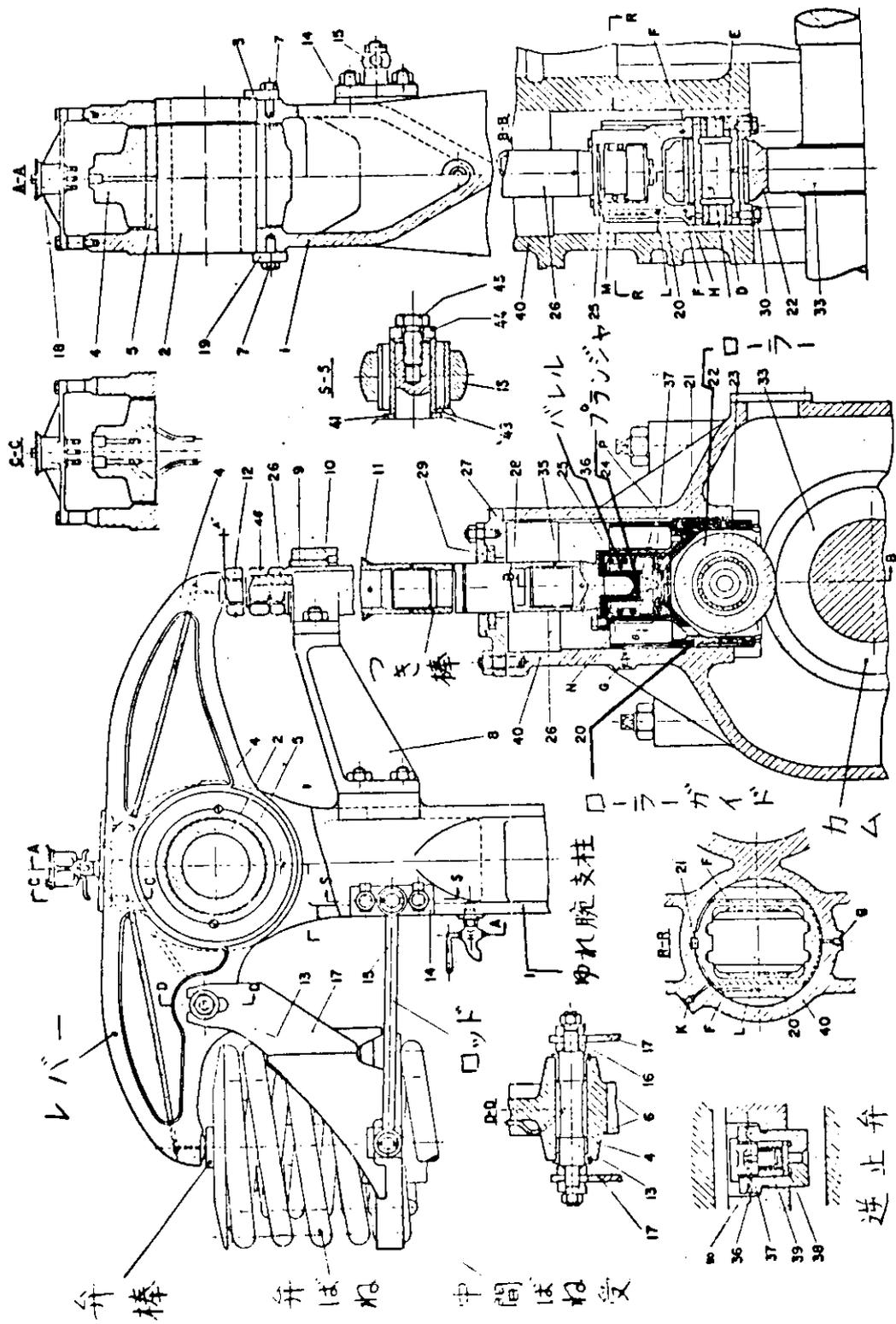


図3.2.1 K84弁機構

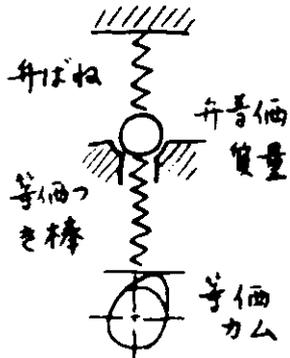


図 3.2.2 1 質点力学系

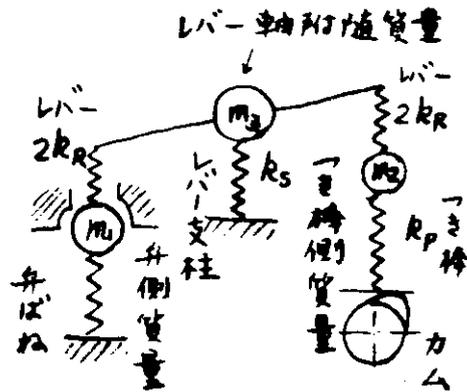


図 3.2.3 3 質点力学系

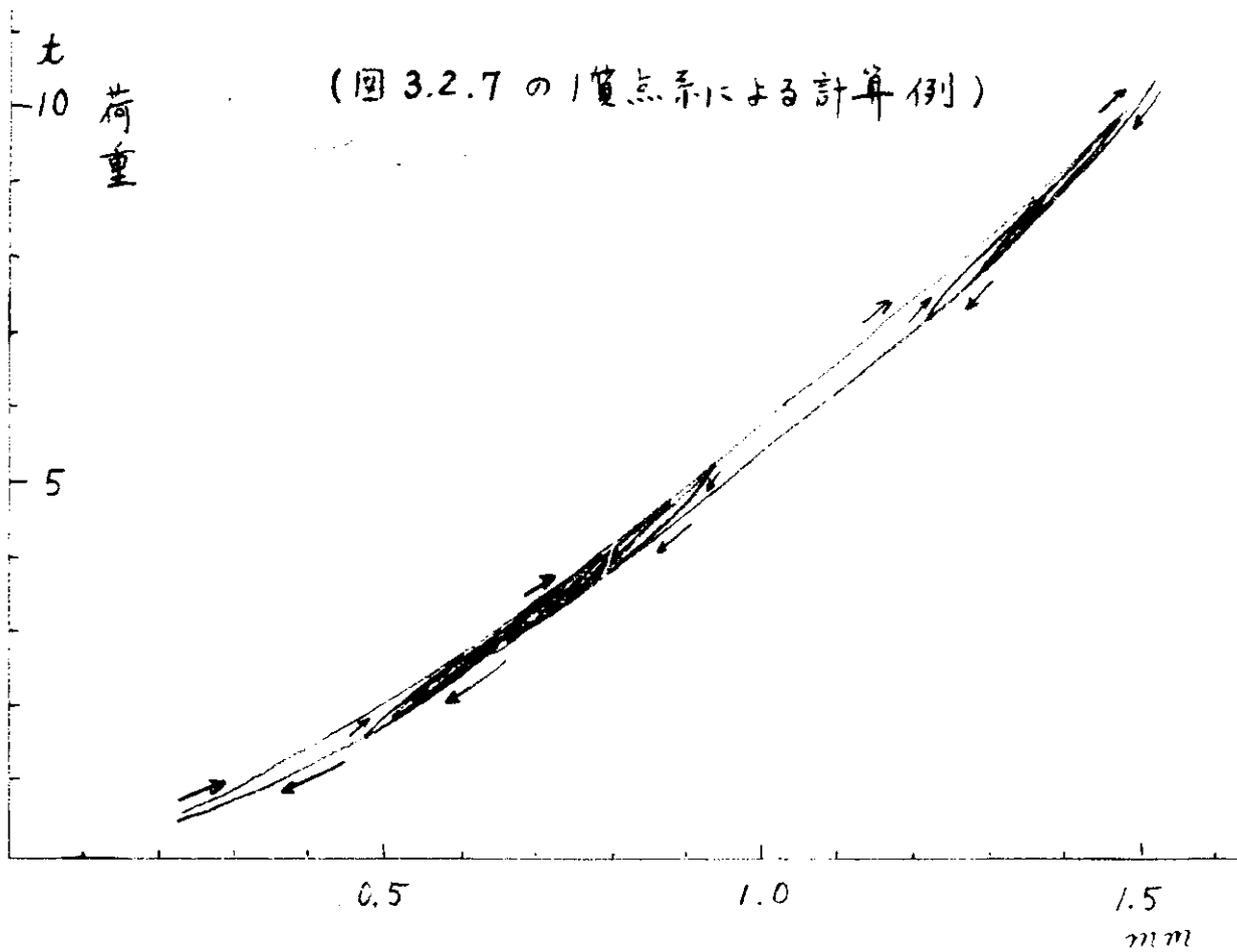


図 3.2.4 等価つき棒の圧縮荷重 — ちぢみ線図

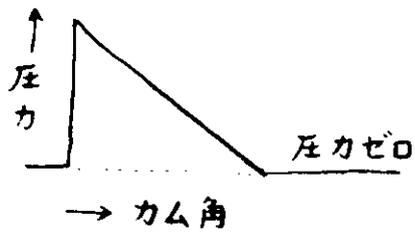


図3.2.5 弁傘部に働くガス圧波形

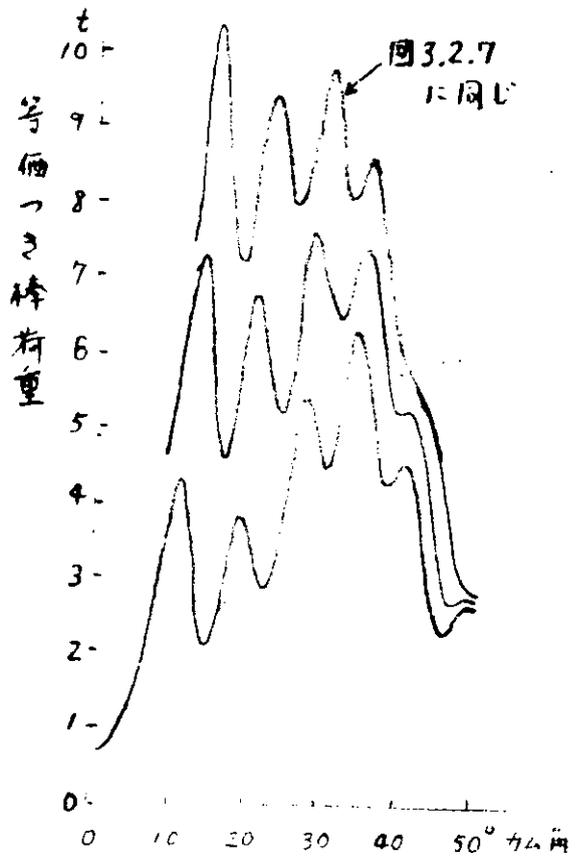


図3.2.6 ガス圧の大きさを変えた計算

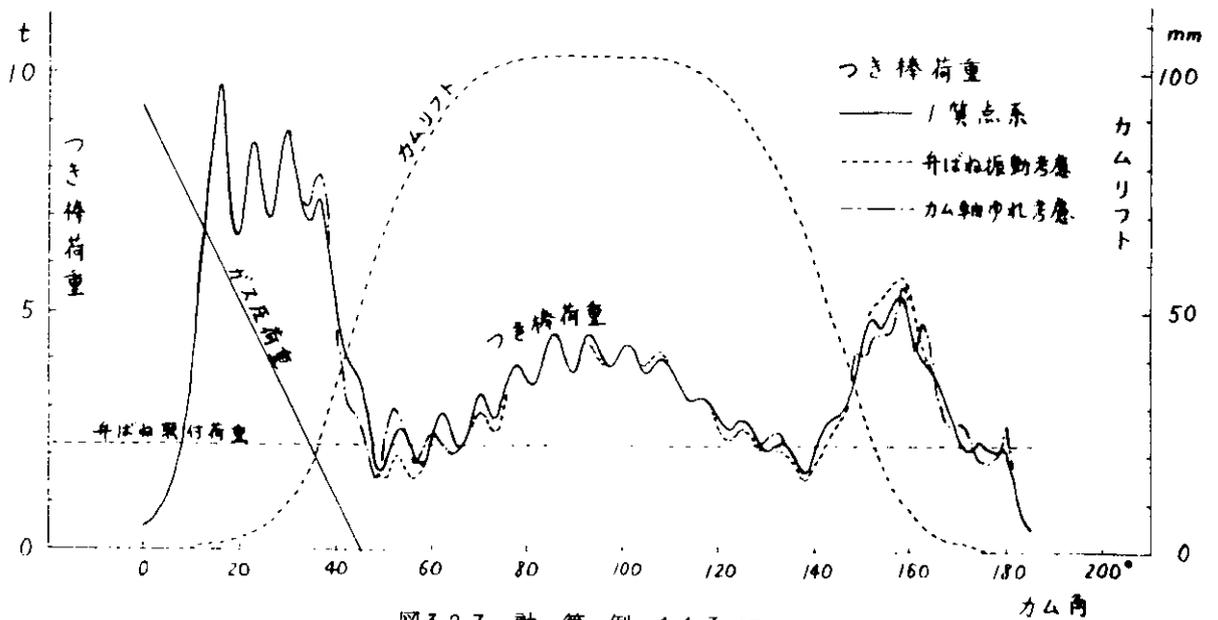


図3.2.7 計算例 113 rpm

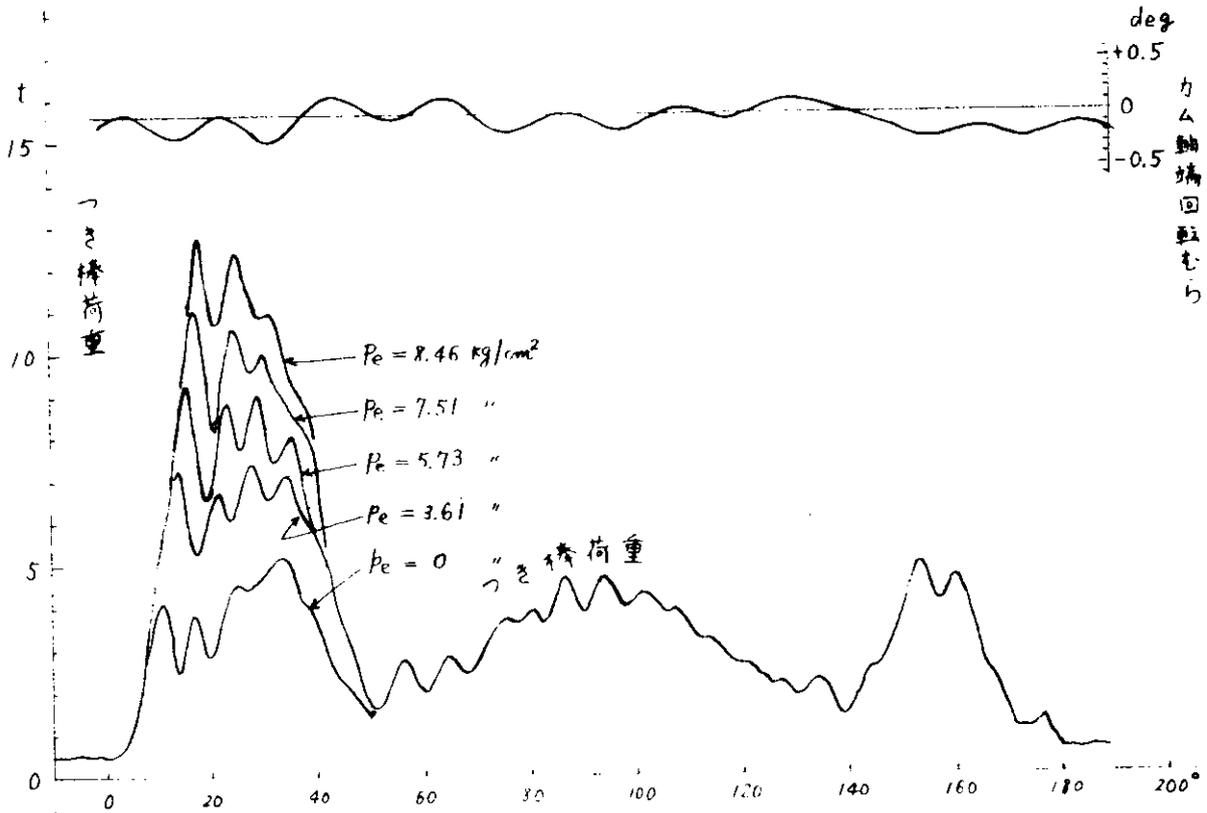


図 3.2.8 実測例 113rpm $P_e=5.73\text{kg/cm}^2$ カム角

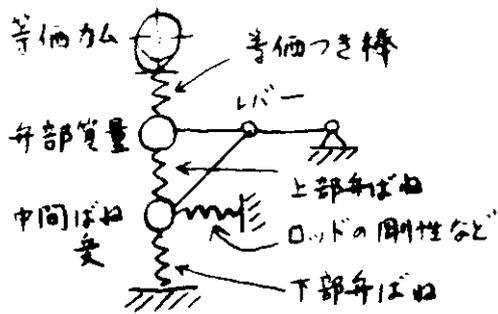


図 3.2.9 中間ばね受を取入れた2質点系

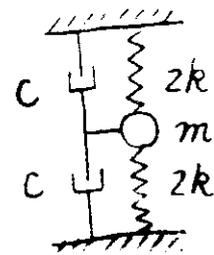


図 3.2.10 ばねのおきかえ

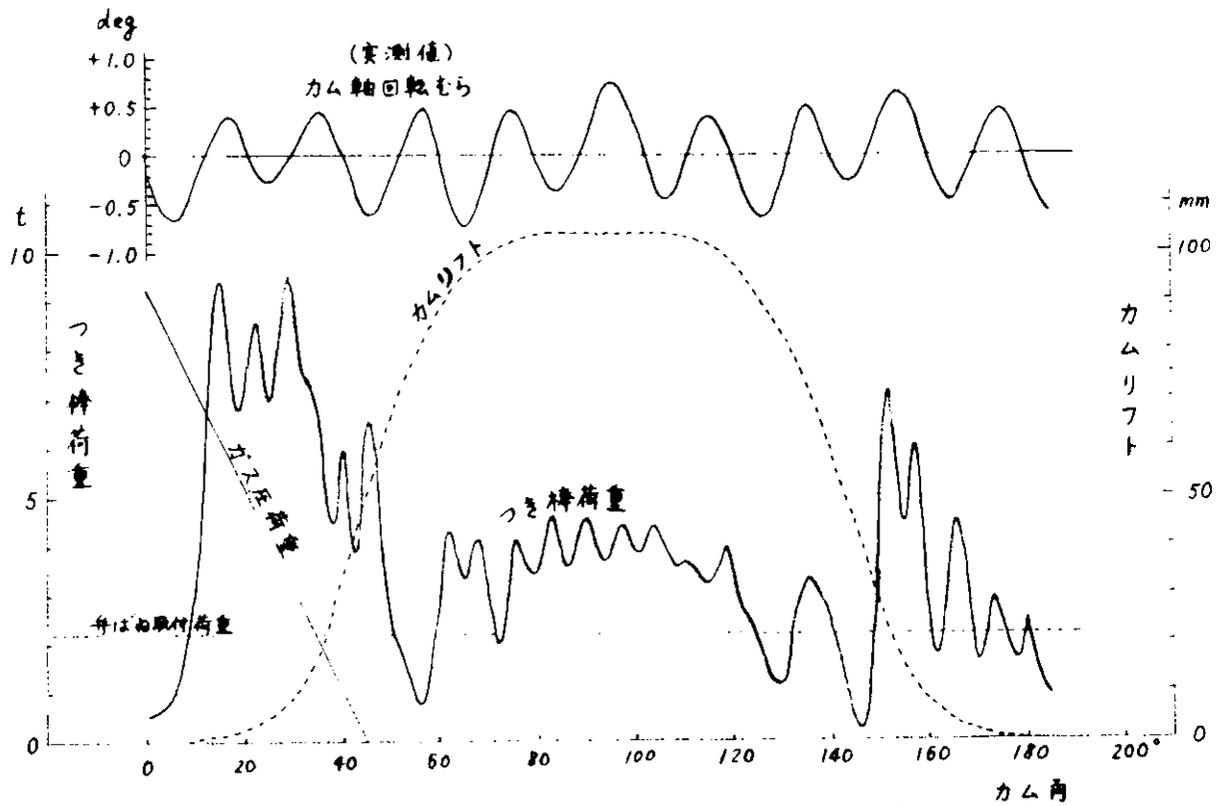


図3.2.1.1 カム軸振動をとり入れた計算例 104 rpm, 75%負荷

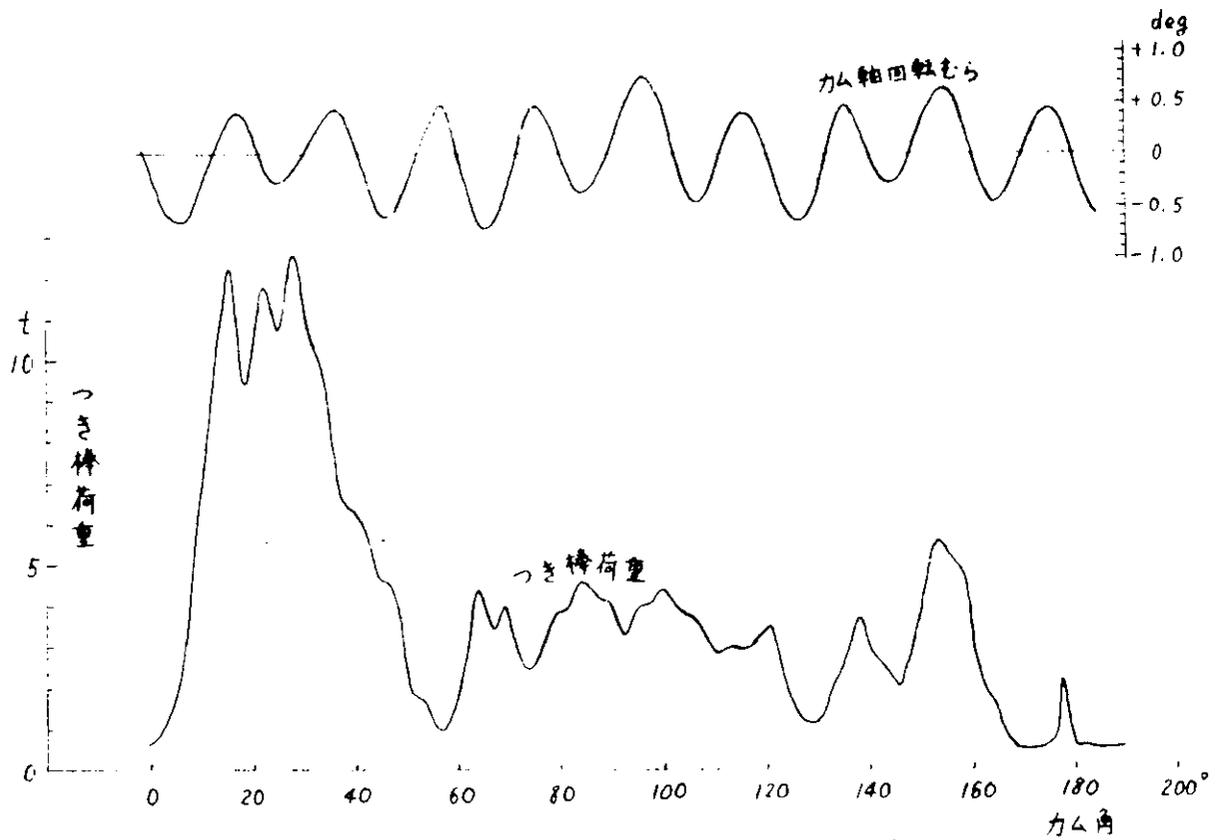


図3.2.1.2 カム軸振動の基しい実測例 104 rpm, 75%負荷

4. 燃料噴射系の性能改善および耐久性向上の研究

4.1 はじめに

燃料噴射系の性能改善や耐久性向上を計る場合、あるいは、ディーゼル機関を設計する場合などに燃料噴射系の噴射過程、噴射特性などを正確に予測できればきわめて好都合である。本研究はこの予測のために必要な電子計算機による燃料噴射系のシミュレーションの確立を目的としている。

昨年度はシミュレーションによつて得た計算結果を実験結果と比較することにより、この計算方法が噴射特性などの予測に実用上十分役立つことが明らかになった。しかしながら、計算に用いた特性値、とくに吐出弁の減衰係数にはさらに検討の余地があるので、今年度は主としてこの点について研究を行い精度の向上を計つた。

4.2 燃料噴射系の主要諸元

研究に用いた燃料噴射系の主要な幾何学的諸元および特性値をそれぞれ表4.2.1および表4.2.2に示す。

表4.2.1 燃料噴射系の主要諸元

	名 称	単 位	
噴 射 ポ ン ブ	カム回転数	rpm	750
	送油圧	atg	1.0
	パレル入口孔	mm	5φ×2ヶ
	カム下死点時ブランチヤ上部容積	cm ³	4.578
	吐出弁羽根部容積	"	0.421
	ブランチヤ溝部容積	"	0.717
	" 直 径	mm	16φ
	" 断 面 積	cm ²	2.011
	" リ フ ト	mm	図4.3.8参照
	" ブリストローク	mm	4
	吐出弁吸戻量	mm ³	90.5(8φ×1.8)
	" 断 面 積	cm ²	0.503
	" 取 付 荷 重	kg	2.4
" パネ定数	kg/cm	3.61	
" 最 大 変 位	mm	11.27(吐出弁パネ密着迄)	
" 質 量	kg·S ² /cm	8.0×10 ⁻⁶	
	吐出弁室初容積	cm ³	5.312
噴 射 弁	背 圧	kg/cm ²	90
	開 弁 圧	"	300
	ノズル	mm	0.4φ×8穴
	ノズル噴孔面積	cm ²	0.010
	ニードル弁直径	mm	6φ

	ニードル弁 断 面 積	cm ²	0.284
	シ ー ト断面積	"	0.113
	シ ー ト 角	deg	60°
	ニードル弁部 動体全質量	kg·S ² /cm	6.288×10 ⁻⁶
	最 大 弁 揚 程	mm	0.5
	弁 パ ネ 定 数	kg/cm	270
	取付荷重	kg	51
	ノズル油溜室初容積	cm ³	0.276
噴射管	管 内 径	mm	3φ
	管 断 面 積	cm ²	0.071
	管 長	mm	980

表4.2.2 計算に用いた特性値

	項 目	記号	単 位	
噴射ポンプ	流 入 孔 流 量 係 数	μ_o		0.6
	吐 出 弁 流 量 係 数	μ_v		0.6
	減 衰 係 数	Kv	kg·S/cm	0.15
	プランジャ有効圧縮行程	rack	mm	3.0
噴射弁	ノズル流量係数	μ_d		0.7
	減衰係数	Kd	kg·S/cm	0.05
噴射管	噴射管内摩擦係数	ζ		200
	等価噴射管長	L	cm	119.4(ノズルホルダの通路を含む)
	計算時の管分割数	N		8
燃料	使用燃料(A重油)密度	ρ	kg·S ² /cm ⁴	0.837×10 ⁻⁶ (比重0.82)
	音 速	a	cm/S	125000

4.3 計算結果と実験結果の比較

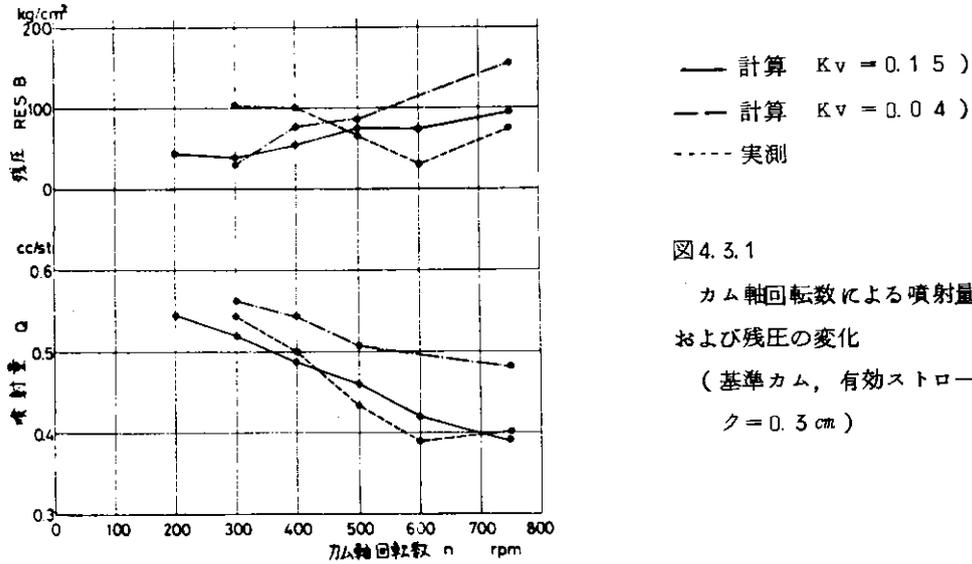


図 4.3.1
カム軸回転数による噴射量
および残圧の変化
(基準カム, 有効ストローク = 0.3 cm)

4.3.1 吐出弁減衰係数の計算結果に及ぼす影響

図 4.3.1 はプランジャ有効ストロークが 0.3 cm の場合のカム軸回転数と噴射量および残圧との関係について計算結果と実験結果を比較したものである。

昨年度の計算では吐出弁の減衰係数 K_v の値を $0.04 \text{ kg} \cdot \text{S}/\text{cm}$ としており、図の一点鎖線はその計算結果を示したものであつて、カム軸回転数による噴射量の変化の傾向は実験結果と比較的によく似ているが、それ自身にはかなりの相違が認められる。この原因として考えられるのは、各部の流量係数、各弁の減衰係数などに仮定値を用いているものもあつて、これらの中にはその値が妥当でないものがあるのではなからうかということである。この場合、特に問題になるのは吐出弁の減衰係数であつて、これに関する資料もごくわずかであり^{(1), (2)}、しかもその数値はまちまちであり信頼できるものではない。そこで K_v の値によつて計算結果がどのように変わるかを調べてみたが、かなりの影響のあることが判つた。図 4.3.2 は $K_v = 0.1, 0.15, 0.20 \text{ kg} \cdot \text{S}/\text{cm}$ の場合の噴射弁入口圧力、ニードル弁リフト、噴射率および噴射量について計算結果を比較したものである。 K_v の値を大きくするにしたがつて残圧、噴射量などの減少は大きい。図 4.3.3 は上記の計算から得られた吐出弁のリフト曲線を示したもので、 K_v の値が大きくなるにしたがつて弁の閉じる時期が遅れてくる。 K_v の値が噴射特性に影響を与えるのはこのためである。また図 4.3.2 に示されるように、 K_v の値が大きくなるにしたがつてニードル弁の閉じた後にノズル側に戻ってくる圧力波のピークが低くなり、このため二次噴射が発生しにくくなる。

図において $K_v = 0.10 \text{ kg} \cdot \text{S}/\text{cm}$ の場合のみ二次噴射が発生しているのは、反射圧力波のピークが開弁圧を越えるためである。このことから減衰係数の大きい吐出弁を用いれば、二次噴射を防止できることが推測できる。

以上のことから K_v の値を $0.04 \text{ kg} \cdot \text{S}/\text{cm}$ より大きくした方が実験結果に近づくので、 K_v の値を $0.30 \text{ kg} \cdot \text{S}/\text{cm}$ までの間で種々変えて計算した。その結果、 $K_v = 0.15 \text{ kg} \cdot \text{S}/\text{cm}$ とすると図 4.3.1 に示したようにカム軸回転数の広い範囲にわたり、両者の間になんかの一致が見られたので、 $K_v = 0.15 \text{ kg} \cdot \text{S}/\text{cm}$ を吐出弁の減衰係数の基準値として以後の計算を行つた。なお管内圧力、ニードル弁リフトおよび噴射率についても、図 4.3.4 (a)~(e) に示したように各回転数にわたつて、およそその一致が見られる。

図 4.3.5 は実測した二次噴射、不整噴射などの発生領域の分布図であつて、図中の◎、⊗印は計算上(た

だし、 $K_v = 0.15 \text{ kg} \cdot \text{S} / \text{cm}$)
 二次噴射、不整噴射の発生する
 点を示したものである。この図
 から判るように、計算によつて
 異常噴射領域の分布特性をある
 程度予測できる。図では計算に
 よる二次噴射領域が実測より若
 干狭くなっている。しかし計算
 では正常噴射であつて実測の二
 次噴射領域内にある各点のニ
 ドル弁閉止後の圧力波はピーク
 を調べてみると、いずれも開弁
 圧より少し低くなっている。し
 たがつて、 K_v の値を少し小さ
 くすれば、さらに良い結果が得
 られそうである。しかしながら、
 $K_v = 0.15 \text{ kg} \cdot \text{S} / \text{cm}$ も仮定値
 であること、また実際の場合カ
 ム軸回転数、ラック位置などが
 変れば K_v の値も当然変わると
 考えるべきであり、一定とする
 ことは適当でないと思われる。
 したがつて、シミュレーション
 の精度をさらに上げる場合は、
 吐出弁の減衰係数を測定する必要があるが、これについては研究課題として残される。

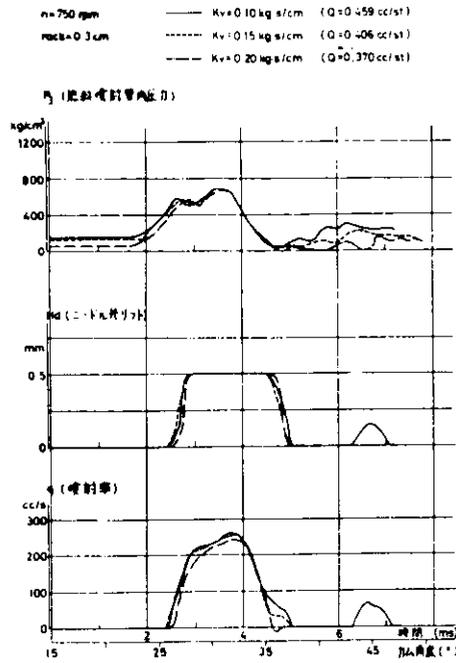


図4.3.2 計算結果に及ぼす K_v の影響

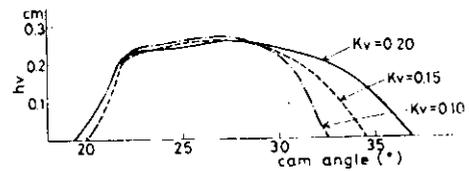


図4.3.3 吐出弁リフト特性に及ぼす K_v の影響
 ($n=750 \text{ rpm}$, 有効ストローク = 0.3 cm)

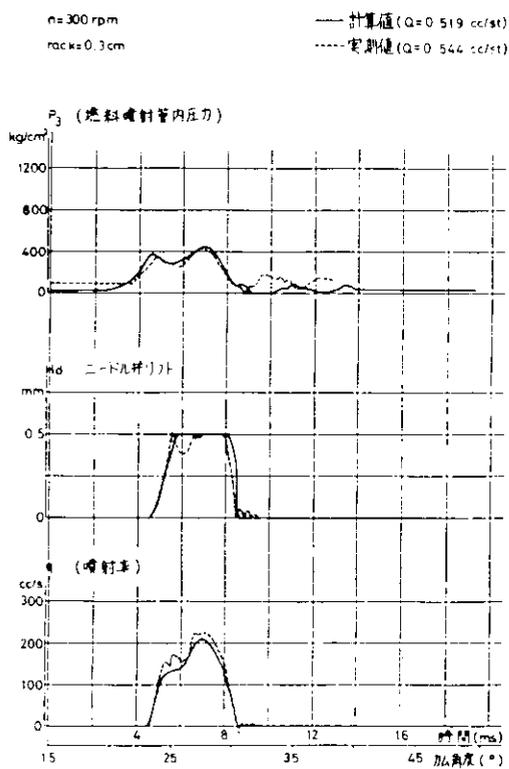


図 4. 3. 4 (a) 実験結果と計算結果の比較

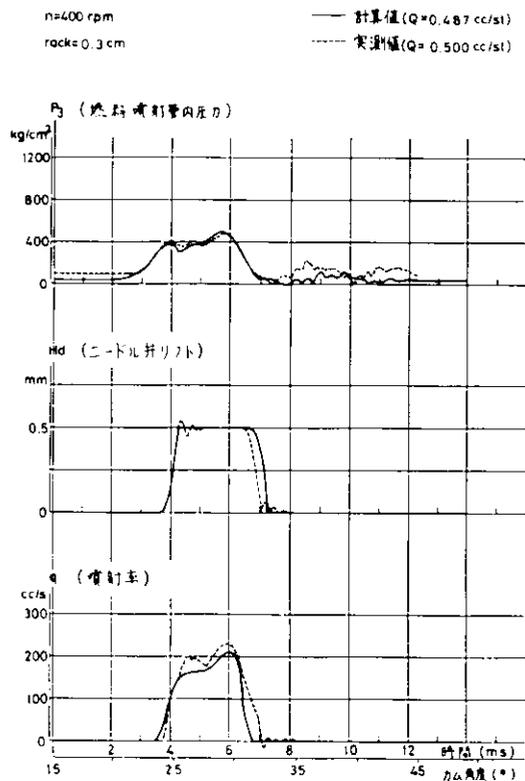


図 4. 3. 4 (b) 実験結果と計算結果の比較

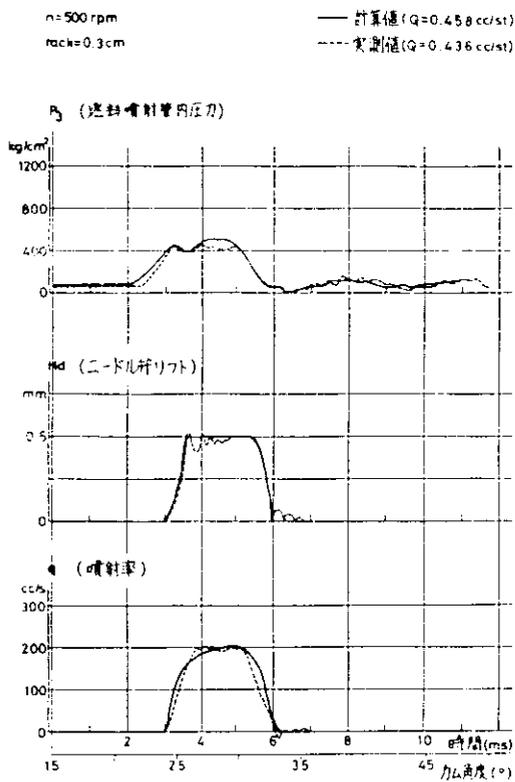


図 4. 3. 4 (c) 実験結果と計算結果の比較

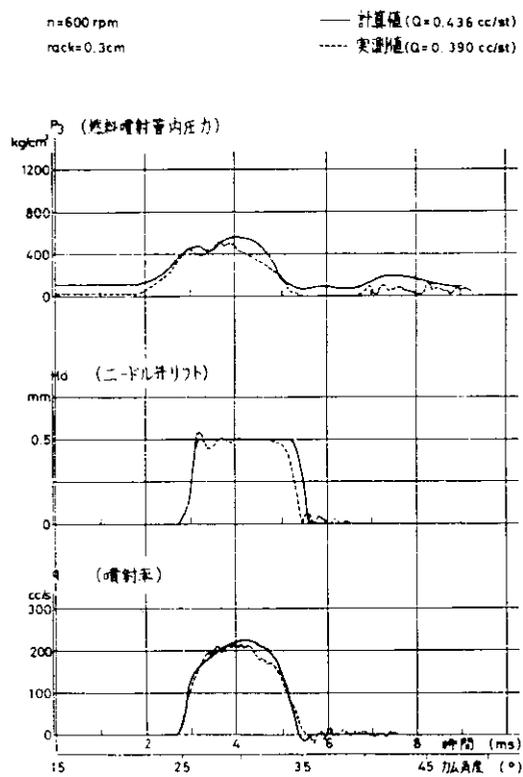


図 4. 3. 4 (d) 実験結果と計算結果の比較

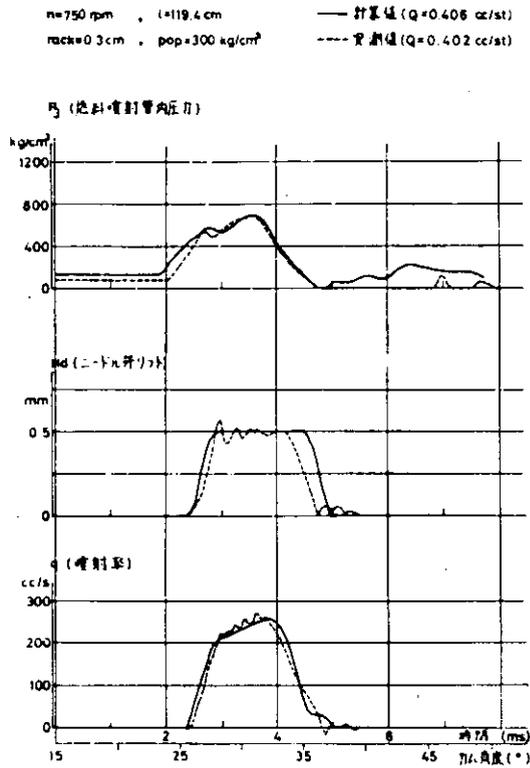


図 4.3.4 (a) 実験結果と計算結果の比較

基準カム

	実測値	計算値
主噴射領域		○
二次噴射領域	▨	●
不燃噴射領域	▨	⊗ (残圧変動 10% 以上)

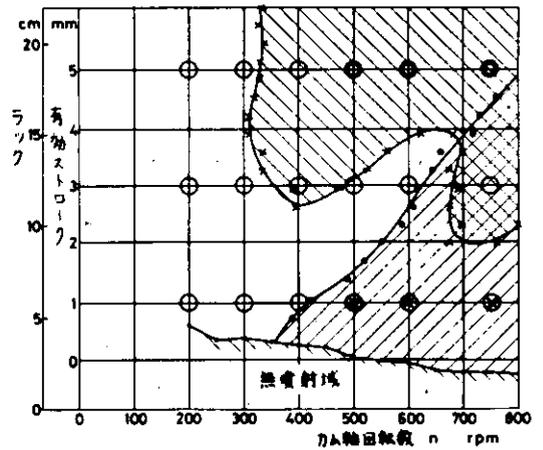


図 4.3.5 各種噴射の分布特性図

4.3.2 開弁圧, 有効ストローク, カムプロファイルを変えた場合の比較

前項ではプランジヤ有効ストローク 0.3 cm , 噴射弁の開弁圧 $300 \text{ kg} \cdot \text{S/cm}^2$, カムは基準カム (図 4.3.8) の場合の比較を行い, ほぼ満足すべき結果が得られたので, さらに, 有効ストローク, 開弁圧およびカムプロファイルをそれぞれ単独に変更して比較を行い, 同様に満足すべき結果が得られるかについて検討した。

(1) 開弁圧を変えた場合

開弁圧を 200 kg/cm^2 にした場合の実験結果と計算結果の比較を図 4.3.6 に示す。開弁圧が 300 kg/cm^2 の場合 (図 4.3.4 (a)) と同じ程度に一致しているが, 開弁圧を 300 kg/cm^2 より 200 kg/cm^2 に下げると, 実測, 計算共に同じように二次噴射を発生している点でもよく一致している。

(2) 有効ストロークを変えた場合の比較

有効ストロークを 0.5 cm とした場合の比較を図 4.3.7 (a), (b) に示す。(a) の計算値は $K_v = 0.15 \text{ kg} \cdot \text{S/cm}$

$n=750 \text{ rpm}$, $l=119.4 \text{ cm}$ — 計算値 ($Q=0.431 \text{ cc/st}$)
 $\text{rack}=0.3 \text{ cm}$, $\text{pop}=200 \text{ kg/cm}^2$ - - - 実測値 ($Q=0.409 \text{ cc/st}$)

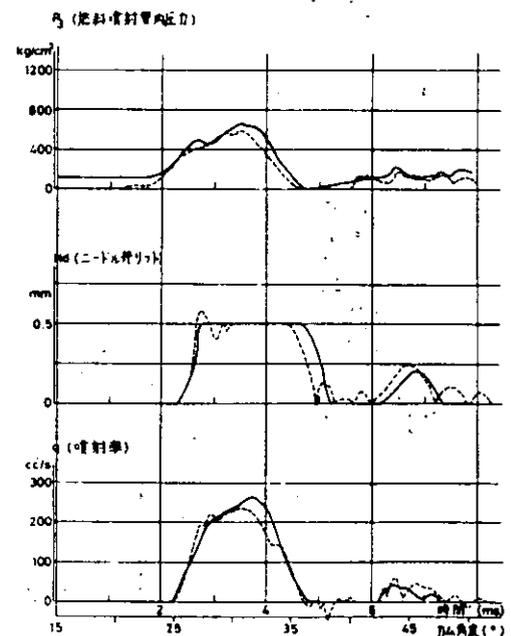


図 4.3.6 開弁圧 200 kg/cm^2 の場合の比較

として求めたもので、二次噴射は計算が実測値に比較して大きく出ており、このため噴射量も実測値よりかなり大きくなっている。

(b)は $Kv = 0.25 \text{ kg} \cdot \text{S/cm}$ として求めた計算値と比較したもので、実測値と良く一致しており、前述のように Kv は運転条件と共に変化すると考えるのが妥当である。

(3) カムプロフィールを変えた場合の比較

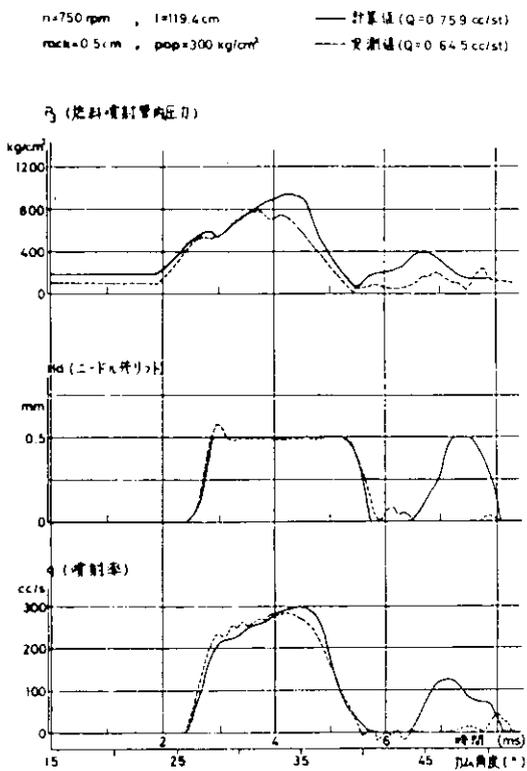


図 4.3.7 (a) $Kv = 0.15 \text{ kg} \cdot \text{S/cm}$ の場合の比較

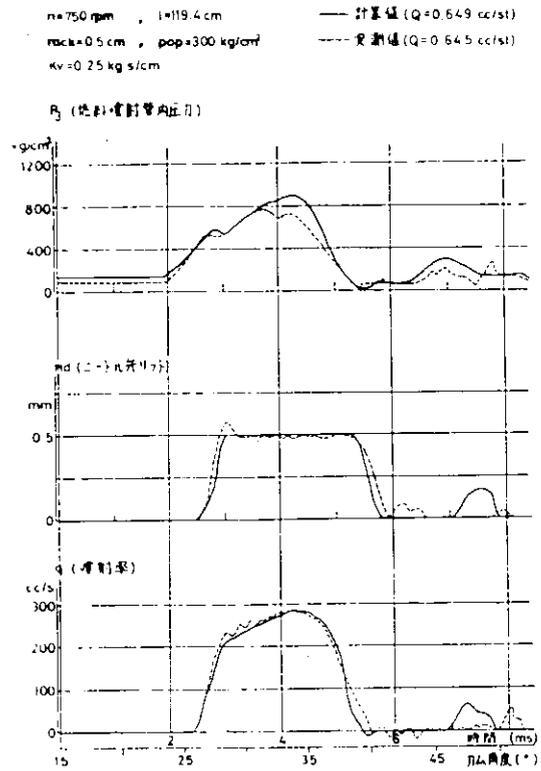


図 4.3.7 (b) $Kv = 0.25 \text{ kg} \cdot \text{S/cm}$ の場合の比較

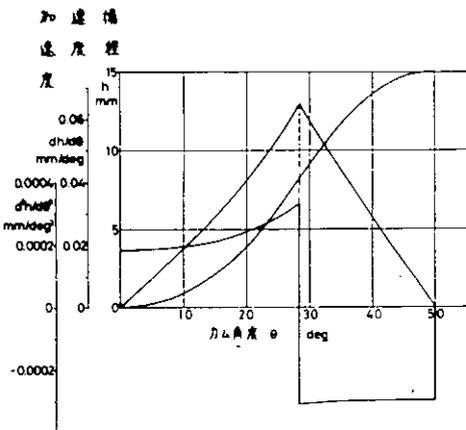


図 4.3.8 燃料カム特性曲線 (標準)

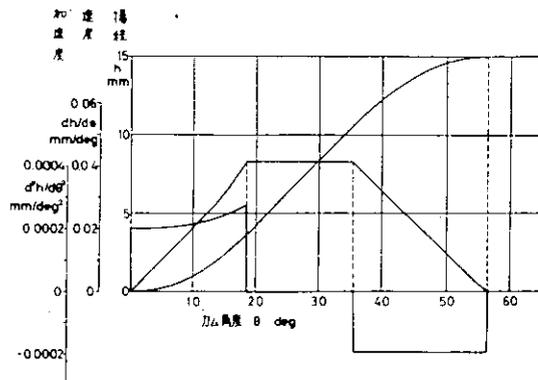


図 4.3.9 燃料カム特性曲線 (A型)

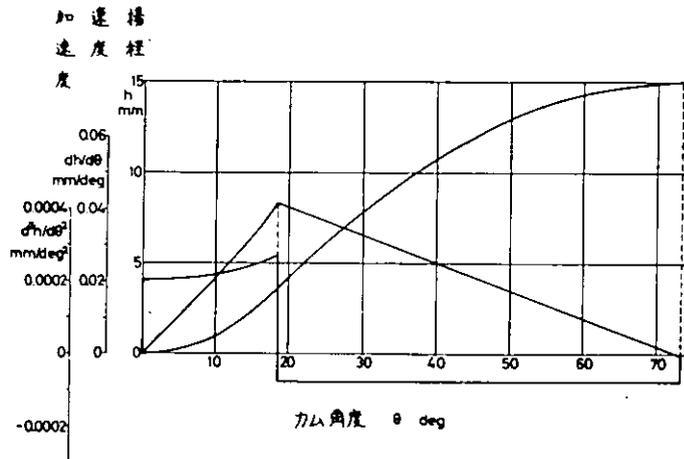


図 4. 3. 1 0 燃料カム特性曲線 (B 型)

前項では図 4. 3. 8 に示す特性曲線を持つ基準カムを用いたが、図 4. 3. 9 および図 4. 3. 1 0 に示す特性曲線をもつた A 型カムおよび B 型カムを製作し、これを用いて実験と計算の比較を行った。A 型カムの速度特性は等速部をもつた台形に似た形を示し、最高速度は基準カムより小さく、また最大揚程に達するカム軸角度は約 56° で基準カムより 6° 大きい。また、B 型カムは基準カムと同様に三角形に近いが、最高速度は A 型カムと等しく、最大揚程におけるカム軸角度は約 73° であつて、最も大きい。すなわち、プランジヤの平均速度は基準カムが最も大きく、A 型カムがこれにつき、B 型カムが最も小さい。

A 型カムおよび B 型カムについて実験と計算を比較した一例を図 4. 3. 1 1 および図 4. 3. 1 2 に示す。運転条件は両カム共に、 $n = 500 \text{ rpm}$ 、有効ストローク $= 0.3 \text{ cm}$ 、開弁圧 $= 300 \text{ kg/cm}^2$ であり、この場合も、 $K_v = 0.15 \text{ kg} \cdot \text{s/cm}$ を用いた。両カムとも最高速度は基準カムより小さいので、管内圧力は基準カムの場合より低くなつてゐるが、いずれも一致の程度は基準カムの場合と変わらないことがわかる。図 4. 3. 1 3 および図 4. 3. 1 4 は、それぞれ A 型カムおよび B 型カムの場合の異常噴射領域の分布特性図で、この場合も基準カムの場合 (図 4. 3. 5) と同様に二次噴射の領域は計算の方が狭くなつており、 K_v の値を少し小さくすれば実測値と一致しそうである。

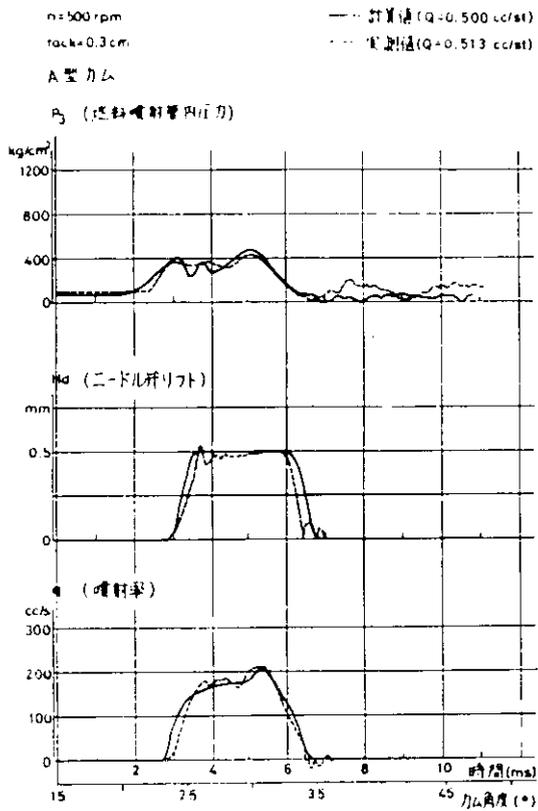


図4.3.1.1 A型カムの場合の比較

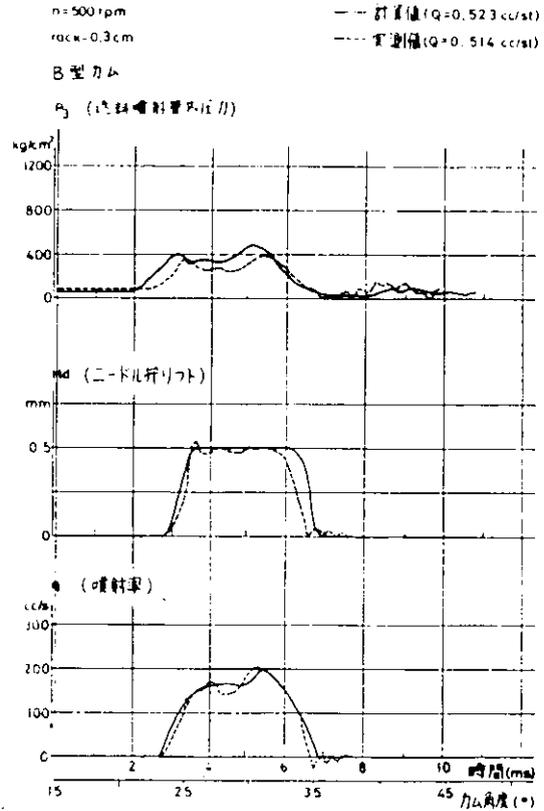


図4.3.1.2 B型カムの場合の比較

A型カム

	実測値	計算値
正常噴射域	○	○
二次噴射域	●	●
不整噴射域	⊗ (残圧変動10%以上)	⊗ (残圧変動10%以上)

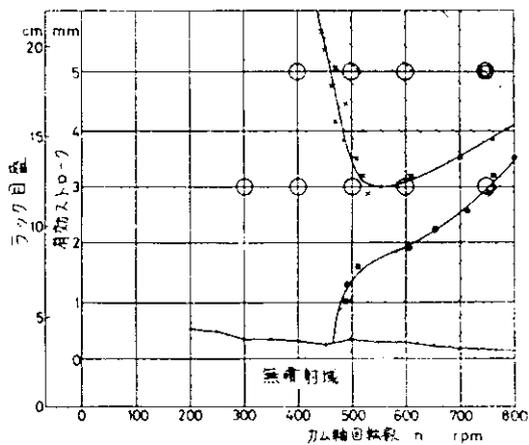


図4.3.1.3 各種噴射の分布特性図

B型カム

	実測値	計算値
正常噴射域	○	○
二次噴射域	●	●
不整噴射域	⊗ (残圧変動10%以上)	⊗ (残圧変動10%以上)

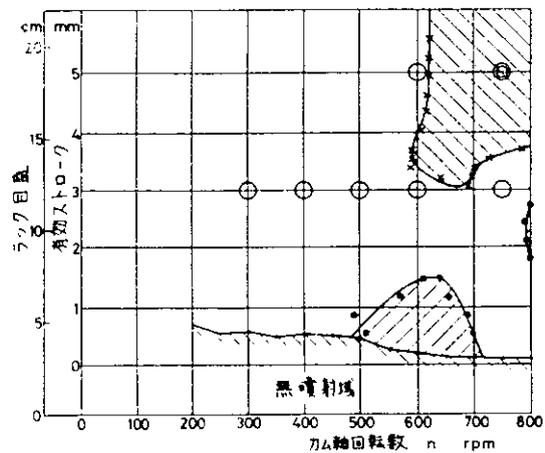


図4.3.1.4 各種噴射の分布特性図

4.4 お わ り に

以上の研究により、電子計算機による燃料噴射系のシミュレーションは、噴射特性あるいはまた、二次噴射などの異常噴射域の予測をするのに適当であることが明らかになった。したがって、噴射系の設計変更、性能改善あるいは耐久性向上を計る場合に、シミュレーションを用いると、時間の短縮が計れ非常に都合が良い。なお、シミュレーションの精度をさらに向上するために、今後は吐出弁の減衰係数の挙動などについてさらに研究を行う必要がある。

参 考 文 献

- (1) W. Vogel: MTZ, Jg. 24, Ht. 1, (1963) S. 7.
- (2) E. W. Huber u. W. Schaffiz : MTZ Jg. 27, Ht. 4 (1967) S. 166.